

470180

В.И. ИВАНОВ

БЕЗМАСЛЯНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ



ЛЕНИНГРАД «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ 1980

ББК 31.77
И20
УДК 621.521

Рецензент Р. З. Я г у д

Иванов В. И.

И20 Безмасляные вакуумные насосы. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. — 160 с., ил.
55 к.

Рассмотрены теоретические и практические вопросы разработки и эксплуатации безмасляных вакуумных насосов, которые в силу своего принципа действия не загрязняют откачиваемые объекты парами масла и продуктами его разложения. Приведены их технико-экономические характеристики, показаны основные достоинства и недостатки. Особое внимание уделено криогенным методам откачки в широком диапазоне изменения давления. Изложены основы расчета криогенных вакуумных насосов и приведены наиболее рациональные конструкции. Описаны соответствующие системы охлаждения.

Книга предназначена для инженерно-технических работников заводов, научно-исследовательских институтов и лабораторий, занимающихся проектированием и эксплуатацией безмасляных средств откачки.

И 30407-321 321-80. 2307000000
038(01)-80

ББК 31.77
23.7

© Издательство «Машиностроение», 1980 г.

ИБ № 2075

Владислав Иванович Иванов

**БЕЗМАСЛЯНЫЕ
ВАКУУМНЫЕ
НАСОСЫ**

Редактор Г. Ф. Мощенко
Художественный редактор С. С. Венедиктов
Технический редактор Т. Н. Витовинская
Корректор А. И. Лавриненко
Обложка художника С. И. Зиначева

Сдано в набор 11.07.79. Подписано в печать 29.12.79. М-26677.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 3 Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 10,0. Уч.-изд. л. 11,15. Тираж 2492 экз.
Заказ 1231. Цена 55 коп.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Отпечатано в типографии № 2 Ленуприздата, 192104, Ленинград, Литейный пр., 55
с набора Ленинградской типографии № 6 Ленинградского производственного объеди-
нения «Техническая книга» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10

Предисловие

Вакуумная техника применяется в самых различных отраслях промышленности и науки — от выпуска строительных материалов и пищевых продуктов до имитации космических условий. Новые области применения вакуума выдвинули и новые требования к его качеству.

В настоящее время основным средством откачки служат масляные насосы, но в ряде случаев они уже не удовлетворяют этой цели и не столько по величине достигаемого предельного давления, сколько вследствие неизбежности загрязнения откачиваемых объектов парами масла и продуктами его разложения. Это привело к необходимости разработки «безмасляных» насосов, принцип работы которых в большинстве случаев основан на использовании явления хемосорбции газов на чистых поверхностях некоторых химически активных металлов, а также физической адсорбции и конденсации газов на микропористых адсорбентах или поверхностях, охлажденных до низких температур.

Настоящая работа призвана расширить представление читателей о конструкциях и возможностях безмасляных насосов, а также о наиболее распространенных криогенных системах, поскольку в технике производства вакуума их использование возрастает.

Отзыв о книге направляйте по адресу издательства «Машиностроение»: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10.

Глава 1. ЗАГРЯЗНЕНИЕ ВАКУУМНЫХ СИСТЕМ МАСЛОМ

Требования различных отраслей науки и техники к вакуумным системам с каждым годом ужесточаются. Сейчас уже мало получать и поддерживать высокий или сверхвысокий вакуум, необходимо добиваться, чтобы и содержание углеводородов в откачиваемом объеме было минимальным. Сложность этой проблемы заключается в том, что масло является рабочей жидкостью в наиболее распространенных в настоящее время средствах откачки: ротационных и диффузионных насосах. Полностью отказаться от них не всегда удается, и поэтому очень важно свести к минимуму загрязнение вакуумных систем парами масла и продуктами его разложения.

§ 1. ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ВАКУУМНЫХ СИСТЕМ

Интенсивность потока паров масла из насоса в откачиваемый объект зависит от режима течения откачиваемого газа, температурного режима в насосе и соединительном канале, состава откачиваемого газа, качества вакуумного масла, конструкции насоса и его технического состояния, правильности эксплуатации оборудования и других факторов. Многообразие факторов, влияющих на интенсивность поступления загрязняющих веществ в вакуумную систему, а также недостаток экспериментальных исследований этого явления затрудняют точную оценку потока. Тем не менее знание причин загрязнений позволяет значительно их уменьшить и повысить качество получаемого вакуума.

К вакуумным маслам предъявляется ряд особых требований, важнейшее из которых — низкое давление паров в интервале температур у входного патрубка насоса. Естественно, чем выше температура масла и поверхностей в районе входного патрубка, тем более интенсивным будет обратный поток масляных паров. Другим важным требованием является высокая термическая стабильность и слабая химическая активность масла. Во время работы насоса вследствие высокой температуры и соприкосновения масла с металлами и газами может происходить разрушение и частичное разложение его макромолекул. Образующиеся при этом

более летучие фракции интенсивно мигрируют в откачиваемый объем и загрязняют его.

Рассмотрим источники загрязнений применительно к конкретным типам вакуумных насосов.

Для получения низкого вакуума и создания предварительного разрежения в высоковакуумных системах применяют ротационные вакуумные насосы с масляным уплотнением. Масло в насосах этого типа выполняет несколько функций: смазывает трущиеся поверхности, уплотняет зазоры, заполняет вредный объем в конце процесса сжатия, а также охлаждает насос.

Так как пары масла обладают определенной упругостью (при комнатной температуре порядка $5 \cdot 10^{-3} - 10^{-2}$ Па), естественно, они будут диффундировать из насоса в откачиваемый объем, причем интенсивность диффузии будет возрастать по мере снижения давления в системе.

Исследования показывают, что в состав обратного потока входят в основном не целые молекулы масла, а их осколки и летучие примеси. Исходные молекулы масла с высокой молекулярной массой практически отсутствуют, что можно объяснить низкой упругостью их паров. Масс-спектрометрические и хроматографические анализы проб масел, взятых после использования их для смазки трущихся поверхностей, дают сходные результаты. Из этого можно заключить, что в смазочном масле (молекулярная масса ~ 500) резко возрастает концентрация более легких углеводородов с молекулярной массой около 150 [66].

Подбором материалов с низким коэффициентом трения, а также тщательной обработкой трущихся поверхностей можно свести интенсивность обратного потока загрязнений из насоса к интенсивности испарения исходного масла. Вероятно, коэффициент трения необходимо иметь менее 0,1, чтобы разложение смазочных масел было незначительным.

При работе насоса возможно и чисто механическое разрушение сложных молекул масла, но все же главной причиной появления легких фракций следует считать термическое разложение на горячих пятнах скользящих поверхностей, а также каталитические реакции на свежесодранных поверхностях металла. Вот почему основными районами возникновения загрязнений в механических вакуумных насосах считают места перегрева, где условия смазки ограничены, например на концах пластин.

Максимальная интенсивность загрязнений наблюдается при достижении насосом предельного вакуума, когда скорость переносного движения откачиваемого газа становится малой, а длина свободного пробега молекул соизмеряется с поперечными размерами трубопровода. Для большинства ротационных насосов это $10^{-1} - 10^0$ Па. Абсолютные значения обратных потоков и удельные их величины, т. е. отношения максимальной интенсивности возврата $Q_{в \max}$ (мг/с) к паспортной величине быстроты действия насоса по воздуху S_0 (л/с), для ряда насосов даны в табл. 1.

Таблица 1. Интенсивность обратных потоков загрязнений, выходящих из насосов [66], [77]

Тип насосов	Температура масла в насосе, К	Масло	S_0 , л/с	$Q_{\text{в парх}}$, мг/с	$Q_{\text{в парх}}/S_0$, мг/л
Ротационные:					
одноступенчатый	330	Минеральное	1,25	3	2,4
»	323	»	15	12,5	0,83
двухступенчатый	333	»	0,58	1,5	2,58
Диффузионные:					
\varnothing 406 мм	—	Минеральное	5200	1160	0,22
\varnothing 228	—	»	1550	188	0,12
\varnothing 152	—	»	650	25	0,04
\varnothing 57	—	Силиконовое	75	8	0,11

Самыми распространенными насосами для создания высокого вакуума являются паромасляные диффузионные насосы. В них масло используется в качестве рабочей жидкости. В последние годы удалось удвоить быстроту действия паромасляных вакуумных насосов и снизить на несколько порядков интенсивность обратного потока паров масла.

Детальное изучение обратных потоков [77] позволило определить их возможные пути или установить источники загрязнений (рис. 1).

1. Пары масла с охлаждаемой поверхности корпуса насоса. Испарение происходит более интенсивно, чем можно было предположить, судя по температуре стенки. Причина этого в том, что поверхностный слой стекающей пленки масла, вследствие ее термического сопротивления, имеет более высокую температуру, чем температура стенки. Особенно это заметно в области конденсации паровой струи и наибольшего теплового потока. Неполная аккомодация молекул пара при столкновении с поверхностью конденсации также ведет к повышению интенсивности обратного потока.

2. Пары масла с кромки верхнего сопла. Стенки сопла обычно имеют более низкую температуру, чем насыщенные истекающие пары. В результате на их внутренней поверхности пар частично конденсируется, и жидкость скапливается у кромок сопла. Стенки сопла имеют довольно высокую температуру, поэтому вследствие испарения рабочей жидкости влажные кромки сопла представляют собой источники обильного парового потока, значительная часть которого направлена в сторону впускного отверстия насоса.

3. Пары масла, образующиеся в результате проникновения последнего через резьбу и зазоры установочной гайки и шайбы. Через неплотности крепления верхнего сопла рабочая жидкость, вероятно, просачивается на внешнюю поверхность сопла и испаряется с нее при выходе на сторону высокого вакуума.

4. Пары масла, образующиеся в результате взаимных столкновений молекул при выходе паровой струи из верхнего сопла насоса. Взаимные столкновения молекул, особенно в верхних слоях струи, вызывают обратную миграцию некоторых из них в сторону впускного отверстия насоса. Это связано с тем, что молекулы пара помимо поступательного движения в направлении струи совершают также тепловые хаотичные движения. Часть этих хаотичных перемещений молекул направлена в сторону, противоположную поступательному движению струи, поэтому молекулы, у которых тепловая скорость больше поступательной скорости струи пара на выходе из сопла, движутся в противоположном паре направлении, образуя так называемую паровую опушку струи. Возникновению этой опушки способствует также трение пограничного слоя струи о неподвижные стенки сопла, вызывая турбулентные завихрения. В конечном счете, на выходе из сопла часть молекул пара огибает его кромку и движется в направлении впускного отверстия насоса.

5. Пары масла, рассеиваемые паровой струей вследствие ее неустойчивости. Работа насоса при давлениях на входе и выходе, превышающих предельные значения, приводит к срыву паровой струи верхней ступени. При этом возникают вихревые потоки газа, смешанного с туманом из капель рабочей жидкости, которые легко проникают в откачиваемую систему. При быстром снижении впускного давления насоса происходит бурное вскипание рабочей жидкости во всем объеме, что влечет ее разбрызгивание и расширение. Струя пара становится пульсирующей, и создаются условия для значительного выброса масляного тумана в сторону впускного отверстия. Струя на выходе из сопла также неустойчива в период разогрева и охлаждения рабочей жидкости в кипятыльнике при включении и выключении насоса. Соответственно в эти периоды наблюдается повышенная интенсивность обратного потока. На рис. 2 [77] показано изменение интенсивности обратного потока паров масла во время пуска и остановки четырехступенчатого диффузионного насоса с диаметром впускного отверстия,

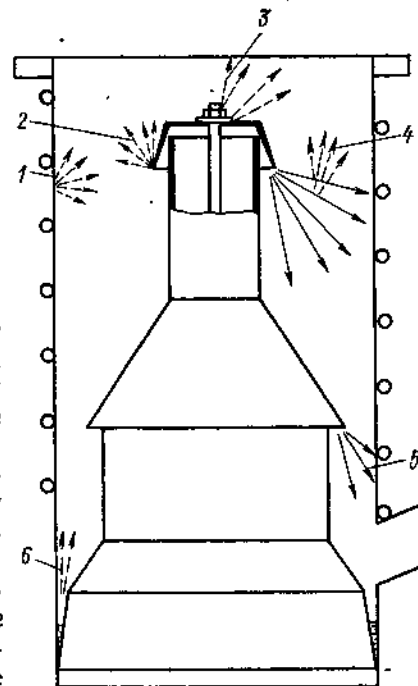


Рис. 1. Возможные источники загрязнений в паромасляном насосе

равным 127 мм. Измерения проводились в плоскости, расположенной выше на 1 см плоскости впускного отверстия насоса. Подобные всплески интенсивности обратного потока паров рабочей жидкости типичны для всех пароструйных насосов. В диффузионных насосах современных конструкций обратный поток паров масла, поступающих в единицу времени с единицы площади сечения впускного отверстия, обычно составляет $0,1-0,5 \text{ мг}/(\text{с} \cdot \text{см}^2)$. Интенсивность этого потока быстро понижается по мере удаления от впускного патрубка насоса.

б. *Брызги масла, кипящего на неохлаждаемой части корпуса насоса.* В некоторых насосах для лучшей дегазации стекающего

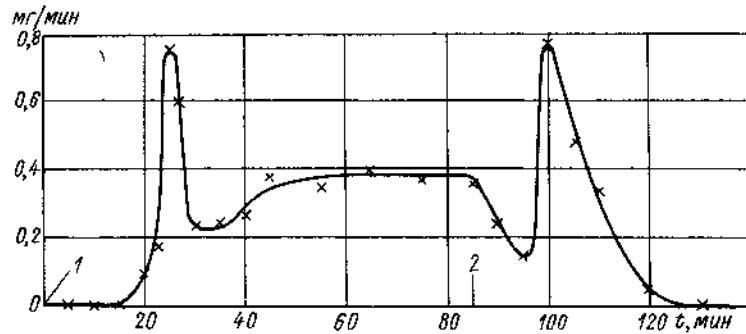


Рис. 2. Изменение интенсивности выделения загрязнений в диффузионном насосе при различных режимах его работы
1 и 2 — включение и выключение подогревателя насоса

масла предусматривают неохлаждаемый участок корпуса насоса между холодильником и кипятильником. Возвращающийся в кипятильник конденсат вскипает еще до входа в него, при этом происходит разбрызгивание горячих капель масла, и некоторые из них могут пройти через встречные паровые струи к впускному отверстию насоса.

§ 2. МИГРАЦИЯ ПАРОВ МАСЛА И ПРОДУКТОВ ЕГО РАЗЛОЖЕНИЯ В ВАКУУМНЫХ КАНАЛАХ

Ротационные вакуумные насосы с масляным уплотнением являются обязательным элементом во всех вакуумных системах, в том числе и в тех, к которым предъявляются высокие требования недопустимости загрязнения парами масла. Считается, что в начальный момент откачки, когда по трубопроводу, соединяющему насос с откачиваемым объектом, движется плотный поток газа в сторону насоса, миграция загрязнений из него в объект невозможна. Поток откачиваемого газа как бы сносит обратно в насос диффундирующие из него в трубопровод частички загрязнений. По мере снижения давления в откачиваемом объекте режим

течения газа в трубопроводе изменяется от турбулентного до ламинарного и даже молекулярного. Естественно, что каждому течению свойствен определенный механизм переноса загрязнений. В данном параграфе будут рассмотрены лишь турбулентный и ламинарный режимы течения, когда поток газа из объекта оказывает влияние на миграцию загрязнений.

Турбулентное течение сохраняется до тех пор, пока давление не снизится до 10^3-10^4 Па. Причем на начальном участке канала величина турбулентности определяется в основном пульсациями среды, из которой происходит откачка. Однако это существенно лишь для потоков, движущихся с малыми скоростями ($0,5-1,5 \text{ м/с}$). Если газ, а это в большинстве случаев воздух, всасывается с большой скоростью (15 м/с и выше), то поток воздуха на входе можно считать безвихревым, а турбулентность развивается в самом канале.

Рассмотрим процесс распространения примесей в турбулентном потоке воздуха.

Пусть в некотором сечении потока в плоскости F имеется источник выделяющихся примесей (рис. 3). Предположим, что поток свободно проходит через плоскость F . Выбираем такое расположение осей координат, при котором ось x параллельна вектору усредненной скорости и направлена навстречу потоку.

Для плоскопараллельного потока поле концентраций описывается дифференциальным уравнением диффузии

$$\frac{dq}{d\tau} = A \frac{d^2q}{dx^2} + v \frac{dq}{dx} \quad (1.1)$$

Для стационарных условий это уравнение принимает вид

$$A \frac{d^2q}{dx^2} + v \frac{dq}{dx} = 0, \quad (1.2)$$

где q — концентрация примеси; τ — время; A — коэффициент турбулентного обмена; v — скорость потока (за положительное направление скорости принято направление, противоположное направлению оси x).

При равномерном распределении примеси по плоскости F начальная их концентрация q_0 будет постоянной по всей данной плоскости. Плоскость F , расположенная в начале координат,

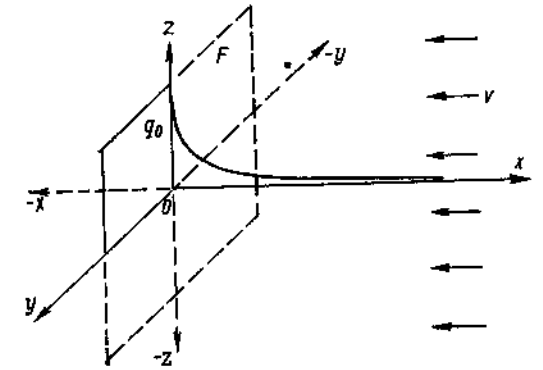


Рис. 3. Распределение концентраций загрязнений в потоке

разделяет все пространство на два полупространства. В полупространстве, расположенном по отношению к плоскости F с наветренной стороны, процесс диффузии протекает навстречу потоку воздуха.

Выводы, сделанные ниже для бесконечной плоскости, могут быть с некоторым приближением распространены и на плоскость конечных размеров.

Решим дифференциальное уравнение (1.2). Подставив в него выражение $z = \frac{dq}{dx}$, получим

$$A \frac{dz}{dx} + vz = 0. \quad (1.3)$$

Разделив переменные, найдем

$$\frac{dz}{z} = -\frac{v}{A} dx. \quad (1.4)$$

Проинтегрировав уравнение (1.4), определим

$$\ln z = -\frac{v}{A} x + \ln C_1, \quad (1.5)$$

откуда

$$z = \frac{dq}{dx} = C_1 \exp\left(-\frac{v}{A} x\right). \quad (1.6)$$

Проведя вторичное интегрирование, получим общее решение уравнения (1.2):

$$q = C_2 \exp\left(-\frac{v}{A} x\right) + C_3, \quad (1.7)$$

где C_1, C_2, C_3 — произвольные постоянные, которые определяются в зависимости от заданных граничных условий.

Рассмотрим полупространство, в котором поток воздуха направлен на источник загрязнений.

В соответствии с граничными условиями $x = 0, q = q_0$ и $x = \infty, q = 0$ имеем систему двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} q_0 &= C_2 + C_3; \\ 0 &= C_2, \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

т. е. $C_2 = 0; C_3 = q_0$.

Подставив C_2 и C_3 в выражение (1.7), найдем

$$q = q_0 \exp\left(-\frac{v}{A} x\right). \quad (1.9)$$

Из полученной формулы видно, что в потоке воздуха создается поле концентрации примеси. Если поток плоскопараллельный, то поле концентраций определяется по экспоненциальному закону, и хотя по мере удаления от источника концентрация примеси быстро уменьшается, она всегда будет больше нуля.

Для расчета по формуле (1.9) необходимо знать коэффициент обмена A . При ламинарном потоке процесс переноса примеси

определяется молекулярной диффузией и в формулу (1.9) следует подставлять значения коэффициента диффузии D примеси в воздухе. При большой турбулентности потока процесс переноса примеси может быть в тысячи раз интенсивнее молекулярной диффузии. В этом случае влиянием молекулярной диффузии можно пренебречь.

При малой интенсивности турбулентности среды, когда коэффициенты турбулентной и молекулярной диффузии одного порядка, в формуле (1.9) следует применять их сумму, т. е. $A + D$.

Если коэффициент диффузии D — физическая величина, которая может быть известна, то для нахождения коэффициента турбулентного обмена должна быть установлена его зависимость от заданных величин, характеризующих турбулентное течение.

При течении в трубе, близком к ламинарному, коэффициент обмена уменьшается, приближаясь к значению коэффициента для молекулярной диффузии. Таким образом, если сделать достаточно длинный канал и создать в нем ламинарное течение, то коэффициент обмена уменьшится настолько, что в месте входа воздуха в канал концентрация загрязнений будет практически равна нулю, даже при очень высокой концентрации в месте выхода воздуха из канала, т. е. во всасывающей полости масляного вакуумного насоса.

Проанализировав совместно уравнение (1.9) и уравнение, определяющее коэффициент взаимной молекулярной диффузии

$$D_{1,2} = a \frac{T}{P(\sigma_1 + \sigma_2)^2} \sqrt{\frac{T(\mu_1 + \mu_2)}{\mu_1 \mu_2}}, \quad (1.10)$$

где a — коэффициент размерности; T — температура смеси; P — давление смеси; σ_1 и σ_2 — размеры молекул воздуха и примеси; μ_1 и μ_2 — молекулярные массы воздуха и примеси, можно определить способы снижения проникновения паров масла и продуктов его разложения из насоса в откачиваемый объект.

Прежде всего нужно увеличить длину трубопровода, соединяющего насос с объектом. Затем миграцию паров масла можно уменьшить, если подать в объект или в трубопровод в виде балласта некоторое количество газа с большой молекулярной массой и крупными молекулами. Кроме того, определенный эффект дает охлаждение газа. Но главное — не допустить возникновения турбулентного течения откачиваемого газа в трубопроводе. Для этого желательно максимально возможно уменьшить диаметр трубопровода и скорость движения газа, входное отверстие в трубу делать с закругленными кромками, запорную арматуру и колена размещать ближе к насосу, обеспечивать свободное пространство в откачиваемом объеме в районе входного отверстия всасывающей линии для плавного и равномерного входа в него откачиваемого воздуха.

Эффективным способом снижения миграции загрязнений является установка между объектом откачки и насосом специальных устройств: маслоотражателей и ловушек. Причем эти устройства

широко можно использовать как на форвакуумных линиях, так и на высоковакуумных. Принцип действия возможен самый различный: можно конденсировать или вымораживать пары масла на охлаждаемых поверхностях, поглощать его сорбентами, добиваться разложения углеводородов на нагретых поверхностях на легко откачиваемые газы и углерод, возбуждать молекулы рабочей жидкости с помощью электрического разряда для ускорения их адсорбции и полимеризации на стенках ловушки. Однако следует иметь в виду, что установка отражателей и ловушек лишь снижает поток загрязнений на два-три порядка, но не защищает откачиваемый объект от них полностью. Кроме того, эти устройства создают значительное сопротивление потоку откачиваемого газа и снижают быстроту действия вакуумных насосов. Описание конструкций различных отражателей и ловушек можно найти в литературе, посвященной вакуумной технике.

Глава 2. КОМПРИМУЮЩИЕ НАСОСЫ

Действие компримирующих вакуумных насосов основывается на всасывании газа из откачиваемого пространства, компримировании его и удалении наружу. В зависимости от принципа действия они могут быть объемными, в которых сжатие газа происходит путем изменения объема рабочей полости, и скоростными, в которых молекулам газа сообщается дополнительная скорость в направлении выхода и затем кинетическая энергия газового потока преобразуется в потенциальную энергию давления, или может быть использовано иное физическое явление для создания направленного движения молекул, например термомолекулярный эффект.

Из объемных вакуумных насосов в данной главе будут рассмотрены лишь ротационные с жидкостным поршнем и двухроторные, как получившие наибольшее распространение для безмасляной откачки. Однако следует отметить, что в последнее время широко ведутся работы по созданию поршневых и пластинчато-роторных безмасляных вакуумных насосов [5], в которых для уплотнения используются самосмазывающиеся графиты, тесктолиты и композиции на основе фторопласта.

Из скоростных вакуумных насосов безмасляными являются турбомолекулярные, а также струйные, в которых в качестве рабочего тела используется вода, газ, пары воды или ртути. Струйные насосы достаточно освещены в литературе, поэтому здесь внимание будет уделено «холодным» диффузионным насосам.

Определенный интерес представляют насосы, принцип работы которых основан на использовании термомолекулярного эффекта.

§ 3. РОТАЦИОННЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ С ЖИДКОСТНЫМ ПОРШНЕМ

Ротационный вакуумный насос с жидкостным поршнем показан на рис. 4. В цилиндрическом корпусе насоса эксцентрично расположено вращающееся рабочее колесо с лопатками. Жидкость, находящаяся внутри корпуса, приводится во вращение рабочим колесом и под действием центробежной силы распределяется вдоль

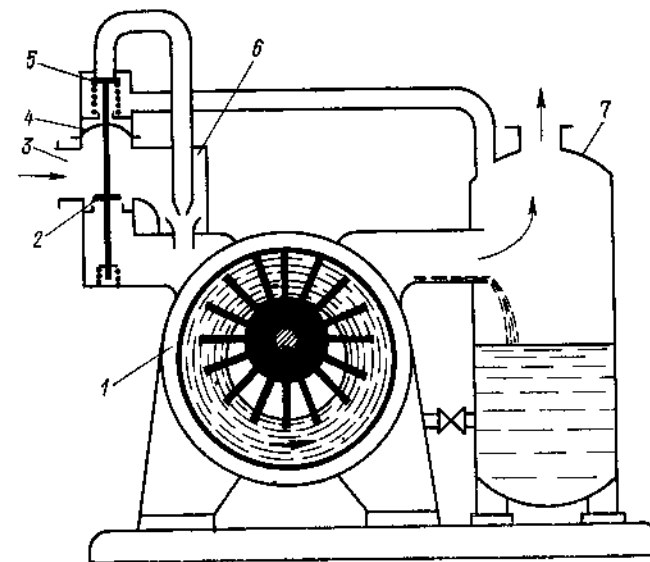


Рис. 4. Схема водокольцевого вакуумного насоса с эжектором

стенок корпуса, образуя жидкостное кольцо. Между этим кольцом, валом и лопатками колеса образуются отдельные камеры, которые в первый полуоборот колеса увеличиваются в объеме, а затем уменьшаются, газ при этом из откачиваемого объема поступает через всасывающие отверстия в насос, а затем при уменьшении объема камер сжимается и выталкивается через нагнетательные отверстия.

В ротационных вакуумных насосах с жидкостным поршнем могут быть использованы различные жидкости, однако чаще всего используется вода, поэтому насосы называют также *водокольцевыми*. По конструкции они довольно просты, могут работать без клапанов и распределительных устройств, благодаря чему устойчивы против засорения. Предельное давление, создаваемое насосами, ограничено упругостью насыщенной пара используемой жидкости, в частности воды, и обычно составляет $2 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^4$ Па. Для получения более низких давлений порядка $2,6 \cdot 10^2$ Па на всасывающей линии водокольцевого насоса может быть установлен

газовый эжектор, как это показано на рис. 4. Сжатый в водокольцевом насосе 1 до атмосферного давления газ поступает в отделитель жидкости 7, откуда может поступить в эжектор 6. Эжектор включается в работу автоматически, когда давление в камере 3 снизится до величины примерно $1 \cdot 10^4$ Па. Под давлением воздуха, поступающего из отделителя жидкости, мембрана 4 прогибается вниз, закрывая клапан 2 и открывая клапан 5. После этого воздух из отделителя жидкости через клапан 5 поступает в сопло эжектора, и откачка осуществляется последовательно работающими газоструйным насосом 6 и водокольцевым насосом 1.

Как отмечалось, при вращении рабочего колеса водокольцевого насоса объемы камер меняются за один оборот от нуля до максимальной величины и затем уменьшаются до нуля. При расчете быстроты действия насоса за основу берут наибольший объем камеры, который ограничен двумя соседними лопатками рабочего колеса, радиусом ротора, внутренней поверхностью жидкостного кольца и торцовыми крышками насоса. На основе элементарных геометрических данных величина быстроты действия водокольцевого вакуумного насоса при условиях всасывания может быть определена по формуле [38]

$$S = \{\pi [r_2 - a]^2 - r_1^2\} - z(l - a)\delta \} \frac{bn}{60} \eta_0, \quad (2.1)$$

где r_2 и r_1 — внешний и внутренний радиусы крыльчатки; a — минимальное погружение лопаток в жидкостное кольцо; z — количество лопаток рабочего колеса; $l = r_2 - r_1$ — радиальная длина лопаток; δ — толщина лопаток; b — ширина лопатки (расстояние между торцовыми крышками корпуса насоса); n — частота вращения, об/мин; η_0 — объемный к. п. д.

Объемный к. п. д. ротационных насосов с жидкостным поршнем $\eta_0 = 0,6 \div 0,7$ и зависит от перетекания сжатого газа из камер с более высоким давлением в камеры с более низким через торцовые зазоры, от проскакивания газа из полости нагнетания в полость всасывания, от гидравлических потерь при всасывании и т. д.

Перепад давлений, который насос может поддерживать, в значительной степени зависит от окружной скорости рабочего колеса. Обычно ее принимают равной 16—17 м/с. Минимальная частота вращения рабочего колеса, необходимая для создания требуемого перепада давлений, определяется по формуле

$$n_{\min} = \frac{30}{\pi r_1} [g(3h_2 - 2h_1)]^{1/2}, \quad (2.2)$$

где h_1 — давление газа на входе в насос, м вод. ст.; h_2 — давление газа на выходе из насоса, м вод. ст.; g — ускорение свободного падения.

Процесс сжатия в насосе близок к изотермическому, что обеспечивается постоянным добавлением в насос свежей воды, которая, пройдя через него, уносится потоком газа. Кроме отвода тепла

сжатия, вода в насосе выполняет еще ряд функций: уплотняет торцовые зазоры, величина которых может быть 0,05—0,1 мм, охлаждает и смазывает сальники.

Водокольцевые насосы выпускают различной быстроты действия. Отечественная промышленность выпускает насосы типа ВВН (ВВН-3, ВВН-6, ВВН-12, ВВН-25, ВВН-50). Цифры указывают быстроту действия насоса ($\text{м}^3/\text{мин}$), приведенную к условиям всасывания. Недостатком этих насосов является большой расход мощности, затрачиваемой не только на сжатие и перемещение газа, но и на перемещение рабочей жидкости, находящейся в насосе. Их максимальный к. п. д. составляет примерно 50%.

§ 4. ДВУХРОТОРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Двухроторные насосы (насосы типа Рутса) могут работать при давлении на входе от атмосферного до $5 \cdot 10^{-2}$ Па. Наиболее часто их используют для поддержания рабочего давления 10^2 — 10^{-1} Па в установках с большим газоотделением.¹

Конструкция насосов достаточно простая (см. рис. 5). Они состоят из двух фигурных роторов сложного очертания. Их профиль напоминает восьмерки. Роторы синхронно вращаются в корпусе навстречу один другому. В идеальном случае роторы должны иметь гладкую поверхность и быть динамически сбалансированными. Их валы устанавливаются в подшипниках, расположенных в торцовых крышках корпуса. Шестеренчатая передача, находящаяся вне рабочей камеры, связывает валы роторов таким образом, чтобы они не касались один другого во время работы. Корпус насоса представляет собой чугунную конструкцию овального сечения с впускным и выпускным патрубками. Для того чтобы смазка синхронизирующих шестерен и подшипников не попадала внутрь корпуса, валы имеют лабиринтные или манжетные уплотнения. Кроме того, картер шестеренчатого зацепления, где находится масло, сообщается трубопроводом со стороной выпуска насоса, т. е. находится под низким давлением, что также уменьшает возможность проникновения масла через уплотнения вала. В тех случаях, когда в корпусе насоса не допустимы даже следы масла, синхронизирующие шестерни изготавливают из легированных сталей с соответствующей термообработкой и их не смазывают, а в подшипниках используют твердую смазку, например на основе дисульфида молибдена [6].

Совершенно очевидно, что быстрота действия и предельное давление, достигаемые насосом, существенно зависят от величины зазоров между торцами ротора и крышками корпуса, рабочей поверхностью ротора и стенками корпуса и между прилегающими

¹ Для нормальной работы насосов этого типа требуется предварительное разрежение, которое обычно создается ротационными насосами с масляным уплотнением.

роторными поверхностями. Связанная с этими зазорами негерметичность уменьшает быстроту действия и повышает предельное давление, поэтому зазоры должны быть настолько малы, насколько это практически осуществимо. Для насосов средних размеров на рабочих поверхностях и торцах ротора зазоры должны быть равны 100—300 мкм.

Отсутствие трения в роторном механизме позволяет иметь высокую частоту вращения (до 3000 об/мин для небольших и до 1500 об/мин для крупных насосов) и, следовательно, большие величины быстроты действия при сравнительно малых габаритах. Отсеченные вращающимися роторами порции газа переносятся со стороны впуска на сторону выпуска. Таким образом, теоретическая быстрота действия двухроторного насоса определяется геометрическим объемом V_p пространства, заключенного между стенкой корпуса и ротором, а также частотой вращения ротора n . За один оборот вала в насосе переносятся обоими роторами четыре порции газа V_p , а следовательно, и теоретическая быстрота действия насоса

$$S_T = 4V_p n \quad (2.3)$$

Эффективная быстрота действия примерно вдвое меньше теоретической за счет обратного перетекания газа через зазоры в ротационном механизме, а также потому, что некоторое количество газа переносится обратно, задерживаясь неровностями поверхности ротора или сорбируясь на этих поверхностях. Если пренебречь эффектом переноса газа поверхностями роторов, то обратный поток можно выразить через проводимость зазоров насоса U_n

$$I = U_n (P_0 - P), \quad (2.4)$$

где P —давление на входе, а P_0 —на выходе из насоса. Тогда для эффективной быстроты действия насоса будет справедливо следующее выражение

$$S = S_T - U_n \frac{P_0 - P}{P}. \quad (2.5)$$

Из уравнения (2.5) можно определить максимальную степень сжатия насоса, приняв быстроту действия $S = 0$,

$$\left(\frac{P_0}{P}\right)_{\max} = \frac{S_T + U_n}{U_n}. \quad (2.6)$$

Так как поток газа на входе в двухроторный насос равен потоку на выходе из него $I = S \cdot P = S_0 \cdot P_0 = \text{const}$, то

$$\frac{P_0}{P} = \frac{S}{S_0}, \quad (2.7)$$

где S_0 — быстрота действия последующей ступени насоса, либо быстрота действия форвакуумного насоса. Подставив значение

отношения давлений из уравнения (2.7) в уравнение (2.5) и решив его относительно S , получим

$$S = \frac{S_T + U_n}{1 + \frac{U_n}{S_0}}.$$

Поскольку обычно $S_T \gg U_n$, то величиной U_n в числителе полученного уравнения можно пренебречь, $S_T + U_n \approx S_T$, тогда

$$S = \frac{S_T}{1 + \frac{U_n}{S_0}}. \quad (2.8)$$

Из уравнений (2.8) и (2.3) следует окончательное выражение для быстроты действия насоса

$$S = \frac{4V_p n}{1 + \frac{U_n}{S_0}}. \quad (2.9)$$

Согласно уравнению (2.9) увеличение геометрического объема V_p , частоты вращения ротора n и быстроты действия форвакуумного насоса S_0 ведет к росту эффективной быстроты действия двухроторного насоса. Уменьшение зазоров и, следовательно, уменьшение проводимости роторной системы U_n также повышает быстроту действия насоса. Уравнение (2.9) в какой-то мере дает представление и о зависимости S от давления P_0 . Первоначально снижение P_0 влияет лишь на проводимость роторной системы, которая уменьшается до тех пор, пока в зазорах не наступит молекулярный режим течения газа. Следовательно, снижение P_0 первоначально повышает быстроту действия насоса S . Однако при дальнейшем снижении P_0 быстрота действия форвакуумного насоса S_0 стремится к нулю и соответственно падает быстрота действия двухроторного насоса. Поскольку проводимость зазоров роторной системы существенно влияет на быстроту действия насоса, то очевидно, что такой подвижный газ, как водород, будет откачиваться хуже, чем воздух и, наоборот, быстрота действия насоса при откачке тяжелых газов и паров будет несколько выше, чем в случае воздуха.

Мощность, потребляемая насосом,

$$N = 10^{-6} S_T (P_0 - P). \quad (2.10)$$

С величиной потребляемой насосом мощности связаны тепловыделения в нем. Количество тепла, выделяемого в единицу времени при работе насоса, примерно равно потребляемой мощности

$$Q = N. \quad (2.11)$$

Если насос работает при давлениях на входе, близких атмосферному, роторы охлаждаются потоком откачиваемого газа. При снижении давления на входе ниже $3 \cdot 10^4$ Па количество газа становится недостаточным для отвода выделяемого тепла.

Температура роторов повышается, что может привести к заклиниванию насоса вследствие разного теплового расширения роторов и корпуса. Дальнейшее снижение давления на входе в насос ниже $1 \cdot 10^2$ Па приводит к тому, что в результате уменьшения перепада давлений ($P_0 - P$) количество выделяемого тепла в насосе резко сокращается [см. уравнения (2.10) и (2.11)].

Так как опасная разность температур между роторами и корпусом, вызывающая заклинивание насоса, создается не сразу, а спустя некоторое время после начала работы насоса, то в прин-

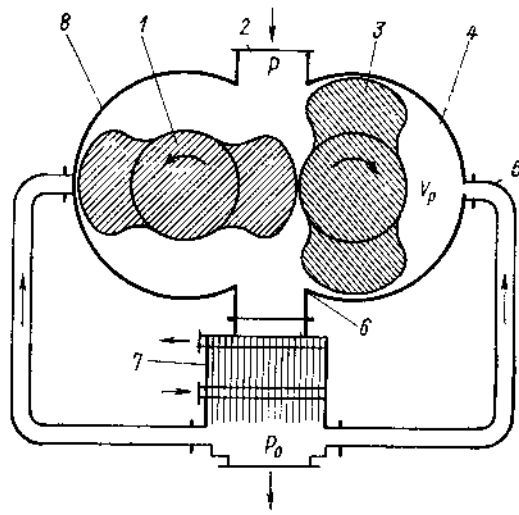


Рис. 5. Принципиальная схема двухроторного вакуумного насоса с циркуляцией охлажденного газа

циле насос можно пускать при любом давлении. Однако время его безопасной работы будет зависеть от давления на входе. Эта зависимость имеет вид изогнутой вниз кривой с минимумом и с асимптотическими ветвями в сторону высокого и низкого давлений, стремящихся к тем предельным давлениям, за которыми допускается непрерывная работа насоса.

С целью расширения диапазона давлений, в котором возможна непрерывная работа насоса, иногда в конструкциях применяется дополнительное охлаждение роторов. Так, в насосах больших размеров охлаждение осуществляется путем циркуляции масла через полые валы и каналы в самих лопастях роторов. В небольших насосах внутри выпускаемого патрубка может быть установлен холодильник. Пульсации давления в выпускном патрубке насоса эффективно используются для переноса тепла от роторов к холодильнику. В работе [64] сообщается, что эффективное решение данной задачи получено путем введения циркуляции охлаждаемого газа.

На рис. 5 показана схема такого насоса. Роторы 1 и 3 вращаются в корпусе 8. На плоских сторонах овала размещены впускной 2 и выпускной 6 патрубки. К выпускному патрубку присоединен холодильник 7. В период, когда рабочее пространство 4 отделено ротором от впускного и выпускного патрубков, охлажденный в холодильнике 7 газ по боковым трубопроводам 5 подается в рабочее пространство 4, наполняя его до выпускного давления. Таким образом, при циркуляции охлаждаемого газа тепло, выделяемое в насосе, отводится непосредственно в момент его выделения, т. е. в процессах сжатия и выхлопа газа.

Эффективность такого охлаждения настолько велика, что при соответствующей конструкции холодильника 7 и достаточном сечении боковых трубопроводов 5 насосы этого типа могут быть использованы при любых перепадах давления. Поскольку изменение скорости вращения роторов вызывает одновременное и пропорциональное изменение количества выделяемого в насосе тепла и количества циркулирующего охлаждаемого газа, то в результате температура работающего насоса не зависит от скорости вращения роторов.

Точно рассчитать повышение температуры насоса достаточно трудно, так как сложно учесть радиационный и конвективный теплообмен с окружающей средой. Если же теплообменом с окружающей средой пренебречь, то можно считать, что выделяемое тепло выносится из насоса с одной стороны потоком откачиваемого газа I , а с другой потоком циркулирующего газа $I_{ц}$. Эти потоки определяются следующим образом:

$$I = 10^{-3} \frac{SP\rho}{P_{атм}}; \quad (2.12)$$

$$I_{ц} = 10^{-3} \frac{S_r(P_0 - P)\rho}{P_{атм}}, \quad (2.13)$$

где I и $I_{ц}$ — потоки газа, кг/с; S — эффективная быстрота действия насоса, л/с; S_r — теоретическая быстрота действия насоса, л/с; P — давление на входе в насос, Па; P_0 — давление на выходе из насоса, Па; $P_{атм} = 10^5$ Па — атмосферное давление; ρ — плотность газа при нормальных условиях, кг/м³.

Если принять, что температура окружающей среды T равна температуре газа в откачиваемом объекте, температура газа на выходе из насоса равна T_n , а после холодильника равна T_x , то разность температур, определяющая перегрев газа в камере насоса,

$$\Delta T = T_n - T = \frac{Q}{c_p(I + I_{ц})} - \frac{I_{ц}}{I + I_{ц}}(T - T_x). \quad (2.14)$$

Уравнение (2.14) может быть полезным также для определения необходимой температуры газа после холодильника T_x , обеспечивающей нормальную работу насоса, либо для определения

величины $I_{ц}$ при заданной температуре T_x . Если давление предельное, когда соответственно быстрота действия насоса и поток I равны нулю, нагрев газа и, следовательно, нагрев насоса, определяются максимальной разностью температур

$$\Delta T_{\max} = \frac{Q}{c_p I_{ц}} - (T - T_x). \quad (2.15)$$

В отечественной практике двухроторные вакуумные насосы в отдельности практически не используются, а применяются в сочетании с соответствующими вспомогательными насосами (с масляным уплотнением или водокольцевым) для работы при впускных давлениях в области среднего вакуума $10^2 - 10^{-1}$ Па. Основные технические характеристики отечественных двухроторных насосов приведены в табл. 2.

Таблица 2. Технические характеристики двухроторных насосов

Основные характеристики	Тип насоса (агрегата)				
	ДВН-5-2 (АВМ-5-2)	ДВН-50 (АВМ-50-1)	ДВН-150 (АВМ-150-1)	2ДВН-500	2ДВН-1500
Быстрота действия в интервале давлений 100—5 Па, л/с	7—10	40—50	120—130	500	1500
Остаточное давление, Па:					
полное	$5 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-1}$	$6 \cdot 10^{-1}$	$4 \cdot 10^{-1}$	$5 \cdot 10^{-1}$
парциальное по воздуху	$1 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-2}$
Наибольшее впускное давление, Па	130	1300	650	130	130

На основе первых трех насосов промышленность выпускает вакуумные агрегаты, в которых двухроторные насосы скомпонованы с насосами предварительного разрежения. Обычно быстрота действия насосов предварительного разрежения составляет не менее 1/15 быстроты действия двухроторных насосов. Вакуумные агрегаты АВМ-5-2, АВМ-50-1 и АВМ-150-1 имеют примерно в три раза меньший расход энергии и занимают в два-три раза меньшую производственную площадь, чем механические вакуумные насосы с масляным уплотнением той же быстроты действия в области давлений от 100 до 5 Па. Важным положительным моментом является также то обстоятельство, что роторный механизм не требует смазки и поэтому источниками загрязнения откачиваемого объекта парами масла могут быть только вспомогательный форвакуумный насос либо сальники роторных валов.

§ 5. МОЛЕКУЛЯРНЫЕ И ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНЫЕ НАСОСЫ

Молекулярные насосы. Проводя обширные исследования внутреннего трения газов при низких давлениях, немецкий физик Вольфганг Геде пришел в 1911 г. к идее создания вакуумного насоса, в котором по существу реализовывалось цилиндрическое течение Куэтта. Это был насос, работающий по новому принципу действия, смысл которого заключался в том, что быстро вращающиеся тела сообщают попадающим на их поверхность молекулам газа преимущественную компоненту скорости в направлении движения этих тел, что приводит к массовому движению газа. На-

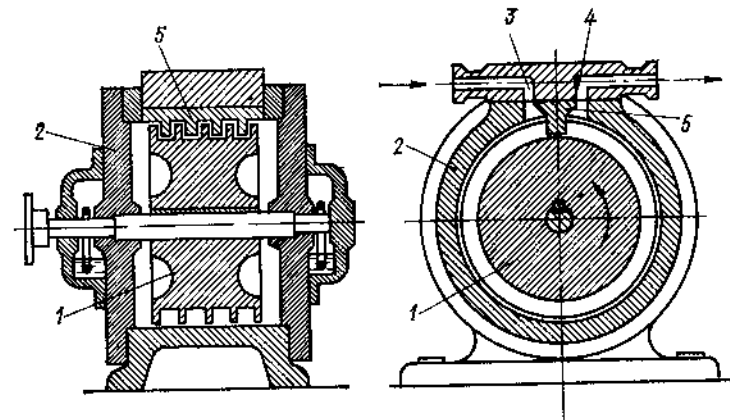


Рис. 6. Схема молекулярного насоса

сосы, работающие на этом принципе, по Геде называются молекулярными насосами. Схематично конструкция такого насоса представлена на рис. 6.

Цилиндрический ротор 1 вращается внутри герметичного корпуса 2. Соударяясь с поверхностью быстровращающегося ротора, молекулы приобретают сверх обычных тепловых скоростей дополнительную скорость, равную окружной скорости ротора, и переносятся таким образом со стороны всасывания 3 на сторону нагнетания 4. В результате такого переноса концентрация молекул на стороне нагнетания становится больше, чем на стороне всасывания. Чтобы не допустить транзита молекул в область входного отверстия, перед ним устанавливается перегородка 5, перекрывающая имеющийся радиальный зазор до минимально допустимой величины $\sim 0,02$ мм. Стенки пазов ротора и цилиндрическая стенка корпуса образуют ряд каналов прямоугольного сечения, по которым газ переносится со стороны всасывания к стороне нагнетания. Если допустить, что боковые стенки каналов не влияют на откачку газа, то теоретическую быстроту действия насоса можно выразить как

$$S_T = 1/2(zvab), \quad (2.16)$$

где v — окружная скорость ротора; z — количество каналов; a — ширина канала; b — высота канала.

Из уравнения (2.16) видно, что на теоретическую быстроту действия длина каналов не оказывает влияния. Эффективная быстрота действия насосов меньше определяемой по формуле (2.16) вследствие разных неучтенных факторов. Так, например, при работе насоса давление на стороне нагнетания 4 выше, чем на стороне всасывания 3. В результате возникают потоки газа из области 4 в область 3. В зависимости от конструкции насоса направления этих потоков могут быть различными. Для схемы, приведенной на рис. 6, характерными будут два потока. Первый — по самим каналам в направлении, обратном потоку откачиваемого газа,

$$I_1 = U_k(P_0 - P). \quad (2.17)$$

а второй — через зазоры между роторами и перегородкой 5

$$I_2 = U_3(P_0 - P). \quad (2.18)$$

В уравнениях (2.17) и (2.18) U_k — проводимость каналов; U_3 — проводимость зазоров; P_0 — давление на стороне нагнетания и P — давление на стороне всасывания. С учетом перетечек I_1 и I_2 эффективная быстрота действия

$$S = S_T - \frac{I_1 + I_2}{P} = (1/2) zva b - (U_k + U_3) \left(\frac{P_0}{P} - 1 \right). \quad (2.19)$$

Уравнение (2.19) показывает, что эффективная быстрота действия насоса в первую очередь определяется скоростью перемещения поверхности ротора, а также количеством и размерами каналов. Кроме того, важно, чтобы каналы имели малую проводимость. Но так как площадь их поперечного сечения желательнее иметь как можно большую, то уменьшать проводимость желательно за счет увеличения длины. Как отмечалось ранее, зазор между ротором и перегородкой 5 должен быть по возможности минимальным, чтобы проводимость U_3 имела малую величину. Увеличение перепада давлений ($P_0 - P$) ведет к увеличению перетечек I_k и I_3 и, следовательно, к уменьшению быстроты действия насоса. Максимальное отношение давлений достигается в том случае, когда перетечки по величине равны откачиваемому действию насоса, т. е. когда эффективная быстрота действия равна нулю. Приравняв нулю правую часть уравнения (2.19), получим

$$\left(\frac{P_0}{P} \right)_{\max} = 1 + \frac{zva b}{2(U_k + U_3)}. \quad (2.20)$$

Молекулярные насосы при низких давлениях откачивают тяжелые молекулы более эффективно, чем легкие. Это связано с тем, что проводимость U_k и U_3 при низких давлениях для тяжелых молекул ниже, чем для легких. Тяжелые молекулы углеводородов, поступающие из вспомогательного насоса или из подшипников ротора, откачиваются достаточно эффективно и практически при работе насоса не проникают на сторону всасывания.

В настоящее время разработано большое количество разнообразных конструкций молекулярных насосов [40]: с профилированными каналами, с нарезкой каналов в корпусе или на роторе в виде многозаходной резьбы, а также с заменой подшипников магнитной подвеской ротора. Обладая рядом неоспоримых преимуществ, таких как: высокая степень сжатия — 10^4 и выше, низкие предельные давления 10^{-4} — 10^{-7} Па, быстрая готовность к работе, получение практически безмасляного вакуума, молекулярные насосы все же пока не получили широкого распространения

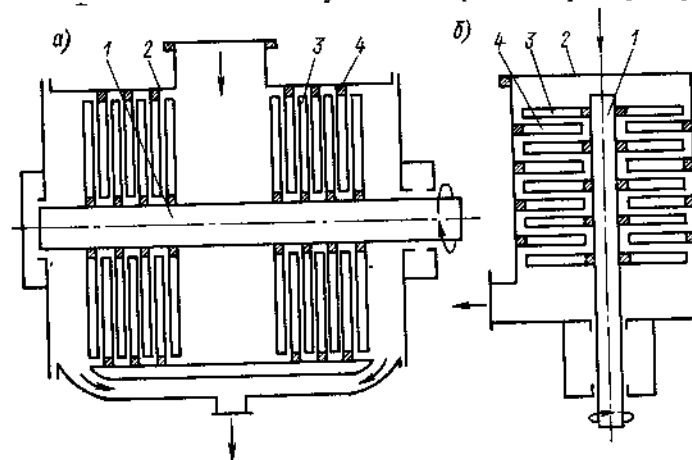


Рис. 7. Схемы турбомолекулярных насосов: а — двухпоточный с горизонтальным валом; б — прямоточный с вертикальным валом

в основном из-за сравнительно невысокой быстроты действия, сложности изготовления и эксплуатации.

Турбомолекулярные насосы. Встретив непреодолимые трудности на пути повышения быстроты действия высоковакуумных молекулярных насосов, конструкторы безмасляных средств откачки предприняли попытку более активного воздействия на газ движущейся твердой поверхностью. Так появились турбомолекулярные вакуумные насосы (ТВН), сходные по устройству с многоступенчатыми осевыми компрессорами.

Первое упоминание о ТВН относится к 1958 г., когда Беккер описал принципиально новую конструкцию высоковакуумного механического насоса.

Конструктивная схема ТВН, предложенная Беккером, показана на рис. 7, а. Она и для современных насосов остается основной. В корпусе 2, имеющем неподвижные статорные диски 4, вращается ротор 1, представляющий собой вал с расположенными на нем рабочими колесами 3, которые выполняются либо в виде дисков с выфрезерованными косыми радиальными прорезами, либо в виде лопаточных колес. Их лопатки устанавливаются под определенным углом к торцовой поверхности втулки. Прорезы в роторных дисках

располагают зеркально по отношению к прорезам в статорных дисках. Если рабочие колеса имеют лопатки, то и статорные диски также делают с лопатками, установленными под тем же углом,

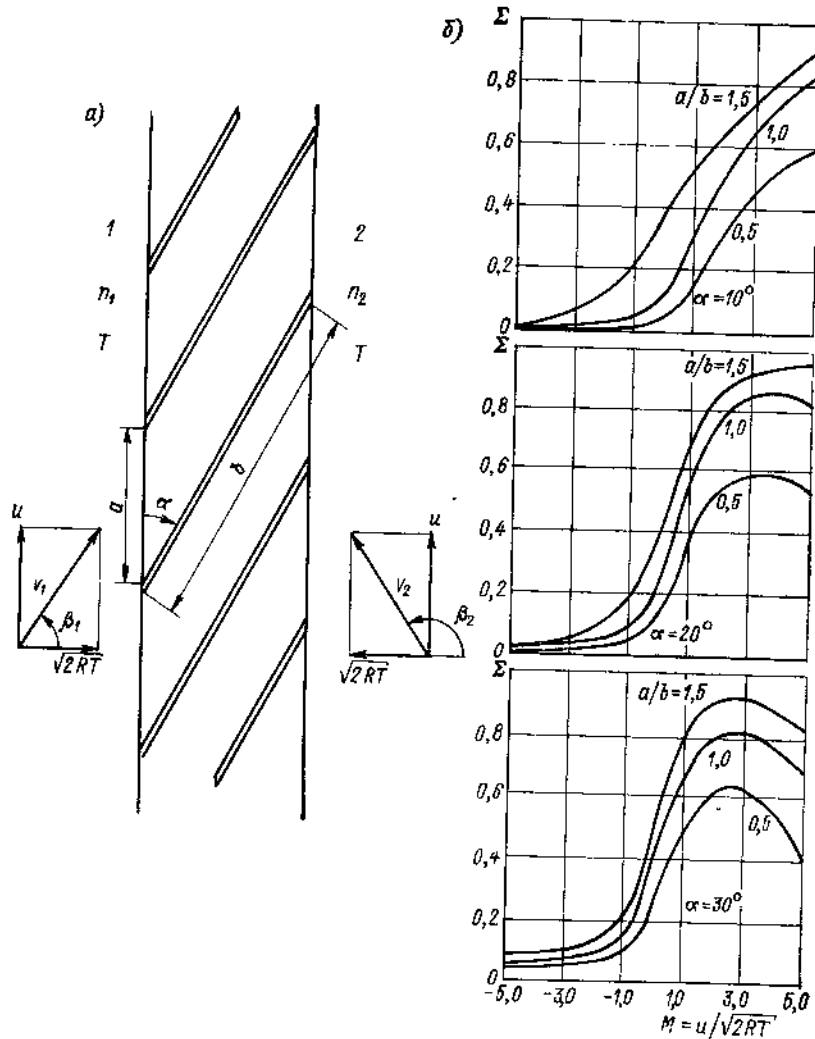


Рис. 8. Расчетные характеристики рабочего колеса ТВН: а — схема колеса; б — вероятность прохождения молекул газа через решетку рабочих колес различной геометрии

но зеркально отраженными по отношению к углу установки лопаток рабочего колеса. Рабочие колеса чередуются со статорными дисками. Подшипники в торцовых крышках корпуса поддерживают вал ротора. В двухпоточных ТВН впускное отверстие рас-

положено в средней части корпуса, и отсюда газ откачивается в направлении торцов. Нагнетательные полости, расположенные по торцам корпуса, объединены общим патрубком, к которому подсоединяется форвакуумный насос. Таким образом, подшипники и уплотнения вала находятся на форвакуумной стороне.

Последнее время получили распространение ТВН с вертикальным расположением вала, что обеспечивает большую компактность вакуумной установки. Такая схема показана на рис. 7, б.

Современные турбомолекулярные насосы обладают высокой удельной быстротой действия и способны создавать вакуум 10^{-5} — 10^{-8} Па, а после прогрева откачиваемой системы разрежение достигает 10^{-7} — 10^{-9} Па. Теоретический предел возможного повышения вакуума с помощью ТВН определяется упругостью паров конструкционных материалов и составляет 10^{-18} — 10^{-21} Па.

Несмотря на внешнее сходство ТВН с осевым турбокомпрессором, принцип взаимодействия лопаток рабочего колеса с газом у них совершенно различный. Турбомолекулярный насос обычно работает при столь низких давлениях молекул газа с подвижными и неподвижными лопатками имеют решающее значение.

Характер взаимодействия молекул газа с лопатками рабочего колеса ТВН впервые подробно проанализирован в работе [71]. Рабочее колесо представляет собой решетку, состоящую из ряда пластин, установленных в одной плоскости с некоторым шагом (рис. 8). При работе в молекулярном режиме рабочее колесо создает разность концентраций молекул газа, действуя как барьер, имеющий разную проводимость для молекул, поступающих с противоположных сторон. При соответствующих геометрии и расположении пластин молекулы, поступающие на движущуюся решетку со стороны низкой концентрации (сторона 1), имеют большую вероятность пройти через нее, чем молекулы, поступающие со стороны высокой концентрации (сторона 2). Предположим, что $\Sigma_{1,2}$ часть от общего числа молекул, поступивших на решетку со стороны 1, которая после ряда столкновений с пластинками прошла на сторону 2. Аналогично $\Sigma_{2,1}$ является вероятностью прохода молекул со стороны 2 на сторону 1. Далее предположим, что N_1 и N_2 соответственно число молекул, поступающих в единицу времени на единицу торцовой поверхности решетки со стороны 1 и со стороны 2.

Для установившегося состояния уравнение результирующего потока молекул будет

$$N_1 W = N_1 \Sigma_{1,2} - N_2 \Sigma_{2,1}, \quad (2.21)$$

где W — по существу коэффициент Хо. Уравнение (2.21) можно представить в ином виде:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{\Sigma_{1,2}}{\Sigma_{2,1}} - \frac{W}{\Sigma_{2,1}}. \quad (2.22)$$

Если по обе стороны от решетки температура газа одинаковая и распределение молекул по скоростям максвелловское, то отношение концентраций молекул в этих областях $\frac{n_2}{n_1}$ будет равно $\frac{N_2}{N_1}$. Тогда степень сжатия газа в рабочем колесе

$$\varepsilon = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\sum_{1,2}}{\sum_{2,1}} = \frac{W}{\sum_{2,1}}. \quad (2.23)$$

Формулы (2.21) и (2.23) позволяют определить два основных параметра характеристики рабочего колеса насоса: быстроту действия и степень сжатия, однако для этого требуется рассчитать значения вероятностей $\sum_{1,2}$ и $\sum_{2,1}$. Для заданного отношения $M = u/\sqrt{2RT}$ окружной скорости колеса к наиболее вероятной средней скорости теплового движения молекул вероятности прохождения молекул газа через колесо из одной области в другую будут зависеть только от геометрических параметров последнего a/b и α (рис. 8, а). Это обстоятельство позволило успешно использовать метод Монте—Карло для расчета характеристик рабочих колес ТВН [71].

На рис. 8, б приведены расчетные зависимости вероятностей прохождения молекул газа через решетку колеса от отношения скоростей $M = u/\sqrt{2RT}$ для различных значений угла наклона пластин α и отношения размеров a/b . Величина и знак M определяются отношением $u/\sqrt{2RT} = \text{tg } \beta$, где β — угол между направлением теплового движения молекул газа к рабочему колесу и средней массовой скоростью газа относительно лопаток колеса u .

Во всех случаях вероятность прохождения молекул газа из области 1 в область 2 (положительные значения M) значительно превышает вероятность прохождения молекул газа в обратном направлении (отрицательные значения M) $\sum_{1,2} > \sum_{2,1}$. Причем, если требуется, чтобы колесо обеспечивало большую степень сжатия, то необходимо либо повышать окружную скорость колеса (увеличивать M), либо уменьшать значения α и a/b . Колеса, предназначенные для обеспечения большей быстроты действия, очевидно, должны иметь повышенные значения α и a/b .

Характеристики машины, имеющей n рядов подвижных и неподвижных решеток, приближенно можно определить с помощью уравнений (2.21) и (2.23), если вероятности прохождения молекул газа через одиночный ряд заменить вероятностями прохождения молекул газа через всю проточную часть машины. Для вычисления последних предложены следующие выражения: для прямого потока из области 1 в область 2

$$P_n = \frac{P_{n-1}P_1}{1 - (1 - P_1)(1 - Q_{n-1})} \quad (2.24)$$

и для обратного потока

$$Q_n = \frac{Q_{n-1}Q_1}{1 - (1 - P_1)(1 - Q_{n-1})}. \quad (2.25)$$

Таким образом, используя уравнения (2.24) и (2.25), а также данные по проводимости для одного ряда (см. рис. 8, б), легко найти вероятности прохождения молекул газа через проточную часть двухрядной машины, а затем трехрядной и так далее и, зная величины P_n и Q_n , рассчитать степень сжатия и быстроту действия насоса в целом.

Развитие турбомолекулярных насосов шло в последние годы по пути оптимизации параметров насоса, позволяющих увеличить скорость вращения ротора. Поэтому сформировались определенные требования к дискам проточной части. Во-первых, расстояние между дисками по всему контуру должно быть ~1 мм, что обеспечивает максимум безопасности при повышенных скоростях и уменьшенные потери, вызванные обратным течением газа. Во-вторых, по всей длине лопаток диски должны быть оптически плотными, в противном случае резко снижается степень сжатия. И, наконец, в-третьих, лопатки должны иметь такую форму, которая обеспечивает минимальное нарастание массы по радиусу, а угол, образуемый лопатками с плоскостью диска, должен убывать в радиальном направлении от центра диска. Такая форма лопаток позволяет увеличить прочность рабочего колеса и скорость его вращения, что, в свою очередь, приводит к росту быстроты действия и степени сжатия насоса.

Серьезной проблемой при разработке ТВН является уменьшение обратного потока различных углеводородных соединений, источниками которых являются смазываемые маслом подшипники и форвакуумный насос с масляным уплотнением. Спектры масс остаточного газа [75] показывают, что при работе ТВН с номинальной частотой вращения и высокой степенью сжатия (по гелию, например, $\varepsilon = 2,8 \cdot 10^4$) основным газом в системе является водород. Наибольшая зарегистрированная масса, как это видно из рис. 9, а, была 44. При работе ТВН с частотой вращения, составляющей 40% от номинальной, и при степени сжатия по гелию $\varepsilon = 60$ картина спектра масс значительно изменяется (рис. 9, б). В спектре появляется большое количество тяжелых углеводородов с массами до 260. Дальнейшее снижение частоты вращения и, следовательно, снижение степени сжатия приводило к еще большему увеличению количества тяжелых углеводородов.

Это явление в полной мере соответствует теории ТВМ, согласно которой парциальное давление тяжелых газов должно быть выше в насосах с малой степенью сжатия по сравнению с насосами, имеющими повышенные значения ε . Объясняется это тем, что степень сжатия ТВН экспоненциально зависит от окружной скорости ротора и коэффициента внешнего трения

$$\varepsilon = \exp(gu\Theta). \quad (2.26)$$

В этом уравнении g — геометрический фактор колеса; u — окружная скорость вращения лопаток ротора, а Θ — коэффициент

внешнего трения, который пропорционален корню квадратному из молекулярной массы газа.

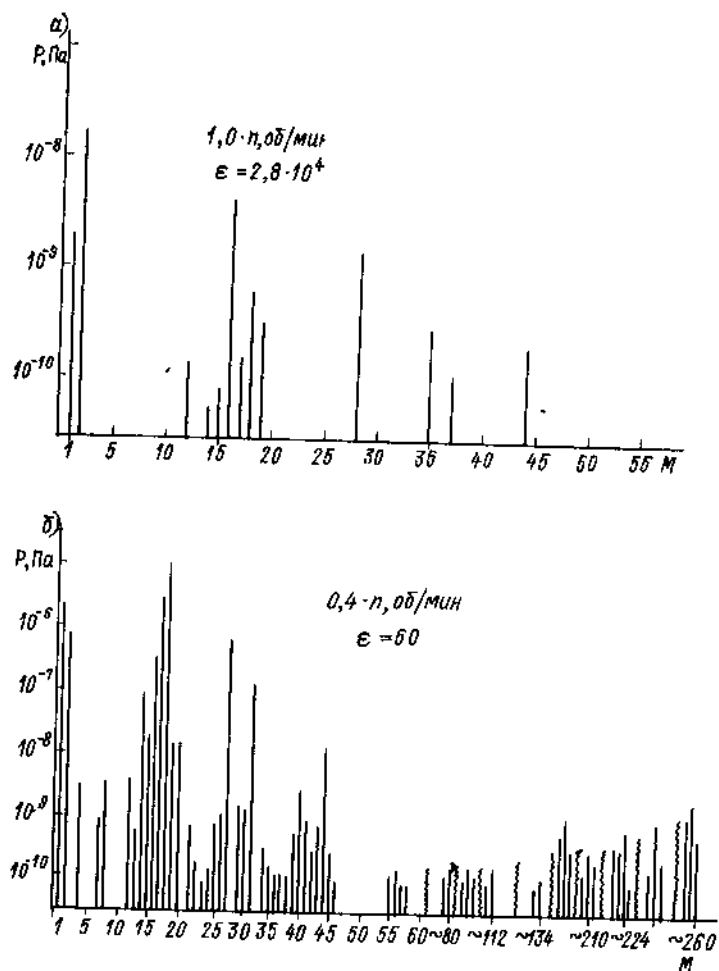


Рис. 9. Спектры масс остаточного газа ТВН: а — номинальная частота вращения ротора, полное остаточное давление $2 \cdot 10^{-8}$ Па; б — 40% от номинальной частоты вращения ротора, полное остаточное давление $3 \cdot 10^{-8}$ Па

Если степень сжатия уменьшать за счет снижения окружной скорости, то согласно (2.26) парциальное давление тяжелых газов будет увеличиваться во много раз быстрее, чем легких.

Из сказанного выше ясно, что во время работы насоса с номинальной частотой вращения ротора вероятность проникновения тяжелых углеводородов из форвакуумной полости в высоковакуумную очень мала. Однако во время пуска, затормаживания и оста-

новки насоса она резко возрастает. Не допуская длительных выдержек насоса в форвакуумном режиме и напуская чистый газ в выходные ступени проточной части при разгоне и затормаживании ротора, а также заполняя насос осушенным азотом или воздухом до давления 1000—3000 Па при остановке, можно в значительной мере снизить обратный поток углеводородов. Следует отметить как недостаток ТВН также то, что при его работе наблюдаются значительная вибрация и шум.

Полное отсутствие углеводородов в турбонасосе, устранение вибрации и шума не могут быть реализованы с помощью традиционных подшипниковых опор ротора. Первому требованию противоречит смазка, которая необходима для шариковых подшипников, второму требованию противоречит геометрическая неточность подшипников.

В качестве альтернативы опорам на шариковых подшипниках могут служить воздушные и магнитные опоры. При этом по разным причинам воздушные опоры для турбомолекулярных насосов представляются малоприменимыми. Так как в нерабочем состоянии воздух из опор будет поступать в проточную часть, то потребуются дополнительные меры по изоляции откачиваемого объекта от насоса. В случае, если сжатый воздух недостаточно очищен, то это автоматически будет вызывать загрязнение углеводородами откачиваемой системы. Воздушные опоры не дадут также желаемого снижения вибрации. Напротив, магнитные опоры обеспечивают полное отсутствие углеводородов и ощутимое снижение вибрации насоса.

Турбомолекулярный вакуумный насос типа «Турбовак 550М» [61] имеет активную магнитную подвеску ротора относительно всех пяти степеней свободы. Он развивает частоту вращения ротора 30 000 об/мин, что несколько выше по сравнению с аналогичным насосом типа «Турбовак 450» на подшипниковых опорах, развивающем 24 000 об/мин. Тем не менее вибрация насоса на магнитных опорах на порядок ниже. Как видно из табл. 3, насос на магнитных опорах имеет лучшие вакуумные характеристики. Высокие значения степени сжатия показывают, что насосы типа «Турбовак 550М» могут обеспечивать предельное давление 10^{-9} Па.

В СССР разработаны и выпускаются промышленностью ряд турбомолекулярных вакуумных насосов с быстротой действия от 100 до 5000 л/с. Основные технические характеристики этих насосов приведены в табл. 4. Насосы типа ТМН имеют высокочастотные электродвигатели, смонтированные на валу ротора в форвакуумной полости. Питание электродвигателей осуществляется через статический преобразователь частоты, который обеспечивает двухступенчатый запуск ТМН (на частотах 150 и 300 Гц), длительную работу и торможение ротора при остановке. Насосы типа ТВН имеют привод от внешнего электродвигателя через шкив с большим передаточным отношением. Во всех насосах предусмотрено водяное охлаждение подшипников, а также вентили для

Таблица 3. Технические характеристики турбомолекулярных насосов

Основные характеристики	Тип насоса	
	«Турбовак 550М»	«Турбовак 450»
Частота вращения ротора, об/мин	30 000	24 000
Быстрота откачки, л/с:		
воздуха	530	450
аргона	540	500
гелия	485	400
водорода	485	310
Степень сжатия:		
азота	10^{10}	$3 \cdot 10^8$
гелия	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^3$
водорода	50 000	630

Таблица 4. Технические характеристики турбомолекулярных вакуумных насосов

Основные характеристики	Тип насоса (агрегата)					
	ТМН-100	ТМН-200	ТМН-5000	ТВН-200	ТВН-500	ТВА-200 (агрегат)
Быстрота действия, л/с	130	250	5000	200	500	200
Остаточное давление, Па	$1 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-7}$	$6 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-7}$
Частота вращения ротора, об/мин	18 000	18 000	6000	16 000	12 000	16 000
Мощность двигателя, кВт	0,3	0,3	4,0	0,4	0,8	0,4
Расход охлаждающей воды, л/ч	30	30	200	—	—	50

заполнения насосов при остановке осушенным воздухом. Насос ТМН-100 выполнен по вертикальной прямоточной схеме, остальные насосы имеют горизонтальную двухпоточную схему.

Эффективная работа турбомолекулярных насосов возможна лишь при молекулярном режиме течения газа в каналах дисковых решеток. Поэтому ТВН требуют пониженного давления на выходе и используются лишь совместно с последовательно присоединенными ротационными насосами с масляным уплотнением или насосами других типов.

Часто турбомолекулярный и форвакуумный насосы монтируют на общей раме. Примером такого исполнения может быть

сверхвысоковакуумный агрегат ТВА-200. Агрегат состоит из насосов ТВН-200 и ВН-2МГ. Кроме того, на линии, соединяющей насосы, имеется клапан с магнитным приводом, предназначенный для автоматического перекрытия форвакуумной коммуникации при выключении насоса, а также электрощиток и приборы контроля и защиты.

§ 6. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

В настоящее время паромасляные диффузионные насосы являются самым распространенным средством для создания высокого вакуума. Это объясняется простотой их конструкции и надежностью в работе. Однако они имеют ряд серьезных недостатков, которые конструкторам пока не удалось устранить. Главные из них — это миграция паров рабочей жидкости из насоса в откачиваемый объем, невысокое значение вакуумфактора, необходимость вертикальной ориентации.

Применение же в насосах охлаждаемых ловушек и отражателей, предназначенных для защиты от проникновения в вакуумные системы паров рабочей жидкости, с использованием угловых присоединительных патрубков приводит к уменьшению их быстроты действия на 75—80%.

Тем не менее такие важные достоинства, как способность откачивать все без исключения газы и отсутствие движущихся частей, побудили конструкторов искать новые пути осуществления процесса откачки, не отказываясь в целом от принципа действия пароструйного насоса.

Результатом этих поисков явились низкотемпературные струйные насосы или так называемые «холодные» диффузионные насосы, принцип действия которых тот же самый, что и паромасляных или парортутных вакуумных насосов. Отличие заключается в том, что в низкотемпературных струйных насосах рабочий газ или пар переходит на охлаждаемых стенках не в жидкую фазу, а в твердую. Это позволяет присоединять такой насос непосредственно к откачиваемому объекту в любом положении и таким образом полностью использовать его производительность. Кроме того, практически любой газ или пар может быть использован в низкотемпературном струйном насосе в качестве рабочего тела, что делает возможным контролировать состав газа в откачиваемом объеме.

Для более конкретного пояснения принципа действия низкотемпературного струйного насоса приведена его схема (рис. 10). Цилиндрический корпус насоса 1 охлаждается до низких температур хладагентом, залитым в рубашку 6. Через сопло 3 в камеру насоса вводится струя рабочего газа, который при температуре хладагента имеет низкое давление насыщенных паров. Струя производит откачку, и рабочий газ вымораживается на стенках корпуса насоса, а захваченный и унесенный струей откачиваемый

Газ отводится вспомогательным форвакуумным насосом. В зависимости от величины впускного давления откачка осуществляется либо в режиме диффузионного, либо в режиме эжекторного насосов. Если давление достаточно низкое и происходит свободное расширение струи рабочего газа, для осуществления процесса откачки необходимо, чтобы парциальное давление откачиваемого газа в струе было меньше, чем в откачиваемом объеме. Тогда газ вследствие диффузии попадает из откачиваемого объема в струю и уносится последней. В этом случае давление рабочего газа на

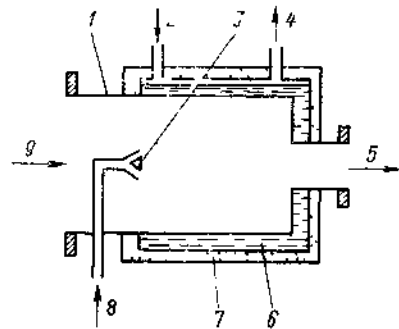


Рис 10 Низкотемпературный струйный насос

1 — корпус 2 — вход хладагента, 3 — сопло 4 — выход хладагента, 5 — к форвакуумному насосу, 6 — рубашка для хладагента, 7 — изоляция, 8 — подача рабочего газа, 9 — вход откачиваемого газа

выходе из сопла может быть в десятки раз выше, чем давление откачиваемого газа на входе в насос, и процесс откачки соответствует режиму работы диффузионного насоса.

В противоположность этому, когда плотность газа сравнительно велика и струя рабочего газа ограничена скачками уплотнения, процесс откачки наступает только тогда, когда полное давление (давление рабочего газа + парциальное давление откачиваемого газа) на выходе из сопла меньше, чем давление откачиваемого газа на входе в насос. Таким образом, откачка наступает лишь в том случае, когда перерасширение струи рабочего газа настолько сильное, что давление внутри нее становится ниже, чем давление в вакуумируемом объеме, и происходит подсос откачиваемого газа. Такой процесс откачки соответствует работе насоса в эжекторном режиме.

Идея создания низкотемпературных струйных насосов относится к началу шестидесятых годов. Известные автору работы, посвященные этому вопросу, носят в основном исследовательский характер и пока нет достаточно четких представлений о путях создания эффективных насосов данного типа. Это объясняется как трудностью их расчета, так и большой сложностью процессов, происходящих в низкотемпературных струйных насосах.

Например, в низкотемпературных струйных насосах геометрия проточной части непрерывно меняется вследствие намораживания на стенках корпуса твердого слоя конденсата рабочего газа, что естественно сказывается на характеристиках откачки и сокращает продолжительность откачивающего действия насоса. Механическое удаление конденсата значительно усложняет конструкцию и вряд ли оправдано. Следует иметь в виду также повышение температуры поверхности конденсации по мере роста

слоя конденсата. Это происходит вследствие существенного термического сопротивления конденсата. Причем, сопротивление непостоянно и зависит не только от толщины слоя, но и от интенсивности намораживания, от температуры охлаждаемой поверхности и многих других факторов. Какое-то влияние на характеристики откачки оказывает эффект криозахвата и сорбции молекул откачиваемого газа непрерывно обновляемыми слоями сконденсированного рабочего газа.

Тот ограниченный материал, который в настоящее время имеется по исследованию низкотемпературных струйных насосов, даже трудно сопоставлять и обобщать, так как, во-первых, его еще очень мало, а во-вторых, он получен часто при несопоставимых условиях.

Обычно для теоретического анализа процессов, происходящих в этих насосах, используют физические модели и математический аппарат, разработанные для пароструйных вакуумных насосов. Однако, как указывается в работе [63], ввиду отсутствия до настоящего времени достаточного понимания физики процессов, происходящих в обычных пароструйных насосах, нет возможности дать количественные соотношения и для низкотемпературных насосов, хотя некоторые положения качественного характера могут быть сформулированы. Они заключаются в следующем:

1. Струя рабочего газа должна обладать как можно большим «передаваемым» количеством движения, причем передаваемым не стенкам корпуса, а молекулам откачиваемого газа. Поэтому желательно, чтобы молекулы рабочего газа имели большую массу и большое поперечное сечение столкновений.
2. В отличие от паромасляных диффузионных насосов желательно, чтобы конденсат рабочего газа обладал высокой поглощательной способностью молекул откачиваемого газа, что снижает нагрузку на форвакуумный насос.
3. Рабочий газ отличался высокой чистотой, что также снижает требования к вспомогательной системе откачки.
4. Интенсивность напуска рабочего газа должна быть максимальной возможной, насколько это позволяет отвод тепла конденсации.
5. Конструкция сопла обеспечивала максимальное преобразование хаотического теплового движения молекул рабочего газа в направленный поток. Для этого сопло должно иметь высокую степень расширения. Однако следует иметь в виду, что адиабатическое расширение газа в сопле сопровождается снижением его температуры и при высокой степени расширения есть вероятность конденсации газа, что приводит к нарушению структуры струи.

Положения, изложенные выше, подтверждаются в работе [63] результатами испытания низкотемпературного диффузионного насоса. Диаметр входного патрубка исследуемого насоса составлял примерно 203 мм. Охлаждение корпуса осуществлялось жидким

результатами испытания низкотемпературного диффузионного насоса. Диаметр входного патрубка исследуемого насоса составлял примерно 203 мм. Охлаждение корпуса осуществлялось жидким

результатами испытания низкотемпературного диффузионного насоса. Диаметр входного патрубка исследуемого насоса составлял примерно 203 мм. Охлаждение корпуса осуществлялось жидким

результатами испытания низкотемпературного диффузионного насоса. Диаметр входного патрубка исследуемого насоса составлял примерно 203 мм. Охлаждение корпуса осуществлялось жидким

результатами испытания низкотемпературного диффузионного насоса. Диаметр входного патрубка исследуемого насоса составлял примерно 203 мм. Охлаждение корпуса осуществлялось жидким

азотом. В качестве рабочего газа использовали CO_2 , содержащий менее 0,01% неконденсирующихся примесей, и чистый NH_3 . Испытывались как звуковые сопла, так и сопла Лавалья. Главной задачей исследования было определение влияния на быстроту действия насоса интенсивности потока рабочего газа, свойств рабочего газа и конструкции сопла. Кроме того, сравнивалась быстрота действия насоса при откачке гелия и азота.

На рис. 11 показан один из результатов испытания — влияние впускного давления на быстроту действия насоса при откачке гелия. В этих опытах использовалось сопло Лавалья с критическим диаметром 2 мм и углом раствора 40° . Из приведенных данных следует, что максимум быстроты действия насоса по величине примерно пропорционален расходу CO_2 через сопло. Резкое снижение быстроты действия насоса при более низком давлении объясняется наличием в CO_2 примесей неконденсируемых газов, которые недостаточно эффективно отводились форвакуумным насосом. Эта же причина, по мнению авторов, вызывала смещение максимума кривых в сторону более высоких давлений. Как и

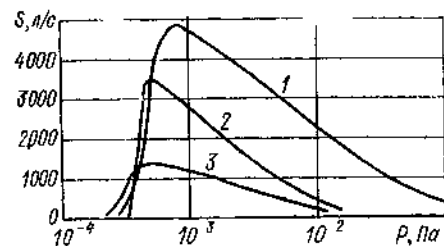


Рис. 11. Зависимость быстроты действия низкотемпературного диффузионного насоса от впускного давления P при разных расходах CO_2 через сопло
Расход CO_2 через сопло 1 — 0,346 г/с,
2 — 0,223 г/с, 3 — 0,111 г/с

ожидалось, более легкий гелий откачивался насосом лучше, чем азот. Использование даже не очень чистого CO_2 в качестве рабочего газа было несколько эффективнее, чем аммиака. Сопла Лавалья показали лучшие результаты, чем звуковые.

В заключение отмечается, что испытания низкотемпературного диффузионного насоса убедительно показали его работоспособность и в некоторых случаях конкурентоспособность с обычными пароструйными насосами. В частности был достигнут очень высокий коэффициент $X_0=0,71$.

Интересные наблюдения описываются в работе [65]. Авторы обнаружили эффект эжектирования при имитационных испытаниях ракетного двигателя, который был расположен на оси цилиндрической камеры, охлаждаемой жидким азотом. Рабочим газом двигателя служил CO_2 . Таким образом, невольно создавалась ситуация, сходная с той, что существует в низкотемпературных струйных насосах. Диаметр цилиндрического корпуса составлял 940 мм. Сопло Лавалья имело критический диаметр 11 мм, отношение площади на срезе и в критическом сечении 8,33, угол раствора 36° . Подача CO_2 через сопло приводила к быстрому падению давления выше по потоку среза сопла. Причем отмечается, что возникающий перепад давлений между областями, разделенными струей, при

подогреве CO_2 до температуры торможения примерно 550К достигал 300, а без подогрева — 100. Давление торможения в этих опытах было 200 кПа.

Как уже отмечалось, в низкотемпературном струйном насосе в качестве рабочего газа могут быть использованы практически любой газ или пар. В частности была предложена конструкция насоса, в котором откачка осуществляется струей водяного пара [32]. Отличительная особенность этого насоса та, что в нем конденсационной поверхностью служат заполненные жидким азотом полый кольцевой цилиндр и соединенный с ним полый диск, размещенные в герметичном корпусе насоса. Предусмотрена возможность тщательной дегазации воды путем перегонки ее под вакуумом. Для предотвращения замерзания паров воды в критическом сечении сопла трубопровод, соединяющий сопло с испарителем, снабжен пароперегревателем.

Положения, касающиеся работы низкотемпературных струйных насосов, изложенные в [63], были подтверждены и для некоторых случаев конкретизированы при исследовании одноступенчатого диффузионного насоса с углекислым газом в качестве рабочего тела [41]. В этом насосе внутренний диаметр охлаждаемого жидким азотом конденсатора составлял 110 мм. Форвакуумная откачка осуществлялась системой последовательно соединенных парортутного и механического насосов. Максимальная быстрота действия 650 л/с была достигнута при использовании сопла Лавалья, имеющего наибольшую степень расширения 400.

Насос обеспечивал большую степень сжатия: при предельном вакууме $1,3 \cdot 10^{-4}$ Па наибольшее выпускное давление было равно 1,3 Па, а удельный расход CO_2 составлял $2,0 \cdot 10^{-4}$ г/л откачиваемого воздуха. В работе отмечается, что для удовлетворительной работы насоса содержание неконденсирующихся примесей в CO_2 не должно быть выше $5 \cdot 10^{-2}\%$, а конструкция конденсатора должна обеспечивать полную конденсацию рабочего газа как в области высокого вакуума над соплом, так и на стороне предварительного разрежения.

Существенным недостатком низкотемпературных струйных насосов является ограниченный ресурс их непрерывной работы. В исследуемом насосе после 3 ч работы на стенках конденсатора нарастал слой конденсата толщиной ~ 15 мм, а после 4,5 ч слой становился равным ~ 25 мм. Это приводило к снижению быстроты действия насоса соответственно на 12 и 40%. Снижение быстроты действия авторы объясняют повышением парциального давления CO_2 на стороне высокого вакуума, являющимся следствием роста толщины слоя конденсата, а также уменьшением площади диффузионной щели на уровне среза сопла, которая, например, к концу 5 ч непрерывной работы уменьшалась на 7%.

Важно отметить, что в исследуемом насосе коэффициент X_0 был примерно в 1,5 раза выше, чем у паромасляных диффузионных насосов, и в оптимальном режиме достигал 0,6.

По мнению авторов, перспективным является использование в насосе паров воды в качестве рабочего газа. Так, испытание рассмотренного здесь насоса на воде показало, что быстрота действия была лишь немного ниже 500 л/с, но зато предельный вакуум был достигнут $2,6 \cdot 10^{-6}$ Па.

Результаты обширных исследований низкотемпературного струйного насоса приведены в работе [70]. Теоретические предпосылки, использованные автором этой работы для объяснения результатов опытов, основаны на существующих теориях диффузионного насоса. Так, в соответствии с теорией Флореску эффект откачки рассматривается как результат соударений молекул рабочего газа с молекулами откачиваемого газа. Вследствие этих непрерывных соударений поток рабочего газа выполняет одновременно две функции. Во-первых, поддерживает градиент молекулярной плотности откачиваемого газа, причем плотность возрастает в направлении движения потока рабочего газа, а во-вторых, молекулы откачиваемого газа, проникшие в поток рабочего газа, уносятся им в направлении форвакуума. Эффективность первого действия определяется предельным давлением, которое устанавливается, а эффективность второго действия характеризуется быстротой действия насоса. Слабым местом теории Флореску является то, что при исследовании быстроты действия струи рабочего газа он допускает отсутствие молекул откачиваемого газа, которые возвратились бы со стороны форвакуума на сторону всасывания.

В разработанной теории низкотемпературного струйного насоса выводы Флореску несколько видоизменены тем, что учтено влияние обратной диффузии, подобно тому, как это сделано в теории Яккеля. Кроме того, в рассмотрение введены еще геометрические соотношения, которые определяются размерами сопла и диаметром насоса. Исходя из изложенных выше предпосылок получено приближенное решение для быстроты действия низкотемпературного струйного насоса

$$S = \frac{n_v A}{2v \left(\exp \frac{AL}{BD} - 1 \right)} (\sqrt{1+f} - 1), \quad (2.27)$$

где S — быстрота действия насоса; n_v — молекулярная плотность откачиваемого газа на стороне форвакуума; v — молекулярная плотность откачиваемого газа на входе в насос; L — длина конденсатора, на которой происходит конденсация рабочего газа.

Через величину A введено сокращение математического выражения

$$A \approx \pi^2 N_0 \lambda^2 \operatorname{tg}^2 \alpha (l - \lambda) \sigma^2 ca, \quad (2.28)$$

где $\pi = 3,14$; N_0 — молекулярная плотность рабочего газа на выходном срезе сопла; λ — длина расширяющейся части сопла; α — половина угла раствора сопла; l — высота конуса, образованного при условном продолжении расширяющейся части сопла

до пересечения с поверхностью конденсации; σ — диаметр сталкивающихся молекул; $a = w/c$ — отношение скорости молекул рабочего газа w к наивероятнейшей скорости молекул откачиваемого газа c . Для ситуаций, встречающихся в диффузионных насосах, обычно $a > 4$.

Скорость w рабочего газа после сопла определяется по числу Маха (M) и скорости звука u_w в том же сечении потока, для которого находится w ,

$$w = M u_w. \quad (2.29)$$

Число Маха может быть определено по степени расширения сопла, т. е. по отношению площади выходного сечения сопла F к площади критического сечения $F_{кр}$ из уравнения

$$\frac{F}{F_{кр}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} M \left(\frac{k+1}{2} \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad (2.30)$$

где $k = c_p/c_v$ — отношение теплоемкостей.

По известному числу Маха величина u_w находится по формуле

$$\frac{u_w}{u_0} = \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2}, \quad (2.31)$$

где скорость звука u_0 в заторможенном потоке рабочего газа определяется по уравнению

$$u_0 = \sqrt{kRT_0}. \quad (2.32)$$

В уравнении (2.32) R — газовая постоянная рабочего газа, а T_0 — его температура перед соплом.

Вторым сокращением в уравнении (2.27) является величина

$$B = \pi \operatorname{tg}^2 \alpha l^2. \quad (2.33)$$

Коэффициент диффузии D , входящий в окончательное уравнение быстроты действия насоса, требует более точного определения. Диффузия молекул откачиваемого газа из форвакуумного пространства в пространство конденсатора идет в направлении, противоположном движению потока рабочего газа. Поэтому если можно допустить, что откачиваемый газ имеет максвелловское распределение молекул по скоростям, то этого ни в коем случае нельзя сказать о потоке рабочего газа. Эти условия, существенно отличающиеся от условий обычной диффузии, учитываются при расчете коэффициента диффузии

$$D = \frac{1}{3} v \left[\pi \sigma_{cp}^2 N_0 \sqrt{1 + \frac{w^2}{v^2}} \left(\frac{1 + \frac{k+1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \right]^{-1}. \quad (2.34)$$

В этом уравнении из величин, ранее не упоминавшихся, v — средняя арифметическая скорость молекул откачиваемого газа; σ_{cp} — средний диаметр молекул; N_0 — молекулярная плотность рабочего газа в критическом сечении сопла.

Величина f в уравнении (2.27) представляет сокращенное выражение

$$f = \frac{v r_0^2 \pi v^2 \exp \frac{AL}{BD} \left(\exp \frac{AL}{BD} - 1 \right)}{\sin \alpha n_0^2 A}, \quad (2.35)$$

где r_0 — радиус конденсатора, а все остальные величины упоминались ранее.

С целью проверки изложенных теоретических выводов были проведены экспериментальные исследования на крупном низкотемпературном струйном насосе. Поверхность конденсации имела следующие размеры: внутренний диаметр 500 мм, а длину 1560 мм.

Рабочий газ вводился через сопло Лавала с критическим диаметром 1 мм, диаметром на выходном срезе 18,8 мм и углом раствора 40° . В качестве рабочего газа во всех опытах использовалась CO_2 чистотой 99,999%, а в качестве откачиваемого газа — азот. Поверхность конденсатора охлаждалась жидким азотом. Анализ полученных данных показал, что с увеличением расхода рабочего газа быстрота действия насоса также увеличивается. Этот результат не удивителен, так как и в масляных диффузионных насосах наблюдается аналогичный рост быстроты действия при повышении мощности нагревателя. Однако известно, что пройдя определенное оптимальное значение мощности, дальнейшее ее увеличение приводит к снижению быстроты действия масляного насоса. К сожалению, в данном исследовании такой оптимальный расход рабочего газа не был найден.

Вторая закономерность, выявленная при экспериментальном исследовании, заключается в том, что, чем ближе срез сопла отстоит от входного фланца насоса, тем выше его быстрота действия. К сожалению, и в данном случае не выяснено, до какой степени можно выдвигать сопло из конденсатора. Наибольшая быстрота действия насоса была достигнута при положении сопла на расстоянии 35,6 см от входного фланца, самом минимальном из всех исследованных случаев. Эти данные показаны на рис. 12.

Сопоставление расчетных значений быстроты действия насоса, найденных по уравнению (2.27), с опытными данными показало, что для случая, когда сопло было вдвинуто глубоко в конденсатор (на 65,5 см), расчетная быстрота действия примерно в три раза превышала измеренную. Лучшее совпадение теоретических и экспериментальных результатов имело место при меньших расстояниях между соплом и входным фланцем. Объясняется это тем, что выдвигание сопла из конденсатора приводит к увеличению задействованной поверхности конденсации.

Совершенно очевидно, что выполненные в работе [70] теоретические разработки еще далеки от совершенства, в частности они не могут объяснить снижение быстроты действия насоса при возрастании форвакуумного давления, и в большинстве случаев дают лишь грубую оценку реальных процессов откачки. Не сов-

сем надежными, вероятно, можно считать и экспериментальные данные, так как полученные значения быстроты действия насоса в большинстве случаев значительно превышают проводимость его впускного отверстия.

Определяющим узлом в струйных вакуумных насосах являются сопла, создающие организованную струю рабочего газа или пара. В упоминавшихся выше работах по низкотемпературным

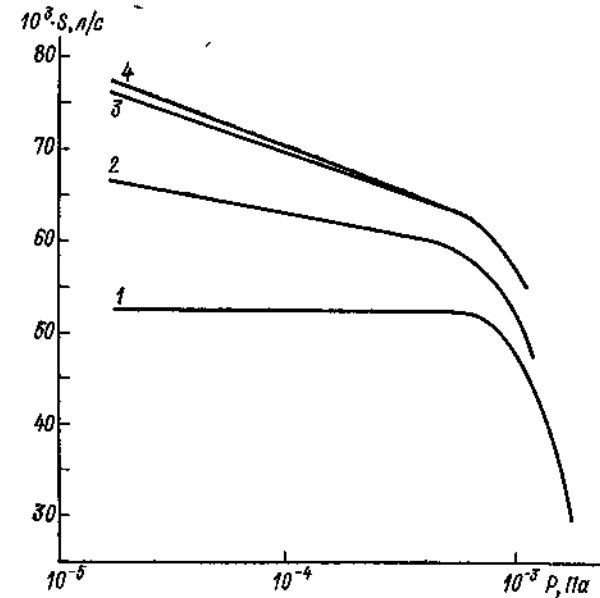


Рис. 12. Зависимость замеренной быстроты действия от давления на входе в насос
Расход CO_2 через сопло: 1 — 5,6 мг/с; 2 — 14,2 мг/с; 3 — 32,2 мг/с; 4 — 52,3 мг/с

струйным насосам [41, 63, 65, 70] исследовались обычные конические звуковые или сверхзвуковые сопла. Такие сопла находят ограниченное применение и используются лишь в насосах небольших размеров. Более широкое распространение получили сопла зонтичного типа. Использование прямоточного зонтичного сопла в низкотемпературном струйном насосе [18] позволило снизить удельный расход рабочего газа CO_2 до $0,8 \cdot 10^{-4}$ г на один литр откачиваемого газа — воздуха. При этом на насосе, имеющем диаметр входного отверстия 80 мм, была достигнута быстрота действия 320 л/с, что соответствовало коэффициенту X_0 , равному 0,64.

Испытание бустерного низкотемпературного насоса с обратным соплом зонтичного типа показало эффективность его использования в качестве первой по ходу газа ступени в установках с большим массовым расходом откачиваемого газа [17]. На рис. 13 представлены схема такой системы и результаты ее испытания.

Первой ступенью был низкотемпературный струйный насос с диаметром входного отверстия 150 мм, а в качестве второй ступени использовался бустерный насос БН-3. На рис. 13 кривая 1 характеризует собственную быстроту действия насоса БН-3 в зависи-

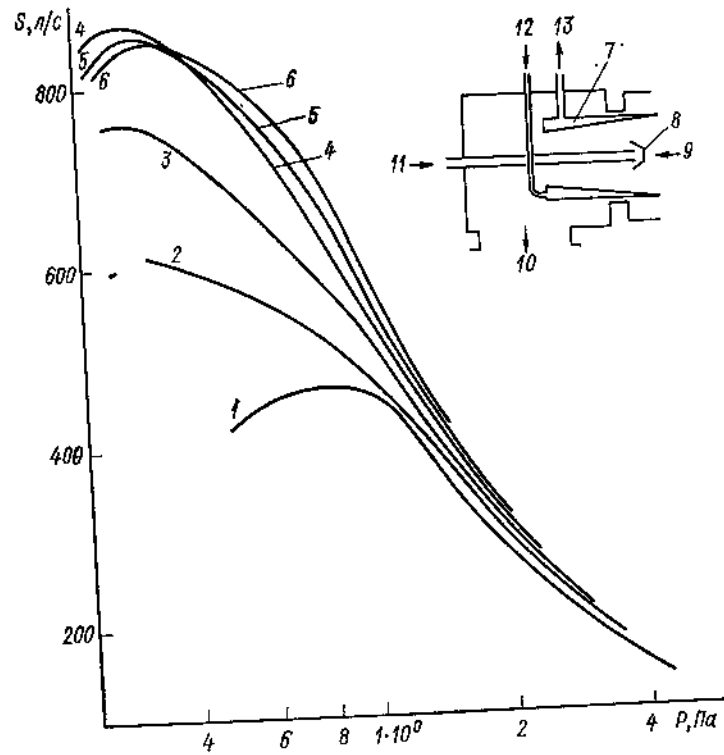


Рис. 13. Зависимость быстроты действия от давления на входе в насос

Кривая 1 соответствует нулевому расходу CO_2 через сопло, кривые 2, 3, 4, 5 и 6 соответствуют расходу CO_2 — $2,42 \cdot 10^{-2}$; $3,24 \times 10^{-2}$; $4,3 \cdot 10^{-2}$; $5,38 \cdot 10^{-2}$ и $7,77 \cdot 10^{-2}$ г/с соответственно. На схеме насоса: 7 — конденсатор; 8 — обращенное сопло зонтичного типа; 9 — вход откачиваемого газа в насос; 10 — к бустерному насосу БН-3; 11 — подача CO_2 ; 12 — вход жидкого азота в конденсатор; 13 — выход паров азота

мости от давления на входе в насос. При этом конденсатор низкотемпературной ступени был охлажден до температуры ~ 80 К, но подача рабочего газа CO_2 не производилась. Кривые 2—6 характеризуют быстроту действия всей системы, с включенной в работу ступенью низкотемпературного струйного насоса. Показанная серия кривых относится к различным расходам рабочего газа. Было отмечено, что в интервале давлений $5 \cdot 10^0$ — $5 \cdot 10^{-1}$ Па наблюдается общая закономерность: с увеличением расхода рабо-

чего газа быстрота действия растет; при более низком давлении эта зависимость нарушается. Существует, как видно, оптимальный расход CO_2 , превышение которого ведет к снижению быстроты действия системы.

Таким образом, ступень низкотемпературного струйного насоса позволила: 1) почти в два раза увеличить быстроту действия агрегата; 2) снизить предельно достижимое давление; 3) уменьшить обратный поток паров рабочей жидкости из вспомогательных масляных насосов.

Очевидно, эффективность ввода дополнительной низкотемпературной ступени была бы еще выше, если бы используемая техническая CO_2 предварительно проходила очистку от неконденсирующихся примесей.

§ 7. ТЕРМОМОЛЕКУЛЯРНЫЕ НАСОСЫ

Изучение характера взаимодействия молекулярных пучков с поверхностью твердого тела показало, что при определенных условиях некоторые поверхности рассеивают молекулы пучка не по закону косинусов, а направленно. Причем повышение температуры поверхности относительно температуры молекулярного пучка смещает пик интенсивности рассеивания в сторону нормали к данной поверхности и, напротив, снижение температуры поверхности относительно температуры молекулярного пучка отклоняет пик интенсивности рассеивания молекул на больший угол относительно нормали к поверхности. Это явление использовано для создания откачивающих устройств [86], возможные схемы которых показаны на рис. 14.

Ступень такого насоса представляет собой камеру, разделенную диафрагмой на две секции. Стенки камеры и диафрагму охлаждают водой или каким-либо хладагентом. В одной из секций против отверстия диафрагмы располагают активную поверхность, например пластину из науглероженного поликристаллического никеля. Эта пластина при нагревании дает направленное в сторону отверстия диафрагмы рассеивание молекул, в результате чего при молекулярном режиме течения газа проводимость отверстия для газового потока из секции с активной пластиной оказывается более высокой по сравнению с проводимостью этого же отверстия в обратном направлении. При достижении равновесных условий по обе стороны диафрагмы установится предельно достижимое отношение давлений

$$r_{\max} = \left(\frac{P_d}{P_n} \right)_{\max} = \frac{U_n}{U_d}, \quad (2.36)$$

где P_n и P_d — соответственно давление в секциях с активной пластиной и без нее; U_n и U_d — соответственно проводимость отверстия диафрагмы для направленного и диффузионного потоков молекул.

Для получения большего отношения давлений располагают последовательно ряд ступеней, как показано на рис. 14, в. Если отношение давлений в секциях $r = \frac{P_d}{P_n}$ меньше предельно достижимого $\left(\frac{P_d}{P_n}\right)_{\max}$, то через отверстие диафрагмы возникает поток газа из секции с активной поверхностью в секцию без таковой.

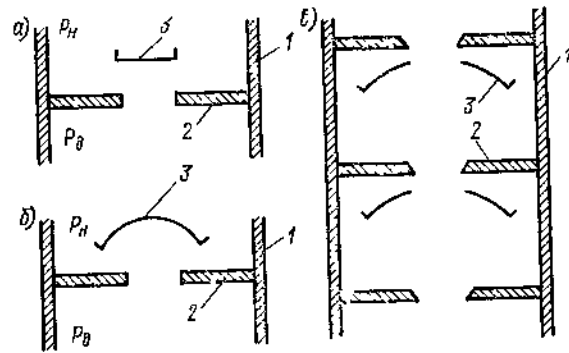


Рис. 14. Схемы термомолекулярных насосов. Активная направляющая поверхность в виде: а — узкой полосы; б — цилиндрического сегмента; в — цилиндрического сегмента с щелью посередине
1 — корпус насоса; 2 — диафрагма; 3 — активная направляющая поверхность

Быстрота действия такой насосной ступени будет равна отношению разности потоков через отверстия к давлению P_n

$$S = \frac{I_n - I_d}{P_n} = \frac{P_n U_n - P_d U_d}{P_n} = U_n \left(1 - \frac{r}{r_{\max}}\right), \quad (2.37)$$

где I_n и I_d — соответственно направленный и диффузионный потоки газа через отверстие диафрагмы.

Таблица 5. Результаты испытаний термомолекулярных насосов

Тип устройства	Температура корпуса и диафрагмы, T_0 , К	Температура активной направляющей поверхности T , К	$\sqrt{\frac{T_0}{T}}$	Отношение давлений, r
Одна ступень с плоской направляющей поверхностью (рис. 14, а)	303	873	0,59	1,06
Одна ступень с цилиндрической направляющей поверхностью (рис. 14, б)	303	1003	0,55	1,32
Пятиступенчатый насос (рис. 14, в)	334	1023	0,57	2,0
	158	923	0,41	3,1

Испытания термомолекулярных насосов показали, что интенсивность откачки зависит от углового распределения рассеивания молекул, то есть от разности температур между активной направляющей поверхностью и корпусом камеры, а также от геометрических характеристик системы «отверстие — поверхность». Было также обнаружено, что существует оптимальная температура активной поверхности. Полученные значения отношения давлений для различных типов устройств приведены в табл. 5.

Глава 3. СОРБЦИОННЫЕ НАСОСЫ

В вакуумной технике сорбционные процессы или явления не только создают большие трудности в поддержании контролируемой газовой среды в высоковакуумных системах, но и открывают широкие возможности в области создания эффективных средств откачки, которые позволяют получать и сохранять высокий вакуум.

Базирующиеся на сорбционных процессах выносные стандартные насосы и уникальные встроенные системы откачки в настоящее время успешно используются при выполнении различных физических экспериментов, в имитаторах космического пространства и в целом ряде новейших технологий. Они наиболее экономично обеспечивают высокое качество вакуума, т. е. его чистоту, и в то же время практически не имеют ограничений в скорости действия.

В настоящей главе рассматриваются наиболее распространенные сорбционные насосы, в которых сорбция газов осуществляется пленками испаряемых химически активных металлов-геттеров. Это испарительные геттерные и магнитные электроразрядные насосы.

Прогресс в технике низких температур открыл большие перспективы перед использованием криогенных средств создания вакуума и, в частности, криосорбционных и конденсационно-адсорбционных насосов, которым посвящена вторая половина данной главы.

Несмотря на распространенность сорбционных средств откачки, природа самих сорбционных явлений еще далека от полного и ясного понимания. Это связано с тем, что на характер сорбционных процессов, протекающих при взаимодействии молекул газа с поверхностью твердого тела, влияет большое число факторов: химическая природа и энергетическое состояние молекул газа, природа и температура сорбирующей поверхности, наличие электрических и магнитных полей и т. д. Сложность рассматриваемых явлений требует знания хотя бы некоторых закономерностей процессов, происходящих в насосах, для того, чтобы обоснованно

выбирать и грамотно эксплуатировать их. Этим объясняется то обстоятельство, что настоящая глава начинается с раздела, в котором излагается ряд теоретических моментов сорбционной отдачи газов.

§ 8. ЗАКОНОМЕРНОСТИ СОРБЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ

Термин *сорбция* используется в современной литературе по вакуумной технике как некоторое комплексное понятие, характеризующее все виды взаимодействия свободных атомов и молекул с поверхностью сорбирующего вещества, включая образование химических соединений. Традиционно сорбционные процессы на поверхности твердых тел разделяются на две самостоятельные категории: *физическую адсорбцию* и *хемосорбцию*. Однако с позиций квантовой физики различие между физической адсорбцией и хемосорбцией состоит лишь в том, что в первом случае происходит лишь слабое электронное взаимодействие между адсорбируемыми частицами и частицами адсорбента, а во втором — сильное. Возможны также промежуточные по силе электронного взаимодействия состояния [43].

Физическая адсорбция — это самопроизвольный и полностью обратимый процесс, аналогичный процессу конденсации. В нем силы Ван-дер-Ваальса являются определяющими. Характер их во многом зависит от того, обладают или нет адсорбируемые молекулы и адсорбент полярными свойствами.

Адсорбция неполярных молекул O_2 , N_2 , H_2 , CH_4 и других на неполярном адсорбенте, например на слое сконденсированного газа, имеющего кристаллы с атомными или молекулярными решетками, происходит благодаря дисперсионным силам.

Дисперсионные силы взаимного притяжения молекул возникают вследствие квантово-механических согласованных колебаний электронных оболочек молекул сорбента и сорбата.

При адсорбции неполярных молекул на полярных адсорбентах (кристаллах с ионной решеткой) к дисперсионным силам притяжения добавляются еще *индукционные силы*, которые возникают благодаря тому, что положительные и отрицательные ионы решетки адсорбента индуцируют в неполярной молекуле заряды противоположного знака. Типичным примером физической адсорбции такого типа является взаимодействие молекул H_2 , N_2 , O_2 и других с поверхностями, покрытыми окислами.

Полярные молекулы с большим дипольным моментом, например молекулы водяных паров, способны индуцировать в неполярных адсорбентах диполь противоположной ориентации. Возникающие индукционные силы притяжения суммируются с дисперсионными силами.

Механизм взаимодействия полярных молекул с полярным адсорбентом аналогичен адсорбции неполярной молекулы полярным адсорбентом.

При физической адсорбции адсорбированное вещество не изменяет своих индивидуальных свойств и при десорбции выделяется в первоначальном виде.

Ввиду слабости Ван-дер-Ваальсовых сил взаимодействия на поверхности твердого тела может происходить миграция адсорбированных частиц от одного активного центра к другому. Энергия, необходимая для миграции, меньше энергии физических связей.

Физический механизм хемосорбции, подобно образованию химических соединений, обусловлен перегруппировкой электронов взаимодействующих частиц. Важнейшими формами таких перегруппировок являются либо передача одного или большего числа электронов от одного из атомов другому, либо смещение электронов в направлении к одному из атомов, причем большей частью при этом образуются электронные пары, общие для взаимодействующих частиц и связывающие их между собой. Возникающая связь по типу подобна ковалентной, ионной, донорно-акцепторной, либо носит промежуточный между ними характер.

Частицы, имеющие несимметричное электронное строение, в результате многократных актов взаимодействия с адсорбентом стремятся ориентироваться по отношению к нему таким образом, чтобы энергия связи была наибольшей. Поэтому после образования первого мономолекулярного слоя оказываются обращенными наружу менее сорбционно-активные стороны частиц и сила связи второго слоя с первым сильно ослабевает. Этим объясняется то обстоятельство, что многослойная адсорбция молекул газов на поверхности твердых тел обычно происходит лишь при низких температурах. Однако, когда адсорбент взаимодействует с газом сложного состава, возможно образование связей между молекулами, имеющими взаимное электронное сродство, что приводит к образованию на поверхности комплексных сорбционных слоев, включая полимолекулярные. Так, чистый водород практически не адсорбируется на серебре, но если на серебре будет адсорбирован кислород, обладающий сродством к водороду, то водород прочно хемосорбируется на нем, и в случае нагрева будут выделяться уже не водород и кислород, а пары воды.

В «вакуумной» практике в большинстве случаев имеют дело не с отдельными атомами, а с молекулами газов. При ассоциации активных атомов в молекулы их валентные связи насыщаются, поэтому при низких температурах нет большого различия в сорбционном поведении активных и инертных газов. Как те, так и другие способны только к физической адсорбции. Следует отметить, что активные газы и при высоких температурах проходят вначале стадию физической адсорбции прежде, чем хемосорбироваться.

Если воспользоваться известными теориями, взаимодействие частицы со стенкой в зависимости от расстояния между ними можно охарактеризовать диаграммой Леннарда—Джонса (рис. 15). При-

ближающаяся к поверхности молекула сначала имеет некоторую вероятность физической адсорбции. Под действием дисперсионных сил она притягивается к поверхности. На расстоянии от поверхности r_ϕ дисперсионные силы притяжения уравновешиваются силами отталкивания, и молекулы попадают в устойчивое состояние, соответствующее физической адсорбции, выделяя при этом энергию U_ϕ (нулевое значение энергии соответствует бесконечно большому расстоянию r). Энергия U_ϕ соответствует теплоте адсорбции, которая подобна теплоте конденсации, хотя и больше

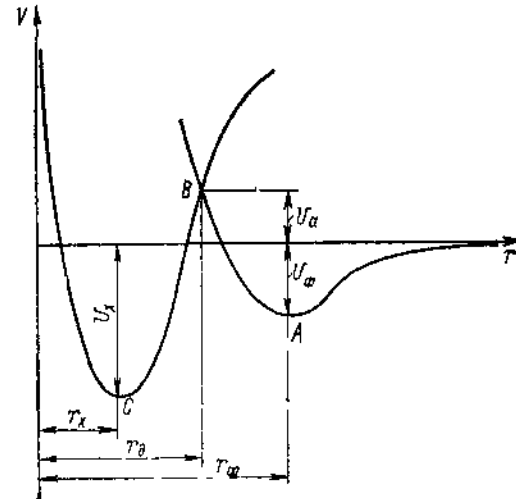


Рис. 15. Энергетика процессов физадсорбции и хемосорбции

нее. Если теперь молекула получит каким-либо образом энергию $U_\phi + U_a$, то амплитуда ее колебаний относительно наиболее вероятного положения r_ϕ возрастает настолько, что она либо возвратится в газообразную фазу, либо приблизится к поверхности на такое расстояние, на котором окажется в поле действия более мощных сил связи квантового взаимодействия. Энергия U_a — является энергией активации. Под действием сил притяжения соседних адсорбционных центров молекула диссоциируется на атомы, которые хемосорбируются и попадают во вторую потенциальную яму, находящуюся на расстоянии r_x от поверхности адсорбента. Теплота хемосорбции U_x значительно выше, чем при физической адсорбции. Десорбция хемосорбированных атомов происходит также в два этапа в последовательности, обратной хемосорбции. Энергия десорбции $U_d = U_x + U_a$.

Физическая адсорбция и хемосорбция — это спонтанные процессы, поэтому они протекают только в направлении убывания изобарно-изотермического потенциала Φ , т. е. когда

$$\Delta\Phi = \Delta I - T\Delta S \quad (3.1)$$

имеет отрицательное значение.

Поскольку сорбированные молекулы теряют одну степень свободы, то упорядоченность в микроскопическом строении системы улучшается и ее энтропия уменьшается (ΔS — отрицательная величина). Отсюда вытекает, что $\Delta\Phi$ может быть отрицательным лишь в том случае, если ΔI отрицательно (энтальпия I умень-

шается), т. е. если процесс идет с выделением тепла. Следовательно, физическая адсорбция и хемосорбция — это всегда экзотермические процессы и их интенсивность тем выше, чем больше абсолютное значение отрицательной величины $\Delta\Phi$.

Температурная зависимость количества поглощенного газа $a = f(T)$ показана на рис. 16. При очень низкой температуре любые молекулы, как активные, так и инертные, способны только на физическую адсорбцию и поэтому с повышением температуры количество поглощенного газа всегда уменьшается. Это очевидно из уравнения (3.1). При низкой температуре положительный

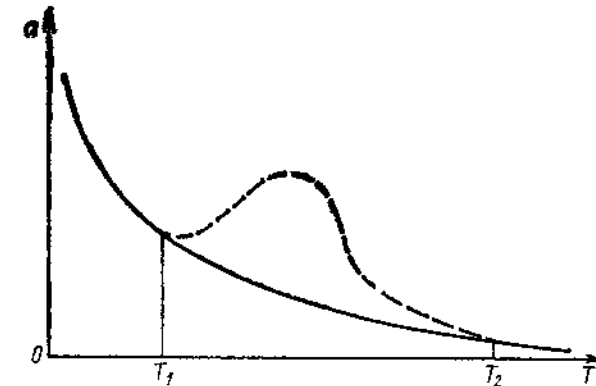


Рис. 16. Температурная зависимость интенсивностей физической адсорбции и хемосорбции
 T_1 — начало хемосорбции; T_2 — полная десорбция

энтропийный член уравнения $T\Delta S$ мал и поглощение газов более вероятно, а при высокой температуре этот член увеличивается и, следовательно, поглощение газов становится менее вероятно.

Для инертных молекул, образующих с любыми сорбентами слабые связи ($-\Delta I$ мало), эта закономерность остается в силе при любой температуре (сплошная кривая). В случае же активных молекул, когда образуются сильные связи ($-\Delta I$ велико), в некотором интервале повышения температуры наблюдается увеличение количества поглощенного газа (пунктирная кривая). Это объясняется тем, что с повышением температуры растет число молекул, обладающих необходимой для хемосорбции энергией активации U_a . При хемосорбции выделяется большое количество тепла U_x и абсолютное значение величины изменения энтальпии $|\Delta I|$, а следовательно, и $|\Delta\Phi|$ увеличиваются, несмотря на повышение температуры. Кроме того, при повышении температуры ускоряется процесс диффузии поглощенного газа в объем геттера, что приводит к увеличению его сорбционной емкости. Однако при дальнейшем повышении температуры влияние второго члена $T\Delta S$ уравнения (3.1) усиливается, что приводит к уменьшению

Таблица 6 (левая часть). Усредненные значения S_0 и коэффициента эффективности для различных средств откачки

Средство откачки	Идеальная сорбирующая поверхность		Криопереходность										Адсорбционные насосы	
	77	293	77					293						
Температура газа, К	77	293	10	15	20	3,4	4,2	10	15	20	293	15	20	293
Температура поверхности, К	77	293	4,2											77
H_2	22,6	44,2	11,3—13,6	—	11,3	9,0	22,1	4,4	—	—	—	—	—	1,6·10 ⁻³
			0,6	—	0,5	0,4	0,5	0,1	—	—	—	—	—	3,6·10 ⁻⁵
D_2	16,0	31,2	8	—	8	6,4	—	—	—	—	—	—	—	—
			0,6	—	0,5	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—
He	16,0	31,2	1,6—3,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
			0,1—0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
CH_4	8,0	15,4	8,0	8,0	8,0	8,0	—	—	—	—	—	—	—	6,7·10 ⁻²
			1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
NH_3	7,8	15,1	7,8	7,8	7,8	7,8	—	—	—	—	—	—	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
H_2O	7,5	14,7	7,5	7,5	7,5	7,5	14,7	14,7	14,7	—	—	—	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—

Ne	7,2	13,8	—	—	—	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
			—	—	—	0,1	—	—	—	—	—	—	—	—
N_2	6,0	11,8	6,0	6,0	5,8	5,1	—	7,7	7,7	7,3	7,2	8,3·10 ⁻³	—	—
			1,0	1,0	0,96	0,84	—	0,65	0,65	0,65	0,62	0,61	7·10 ⁻³	—
CO	6,0	11,8	6,0	6,0	6,0	6,0	—	—	—	—	—	0,59	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	5·10 ⁻²
Воздух	5,9	11,6	5,9	5,9	—	4,6	8,1	8,0	8,0	7,9	7,8	3,1·10 ⁻²	—	—
			1,0	1,0	—	0,78	0,7	0,69	0,69	0,68	0,68	0,67	2,7·10 ⁻³	—
O_2	5,7	11,0	5,7	5,7	5,7	5,7	—	—	—	—	—	9,5	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
Ar	5,1	9,8	5,1	5,1	5,1	5,1	9,8	6,9	6,7	6,6	6,5	—	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,7	0,68	0,67	0,66	—	—	—
CO_2	4,8	9,4	4,8	4,8	4,8	4,8	—	—	—	—	—	9,4	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
Kr	3,4	6,8	3,4	3,4	3,4	3,4	6,8	4,6	—	—	—	—	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	1	0,67	—	—	—	—	—	—
Xe	1,8	5,4	1,8	1,8	1,8	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—
			1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—

Титановые пленки		Орбитальные средства откачки		Магнитные электроразрядные средства откачки			
Непрерывное испарение	Периодическое испарение	Орбитальные средства откачки		диодные		триодные	
		293	293	700	1500	4000	700
77	293	77	293	293		293	
17,6-28,7	4,4	17,6-35,2	8,8-22,0	0,42	1,1	1,2	1,0
0,4-0,65	0,1	0,4-0,8	0,2-0,5	9,6·10 ⁻³	2,4·10 ⁻²	2,7·10 ⁻²	2,2·10 ⁻²
6,9	—	—	3,7	0,4	1,0	1,2	—
0,22	—	—	0,12	1,3·10 ⁻²	3,2·10 ⁻²	3,8·10 ⁻²	—
—	—	—	—	2·10 ⁻³	6,2·10 ⁻³	7,0·10 ⁻³	0,1
—	—	—	—	5·10 ⁻⁵	1,9·10 ⁻³	2,2·10 ⁻³	3,2·10 ⁻³
0,77	1,4·10 ⁻²	—	—	0,4	1,0	1,2	0,4
5·10 ⁻²	9,1·10 ⁻⁴	—	—	2,6·10 ⁻²	6,5·10 ⁻²	7,8·10 ⁻²	—
—	—	—	—	0,26	0,66	0,76	—
—	—	—	—	1,7·10 ⁻²	4,4·10 ⁻²	5·10 ⁻²	—
14,7	—	14,7	—	0,17	0,44	0,5	—
1,0	—	1,0	—	1,2·10 ⁻²	3,0·10 ⁻²	3,4·10 ⁻²	2,8·10 ⁻²
—	—	—	—	5,5·10 ⁻³	1,4·10 ⁻²	1,7·10 ⁻²	—
—	—	—	—	4·10 ⁻⁴	1·10 ⁻³	1,2·10 ⁻³	—

10,0	4,7	7,0	1,2	1,4	0,13	0,34	0,38	—	0,8
0,85	0,4	0,6	0,1	0,12	1,1·10 ⁻²	2,8·10 ⁻²	3,2·10 ⁻²	—	6,8·10 ⁻²
10,0	7,8	8,2	3,5	—	0,13	0,32	0,36	—	0,4
0,85	0,66	0,7	0,3	—	1,1·10 ⁻²	2,8·10 ⁻²	3,0·10 ⁻²	—	3,4·10 ⁻²
9,2	4,8	—	0,3	0,76	0,15	0,38	0,44	0,6	0,4
0,8	0,4	—	2,6·10 ⁻²	6·10 ⁻²	1,3·10 ⁻²	3,4·10 ⁻²	3,8·10 ⁻²	5,2·10 ⁻²	3,4·10 ⁻²
10,0	7,3	7,7	5,5	—	9·10 ⁻²	0,24	0,26	—	0,22
0,91	0,66	0,7	0,5	—	8,2·10 ⁻²	2,2·10 ⁻²	2,4·10 ⁻²	—	0,2
—	1·10 ⁻²	1,7	1·10 ⁻²	1·10 ⁻²	5,0·10 ⁻³	1,3·10 ⁻²	1,4·10 ⁻²	0,12	6,0·10 ⁻²
—	1·10 ⁻³	0,17	1·10 ⁻³	1·10 ⁻³	5,1·10 ⁻⁴	1,3·10 ⁻³	1,4·10 ⁻³	1,2·10 ⁻³	6,0·10 ⁻³
8,6	4,7	6,6	3,0	—	8,6·10 ⁻³	0,22	0,24	—	0,4
0,92	0,5	0,7	0,3	—	9,2·10 ⁻³	2,4·10 ⁻²	2,5·10 ⁻²	—	4,2·10 ⁻²
—	—	—	—	—	3,4·10 ⁻³	8,8·10 ⁻³	9,6·10 ⁻³	—	—
—	—	—	—	—	5·10 ⁻⁴	1,3·10 ⁻³	1,4·10 ⁻²	—	—
—	—	—	—	—	7·10 ⁻³	7,5·10 ⁻³	7,5·10 ⁻³	—	—
—	—	—	—	—	1·10 ⁻³	1,4·10 ⁻³	1,4·10 ⁻³	—	—

Примечания: 1. В верхних строчках таблицы для каждого газа представлены значения скорости действия, $л/(с·см^2)$, а в нижних — коэффициента эффективности. 2. Для H₂ и He представлены данные по криокапту на непрерывно возобновляемых слоях СО, Хе, Ar, O₂, N₂. Газы сорбены в порядке возрастания коэффициента эффективности. 3. Адсорбция на цеолите СаА для N₂ — криосорбция на плите №Х). Все данные отнесены к единице поверхности слоя цеолита. 4. Для H₂ представлены данные по сорбции на пленках Sc, Nb, Ti, V, Cr. Геттеры расположены в порядке возрастания коэффициента эффективности. 5. Для диодных средств откачки все данные отнесены к единице поверхности непрофильрованного катода, а для триодных — к единице поверхности коллектора.

величины $\Delta\Phi$ и, следовательно, к уменьшению интенсивности хемосорбции.

Поскольку рассматриваемые сорбционные процессы всегда экзотермические, то их интенсивность, очевидно, зависит, во-первых, от способности молекул газа отдавать адсорбенту достаточное количество энергии, чтобы оставшейся энергии было недостаточно для преодоления сил сорбционного притяжения, а во-вторых, способностью адсорбента быстро отводить полученную энергию из зоны соударения. Отсюда следует, что не каждая молекула газа, столкнувшись с поверхностью адсорбента, адсорбируется на ней, и отношение числа адсорбированных частиц к числу падающих за тот же промежуток времени, названное коэффициентом прилипания, всегда меньше единицы. Так как величина коэффициента прилипания под воздействием множества факторов изменяется, то не остается постоянной и интенсивность адсорбционных процессов. Таким образом, интенсивность v_a , с которой молекулы адсорбируются, может быть выражена через интенсивность соударений молекул газа с поверхностью адсорбента

$$v = \frac{1}{4} n v_a \quad (3.2)$$

и коэффициент прилипания α

$$v_a = \alpha v, \quad (3.3)$$

где n — молекулярная плотность газа, а v_a — средняя арифметическая скорость движения его молекул.

Для всех сорбционных средств откачки характерна значительная селективность поглощения отдельных газов. Это хорошо видно из табл. 6 [33], в которой сравниваются такие интегральные параметры различных сорбционных насосов, как удельная быстрота действия и коэффициент эффективности, равный отношению реальной быстроты действия к предельно возможной. Для встроенных систем откачки, когда отсутствует сопротивление присоединительных трубопроводов откачиваемому молекулярному потоку, коэффициент эффективности, очевидно, совпадает по величине с коэффициентом прилипания.

§ 9. ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ГЕТТЕРНЫЕ НАСОСЫ

Принцип действия испарительных геттерных насосов основан на физическом и химическом связывании газов на поверхности и в объеме активных веществ — геттеров. В качестве геттеров могут быть использованы пленки титана, бария, циркония и других химически активных металлов. Обновление пленок производят путем термического испарения соответствующего металла и последующего осаждения его на охлаждаемой поверхности стенок корпуса насоса или на специальные металлические листы, помещенные в вакуумной камере.

Интенсивность откачки геттерами значительно увеличивается при снижении температуры поглощающей поверхности. Очевидно, это связано с тем, что при низкой температуре поверхности миграция на ней частиц осаждаемого металла затормаживается, что способствует образованию пористой пленки с хорошо развитой поверхностью. Кроме того, при понижении температуры пленки снижаются равновесные давления легкоконденсируемых газов, а также замедляются процессы образования новых химических соединений в частности метана.

На рис. 17 показано схематическое устройство геттерного насоса, основными элементами которого являются корпус 7, испаритель 6 активного металла и вкладыш, охлаждаемый жидким азотом 5. В насосах без азотного охлаждения пленка осаждается непосредственно на корпусе, который в этом случае должен иметь водяное охлаждение. С целью защиты откачиваемого объекта от запыления испаряемым геттером в некоторых конструкциях насосов устанавливают экран 3. Поскольку инертные газы, а также предельные углеводороды практически не связываются геттерами, то их необходимо откачивать насосами других типов небольшой быстроты действия. Для присоединения этих насосов служит выпускной патрубок 1. Через него производят также предварительное вакуумирование.

Основным элементом геттерных насосов является испаритель. В зависимости от конструкции последнего термическое испарение геттера может осуществляться как из твердой фазы (сублимация), так и из жидкой (испарение). Испарение из твердой фазы обеспечивает более мелкодисперсное распыление геттера и, следовательно, более полное его использование. Жидкофазные испарители дают возможность повысить скорость испарения до десятков миллиграммов в минуту при сравнительно малом тепловыделении в окружающее пространство. Мощность нагрева подбирается такой, чтобы капля расплавленного геттера сохраняла свою форму за счет поверхностного натяжения, но не кипела и не происходило бы разбрызгивание активного металла.

В небольших насосах нагревание геттера в основном осуществляется прямонакальным методом. В этом случае нить из активного металла или биметаллическая проволока из несущего и

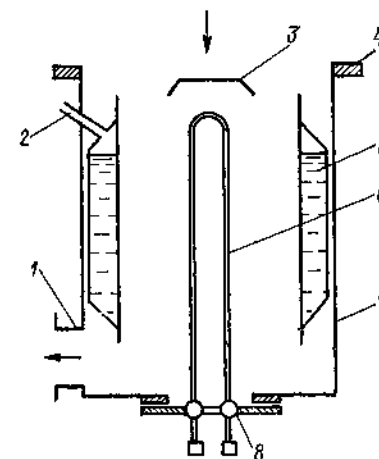


Рис. 17. Испарительный геттерный насос

испаряемого металлов нагреваются пропускаемым по ним током.

В насосах больших размеров ток пропускается через нить из тугоплавкого металла, например вольфрама, а проволока геттера наматывается на нее, либо эти две проволоки скручиваются вместе.

Испарители этого типа бесполезно рассеивают значительную часть подводимой мощности, что нежелательно, особенно при работе насоса с азотным охлаждением. Кроме того, в результате испарения геттера сопротивление накаляемой нити меняется, что требует регулирования тока накала.

Более совершенными являются испарители с нагревом геттера, от бомбардировки его электронами высокой энергии. В таких насосах электроны, эмитируемые катодом, устремляются к аноду, на который нанесен геттер. Температура геттера при этом повышается до величины, достаточной для его испарения.

К этому же типу испарителей относят *электроннолучевые*, в которых путем статических и динамических методов электрической и магнитной фокусировки пучок электронов с энергией несколько килоэлектронвольт направляется на геттер. Локальный нагрев геттера пучком электронов позволяет вести интенсивное испарение активного металла из расплавленной капли, осуществляя жидкофазное испарение.

В некоторых типах насосов испарение геттера осуществляют *комбинированным действием* омического нагрева и нагрева от бомбардирования электронами.

Недостатком электроннолучевых испарителей является сложность и ненадежность механизмов подачи геттера в зону расплава, а общим недостатком всех испарителей с электронным нагревом — наличие термомиттера, уменьшающего надежность и сокращающего срок службы системы.

Более надежными в работе показали себя *дуговые испарители*. В насосах с испарителями этого типа между корпусом насоса — анодом и электродом-испарителем — катодом, выполненным из активного металла, зажигается электрическая дуга постоянного тока. Хаотическое перемещение катодных пятен по поверхности геттера, наблюдающееся в дуговом разряде, обеспечивает сравнительно равномерное его испарение. Дуговые испарители, имея массивный катод из распыляемого металла, могут обеспечивать продолжительную работу насоса, а благодаря высокой плотности тока в зоне катодного пятна испарение геттера может происходить с высокой скоростью.

В том случае, когда используется легкоплавкий геттер, его можно помещать в нижней части корпуса насоса в кипящий и нагрев осуществлять либо внешней печью, либо токами высокой частоты.

В испарительных геттерных насосах в качестве поглотителей могут быть использованы многие химически активные металлы. Основными критериями при выборе того или иного материала

геттера являются эффективность поглощения им различных газов, энергетические затраты на испарение, низкая упругость паров при температуре прогрева и обезгаживания, механическая прочность образуемой пленки, практическая доступность.

Некоторые физические свойства используемых в настоящее время геттеров приведены в табл. 7. Из всех геттеров, указанных в таблице, наибольшее распространение получил титановый, который при распылении сорбирует значительные количества кислорода, азота, двуокиси и окиси углерода, водорода и паров воды. Инертные газы, а также метан и другие углеводороды сорбируются титаном слабо. В атмосфере поверхность титана быстро покрывается прочной и непроницаемой пленкой окислов, нитридов и карбидов, которые предотвращают дальнейшую реакцию газов с металлом. Высокая активность титана наряду со сравнительно высокой скоростью испарения и низкой стоимостью предопределили его широкое использование как геттера.

Таблица 7. Физические свойства некоторых геттеров

Основные свойства	Геттерный материал				
	Титан (Т)	Барий (Ва)	Цирконий (Zr)	Вольфрам (W)	Тантал (Ta)
Атомная масса	47,9	137,3	91,2	183,5	180,9
Плотность, г/см ³	4,54	3,78	6,5	19,35	16,6
Температура плавления, К	1940	983	2128	3650	3270
Теплота сублимации при 273 К, Дж/г	—	—	—	—	4280
Температура, К, при давлении пара					
1,33 · 10 ⁻¹ Па	1850	800	2450	3250	3080
1,33 · 10 ⁻⁶ Па	1410	583	1855	2520	2370
1,33 · 10 ⁻⁸ Па	1200	480	1580	2150	2020

В качестве геттеров в вакуумной технике используются также барий, цирконий, тантал, молибден и ряд сплавов. Для селективного поглощения отдельных газов иногда применяют родий, магний.

Поглощающие свойства геттеров могут быть значительно улучшены путем возбуждения или даже ионизации молекул откачиваемого газа потоком электронов. Поэтому в насосы с термическим распылением геттера часто вводят катодный термоэмиттер электронов и другие электроды, создающие электрические поля. Для увеличения пути пробега электронов и, следовательно, числа их столкновений с молекулами газа применяют различные методы: анод делают в виде сетки, используют магнитные поля для отклонения траекторий электронов и т. д. Ионизированные молекулы разгоняются в электрическом поле до

скоростей, во много раз превышающих средние тепловые, и при столкновении с поверхностью пленки геттера проникают в нее на некоторую глубину. Это интенсифицирует хемосорбцию активных газов, а также увеличивает время пребывания на поверхности молекул инертных газов, что повышает вероятность «замуровывания» их новыми слоями напыленного геттера.

Основными вакуумными характеристиками испарительных геттерных насосов считаются диапазон рабочих давлений и коэффициент захвата.

В большинстве насосов этого типа *верхним пределом рабочего давления* является форвакуум 1,0—0,1 Па. Сверху он в основном ограничивается возможностью работы испарителя. При повышении давления на поверхности твердофазных испарителей образуются стойкие пленки окислов, нитридов и карбидов, затрундяющих распыление геттера. Электроннолучевые испарители также перестают работать, так как повышение концентрации газа ведет к уменьшению длины пробега электронов. В результате электроны не успевают разогнаться и накопить достаточно энергии, необходимой для разогрева геттера. Наконец, в дуговых испарителях повышение давления выше 5—10 Па может вызвать образование малоподвижных анодных пятен, что чревато проплавлением стенок корпуса насоса. Кроме сказанного выше, следует иметь также в виду и то, что повышенное рабочее давление требует более интенсивного напыления геттера. Поэтому во избежание быстрого израсходования последнего насос целесообразно включать при давлении ниже 10^{-3} Па. Это предварительное разрежение обеспечивают с помощью других насосов.

Нижний предел рабочего давления испарительных геттерных насосов определяется в основном чистотой используемого геттерного материала, равновесным давлением газов над поверхностью сорбирующей пленки активного металла и эффективностью связывания или отвода из насоса трудносорбируемых инертных газов и углеводородов. Для насосов с водяным охлаждением предельное остаточное давление может быть 10^{-8} Па, а для охлаждаемых жидким азотом 10^{-11} Па.

Другой основной вакуумной характеристикой испарительных геттерных насосов является *коэффициент захвата*, определяющий вероятность поглощения молекул газа, входящих в насос через его впускной патрубок,

$$\gamma = \frac{S}{U_{вх}} = \frac{N}{N_{вх}}, \quad (3.4)$$

где γ — коэффициент захвата насоса; S — быстрота действия насоса; $U_{вх}$ — проводимость входного отверстия насоса; N и $N_{вх}$ — соответственно число молекул, поглощенных насосом, и число молекул, вошедших в насос за один и тот же период времени.

Величина коэффициента захвата зависит как от геометрии насоса, так и от эффективности поглощения молекул газа всеми

сорбирующими поверхностями, т. е. от коэффициента прилипания. Непременным условием поддержания высоких значений коэффициента прилипания на всех поглощающих поверхностях является равная степень насыщения слоя геттера в любой точке. В противном случае он используется неэффективно. Кроме того, степень насыщения геттера не должна превышать критической величины (табл. 8) [14]. Оптимальным следует считать случай, когда распределения потоков молекул откачиваемого газа и распыляемого геттера по внутренней поверхности насоса подобны. Указанные условия позволяют выбрать режим и скорость распыления геттера.

Таблица 8. Средние величины критических степеней насыщения титана*

Режим работы испарителя	Критическая степень насыщения	Газ					
		H ₂ **	N ₂	CO	O ₂	CO ₂ ***	Ag****
Периодический Непрерывный	Q _{кр} , мол/см ²	1·10 ¹⁵	8·10 ¹⁴	8·10 ¹⁴	8·10 ¹⁴	5·10 ¹⁴	10 ¹²
	Q _{кр} , мол/г	1,5·10 ²²	7·10 ²¹	7·10 ²¹	7·10 ²¹	1,3·10 ²²	—

* Все данные, кроме специально отмеченных случаев, справедливы для диапазона температур 77—300 К.
 ** Поглощение N₂ при 300 К характеризуется значительно более слабой, чем при 77 К, зависимостью коэффициента прилипания от степени насыщения геттера за счет диффузии газа внутрь слоя титана.
 *** Данные для температуры 300 К.
 **** При температуре 300 К Ag на титане не поглощается; при 77 К поглощение не зависит от скорости осаждения титана.

Для определения коэффициента захвата испарительных геттерных насосов требуется знать распределение молекулярных потоков по всей поверхности насоса. Одним из методов решения этой задачи может служить зональный метод [14, 33], широко используемый для расчета лучистого теплообмена. Сущность этого метода заключается в разделении всей поглощающей поверхности насоса на ряд зон, в каждой из которых коэффициент прилипания и поток молекул считают неизменными, и в последующем составлении конечных систем алгебраических уравнений для локальных разрешающих угловых коэффициентов испускания молекул.

В работе [67] коэффициент захвата предлагается определять методом Монте—Карло. Причем, программа может модифицироваться для решения различных задач, в том числе для определения коэффициента захвата, когда сорбирует только боковая стенка, либо только днище, или вся внутренняя поверхность насоса. Также можно рассчитать плотность столкновений

молекул с отдельными зонами поверхности насоса либо классифицировать молекулы по числу отражений.

На рис. 18 приведены рассчитанные по данному методу зависимости коэффициента захвата насоса от его геометрических параметров и величины коэффициента прилипания. Зависимости, показанные на рис. 18, а, получены для неэкранированного цилиндрического корпуса насоса, внутренняя поверхность которого, цилиндр и днище обладают одинаковой сорбционной способностью.

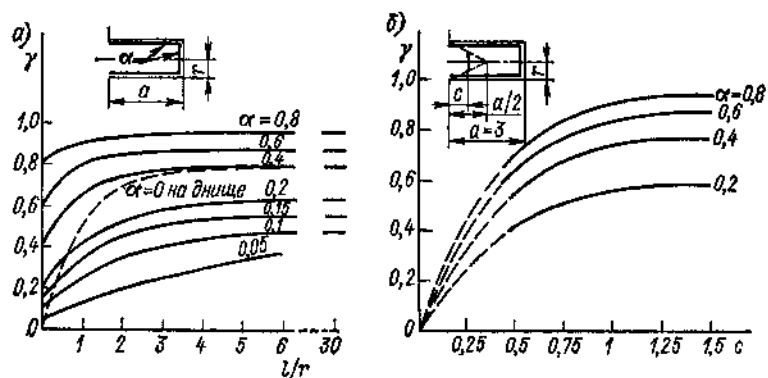


Рис. 18. Изменение коэффициента захвата геттерных насосов в зависимости от соотношения его геометрических размеров для различных значений коэффициента прилипания: а — неэкранированный насос; б — экранированный насос

Из полученных зависимостей следует, что для газа с высоким коэффициентом прилипания α увеличение относительной длины цилиндрической части $a = l/r$ выше 2,5 не дает больших преимуществ в увеличении коэффициента захвата насоса γ . Напротив, при низких значениях α может быть оправданным увеличение l/r до 4 и более. Для сравнения на график нанесена также зависимость γ от a для случая, когда днище не сорбирует газ, а цилиндрическая стенка имеет величину коэффициента прилипания $\alpha = 0,4$. Эта зависимость показывает, что вклад поверхности днища в эффективность поглощения газов насосом очень мал при $l/r > 3$.

В том случае, когда насос имеет экран, препятствующий выходу распыляемого геттера из насоса, коэффициент захвата, естественно, должен уменьшиться. Однако, как показали расчеты (рис. 18, б), уменьшение γ будет незначительным, если экран будет удален от входного сечения насоса на расстояние больше, чем три четверти радиуса $c > 0,75 r$. Вычисления проводились для насоса длиной $a = 3$, в котором источник геттера размещен в центре, а внутренняя поверхность экрана имеет тот же коэффициент прилипания, что и все остальные внутренние поверхности.

Большим достоинством испарительных геттерных насосов является получение ими вакуума практически свободного от углеводородных загрязнений (безмасляного вакуума). Однако для этого требуется, чтобы геттер, обычно титан, содержал минимальные количества углерода и растворенных газов, особенно водорода. В противном случае при работе насосов могут синтезироваться даже тяжелые углеводороды с массой более 100. Так как в насосах откачиваемый газ удерживается внутри насоса, то для них в принципе не требуется постоянно действующая вспомогательная система форвакуумной откачки. Необходимо лишь создать предварительное разрежение до давления запуска, при котором возможна работа испарителя. Другими достоинствами испарительных геттерных насосов является их бесшумность в работе, отсутствие вибрации, возможность для большинства конструкций работать при любой ориентации.

Основными их недостатками следует назвать малоэффективность при откачке инертных газов и органических соединений и даже способность самих генерировать углеводороды при недостаточной чистоте используемого геттера. К недостаткам можно отнести и то обстоятельство, что характеристики откачки насосов существенно зависят от рода откачиваемого газа.

Отечественной промышленностью выпускается целая серия испарительных геттерных насосов различных типов. Среди них геттерно-ионные насосы ГИН-0,5М1, ГИН-2, ГИН-5, имеющие быстроту действия по воздуху в диапазоне 10^{-4} — 10^{-6} Па соответственно 450, 1800 и 4500 л/с, а предельное остаточное давление менее 10^{-7} Па. Охлаждение насосов водяное. Испарители — прямонакальные. Насосы поставляются комплектно с блоком питания.

Насосы типа НИБ, охлаждаемые жидким азотом, создают предельное остаточное давление менее $7 \cdot 10^{-9}$ Па и развивают быстроту действия по водороду до $3 \cdot 10^6$ л/с. Они преимущественно используются для откачки ускорительных и термоядерных установок, где возникают большие газовыделения водорода.

Для откачки больших потоков активных газов в диапазоне давлений 10^{-2} — 10^{-4} Па используются водоохлаждаемые насосы типа АВЭД, ВЭД, ЭСВН, имеющие дуговые испарители титана. Быстрота действия этих насосов может составлять десятки тысяч литров в секунду по водороду, азоту и другим активным газам.

Сверхвысоковакуумный орбитронный насос СОН-А-1 также является разновидностью испарительных геттерных насосов. В нем, вследствие создания условий для более эффективной ионизации остаточных газов, наряду с низкотемпературным охлаждением жидким азотом повышена быстрота откачки инертных газов. Быстрота действия насоса по воздуху в диапазоне давлений 10^{-6} — 10^{-9} Па составляет 500 л/с, а по азоту 1800 л/с. Предельное остаточное давление, создаваемое насосом при охлаждении жидким азотом, составляет 10^{-11} Па.

§ 10. МАГНИТОРАЗРЯДНЫЕ НАСОСЫ

Магниторазрядные насосы являются геттероионными и отличаются от испарительных тем, что в них как для распыления геттера, так и для ионизации газов используется высоковакуумный газовый разряд в скрещенных электрическом и магнитном полях. Схема простейшего диодного магниторазрядного насоса показана на рис. 19. В корпусе насоса 1 размещается электродная система, состоящая из анода 2, имеющего форму ячеек, и пластин катода 3 и 5. Пластины катода располагают по обе стороны от анода напротив открытых

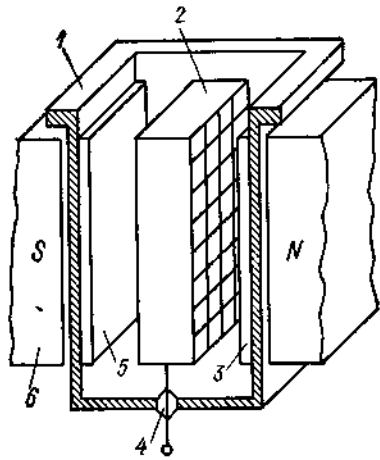


Рис. 19. Магниторазрядный насос

концов его ячеек. Корпус насоса помещается в магнитное поле магнита 6. Причем электродная система ориентируется так, чтобы линии магнитного поля были перпендикулярны плоскости катодов. Корпус насоса и ячейки анода обычно изготавливают из немагнитного материала, например из нержавеющей стали. Материалом пластин катода служит титан или какой-либо другой химически активный металл. Анод, как правило, укрепляют в корпусе на изоляторах 4, а катод вместе с корпусом заземляют, хотя в некоторых случаях, наоборот, заземляют анод.

При подаче на электроды разности потенциалов в несколько киловольт между ними зажигается тлеющий разряд. Возникновение газового разряда обусловлено тем, что в объеме ячейки всегда имеется некоторое число свободных электронов, либо блуждающих, либо появившихся в результате автоэлектронной эмиссии с острых кромок электродов. Под действием электрического поля эти электроны ускоряются, но магнитное поле препятствует их прямолинейному движению непосредственно к аноду, заставляя двигаться по спиральным траекториям взад и вперед в ячейке между катодами, пока, наконец, не попадут на анод.

Из-за большой длины пути электронов существует вероятность их столкновения с молекулами газа даже при очень низких давлениях, когда средняя длина свободного пробега электронов в газе во много раз превышает расстояние между анодом и катодом.

В результате столкновения с электронами нейтральные молекулы газа ионизируются или активируются. Поскольку магнитное поле слабо влияет на поведение положительных ионов, ввиду их большой массы, то они с ускорением движутся практически по прямолинейным траекториям к катодам.

Образующиеся в результате ионизации молекул электроны начинают двигаться, как и первичные электроны, по винтообразным траекториям, принимая участие в поддержании разряда. Ускоренные электрическим полем положительные ионы бомбардируют катоды, вызывая эмиссию вторичных электронов, которые, в свою очередь, также ускоряются и ионизируют газ. Кроме того, ионная бомбардировка катодов вызывает распыление материала, из которого они изготовлены.

В большинстве случаев катоды сделаны из титана, который в процессе распыления переносится на другие части насоса: анод, корпус насоса и даже на противоположный катод. Непрерывно возобновляемая пленка напыляемого металла сорбирует либо замуровывает молекулы газа, попавшие на ее поверхность.

Чем выше давление откачиваемого газа, тем больше образуется ионов, которые бомбардируют катоды, тем интенсивнее распыляется геттер и поглощается газ. Понижение давления уменьшает ионный ток и расход распыляемого геттера.

Таким образом, в магниторазрядном насосе автоматически регулируется скорость распыления катодов, что обеспечивает экономное расходование геттера и длительный, в несколько десятков тысяч часов, ресурс работы.

Механизм откачки отдельных газов в магниторазрядных насосах во многом сходен с механизмом, определяющим работу испарительных геттерных насосов. Однако интенсивная ионизация и диссоциация молекул откачиваемого газа в газовом разряде делают магниторазрядный насос более эффективным средством откачки инертных газов, углеводородов и других сложных молекул.

Химически активные газы откачиваются за счет хемосорбции на электродах и стенках насоса. При откачке H_2 из-за малой массы его ионов катод не распыляется, газ в основном связывается на катодах. Диффундируя вглубь металла, водород вступает в соединение с титаном, образуя гидрид TiH . Так как TiH имеет больший объем, чем сам Ti , то при длительной откачке водорода пластины катода растрескиваются и деформируются.

В случае откачки водорода в смеси с другими более тяжелыми газами, которые интенсивно распыляют титан, значительная часть водорода откачивается поверхностями анода и корпуса насоса.

Откачка инертных газов в магниторазрядных насосах происходит в основном на катодах путем внедрения в них быстрых ионов, которые после нейтрализации удерживаются силами физической адсорбции. Непрерывно напыляемый титан замуровывает сорбированные молекулы. Распыление материала катода ведет к высвобождению части молекул газа, поэтому в основном они удерживаются лишь на периферии катода, где скорость распыления меньше скорости напыления титана. Не исключено, что часть молекул инертных газов, находящихся в возбужденном

состоянии, сорбируется на поверхности корпуса насоса или на аноде, покрытых пленкой титана.

Характерным для откачки инертных газов (особенно Ar) являются периодические колебания давления в области 10^{-8} — 10^{-2} Па, вызванные пульсирующими выделениями части ранее связанных молекул (аргонная нестабильность). Полагают, что это явление связано с изменением распределения плотности ионного тока по поверхности катода, побуждаемое любыми изменениями условий работы насоса, будь то колебания напряжения в сети или естественное изменение давления откачиваемого газа и его состава. При этом происходит превышение распыления над напылением титана в тех местах, где при нормальных условиях происходило накопление геттера, и выделение ранее поглощенного в этих местах газа.

Аргонная нестабильность может быть в значительной мере снижена при использовании ребристых катодов (рис. 20, а). Наличие канавок на поверхности катода делает ее более неоднородной в отношении ионной бомбардировки. На дне канавок напыление титана всегда превосходит его распыление и поэтому там аргон эффективно замуровывается.

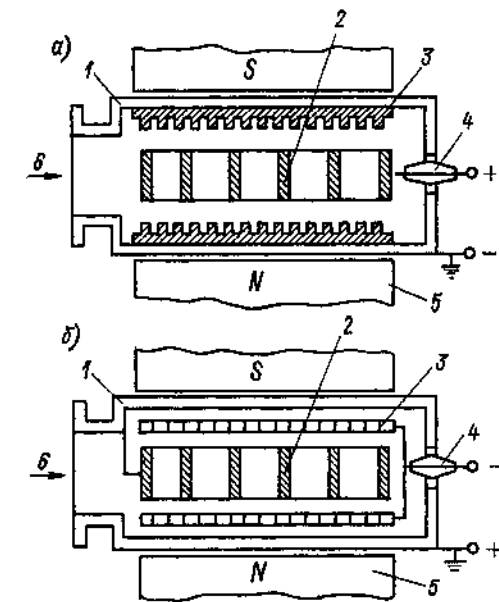


Рис. 20. Конструктивные схемы магнетронного насоса: а — диодный насос с ребристым катодом; б — триодный насос
1 — корпус; 2 — анод; 3 — катод; 4 — изолятор; 5 — магнит; 6 — вход газа в насос

Применение ребристых катодов примерно в пять раз повышает быстроту действия насоса по аргону, но снижает ресурс его работы. Более совершенными магнетронными насосами являются насосы с трехэлектродной системой — триодные насосы (рис. 20, б). Они состоят из многоячейкового анода, с обеих сторон которого помещены тоже ячейковые титановые катоды. Анод и катоды помещены внутри корпуса насоса, который является коллектором ионов. Часть движущихся из области анода 2 ионов попадает на ячейковые катоды 3, интенсивно распыляя их. Большая часть распыленного титана попадает на коллектор 1. Основная же масса ионов проходит сквозь отверстия ячеек катода, замедляется в его электрическом поле и попадает на коллектор. Так как эти

ионы обладают низкой энергией, то они не могут вызвать заметного распыления титана с коллектора, в результате чего быстрота действия насоса по инертным газам существенно возрастает. Таким образом, в триодном насосе катод играет роль только поставщика титана, а сорбирующей поверхностью является корпус.

Необычайная простота конструкций магнетронных насосов сочетается с большой сложностью процессов, протекающих в них. В связи с этим за основу рационального конструирования насосов этого типа обычно берут эмпирические соотношения, позволяющие рассчитать основные их параметры: быстроту действия, минимальное рабочее давление, геометрические соотношения [3]. Так, для расчета быстроты действия по азоту в области давлений, где сохраняется пропорциональность между током разряда и давлением, была предложена следующая зависимость:

$$S_{яч} = 3,14 \cdot 10^{-8} a U_a^{0,5} \left(Hd - \frac{2,28 \cdot 10^9}{Hd} \right) [1 - \exp(-2,5d)], \quad (3.5)$$

где $S_{яч}$ — быстрота действия одной ячейки, л/с; a — толщина анода, см; U_a — анодное напряжение, В; H — напряженность магнитного поля, А/м; d — диаметр анодной ячейки, см.

Эмпирическая формула для вычисления минимального рабочего давления учитывает определяющее влияние на него диаметра ячейки

$$P_{min} = \frac{3,35 \cdot 10^{12}}{U_a d^3 \left(Hd - \frac{2,28 \cdot 10^9}{Hd} \right)^3}. \quad (3.6)$$

Соотношения (3.5) и (3.6) дают удовлетворительное согласие с экспериментальными данными в широком диапазоне изменения параметров: напряженность магнитного поля от $4 \cdot 10^4$ до $9,6 \cdot 10^5$ А/м; анодное напряжение от 1 до 10 кВ; давление от 10^{-9} до $2 \cdot 10^{-4}$ Па; быстрота действия от 0,015 до 2,8 л/с на одну ячейку; диаметр ячейки от 0,15 до 5,1 см; отношение a/d — от 0,5 до 3.

Поскольку магнетронный насос представляет собой совокупность большого числа параллельно работающих ячеек, то непосредственный интерес представляет быстрота действия, рассчитанная на 1 см² боковой поверхности многоячейкового анода

$$S_0 = 4 \cdot 10^{-8} \eta \frac{a U_a^{0,5}}{d^2} \left(Hd - \frac{2,28 \cdot 10^9}{Hd} \right) [1 - \exp(-2,5d)], \quad (3.7)$$

где $\eta < 1$ — отношение суммарной площади ячеек к поверхности катода (коэффициент заполнения).

Как следует из зависимостей (3.6) и (3.7), для достижения более низких давлений необходимо увеличивать диаметр ячеек, но при этом удельная быстрота действия будет уменьшаться. Увеличение толщины анода a ведет к повышению быстроты действия ячейки, но в то же время затрудняется зажигание разряда

при давлении ниже 10^{-7} Па. Поэтому величину a ограничивают

$$a/d = 1,5 \div 2. \quad (3.8)$$

Для того чтобы на пути газа к ячейкам не возникало большого сопротивления, ширину зазора между катодом и анодом следует находить из соотношения

$$\frac{h}{\sigma} \sqrt{S_0} \leq 5, \quad (3.9)$$

где h — ширина катода (или половина ширины, если газ поступает в насос с обеих сторон); σ — ширина зазора между катодом и анодом.

Мощность, выделяемая в насосе, пропорциональна давлению газа

$$N = (0,075 \div 0,225) S_0 P U_a, \quad (3.10)$$

где N — выделяемая мощность, Вт/см²; P — рабочее давление газа, Па.

Следовательно, если предусматривается длительная работа насоса при давлениях выше $1 \cdot 10^{-4}$ Па, целесообразно применять массивные медные аноды с водяным охлаждением.

Для эффективной работы насоса необходимо обеспечивать свободный доступ газа ко всем ячейкам. Поэтому при создании насосов с большей быстротой действия идут не по пути увеличения числа ячеек, а по пути увеличения числа отдельных секций. Каждая секция включает все элементы магниторазрядного устройства, т. е. в одном корпусе монтируются несколько параллельно работающих магниторазрядных насосов.

Интенсивное охлаждение стенок насоса водой, а в некоторых случаях и жидким азотом дает такой же эффект, как и в испарительных геттерных насосах, т. е. резко увеличивается быстрота откачки большинства газов и подавляется синтез углеводородов на поверхности конденсации. Особенно целесообразно применять азотное охлаждение в разборных периодически вскрываемых непрогреваемых системах.

Отечественной промышленностью в настоящее время освоено производство ряда магниторазрядных насосов, имеющих оптимизированные типовые узлы. Серия насосов типа НМД (НЭМ) включает семь неохлаждаемых насосов диодного типа с быстротой действия от 6 до 1000 л/с: НМД-0,0063; НМД-0,025; НМД-0,063; НМД-0,1; НМД-0,25; НМД-0,63 и НМД-1. Предельное остаточное давление этих насосов менее $1 \cdot 10^{-7}$ Па, а наибольшее рабочее давление $6 \cdot 10^{-8}$ Па. Для питания насосов в их комплект входят высоковольтные выпрямители с оптимизированными вольт-амперными характеристиками. Насосы НМД имеют большой срок службы (десятки тысяч часов), просты в обслуживании, не выходят из строя при аварийном попадании атмосферы в вакуумную систему. Недостатком насосов типа НМД является разогрев электродов во время запуска при давлении около 1 Па,

что удлиняет период старта. С разогревом электродов связано и то, что эти насосы не могут длительно работать при давлениях выше 10^{-8} Па.

Указанный недостаток устранен в диодных магниторазрядных насосах типа НМДО (НОРД), в которых применено водяное охлаждение анодов, что позволило поднять давление запуска до 6,5 Па, а максимальное рабочее давление до $1 \cdot 10^{-1}$ Па. Насосы могут обезгаживаться прогревом при температуре 670—720 К. Отечественная промышленность выпускает следующие насосы этого типа: НМДО-0,01-1; НМДО-0,025-1; НМДО-0,1-1; НМДО-0,25-1 и НМДО-0,63-1 с быстротой действия по воздуху от 10 до 600 л/с и предельным остаточным давлением $6,5 \cdot 10^{-7}$ Па.

На базе насосов НМД-0,1-3, НМД-0,25-3 и НМДО-0,25-1 созданы агрегаты ЭРА-100-2, ЭРА-300-2 и ЭРА-250, предназначенные для безмасляной откачки небольших объектов непосредственно от атмосферного давления до сверхвысокого вакуума. В этих агрегатах для откачки от атмосферного давления до 10^0 — 10^{-1} Па применены цеолитовые криосорбционные насосы типа ЦВН-1-2.

В отечественном триодном магниторазрядном насосе НМТО-01-1 (ТРИОН-150) анод и коллектор могут охлаждаться водой или жидким азотом. Помимо повышения быстроты действия по инертным газам, этот насос способен запускаться и длительно работать при повышенных давлениях соответственно 6,5 Па и $1 \cdot 10^{-1}$ Па. Быстрота действия насоса по воздуху при охлаждении водой 120 л/с, а при охлаждении жидким азотом 200 л/с. Быстрота откачки аргона при давлении $6,5 \cdot 10^{-4}$ Па и охлаждении водой составляет 30 л/с. Предельное остаточное давление в случае азотного охлаждения ниже $1 \cdot 10^{-9}$ Па.

В том случае, когда требуется откачивать системы с пульсирующими газовыделениями и магниторазрядные насосы не могут обеспечить необходимую быстроту действия, эффективными оказались комбинированные системы, представляющие собой установленные в одном корпусе блоки разрядного и испарительного насосов [10]. Напыление титановой пленки в таких системах производится на поверхность достаточной площади, к которой обеспечен хороший доступ, что позволяет существенно повысить быстроту действия насоса по активным газам. Частота и длительность включения испарителей могут регулироваться в соответствии со всплесками газовыделения. В настоящее время создан ряд таких комбинированных электроразрядных ионно-геттерных насосов: ЭГИН-0,8/0,1; ЭГИН-1,5/0,3 и ЭГИН-10/1,5 с быстротой действия по воздуху соответственно 800, 1500 и 10000 л/с. Быстрота действия при включении только блоков магниторазрядного насоса соответственно будет 100, 300 и 1500 л/с. Удельная весовая характеристика насосов серии ЭГИН в 3—4 раза ниже, чем у существующих магниторазрядных насосов и составляет примерно 0,12 кг/л/с.

В ряде электрофизических установок и электронных приборов, работа которых требует магнитных полей, электродные блоки магниторазрядных насосов размещают непосредственно в этих устройствах [33]. В таких системах магнитные поля основных устройств используются и для обеспечения работы так называемых встроенных магниторазрядных насосов, что делает установки и приборы в целом более компактными и более надежными в эксплуатации. Однако в связи с возможной неоднородностью магнитного поля может потребоваться соответствующая корректировка геометрии электродной системы.

Все ранее рассмотренные магниторазрядные насосы имели внешние магниты. В насосе же типа ТЭН-30 [11] магниты расположены внутри корпуса, причем сам корпус служит магнитопроводом. Простота конструкции, отсутствие рассеянного магнитного поля вне насоса, применение ребристых катодов, предотвращающих аргоновую нестабильность, высокая быстрота действия ($\sim 0,8$ л/с на одну ячейку) позволили эффективно использовать эти насосы для откачки линейного ускорителя электронов.

§ 11. АДСОРБЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Определенные твердые материалы, такие как цеолиты, активированные угли, силикагели, обладают способностью сорбировать большие количества газов. Это явление нашло в наши дни широкое применение для различных технологических целей и, в частности, для откачки газов из вакуумных систем.

Адсорбционная откачка газов охлажденным активированным углем применялась еще Дьюаром более 70 лет назад для вакуумирования изоляционного пространства созданных им сосудов. Однако вплоть до 50-х годов нашего столетия этот метод создания вакуума находил применение лишь в лабораторной практике. Бурное развитие в последние 20 лет электровакуумной техники, микроэлектроники, ядерной физики и ряда других областей науки и техники возродило адсорбционный метод откачки и довело его до промышленного использования. Причиной тому являются такие положительные качества этого метода, как «чистота» вакуума, минимальные парциальные давления высококипящих компонентов воздуха, простота устройства, позволяющая эксплуатировать адсорбционные насосы практически без обслуживающего персонала.

Основными элементами конструкции адсорбционного вакуумного насоса (рис. 21) являются герметичный корпус с отверстием для входа откачиваемого газа и сосуд с хладагентом, на поверхности которого расположен слой адсорбента. Этот сосуд укрепляют внутри корпуса, обеспечивая минимальный подвод тепла по опорам. В некоторых насосах слой адсорбента защищают от теплопритока излучением жалюзийным экраном (рис. 21, в). Адсорбционные насосы для форвакуумной откачки (рис. 21, г) часто выполняют в виде цилиндрического сосуда, заполненного

адсорбентом, в который вставлен сетчатый патрон небольшого диаметра, предназначенный для улучшения подвода газа к сорбенту в удаленной части насоса.

В качестве адсорбентов в адсорбционных вакуумных насосах в основном используются углеродные сорбенты (активированные угли), цеолиты (молекулярные сита) и силикагели.

Большинство промышленных адсорбентов отличается сложной внутренней структурой, включающей поры различного размера. При этом решающее влияние на адсорбционную способность и скорость поглощения оказывает содержание мелких пор в единице объема адсорбента. В зависимости от размеров поры подразделяют на три типа: микро- и макропоры, переходные поры. Микропоры имеют радиусы от 5 до 15 Å, т. е. соизмеримые с размерами адсорбируемых молекул. Суммарный объем микропор промышленных адсорбентов обычно не превышает $0,5 \text{ см}^3/\text{г}$ [22]. Характерной чертой поглощения газов в микропорах является повышение в среднем в 1,6 раза энергии адсорбции по сравнению с адсорбцией в более крупных порах. Это приводит к существенному возрастанию адсорбционной способности микропористых адсорбентов в области малых равновесных давлений, что особенно важно для криовакуумной техники. Адсорбция в микропорах сводится к заполнению адсорбируемыми молекулами всего адсорбционного пространства, в связи с чем основными параметрами микропор являются их удельный объем и обобщенная характеристика размеров.

Эффективные радиусы более крупных переходных пор много больше размеров адсорбируемых молекул и колеблются от 15 до

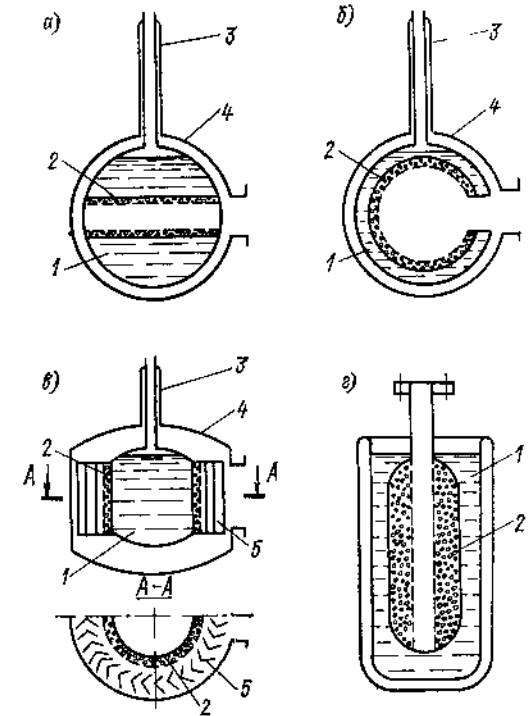


Рис. 21. Адсорбционные насосы: а — с цилиндрическим откачивающим элементом; б — со сферическим откачивающим элементом; в — с жалюзийным экраном; г — форвакуумный насос 1 — сосуд с жидким азотом; 2 — откачивающий элемент; 3 — трубка для залива азота; 4 — корпус; 5 — жалюзийный экран

1000—2000 Å. Для переходных пор действие адсорбционных сил проявляется не во всем их объеме, а только на небольшом расстоянии от поверхности. Поэтому поглощение молекул газа осуществляется в этих порах путем последовательного образования на их поверхности адсорбированных слоев, завершающаяся капиллярной конденсацией.

Основными параметрами переходных пор являются удельная поверхность, объем пор и функция распределения объема пор по размерам. Удельная поверхность может быть в пределах от 10 до 400 м²/г. Переходные поры, так же как и макропоры, имеющие эффективные радиусы более 1000—2000 Å, служат основными транспортными артериями, по которым осуществляется подвод адсорбируемых молекул к микропорам.

Обычно в криовакуумной технике применяются адсорбенты, выпускаемые промышленностью для совершенно других целей. Лишь в последние годы начаты работы по разработке специальных адсорбентов, предназначенных для работы в адсорбционных вакуумных насосах. С целью выбора оптимальных размеров пор и выяснения влияния пористой структуры на характеристики низкотемпературной адсорбции были проведены исследования серии углей, карбонизованных при различных температурах и активированных с различным процентом обгара [23]. Кроме того, исследовались теплопроводность адсорбентов и массоперенос в них. На основании полученных результатов были сформулированы основные принципы создания эффективных адсорбентов для криовакуумной техники. Прежде всего адсорбент должен иметь максимальный объем пор оптимального размера (лишь немного превосходящего диаметр адсорбируемых молекул) и, кроме того, должен обладать достаточно высокой теплопроводностью.

Для обеспечения высокого предельного вакуума и большого ресурса работы насоса очень важно поддерживать оптимальную температуру адсорбента и высокую степень его регенерации для освобождения ультрамикропор от ранее адсорбированного газа. Эффективным способом повышения теплопроводности слоя адсорбента является металлизация части поверхности его гранул путем нанесения на них слоя меди. При этом скорость адсорбции в отдельной грануле снижается, но зато меньше становится градиент температуры в слое сорбента. В целом же характеристики откачки насоса с металлизированным адсорбентом улучшаются.

Выбор того или иного адсорбента для использования в криовакуумной технике определяется по таким показателям, как его доступность, поглотительная способность, устойчивость по отношению к той среде, в которой он применяется, механическая прочность в условиях эксплуатации. Как уже отмечалось, наиболее часто для целей вакуумирования используются лишь три вида адсорбентов: активированные угли, силикагели и синтетические цеолиты.

Активированные, или активные угли,— это адсорбенты органического происхождения. Например, угли марки АГ получают на основе ископаемых углей, уголь СКТ-2 — из торфа, сарановые угли — путем разложения поливинилиденхлорида и т. д. Характерной особенностью пористой структуры активных углей является ее полидисперсность с широким диапазоном распределения пор по размерам. Все активные угли практически не адсорбируют воду, поэтому их можно регенерировать при сравнительно низких температурах. Адсорбционная способность при низких давлениях угля СКТ, вакуумированного при 20° С, лишь на 15—20% ниже, чем у угля, вакуумированного при 100° С. Дальнейшее повышение температуры регенерации до 300° С практически не изменяет адсорбционной способности этого угля.

В зависимости от областей применения активные угли подразделяют на *осветляющие, рекуперационные и газовые*. Наиболее микропористыми из них являются газовые (размер пор менее 10 Å), имеющие очень высокую удельную поверхность, достигающую 1000—1500 м²/г. Именно эти угли нашли широкое распространение в вакуумной технике в качестве адсорбента. В ряде случаев для вакуумирования используются и рекуперационные угли.

Характеристика некоторых типов промышленных активных углей приведена в табл. 9.

Таблица 9. Характеристика некоторых типов активных углей

Марки	Насыпная масса, г/см ³	Предельный адсорбционный объем, см ³ /г	Удельная поверхность, м ² /г	Механическая прочность (МИС-60—8), %	Размер гранул, мм
АГ-2	0,6	0,33	700—800	65	1,5—2,7
СКТ	0,42	0,5	1300—1500	65	1,5—2,7
СКТ-2	0,46	0,46	1300—1500	70	1,5—2,7
БАУ	0,26	0,26	650—700	—	1,0—3,5

Силикагели — это гидрированные аморфные кремнеземы, представляющие собой твердое, стекловидное, химически инертное, однородное, высокопористое вещество. Они выпускаются промышленностью в виде гранул или кусочков различного зёрнения белого или светло-желтого цвета. По величине пор силикагели подразделяются на *мелкопористые, крупнопористые и макропористые*. Применение силикагелей в вакуумной технике обусловлено их высокой гидрофильностью, негорючестью и возможностью регулирования пористой структуры.

Синтетические цеолиты — это кристаллические гидрированные алюмосиликаты, чаще всего натрия или кальция, с исключительно однородными по размерам порами и каналами («окнами»),

соединяющими поры между собой и с поверхностью. Поры цеолитов типа А и Х представляют собой практически сферические полости с диаметром 11,4 Å для цеолитов А и диаметром около 11,9 Å для цеолитов Х. Эффективные диаметры окон существенно различаются для каждого типа цеолита. Так, для цеолита типа А в натриевой форме (марка NaA) диаметр окон близок к 4 Å, а для кальциевой формы этого цеолита (марка CaA) он равен ~5 Å. Для цеолита марки CaX эффективный диаметр окон приближается к 8 Å и, соответственно, для цеолита марки NaX он близок к 9 Å. Таким образом, основное различие между цеолитами типов А и Х заключается в размерах окон, соединяющих полости их пор.

Для удобства применения в технике цеолиты выпускаются в виде гранул, таблеток, шариков и т. п., в которых кристаллический порошок скреплен различными связующими веществами, обычно глинами. Адсорбционная емкость гранулированных цеолитов составляет примерно 75—85% емкости кристаллов без связующего.

После обезвоживания поры цеолитов можно заполнять адсорбируемыми веществами, молекулы которых имеют критический диаметр меньше эффективного размера входных окон. Если же размеры молекул превышают размер входных окон, то это вещество не адсорбируется цеолитом. На адсорбцию цеолитами влияют не только молекулярно-ситовые эффекты, но и природа адсорбата, т. е. взаимодействие пары адсорбат — адсорбент, а также кинетические факторы. Кроме того, на величину и характер адсорбции газов цеолитами оказывают влияние влажность газов и цеолита, наличие примесей, способных блокировать входные окна и т. д. В связи с этим выбор того или иного цеолита и режимов адсорбционной откачки является сложной технической и технологической задачей.

Основными параметрами адсорбционного вакуумного насоса, как и насосов других типов, являются предельное давление и быстрота действия. Однако определить эти характеристики для адсорбционных насосов весьма трудно. Объясняется это тем, что процесс криоадсорбции очень сложен и по существу может быть разделен на два этапа. Первый этап — передача молекулами газа своей энергии твердому телу сорбента и захват их поверхностью. Второй этап — диффузионный перенос адсорбата внутрь адсорбента с последующей возможной локализацией в местах наибольшего действия адсорбционных сил. Если первый этап происходит практически мгновенно и адсорбированный на поверхности слой образуется со скоростью, пропорциональной давлению газовой фазы, то второй этап требует значительного времени. Для продолжения адсорбции необходимо, чтобы скорость диффузии вещества внутрь тела была не меньше скорости его поступления на поверхность. Поэтому именно интенсивность

второго этапа в значительной степени определяет как быстроту действия насоса, так и время достижения предельного равновесного давления. Скорость проникновения адсорбата внутрь гранулы адсорбента определяется свойствами как одного, так и другого, причем коэффициент диффузии является также сложной функцией концентрации. Все это делает расчет характеристик адсорбционных насосов весьма сложным и требует детального анализа статических и динамических изотерм адсорбции. Наиболее полно вопросы определения быстроты действия и предельного давления адсорбционных вакуумных насосов изложены в работе [8].

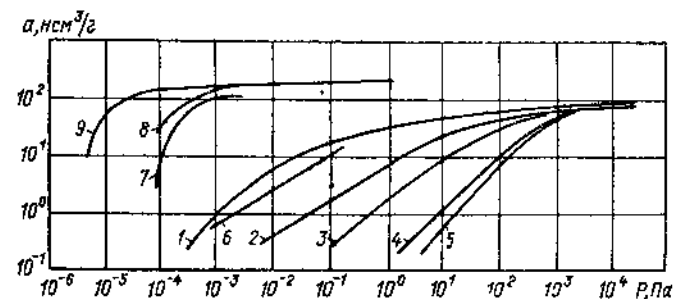


Рис. 22. Изотермы адсорбции H_2 на синтетических цеолитах 1 — CaE—T; 2 — CaX; 3 — CaA; 4 — NaA; 5 — NaX; 6 — паллади- рованном силикагеле при температуре 77 К и на; 7 — CaA—4; 8 — NaX2M; 9 — угле БАУ при температуре 20,4 К

Усиливающийся интерес к криосорбционным методам откачки, обеспечивающим получение в вакуумных системах безмасляного высокого и сверхвысокого вакуума, побудил к разработке новых высокоэффективных адсорбентов, обладающих высокими адсорбционными, кинетическими и механическими свойствами. Так, специально для вакуумной техники синтезирован новый адсорбент CaE—T, адсорбционная емкость которого по воздуху, аргону и водороду значительно превышает адсорбционную емкость известных промышленных цеолитов [34]. С целью сопоставления адсорбционной способности нового цеолита с широко распространенными цеолитами CaX, CaA, NaA и NaX все они были подготовлены и испытаны при идентичных условиях.

В качестве примера на рис. 22 представлены изотермы адсорбции водорода на указанных выше цеолитах и специфическом адсорбенте — палладианном силикагеле, предназначенном для поглощения водорода при температуре 77 К. Кроме того, на этом рисунке даны изотермы адсорбции водорода на синтетических цеолитах CaA-4, NaX2M [24] и на активном угле БАУ при температуре 20,4 К [44]. Как видно из рис. 22, по адсорбции водорода цеолит CaE—T значительно превосходит все остальные цеолиты и даже не уступает палладианному силикагелю.

Новый криосорбирующий угольный материал КУТ также является специализированным адсорбентом, предназначенным для создания вакуума в системах с повышенными требованиями к чистоте [28]. Он создан на основе полимерных материалов и обладает развитой микропористой структурой. Испытания разных образцов этого сорбента показали, что наибольшую

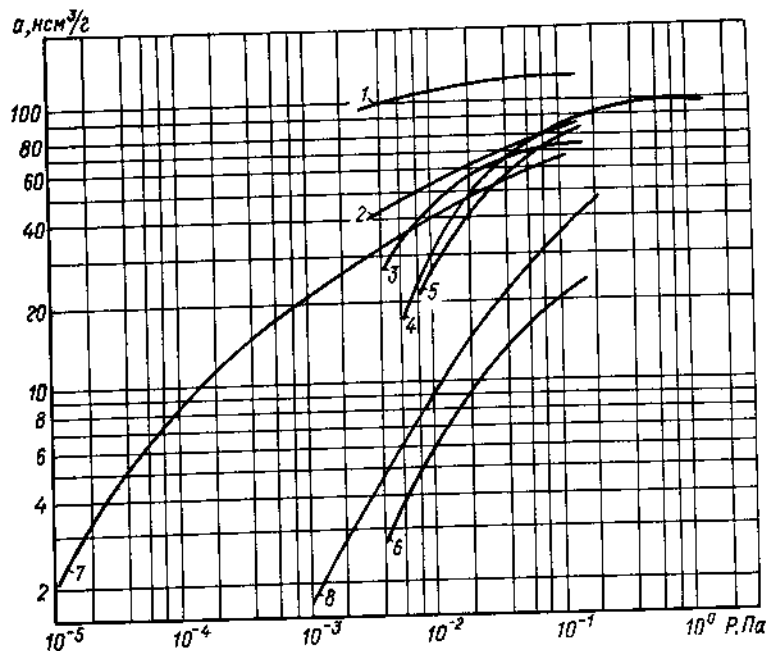


Рис. 23. Изотермы адсорбции азота при температуре 77 К на адсорбентах различных марок

1 — природный шабазит; 2 — цеолит CaE-1013 ГОБ (порошок); 3 — цеолит CaE-1013-13 (гранулы); 4 — цеолит CaE-192 Ш ИХС АН СССР (порошок); 5 — цеолит CaE-192 П ИХС АН СССР (порошок); 6 — цеолит CaA ц-202-128 ГОБ ВНИИП; 7 — уголь КУТ; 8 — уголь SKT-2

адсорбционную емкость при низких давлениях имеют те из них, у которых константа В минимальная, т. е. микропористые сорбенты. При давлениях более высоких ($P > 10$ Па) адсорбционная емкость становится выше у крупнопористых образцов.

Таким образом, проведенные исследования показали, что в известной мере есть возможность, варьируя структурными параметрами, создавать адсорбенты специального назначения, либо для высоковакуумных, либо для форвакуумных насосов.

На рис. 23 дается сравнение адсорбционной способности угля КУТ и угля SKT-2 [28] с адсорбционной способностью новых типов цеолитов различных марок [47], разработанных в Институте химии силикатов АН СССР. На этом же рисунке приведены

данные по адсорбционной способности образцов цеолитов, изготовленных на Горьковской опытной базе ВНИИП в промышленных условиях. Сопоставление адсорбционных способностей новых, специально разработанных для вакуумной техники адсорбентов, и таких широко применяемых адсорбентов, как CaA и SKT-2, показывает, что первые по поглотительной способности в области низких давлений существенно превосходят традиционные сорбенты. В частности, цеолит CaE и уголь КУТ поглощают при давлении $\sim 1 \cdot 10^{-2}$ Па азота в 4—5 раз больше, чем CaA.

Разработчик адсорбционных вакуумных насосов при выборе подходящего адсорбента часто бывает в затруднительном положении вследствие больших различий между экспериментальными данными по адсорбции казалось бы одних и тех же марок адсорбентов, но испытанных разными авторами. Объяснение этого факта может быть различным. Так, в работе [44] показано, что в углях БАУ, взятых из разных промышленных партий, различие в объемах микропор достигало 30%. Таким образом, под общим названием «уголь БАУ» фактически объединяется целый ряд активных углей с существенно отличающимися параметрами пористой структуры и, следовательно, с отличающимися адсорбционными свойствами. Очевидно, этот фактор можно отнести и на ряд других адсорбентов.

На адсорбционные свойства цеолитов определенное влияние оказывает степень их отрегенерированности по отношению к ранее адсорбированной влаге [24]. Так, например, для одного и того же образца цеолита CaA-4 адсорбционная емкость по воздуху при давлении $\sim 1 \cdot 10^{-2}$ Па составляла 29, 17 и 10 н.см³/г в зависимости от того, была ли температура регенерации соответственно 723, 403 или 373 К. Кроме того, на результаты испытаний адсорбционной емкости адсорбентов могут влиять: несоблюдение условий изотермичности, когда в слое адсорбента есть градиент температуры, отсутствие истинного равновесия, при котором концентрация адсорбата одинакова в любом сечении каждого зерна адсорбента. В некоторых случаях на результаты влияет предельное (фоновое) давление, достигаемое перед определением изотерм [8].

Эффективная работа адсорбционного вакуумного насоса зависит не только от качества адсорбента, но и от его рациональной конструкции, которая должна обеспечивать:

- 1) минимальную разность температур между поверхностным слоем адсорбента и хладагентом;
- 2) минимальное гидравлическое сопротивление на пути газа к адсорбенту;
- 3) минимальный расход хладагента;
- 4) минимальную теплоемкость охлаждаемых элементов.

Поскольку при откачке воздуха коэффициент прилипания молекул газа на поверхностном слое адсорбента, охлаждаемом жидким азотом, обычно составляет всего 0,01, то эффективность

насоса может быть повышена только за счет оптимизации его геометрии, т. е. повышения коэффициента захвата. Это положение хорошо иллюстрируется сравнением параметров насосов равных габаритов с цилиндрической (см. рис. 21, а) и со сферической (см. рис. 21, б) полостями [15]. При диаметре входных отверстий обоих насосов 80 мм, длине цилиндра 200 мм и диаметре сферы также 200 мм коэффициент захвата первого составил 0,055, тогда как второго, сферического — 0,26.

Величина коэффициента захвата насоса произвольной формы может быть рассчитана методом Монте—Карло, а для сферической геометрии точный результат дает формула

$$\gamma = 1 - \frac{f}{F} \frac{1-f}{1 - (1-\alpha) \left(1 - \frac{f}{F}\right)}, \quad (3.11)$$

где γ — коэффициент захвата насоса; F — площадь внутренней поверхности сферической полости; f — площадь входного отверстия; α — коэффициент прилипания.

Наиболее широко в адсорбционных насосах для охлаждения сорбента используется жидкий азот. Он является наиболее доступным, дешевым и удобным в обращении хладагентом. Однако охлаждение адсорбентов до температуры 77К явно недостаточно, чтобы эффективно поглощать такие газы, как водород; неон и гелий. С целью уменьшения парциального давления этих газов вакуумные системы перед включением в работу адсорбционных насосов либо промывают сухим азотом, практически свободным от указанных выше плохоадсорбируемых газов, вытесняя таким образом воздух, либо предварительно вакуумируют, например механическими насосами. В том случае, когда в процессе откачки системы адсорбционным насосом возможно большое газоотделение водорода, его поглощение может быть осуществлено испарительным геттерным насосом.

На рис. 24 [76] показана такая комбинированная откачивающая система. Она состоит из корпуса 8, в котором размещен пустотелый цилиндрический сосуд 7 для жидкого азота. На наружной поверхности сосуда расположен адсорбент 5. В центре пустотелого цилиндра смонтированы испаритель геттера 4 и подогреватель 3. С откачиваемым объектом система соединяется патрубком 1. Для заполнения сосуда 7 жидким азотом и для выхода паров азота служат трубки 2. Промывка полости насоса и откачиваемого объекта сухим азотом может осуществляться через вспомогательный патрубок с вентилем 6. Путем промывки системы азотом достигают минимальной концентрации в ней неона и гелия. Водород — активный газ и хорошо поглощается адсорбентом. Регенерация адсорбента осуществляется при включении подогревателя 3.

Применение в адсорбционных насосах гранулированных или порошкообразных сорбентов затрудняет их эксплуатацию из-за плохого контакта с подложкой и пыления. В этой связи большой интерес представляют слойные цеолиты, нанесенные тонким слоем на криопанель. Их применение улучшает тепловой контакт адсорбента с криопанелью, создает возможность покрывать слоем сорбента криопанели сложной конфигурации, например змеевики, и, наконец, уменьшает загрязнение откачиваемого объекта пылью сорбента. Предлагались несколько методов нанесения адсорбента на криопанель: с помощью различных клеев, специальных цементов и посредством плазменного напыления. Считается, что наиболее перспективным из них является последний [85].

Поскольку откачиваемый газ, как правило, представляет собой смесь различных газов и паров, возникает задача, как защитить адсорбент от попадания на него легко конденсирующихся компонентов этой смеси, чтобы его поверхность целиком использовалась для поглощения более летучих газов. С этой целью на пути откачиваемого потока к адсорбенту размещают жалюзийные криопанели, на которых происходит конденсация основной массы легкоконденсируемых паров и газов, так что до адсорбента доходят лишь наиболее летучие составляющие исходной смеси.

Пример такой конструкции, совмещающей элементы адсорбционного и конденсационного крионасосов, показан на рис. 25 [55]. На этом рисунке представлены лишь криопанели насоса без окружающих их защитных азотных экранов и без корпуса. Входной трубопровод хладагента 2 соединен со змеевиком, который состоит из вертикальных стояков 5 и колен 5а и 5б. Этот змеевик расположен между нижней кольцевой пластиной 6 и

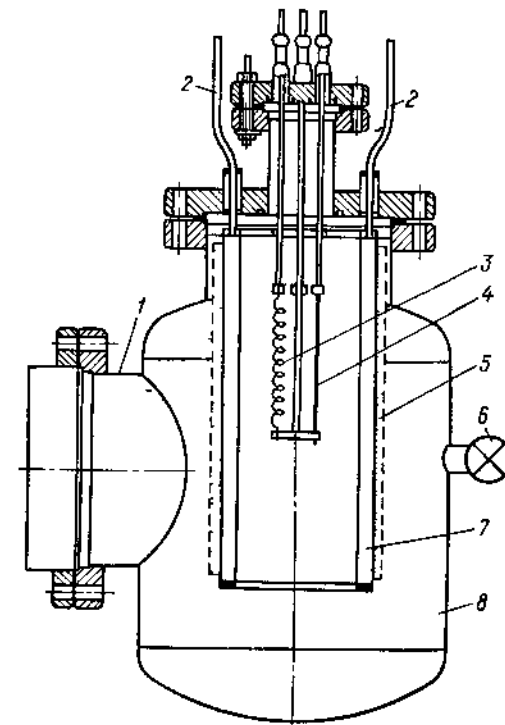


Рис. 24. Комбинация адсорбционного и испарительного геттерного насосов

верхней пластиной 10. К каждому стояку 5 припаяны медные ребра 1, состоящие из двух полос 1а и 1б, расположенных под углом 120° одна к другой. Ребра 1 припаяны также к верхней 10 и нижней 6 кольцевым пластинам. Каждая вторая полоса 1б соединена с пластинами 8, сходящимися к центральной оси. Пластины 8 с обеих сторон покрыты пластинами 7 из сплавленного никеля, являющегося адсорбентом. Медные пластины 9 и 3 имеют множество пазов 4, в которые вмонтированы подогреватели сопротивления, необходимые для прогрева конденсатора при регенерации адсорбента.

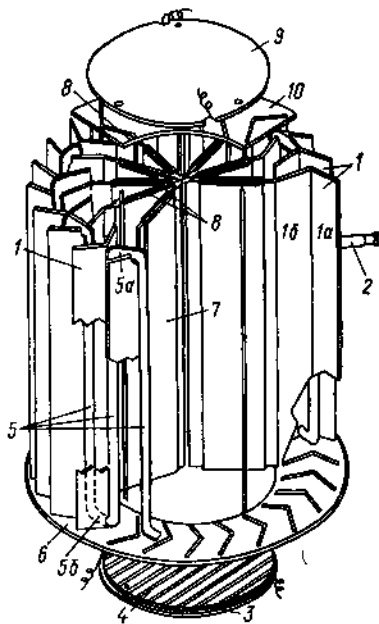


Рис. 25 Криопанель комбинированного конденсационного насоса

В качестве хладагента может быть использован газообразный гелий при температуре 15—20 К. Насос работает следующим образом. Форвакуумным насосом вакуумируют откачиваемый объект и сам насос до давления 10^0 — 10^{-1} Па. После этого подают жидкий азот в защитные экраны, а гелий — в конденсатор. Легкоконденсируемые газы (пары воды, CO_2) вымерзают на азотных экранах, трудноконденсируемые газы конденсируются на элементах конденсатора 1а и 1б а неконденсируемые газы проходят к адсорбенту 7 и поглощаются им.

В настоящее время разработано и эксплуатируется огромное количество адсорбционных вакуумных насосов различной кон-

струкции и назначения, от небольших стеклянных ловушек, заполненных сорбентом, до крупных систем специального назначения с быстротой действия по водороду и гелию в десятки тысяч литров в секунду. Небольшие адсорбционные насосы широко применяются как удобные безмасляные насосы предварительного разрежения. Они используются в сочетании с испарительными геттерными и магниторазрядными насосами для откачки полностью безмаслянных высоковакуумных систем.

Нашей отечественной промышленностью налажен серийный выпуск таких небольших адсорбционных насосов. Цеолитовый вакуумный насос ЦВН-1-2 и созданные на его базе агрегаты ЦВА-1-1 и ЦВА-1-2 предназначены для безмасляной откачки объектов объемом 10—100 л от атмосферного давления до давления 10^0 — 10^{-2} Па. Агрегаты ЦВА состоят из двух насосов ЦВН-1-2, вакуумной арматуры, металлического сосуда Дьюара

и электронагревателя для регенерации цеолита в корпусе насоса. В агрегате ЦВА-1-2, кроме цеолитовых насосов, работающих попеременно, для предварительной откачки из объекта основного количества газа применен водоструйный насос. Это позволило снизить предельное остаточное давление до 10^{-2} Па при откачке объектов емкостью до 100 л. Для сверхвысоковакуумных систем разработана серия насосов: ССНА-0,5; ССНА-1,5; ССНА-4 и ССНА-8 с предельным вакуумом 10^{-7} Па и максимальной быстротой действия 500, 1500, 4000 и 8000 л/с соответственно. В этих насосах комбинированный адсорбент из смеси цеолита, активированного угля и силикагеля расположен вдоль всей его внутренней поверхности, охлаждаемой жидким азотом.

§ 12. СОРБИЦИОННО-КОНДЕНСАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Криогенные конденсационные вакуумные насосы (см. гл. 4), широко применяемые в настоящее время для создания безмасляного вакуума, обладают серьезным недостатком: они могут работать лишь в том случае, если откачиваемый газ по отношению к температуре криоповерхности находится в состоянии перенасыщенного пара. Поэтому для откачки конденсацией, например, водорода при давлении 10^{-5} Па температура криоповерхности должна быть ниже 4 К, а при давлении 10^{-8} Па ниже 3,2 К. Для конденсации гелия требуются еще более низкие температуры. Так, упругости насыщенных паров гелия $2,16 \cdot 10^{-3}$ Па соответствует температура 0,5 К. Поскольку парциальные давления таких трудноконденсируемых газов, как неон, водород и гелий в воздухе соответственно равны $182 \cdot 10^{-2}$ Па, $5 \cdot 10^{-2}$ Па и $53 \cdot 10^{-2}$ Па, то следовало бы ожидать, что охлаждение криоповерхности жидким водородом (20,4 К) не позволит сконденсировать эти газы и остаточное давление не будет ниже, чем сумма их парциальных давлений, т. е. ниже 2,4 Па.

Практика показывает, что в действительности при конденсации воздуха на криоповерхности, охлаждаемой жидким водородом, предельное давление оказывается на порядок и более ниже указанной величины. Из этого следует, что на основании характеристик откачки конденсацией отдельных компонентов смеси газов нельзя получить характеристику криогенного насоса, откачивающего эту смесь. В присутствии легкоконденсирующихся газов трудноконденсируемые газы могут быть откачаны до более низких давлений, чем их равновесное давление при температуре криогенной поверхности.

Это явление, известное как сопутствующая откачка, было хорошо известно исследователям, занимающимся изучением влияния присутствия неконденсирующихся газов на процесс конденсации водяного пара в твердое состояние. Так, в работе [46] отмечается, что молекулы неконденсирующегося газа, достигшие при своем движении вместе с молекулами пара поверхности конденсата, с одной стороны, отражаются от последней, а с

другой стороны, адсорбируются на поверхности образующегося твердого конденсата. При этом адсорбированные молекулы прижимаются к поверхности непрерывно набегающим новым потоком пара, который мгновенно превращается в лед, оставляя под слоем льда часть неконденсирующегося газа. Такой процесс является адсорбционным по своей физической сущности и абсорбционным по своему конечному результату.

Использование сорбционной способности слоев сконденсированных твердых газов является весьма заманчивым для снижения предельного давления в системах с криогенными конденсационными насосами. Адсорбент такого типа имеет хороший тепловой контакт с охлаждающей поверхностью. Количество адсорбента и время его включения в работу (напыления) определяются оператором. Наконец, регенерация адсорбента или его полное удаление из системы часто требуют лишь незначительного повышения температуры криоповерхности по сравнению с рабочей температурой, при которой происходила откачка.

Несмотря на значительное количество проведенных в этой области исследований, механизм процесса сорбционно-конденсационной откачки до сих пор не совсем ясен. Возможно, что молекулы неконденсируемого газа сорбируются в объеме на молекулах конденсируемого газа с последующей конденсацией подобных ассоциированных групп молекул на криоповерхности.

Вопрос об образовании таких комплексных частиц в водяном паре в присутствии молекул неконденсируемых газов достаточно разработан. Характерной особенностью образования групп является увеличение их количества и размеров при повышении перенасыщения конденсируемого пара. Для того, чтобы при столкновении молекул имела место ассоциация, их кинетическая энергия должна быть минимальной, что свойственно большому числу отраженных от криоповерхности молекул.

Другим возможным механизмом сорбционно-конденсационной откачки может быть адсорбция молекул неконденсируемого газа на поверхности криоосадка конденсируемого газа. При этом, если осуществляется непрерывный напуск конденсируемого газа, новые слои последнего замуровывают ранее адсорбированные молекулы неконденсируемого газа, проводя так называемый криозахват этих молекул.

Вместе с тем экспериментально установлено, что при достаточной толщине слоя криоосадка откачка неконденсируемых газов растягивается во времени и достижение равновесного давления требует иногда многих часов. Это свидетельствует о том, что криоосадок по своей структуре может быть пористым, с развитыми каналами и пустотами молекулярных размеров, по которым адсорбированные молекулы неконденсируемого газа свободно мигрируют с поверхностных слоев конденсата вглубь его.

Очевидно, в реальном процессе указанные механизмы откачки накладываются один на другой, а какой из них домини-

рует — зависит от многих факторов, в том числе от свойств конденсируемого и адсорбируемого газов, теплового режима конденсации, структуры слоя конденсата и т. д.

Рентгеноструктурные исследования слоев сконденсированных газов показали, что их структура в значительной мере определяется тепловым режимом процесса конденсации [33]. С понижением температуры подвижность молекул поверхностного слоя уменьшается.

Ограниченная миграция молекул по поверхности конденсации затрудняет рост кристаллов вещества, в результате чего структура слоя конденсата представляет собой либо аморфную массу, либо беспорядочно сросшиеся кристаллики малых размеров. Так, например, слой CO_2 , осажденный при $T=20\text{K}$, имеет мелкокристаллическую структуру с размерами зерна около 10^{-6}см . Пустоты между кристалликами, соединенные каналами молекулярных размеров, создают высокую пористость конденсата и, следовательно, сильно развитую его поверхность практически по всему объему слоя оказывается доступной для молекул неконденсируемого газа.

Таким образом, полученный конденсат по своей структуре очень похож на микропористый адсорбент и также обладает высокой адсорбционной способностью. С повышением температуры конденсации, вследствие увеличения ее интенсивности, а также ростом температуры подложки, миграционная подвижность молекул конденсата увеличивается. Это способствует росту кристаллов и сливанию двух или нескольких изолированных частиц конденсированной фазы в более крупные конгломераты, что сопровождается уменьшением отношения свободной поверхности к объему. Соответственно должна снижаться и адсорбционная емкость такого конденсата. Экспериментальная проверка этого положения полностью подтвердила его правильность.

На рис. 26, взятом из [33], показан ряд изотерм адсорбции H_2 слоями CO_2 , осажденными при различных тепловых режимах.

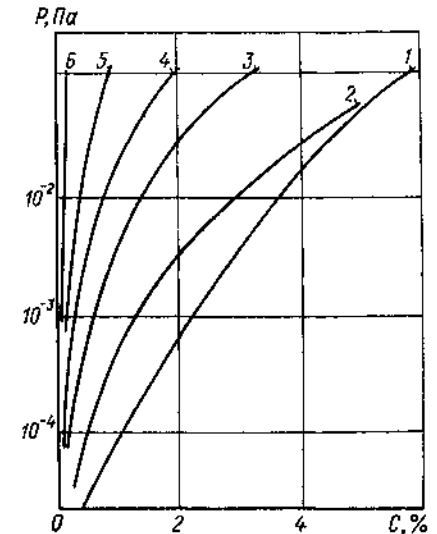


Рис. 26. Изотермы адсорбции H_2 слоями CO_2 , осажденными при различных температурных режимах (по оси абсцисс отложена концентрация молекул H_2 в конденсате)

1 — слой осажден при $T = 20\text{K}$; 2 — слой осажден при $T = 20\text{K}$ и выдержан 10 мин при $T = 80\text{K}$; 3 — слой осажден при $T = 20\text{K}$ и выдержан 5 мин при $T = 87\text{K}$; 4 — слой осажден при $T = 20\text{K}$ и выдержан 10 мин при $T = 90\text{K}$; 5 — слой осажден при $T = 20\text{K}$ и нагрет до $T = 103 \pm 104\text{K}$; 6 — слой осажден при $T = 78\text{K}$ и охлажден до $T = 20\text{K}$

Совершенно очевидно, что повышение температуры осаждения CO_2 или выдержка конденсата при повышенной температуре ведут к уменьшению его адсорбционной емкости. Вместе с тем, было определено, что при нагреве слоя до 100К размер зерна достигает 10^{-5} см, а конденсация при $T=78\text{K}$ дает уже зерна размером 10^{-4} см.

Аналогичная картина наблюдается и в случае других конденсируемых газов. Так, слои N_2 и Ar хорошо сорбируют H_2 лишь при температуре осаждения ниже 5–6К.

Сравнение адсорбционной способности слоев сконденсированных газов и традиционных адсорбентов показывает (рис. 27),

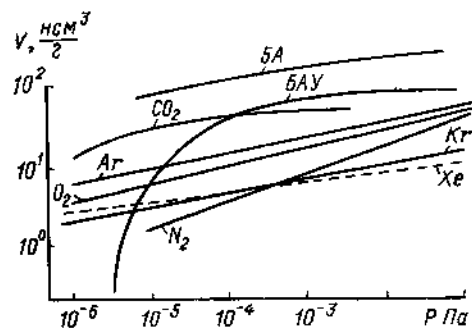


Рис. 27. Изотермы адсорбции H_2 слоями отвердевших газов и углем БАУ при $T=4,2\text{ K}$ и цеолитом 5А при $T=8\text{ K}$

что в области высокого вакуума они могут конкурировать между собой, а в области сверхвысокого вакуума, когда гранулированные адсорбенты имеют большое термическое сопротивление, лучшие характеристики имеют газовые конденсаты.

При откачке неконденсирующихся газов, например водорода, слоями таких микропористых конденсатов, как CO_2 , H_2O , Xe , спирт, бензол, осаж-

денных при температуре 20К, наличие в водороде примесей N_2 или Ar ухудшает адсорбционную способность этих слоев. Предполагают, что более подвижные молекулы N_2 и Ar как бы закупоривают входные отверстия пор сорбента и препятствуют диффузионному потоку H_2 внутрь слоя.

Как уже отмечалось ранее, в процессе непрерывной конденсации газов и паров, присутствующие неконденсирующиеся газы связываются не только вследствие криoadсорбции на развитой поверхности конденсата, но и за счет криозахвата, т. е. замуровывания их молекул в толще осажженного слоя. Вероятность замуровывания, естественно, возрастает при увеличении времени задержки молекул неконденсируемых газов на поверхности конденсата и при снижении их подвижности в адсорбированном состоянии. Поэтому криозахват практически отсутствует или пренебрежимо мал, если газы, образующие конденсат, слабо адсорбируют неконденсируемые газы. Если же наблюдается заметная криoadсорбция, то и роль криозахвата существенно возрастает. В этом случае поглощение неконденсирующихся газов, происходящее непосредственно в процессе напыления конденсата, может быть в несколько раз выше, чем чистая криoadсорбция на предварительно осажженном слое конденсата.

В настоящее время разработано множество конструкций сорбционно-конденсационных насосов, работающих на различных температурных уровнях от 77 К до 4,2 К и ниже и использующих в качестве адсорбента твердые конденсаты различных паров и газов. На рис. 28 показана одна из таких конструкций [78]. В корпусе 1 насоса размещены конденсатор 2, а также защитные экраны 3 и 11. Хладагент поступает к конденсатору по трубопроводу 7, проходит змеевик 6, находящийся в хорошем тепловом

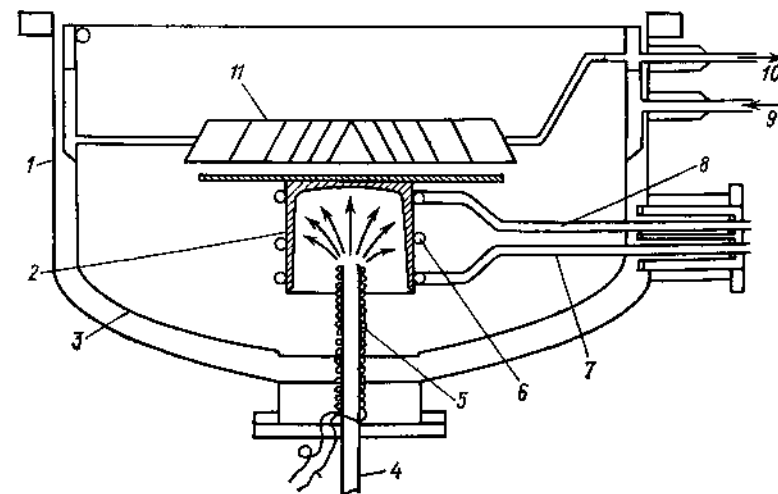


Рис. 28. Сорбционно-конденсационный насос
1 — корпус насоса; 2 — конденсатор; 3, 11 — защитные экраны; 4 — подвод газа-сорбента; 5 — подогреватель; 6 — змеевик; 7 и 8 — вход и выход хладагента; 9 и 10 — вход и выход жидкого азота

контакте с конденсатором, и возвращается в криогенератор по трубопроводу 8. Защитный экран 3 повторяет профиль корпуса, а экран 11 представляет собой оптически непроницаемые жалюзи. Охлаждение экранов осуществляется жидким азотом. Патрубок 4 служит для подвода легкоконденсируемого газа, например CO_2 или Ar , к внутренней поверхности стакана конденсатора. С целью предотвращения конденсации этого газа на внутренних стенках патрубка 4 последний имеет на своей наружной поверхности спираль 5 омического подогревателя.

Принцип действия сорбционно-конденсационного насоса следующий. Объект, к которому подсоединен данный насос, вначале откачивается вспомогательными форвакуумными насосами механическими или адсорбционными. После достижения предварительного разрежения захлаживаются экраны 3 и 11. Холодные поверхности экранов не только защищают конденсатор от теплового излучения, но и служат конденсаторами для паров воды. Затем захлаживается конденсатор, на пластине и внешней по-

верхности стакана которого происходит конденсация основной массы оставшегося в системе газа. Для поглощения неконденсирующихся газов, таких как He, H₂ и Ne, через патрубок 4 подаются порции газа CO₂ или Ar, которые, конденсируясь на внутренней поверхности стакана конденсатора, поглощают их. В результате такой ступенчатой откачки в системе создается безмасляный вакуум 10⁻⁸—10⁻⁹ Па.

Конденсатор насоса расположен таким образом, что внутренняя поверхность его стакана оказывается доступной лишь для молекул неконденсирующихся газов. Все же остальные газы и пары конденсируются либо на защитных экранах, либо на пластине и внешней поверхности стакана конденсатора. Этим достигается то, что поверхность конденсата-адсорбента на внутренней поверхности стакана конденсатора не «отравляется» газами, конденсирующимися при температуре конденсатора, и эффективность откачки неконденсируемых газов, таким образом, не снижается.

Глава 4. КРИОГЕННЫЕ КОНДЕНСАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Настоящая глава посвящена методу создания вакуума посредством конденсации газов на поверхностях, охлаждаемых до криогенных температур.

Взаимная связь вакуумной техники с техникой низких температур имеет давние традиции. Еще в 1825 году Дюма достиг понижения давления, вытеснив воздух из сосуда водяным паром и сконденсировав его затем охлаждением. В 1904 году Дьюар предложил использовать адсорбцию газов на угле, охлажденном жидким воздухом, для получения вакуума. В то время такие устройства были почти единственным средством получения высокой разреженности газа.

С изобретением пароструйных вакуумных насосов широкое распространение получили охлаждаемые жидким азотом ловушки, предназначенные для снижения обратного потока паров рабочей жидкости из пароструйного насоса в откачиваемый объект. Кроме того, эти ловушки способствовали созданию более высокого вакуума в системах, в которых присутствовали легко конденсируемые газы и пары. Простота конструкции ловушек, охлаждаемых жидким азотом, а также возможность быстрой откачки привели к попыткам еще больше снизить температуру их поверхности и сконденсировать на ней большинство газов и паров.

Прогресс в области криогенной техники позволил сделать насосы, основанные на этом принципе, одним из перспективных средств создания высокого и сверхвысокого вакуума. Обычно эти насосы называют *криогенными вакуумными насосами*.

Большой вклад в развитие криогенного метода получения высокой разреженности газа внесли сотрудники Харьковского Физико-технического института АН УССР под руководством Б. Г. Лазарева и Е. С. Боровика. Создание первого конденсационного вакуумного насоса ВК-4, в котором в качестве хладагента использовался жидкий водород [27], было не просто использование еще одного физического явления (конденсации газов и паров на криогенной поверхности) для снижения давления в замкнутом объеме, не просто создание физического прибора, основанного на этом явлении, — это было рождение новой области вакуумной техники — криогенного конденсационного вакуума. В 50—60-х годах Е. С. Боровиком, его сотрудниками и учениками были построены оригинальные криогенные конденсационные насосы — рекордные как по предельному вакууму и чистоте создаваемых вакуумных условий, так и по скорости действия. Они нашли широкое применение в различных экспериментальных системах, особенно в ядерной физике.

В 40—50-х годах начинаются интенсивные исследования в области газодинамики разреженных газов. Для этих целей создаются многочисленные аэродинамические трубы малой плотности. Поиск путей улучшения энергетических показателей таких труб привел в 1948 году Хоторна к идее двухфазной системы [37]. В такой системе пар через сопло поступает в рабочую часть установки, где охлаждается до температуры насыщения и конденсируется в жидкость на охлаждаемых поверхностях. Жидкость затем сжимается, испаряется, пар перегревается до начального состояния и снова подается через сопло в рабочую камеру.

Весной же 1959 года в Инженерном центре Калифорнийского университета (США) начала функционировать крупная аэродинамическая труба разреженного газа [60], в которой поверхность конденсации имела температуру 20 К. После усовершенствования некоторых узлов она обеспечивала быстроту действия 145 000 л/с при давлении 2,8·10⁻¹ Па.

В последующие годы создается целая серия газодинамических систем, в которых используется криогенный конденсационный метод откачки [54].

В настоящее время криогенные конденсаторы стали неотъемлемой частью большинства систем для исследования в области аэродинамики разреженных газов, для испытания двигателей ракет в условиях вакуума, для экспериментов по изучению характера взаимодействия газов с поверхностями (газодинамические молекулярные пучки).

Запуск в 1957 году первого Советского искусственного спутника Земли открыл эру освоения космического пространства. Поскольку всесторонняя проверка и отладка космических аппаратов и его бортовых систем в наземных условиях позволяют существенно повысить их надежность, начинается интенсивное

строительство установок, моделирующих условия космического пространства. Так, например, если в 1960 году в США было около 10 вакуумных камер, то к 1963 году их стало примерно 160, а к 1968 году было известно уже более 400 установок общим объемом 350 000 м³ [31]. В таких установках требовалось обеспечивать весьма низкие давления (до $P \ll 10^{-12}$ Па) при больших газоотделениях, что делало необходимым разработку устройств откачки с огромной быстротой действия (до $\sim 10^8$ л/с). Требования техники имитации в наземных условиях космического пространства стали мощным фактором, определившим бурное развитие вакуумной техники в целом и криогенных методов откачки в частности. Именно в это время начинают широко применяться встроенные криогенные конденсационные насосы, позволяющие использовать в максимальной степени внутреннюю поверхность вакуумных камер.

Область применения криогенных конденсационных насосов не ограничивается приведенными выше примерами. Отсутствие движущихся частей делает конструкции крионасосов простыми и надежными, отсутствие рабочих веществ позволяет им создавать абсолютно «чистый» вакуум. Эти положительные качества крионасосов позволяют им быстро завоевывать прочные позиции в таких отраслях науки и техники, как электроника, металлургия, техника получения сверхчистых и полупроводниковых материалов и многих других. Способность же крионасосов откачивать агрессивные газы и пары позволяет использовать их в химических производствах, а также для откачки плазмохимических реакторов, выхлопов ракет и тому подобных объектов, где все другие средства откачки просто не годятся.

Разнообразие областей применения криогенных конденсационных насосов привело к разработке многочисленных их конструктивных разновидностей, отвечающих той или иной специфике приложения. Дать описание всех известных схем крионасосов потребовало бы объема солидной монографии и вряд ли было бы оправдано. В небольшой по объему главе имело смысл рассмотреть лишь те вопросы, которые не получили развития в известных работах [30] и [33].

§ 13. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КРИОКОНДЕНСАЦИОННОЙ ОТКАЧКИ

Криоконденсационной откачкой называется способ получения вакуума в результате процесса конденсации газов на поверхности твердого тела, охлажденной до криогенных (< 120 К) температур. Обычно криоповерхности охлаждают до температур, соответствующих температурам кипения таких хладагентов, как жидкий азот (77,36 К), жидкий неон (27,1 К), жидкий водород (20,38 К) или жидкий гелий (4,21 К). Молекулы газа при соударении с криоповерхностью конденсируются на ней, образуя твердую или жидкую фазу и, как следствие этого, происходит по-

нижение парциальных (а также суммарного) давлений газов в откачиваемом объеме.

Если предположить, что криоповерхность расположена в среде, молекулы которой имеют распределение скоростей согласно закону Максвелла, то из соотношений кинетической теории газов получают теоретическое значение быстроты действия криооткачки. Для этого необходимо определить среднее число молекул, которые пересекают в одном направлении условную поверхность единичной площади, расположенную внутри объема или на поверхности стенок, заключающих этот объем. Искомое число ν находится путем перемножения числа молекул в единице объема n на среднюю скорость молекул, движущихся в одну сторону вдоль одной из осей [39]

$$\nu = n \left(\frac{RT}{2\pi\mu} \right)^{1/2}, \quad (4.1)$$

где R — универсальная газовая постоянная; T — температура газа; μ — молекулярная масса газа.

Поскольку средняя арифметическая скорость движения молекул газа $c = \left(\frac{8RT}{\pi\mu} \right)^{1/2}$, то уравнение (4.1) можно записать в более простом виде

$$\nu = \left(\frac{1}{4} \right) nc. \quad (4.2)$$

Если теперь разделить левую и правую части уравнения (4.2) на концентрацию молекул в газе n , получим объем газа, набегаящего в единицу времени на единицу площади условной поверхности. Очевидно, это и будет теоретическая удельная величина быстроты откачивающего действия криоповерхности

$$S_T = \frac{1}{4} c = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{8RT}{\pi\mu}} = 3,64 \sqrt{\frac{T}{\mu}} \text{ л/(с·см)}^2. \quad (4.3)$$

Как следует из уравнения (4.3), быстрота действия крионасоса не должна зависеть от давления откачиваемого газа и, следовательно, теоретически нет предела для достижения сколь угодно низких давлений. В действительности же глубина вакуума, создаваемого крионасосом, ограничена упругостью паров откачиваемых газов при температуре криоповерхности и может быть найдена из широко известной эмпирической зависимости

$$\lg P^* = \frac{A}{T} + B \lg T + C + \dots, \quad (4.4)$$

где A , B и C — постоянные коэффициенты, определяемые родом газа.

Однако уравнение (4.4) дает величину предельного вакуума только для системы, представляющей замкнутый объем, ограниченный исключительно только криоповерхностями.

Учитывая вышеизложенное, выражение для определения теоретической скорости откачивающего действия криоповерхности площадью A при давлении газа P примет вид

$$S'_r = 3,64A \sqrt{\frac{T}{\mu}} \left(1 - \frac{P^*}{P}\right). \quad (4.5)$$

Из уравнения следует, что если давление газа в системе значительно превышает предельную разреженность, т. е. когда $P \gg P^*$, скорость действия крионасоса практически не зависит от величины P . Скорость откачки начинает снижаться лишь при приближении давления в откачиваемой системе к значению предельного давления и становится равной нулю, когда $P = P^*$.

Поскольку достигаемые при низких температурах давления определяются упругостями насыщенных паров, то при достаточном понижении температуры криоповерхности казалось бы можно получать сколь угодно низкие давления. В большинстве случаев это действительно так, но есть и исключения. Например, эксперименты по определению равновесного давления водорода, сконденсированного на криоповерхностях, имеющих температуру ниже 4,2 К, показали несоответствие уравнению (4.4). Проведенные исследования «аномального» поведения конденсата водорода при таких низких температурах позволили выявить ряд причин этого эффекта [50]. Аномально высокое и зависящее от температуры давление насыщенных паров водорода является следствием десорбции молекул конденсата под воздействием теплового облучения сконденсированного слоя. Механизм этой десорбции заключается в образовании фононов при взаимодействии фотонов теплового излучения с подложкой слоя H_2 , которые на обратном пути через слой вызывают десорбцию газа. Скорость десорбции можно уменьшить либо путем тщательного экранирования криоповерхности от теплового потока лучистой энергии, либо созданием на ней промежуточного слоя из конденсата таких газов как Ne, Ar или N_2 . Этот промежуточный слой действует как низкочастотный фильтр, поглощающий фононы с высокой энергией, идущие от подложки обратно в слой водорода.

Для расчета скорости действия крионасоса по уравнению (4.5) необходимо также установить значение температуры газа T . Если принять, что все молекулы, попадающие на криоповерхность, конденсируются, то в откачиваемом объеме будут отсутствовать отскочившие от криоповерхности «холодные» молекулы и в уравнение (4.5) можно подставить значение температуры, равное температуре поверхностей, окружающих конденсатор, т. е. температуру кожуха откачиваемого объекта или температуру защитных экранов, если они имеются.

Совершенно очевидно, что конденсация газа на криоповерхности ведет к нарушению максвелловского распределения молекул по скоростям. Причем, чем интенсивней криоповерхность

отводит из окружающего его пространства молекулы, тем в большей степени нарушается это распределение и, следовательно, в меньшей мере уравнение (4.5) отвечает реальному процессу откачки.

Таким образом, более или менее точно рассчитать скорость откачки газа криоповерхностью по уравнению (4.5) можно лишь в том случае, если криоповерхность не вносит заметного возмущения в максвелловское распределение молекул газа по скоростям. Это условие выполняется в том случае, когда криоповерхность размещена в объекте, значительно превышающем ее по размерам, а давление настолько низкое, что столкновениями молекул газа между собой можно пренебречь. Увеличение размеров криоповерхности или повышение давления в объекте будет приводить к росту скорости откачки. В первом случае это связано с появлением направленного движения всей массы газа в сторону криоповерхности, а во втором — с появлением градиента давления и газодинамическим разгоном молекул опять же в сторону криоповерхности.

При работе крионасоса в переходном, а тем более в вязкостном режимах течения газа криоповерхность может вести себя как выходное отверстие звукового сопла или идеальное отверстие, разделяющее области высокого и низкого давлений. В этом случае, вследствие газодинамического разгона, скорость газового потока, набегающего на поверхность конденсации, зависит от отношения давлений P_1/P_0 , где P_0 — давление невозмущенного газа, т. е. на удалении от криоповерхности, а P_1 — давление газа непосредственно перед ней. При $P_1/P_0 = 1$ скорость газового потока будет равна нулю, а с уменьшением отношения давлений скорость потока будет возрастать. В пределе при достижении критической величины отношения давлений

$$\left(\frac{P_1}{P_0}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.6)$$

скорость газового потока достигнет скорости звука. Здесь $k = c_p/c_v$ — отношение теплоемкостей. Таким образом, чтобы газовый поток набегал на криоповерхность со скоростью звука, необходимо иметь давление перед ней ниже, чем

$$P_{1\min} = P_0 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.7)$$

В случае откачки воздуха ($k = 1,4$) $P_{1\min} = 0,528P_0$, а при откачке CO_2 ($k = 1,32$) $P_{1\min} = 0,542P_0$. Для промежуточных значений отношения давлений $1 > \left(\frac{P_1}{P_0}\right) > \left(\frac{P_1}{P_0}\right)_{кр}$ скорость газового потока можно определить через коэффициент скорости [1]

$$w = \xi a_{кр} \quad (4.8)$$

где ω — скорость газового потока; ξ — коэффициент скорости; $a_{кр}$ — скорость звука для критического режима. Коэффициент скорости

$$\xi = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (4.9)$$

Скорость звука для критического режима

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0}, \quad (4.10)$$

где R — газовая постоянная; T_0 — температура торможения (неподвижного) газа в откачиваемом объеме. Подставив значения ξ и $a_{кр}$ в уравнение (4.8), получим уравнение скорости газового потока, набегающего на криповерхность,

$$\omega = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (4.11)$$

Произведение скорости газового потока на площадь криповерхности дает значение теоретической быстроты действия крионасоса в вязкостном режиме.

Таким образом, если для молекулярного режима течения газа максимально возможная теоретическая быстрота действия крионасоса определяется величиной S'_r (уравнение 4.5), то для вязкостного режима она будет равна

$$S''_r = A a_{кр} = A \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0}. \quad (4.12)$$

На рис. 29 показана зависимость теоретической быстроты действия крионасоса в зависимости от давления газа, построенная на основании уравнений (4.5) и (4.12). Первая «полка» на этом графике показывает максимально возможную теоретическую быстроту откачки в молекулярном режиме течения газа S'_r , а вторая — в вязкостном S''_r . Область переходного режима не определена четко и может захватывать широкий диапазон давлений. Теоретическая быстрота действия крионасоса, построенная на рис. 29, относится к конкретному случаю: криооткачки CO_2 , имеющей температуру 300 К на криповерхности, охлаждаемой жидким азотом до температуры 77 К. Для сравнения на этом же рисунке представлены результаты экспериментального определения быстроты откачки CO_2 при схожих условиях [59]. Из сравнения теоретической кривой быстроты откачки и опытных данных следует, что не все молекулы CO_2 , сталкивающиеся с холодной поверхностью конденсатора, прилипают к ней сразу же при первом столкновении, поэтому действительная быстрота откачки несколько меньше теоретических значений. Кроме того, оказывается весьма неустойчивой криооткачка при повышенном давлении, когда ее скорость резко падает.

Чтобы учесть в расчетах указанное снижение быстроты откачки, в уравнения (4.5) и (4.12) требуется ввести корректирующий коэффициент, так называемый коэффициент прилипания

$$\alpha = 1 - \frac{n_\tau}{n_i}, \quad (4.13)$$

где n_i — число молекул, падающих на криповерхность; n_τ — число молекул, отраженных и сублимированных за тот же период времени с той же поверхности.

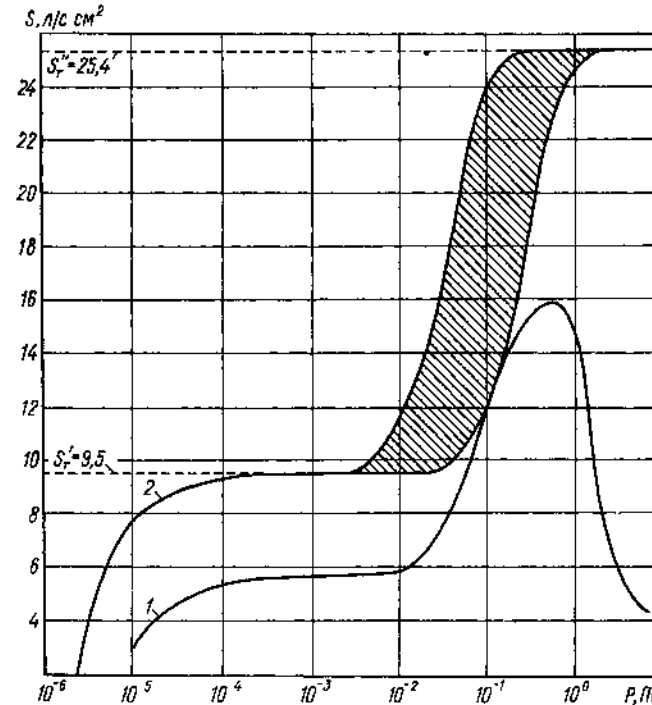


Рис. 29. Зависимость теоретической (2) и действительной (1) быстроты криооткачки CO_2 от давления. Температура газа 300 К. Температура криповерхности 77 К

Обычно в емкое понятие коэффициента прилипания вкладывают всю сложность механизма конденсации и влияния различных факторов на ход этого процесса. С учетом этого коэффициента уравнения быстроты откачки принимают следующий вид: для молекулярного режима течения газа

$$S'_d = 3,64\alpha A \sqrt{\frac{T}{\mu}} \left(1 - \frac{P^*}{P} \right); \quad (4.14)$$

для вязкостного

$$S''_d = \alpha A \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0}. \quad (4.15)$$

Здесь уместно отметить следующее. В случае вязкостного режима давление газа перед криопанелью в первом приближении может быть представлено исходя из условий конденсации газа, т. е. как отраженная доля набегающего на криповерхность потока

$$P_1 = (1 - \alpha) P_0. \quad (4.16)$$

Отсюда следует, что если коэффициент прилипания будет мал и $(1 - \alpha) = \frac{P_1}{P_0}$ станет больше критического отношения давлений $\left(\frac{P_1}{P_0}\right)_{кр}$, то скорость газового потока будет ниже звуковой. Тогда для определения быстроты откачки крионасоса надо вместо формулы (4.15) применять иное выражение

$$S_d'' = \alpha A w. \quad (4.17)$$

В ряде газодинамических установок скорость потока газа, набегающего на криповерхность, может превышать скорость звука. Для таких систем в работе [87] дается следующее уравнение для определения быстроты откачки:

$$S_d''' = 3,77 \alpha \chi S_r' \quad \text{при } \chi > 2, \quad (4.18)$$

где $\chi = \frac{w}{c}$ — отношение скорости направленного движения молекул к наиболее вероятной скорости теплового движения.

Из сказанного очевидным является то, что основная трудность расчета крионасосов сводится к определению коэффициентов прилипания. Имеющиеся результаты экспериментального исследования процесса криооткачки основных компонент воздуха и найденные из полученных данных коэффициенты прилипания очень разноречивы и для казалось бы одинаковых условий эксперимента дают $\alpha = 0,4 \div 1$ (см. также табл. 6).

При теоретическом анализе и интерпретации экспериментальных данных необходимо иметь как можно более полное представление о структуре поверхности конденсации и ее физических свойствах, об энергетическом состоянии молекул газа. Задача эта для реальных условий чрезвычайно сложная, поэтому исследователи обращаются к построению весьма приближенных моделей процесса конденсации, учитывающих лишь ограниченное число факторов. Примеры различных подходов к решению этой задачи представлены ниже.

Авторы [52] пытались эмпирическим путем установить зависимость коэффициента прилипания от таких величин, как молекулярный вес газа, теплота конденсации, температура Дебая, поляризуемость, дипольный момент, поверхность молекул и комбинация этих величин. Хотя им не удалось обнаружить четких зависимостей, эта работа привлекает внимание тем, что указывает на то многообразие факторов, которые могут оказывать в той или иной мере влияние на процесс конденсации.

Объяснение изменения коэффициента прилипания с увеличением массы сконденсированного газа дается с помощью модели задержанной конденсации [9]. На чистой охлаждаемой поверхности задерживаются лишь те молекулы, которые при столкновении образуют двойные и тройные ассоциации, служащие в последующем центрами кристаллизации. Отдельные молекулы прилипают к холодной поверхности лишь в том случае, когда попадают непосредственно в уже существующий агломерат, либо приближаются к нему по поверхности путем миграции. Со временем концентрация агломератов на холодной поверхности растет, что ведет к увеличению коэффициента прилипания. Когда соседние агломераты начинают перекрывать область захвата друг друга, увеличение значения коэффициента прилипания прекращается.

Хорошее качественное описание экспериментальных данных дает модель, основанная на гипотезе энергетического барьера [58]. Согласно этой гипотезе у поверхности твердого тела существует энергетическое поле. Под воздействием этого поля падающие на поверхность молекулы получают ускорение, при этом часть их потенциальной энергии переходит в кинетическую. В результате столкновения происходит необратимый перенос энергии, величина и направление которого зависят от температуры газа и поверхности. Если после столкновения кинетическая энергия молекулы останется выше, чем упомянутый ранее энергетический барьер, то молекула покидает поверхность, в противном случае она конденсируется. Предельная величина энергетического барьера является функцией теплоты сублимации и температуры поверхности.

Основываясь на этой модели, было выведено следующее эмпирическое уравнение для определения коэффициента прилипания:

$$1 - \alpha = \frac{\varphi \exp\left(-\frac{\Delta H}{RT_d}\right)}{1 + \exp\left(\frac{\Delta H_s - W}{RT_s}\right) \exp\left(-\frac{\psi}{T_d}\right)}, \quad (4.19)$$

где ΔH — полная энтальпия газа; ΔH_s — теплота сублимации; R — универсальная газовая постоянная; W — энергия, необходимая для отвода молекулы от криповерхности; T_d — температура газа; φ и ψ — коэффициенты пропорциональности.

Существенным недостатком описанной выше методики определения коэффициента прилипания является невозможность теоретического обоснования коэффициентов φ и ψ .

Другой метод определения коэффициента прилипания основан на использовании классической модели явления захвата молекул газа охлажденной поверхностью [88]. Предполагается существование критической энергии захвата и подвижного слоя молекул газа у поверхности твердого тела. Если молекулы газа обладают кинетической энергией ниже критической величины, то, сталкиваясь с кристаллами ранее сконденсированного газа, имеющими низкую

температуру, они могут либо сразу кристаллизоваться, либо сорбируются временно. В последнем случае молекулы образуют подвижный слой, из которого могут вновь испариться, если получают достаточное количество энергии, либо теряют еще часть своей энергии и фиксируются в кристалле.

Коэффициент прилипания может быть определен по следующей формуле:

$$\alpha = 1 - \exp\left(-\frac{E_c}{kT_d}\right), \quad (4.20)$$

где E_c — критическая кинетическая энергия захвата; T_d — температура газа.

Упомянутые выше модели являются лишь некоторыми примерами разнообразного подхода к решению сложной задачи познания механизма конденсации.

Сведения о коэффициенте прилипания имеют важное прикладное значение, так как дают возможность оценить эффективность процесса криооткачки. Этим объясняется множество проведенных исследований, выполненных с целью определения этих коэффициентов при различных условиях.

Усредненные значения коэффициентов даны в табл. 6 [33]. Как видно из данной таблицы, коэффициент прилипания существенно уменьшается с увеличением энергии падающих молекул. Следовательно, если предположить, что на криповерхность будет направлен сверхзвуковой поток разреженного газа, то отрицательный эффект влияния энергии удара на коэффициент прилипания проявится в соответствующем снижении эффективности криооткачки. Однако теоретическое рассмотрение процесса конденсации в случае направленного потока [72] указывает на возможность эффективной криооткачки, несмотря на вероятное снижение коэффициента прилипания. Считается, что в этом случае конденсация может рассматриваться как результат повторных столкновений с криповерхностью тех молекул, которые отражаются от нее и которые вынуждены оставаться близко у поверхности вследствие столкновений с набегающим потоком.

Экспериментальное исследование процесса конденсации сверхзвукового воздушного потока (число Маха $M = 2,8$; температура торможения $T_0 = 477$ К; статическое давление $P_1 = 7,2 \cdot 10^{-1}$ Па) на криповерхности, охлаждаемой жидким гелием ($T = 4,2$ К), подтвердило правильность теоретического предположения. Замеренный коэффициент прилипания был достаточно высок и равнялся $\sim 0,75-0,8$.

При малых величинах статического давления в потоке отскокивающие молекулы могут пройти через встречную струю и вызвать повышение давления в окружающем струю пространстве. На рис. 30, взятом из работы [87], показана зависимость отношения давления в камере, где расположена криповерхность, к статическому давлению в сверхзвуковом потоке, направленном на эту

криповерхность, от значения числа Маха. В качестве параметра принят коэффициент прилипания.

Этот график наглядно демонстрирует, как велико значение коэффициента прилипания для эффективной откачки направленных струй. Разумеется, эффективность криооткачки в любом случае, а не только в газодинамических системах, находится в прямой зависимости от величины коэффициента прилипания. Повысить же коэффициент прилипания можно путем охлаждения криповерхности до более низкой температуры. Тем не менее, даже понижая температуру криопанелей до гелиевых температур, не всегда удается добиться значительного повышения величины коэффициента прилипания.

Более действенный путь повышения эффективности криопанелей предусматривает замену охлаждаемых пластин панелями сложной геометрии [25, 87]. Криопанели простой геометрии (плоскость, шар) не могут иметь скорость откачки выше, чем это определено коэффициентом прилипания, так как все неконденсировавшиеся при первом соударении молекулы возвращаются в откачиваемый объем. Если же конструкция криопанели такова, что отскокившие при первом соударении с холодной поверхностью молекулы снова попадают на нее, то вероятность захвата молекул возрастает и повышается эффективность откачки. Поскольку в этом случае молекулы претерпевают многократные столкновения с холодной поверхностью панели, то для характеристики ее эффективности следует пользоваться уже не коэффициентом прилипания, а более общим для данной конструкции коэффициентом захвата, который учитывает помимо всего прочего и геометрические факторы панели. Определение эффективности криопанелей (рис. 31) показало, что в случае откачки газа, не отличающегося существенно от газа с максвелловским распределением молекул по скоростям, наибольшим коэффициентом захвата обладает ячеистая панель. При откачке CO_2 и N_2 ее эффективность оказалась соответственно в 1,36 и 1,1 раза выше по сравнению с криопанелью, выполненной в виде плоской пластины [26]. Применение же ячеистых панелей в газодинамических установках позволяет повысить эффективность откачки еще более существенно, особенно если коэффициент прилипания мал.

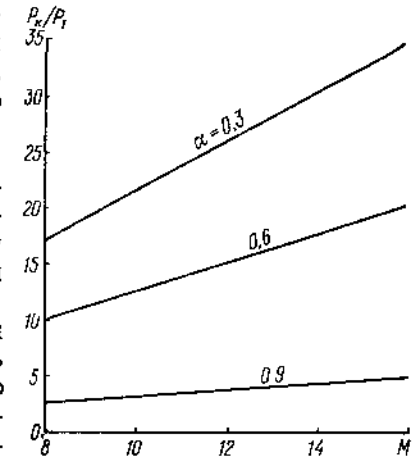


Рис. 30 Зависимость отношения давления в камере P_k к статическому давлению в потоке P_1 от числа Маха при различных значениях коэффициента прилипания

Высокие значения коэффициентов захвата ячеистых криопанелей в случае откачки направленных потоков обусловлены следующим обстоятельством. Если оси отдельных ячеек криопанели расположены таким образом, что совпадают с линиями тока струи откачиваемого газа, то большинство молекул пройдет вглубь ячеек без столкновений с их стенками. Даже если молекулы не сконденсировались при столкновении, скажем о дно ячейки, то их возврат к входному отверстию весьма затруднен. Отражение от стенок носит диффузный характер, поэтому лишь очень незна-

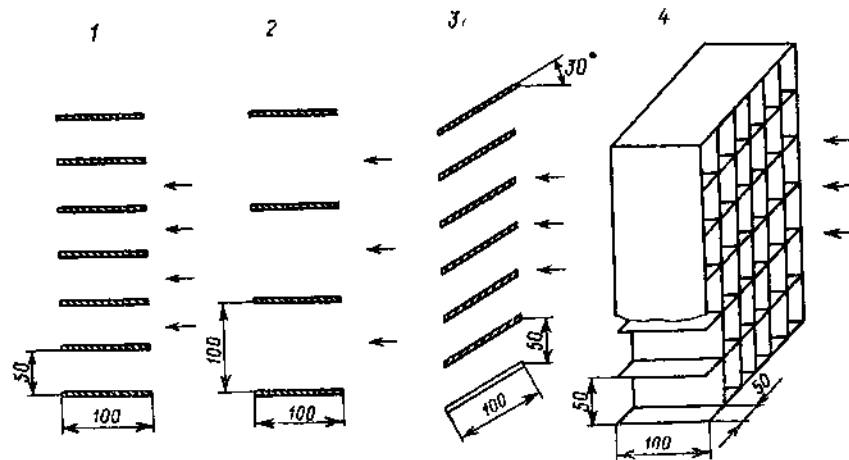


Рис. 31. Конструкции криопанелей

1, 2 — параллельные пластины, 3 — параллельные пластины с наклоном, 4 — ячеистая панель

чительная часть молекул может преодолеть обратный путь через канал ячейки без множества столкновений со стенками. Поскольку стенки ячейки холодные, то каждое соударение молекулы об них приводит к потере молекулой своей энергии, что повышает вероятность ее конденсации.

На рис. 32 [87] сравниваются вероятности прохода молекул вглубь ячейки, когда они движутся хаотично (тепловое движение) и когда им придана направленность движения вдоль оси ячейки.

Ячейка представляет собой цилиндрическую трубу. В случае, когда газ максвелловский, наибольшее число первых столкновений молекул со стенками происходит вблизи входного отверстия. Так, 60% всех вошедших в ячейку молекул сталкиваются с ее стенками на расстоянии одного радиуса ячейки от входного отверстия.

Если коэффициент прилипания при первом столкновении мал, то значительная часть молекул отразится от стенок. Поскольку отражение диффузное, есть большая вероятность того, что молекулы покинут ячейку и вернуться в откачиваемый объем.

Увеличение длины ячейки быстро становится малоэффективным. Практически все вошедшие молекулы столкнутся со стенками на длине в два диаметра ячейки и поэтому для увеличения коэффициента захвата нет смысла делать ячейки большей длины. Совсем иное дело, когда поток молекул имеет направленное движение вдоль оси ячейки. При большом отношении скорости направленного движения молекул к их тепловой скорости, например

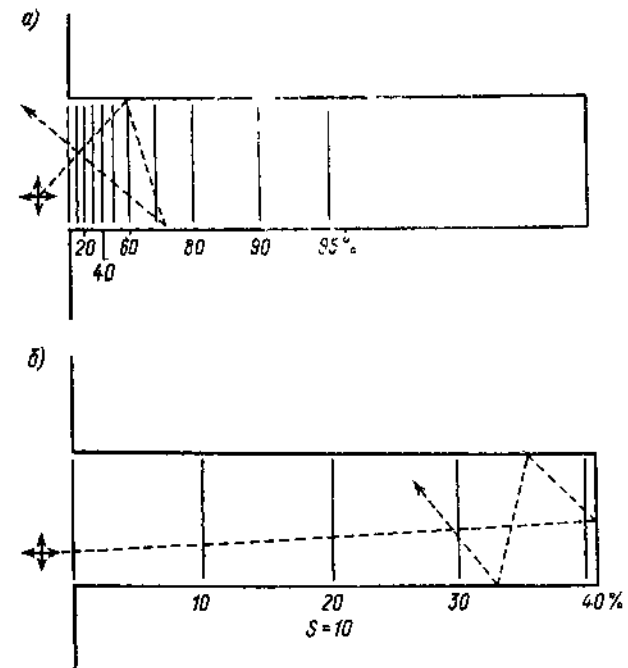


Рис. 32. Характер прохода молекул газа через цилиндрический канал при произвольном (а) и направленном (б) потоках. Вертикальные линии указывают процент вошедших в канал молекул, имевших столкновение со стенками

при $S = w/c = 10$, распределение первых соударений молекул, вошедших в ячейку, будет практически равномерным на длине в несколько диаметров. Таким образом снижается число столкновений вблизи входного отверстия и, следовательно, увеличивается вероятность захвата молекул газа ячейкой.

Задача повышения коэффициента захвата криопанелей стоит на первом месте во всех крионасосах, работающих в режиме свободно-молекулярного течения газов. В переходном же режиме и тем более в вязкостном на первый план может стать задача обеспечения теплосъема на границе стенка конденсатора — хладагент.

Дело в том, что при использовании жидких хладагентов величины допустимых удельных тепловых нагрузок лежат в пре-

делах $1-10 \text{ Вт/см}^2$ при температурном напоре в несколько градусов. Превышение допустимых тепловых нагрузок приводит к переходу режима кипения из пузырькового в пленочный, когда между стенкой и жидкостью появляется сплошная паровая прослойка. При переходе к пленочному режиму кипения хладагента возможный теплосъем снижается до $2-3 \text{ Вт/см}^2$, а разность температур между стенкой и жидкостью возрастает до десятков градусов.

Естественно, что для обеспечения работы крионасосов представляет интерес лишь режим пузырькового кипения. Поэтому в ряде случаев приходится больше заботиться, чтобы развить поверхность теплообмена со стороны хладагента, чем со стороны конденсации, чтобы увеличить коэффициент захвата криопанели.

§ 14. КРИОГЕННЫЕ СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ РАБОТУ НАСОСОВ

Одним из принципов, по которому можно классифицировать крионасосы, является способ охлаждения поверхности конденсации и защитных экранов. Различают три основных типа крионасосов: наливные, использующие готовый жидкий хладагент, проточные с рефрижераторными криогенными установками и насосы, использующие газовые холодильные машины. Ниже будут приведены некоторые сведения, касающиеся указанных криогенных устройств, в том числе и установок сжижения газов.

Процессы для получения низких температур. Состояние газов при низких температурах характеризуется меньшими значениями внутренней энергии и энтропии, которая, в свою очередь, является функцией двух переменных: температуры и давления

$$S = f(T; P). \quad (4.21)$$

Чтобы получить более низкую температуру газа при одном фиксированном параметре, например P , необходимо уменьшить величину его энтропии. Для этого сначала газ обратимо сжимают в изотермическом процессе $1-2$ (рис. 33). При этом его давление увеличивается от P_1 до P_2 , а энтропия падает. Процесс сопровождается отводом тепла к окружающей среде в количестве $T_1(S_1 - S_2)$. Если теперь осуществить изоэнтропное обратимое расширение газа (процесс $2-3$), то в конечном итоге изменение энтропии ΔS будет наибольшим, а снижение температуры газа ΔT — максимальным.

Близкое по эффективности к изоэнтропному расширению газа осуществляют в специальных расширительных машинах — детандерах. Менее выгодное с термодинамической точки зрения дросселирование газа (процесс $2-3'$) приводит к меньшему изменению энтропии $\Delta S'$ и соответственно к меньшему падению тем-

пературы $\Delta T'$. Однако в области критической температуры, когда теплоемкость газа резко возрастает, дросселирование может быть таким же высокоэффективным в смысле охлаждения, как и обратимый процесс изоэнтропного расширения.

Изложенное выше отражает только принципиальную сторону вопроса. Получение же криогенных температур неразрывно связано с использованием регенеративного принципа, т. е. теплообменных аппаратов.

Циклы сжижения газов. Схема простейшего цикла для сжижения

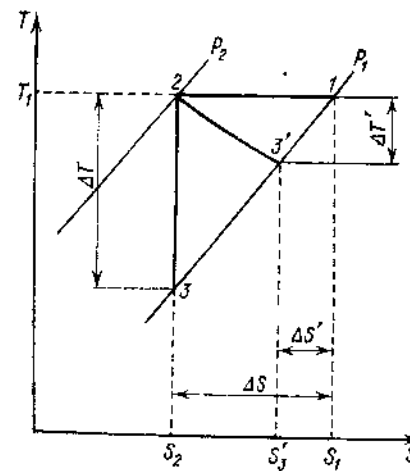


Рис. 33. Процессы охлаждения в диаграмме $S-T$

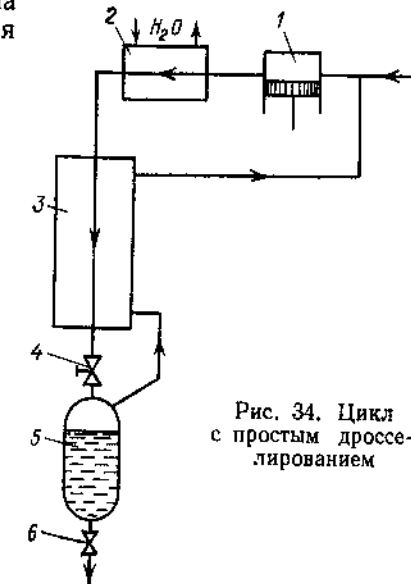


Рис. 34. Цикл с простым дросселированием

газов показана на рис. 34. Газ сжимается компрессором 1 и проходит холодильник 2 , где охлаждается проточной водой. Затем направляется в трубки противоточного теплообменника 3 , в котором охлаждается обратным потоком холодного газа, идущим из сборника жидкого газа 5 . Охлажденный сжатый газ расширяется в дроссельном вентиле 4 . При этом температура его снижается, и он частично сжижается. Жидкость накапливается в сборнике 5 , а оставшаяся часть газа, оставшаяся в газообразном состоянии, но имеющая низкую температуру, равную температуре жидкости в сборнике, проходит между трубками теплообменника 3 , охлаждая поступающий по трубкам сжатый газ и сама нагреваясь. Полученная жидкость периодически сливается через вентиль 6 и может быть использована как хладагент вне связи с данной установкой, например в крионасосах наливного типа. Понятно, что в таком случае полезно утилизируется лишь теплота испарения жидкости и практически не используется холод отходящих паров.

Гораздо выгоднее, чтобы охладитель работал в рефрижераторном режиме. Для этого необходимо, чтобы он составлял часть той

системы, в которой холодопроизводительность реализуется. Например, можно использовать сборник жидкого газа 5 как конденсатор крионасоса. В этом случае весь поток циркулирует по замкнутому контуру без выдачи охлаждаемого продукта, повышается холодопроизводительность цикла, устраняются потери, связанные с транспортированием и хранением сжиженного газа.

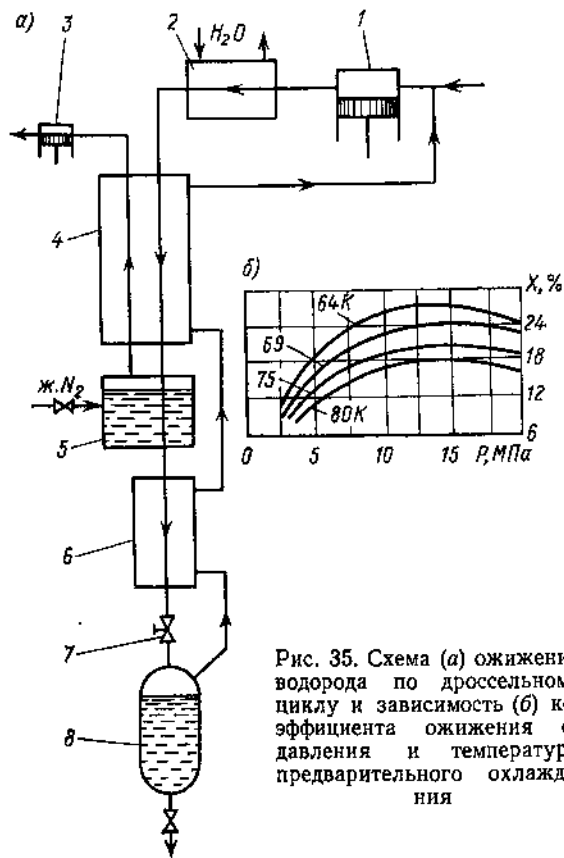


Рис. 35. Схема (а) ожижения водорода по дроссельному циклу и зависимость (б) коэффициента ожижения от давления и температуры предварительного охлаждения

Рассмотренный цикл сжижения газа малоэффективен и поэтому находит ограниченное применение, например для получения небольших количеств жидкого воздуха или азота. Даже при давлении сжатия 20 МПа удельный расход энергии велик и составляет примерно 12 МДж на 1 кг жидкого воздуха, а холодильный коэффициент, т. е. отношение развиваемой холодопроизводительности к затрачиваемой энергии, равен $\sim 0,035$.

Введение предварительного охлаждения сторонним хладагентом резко повышает долю охлаждаемого газа после дросселя. Цикл становится достаточно эффективным и широко используется для ожижения водорода (рис. 35). Предварительное охлаждение

обычно осуществляют жидким азотом. Газообразный водород сжимается в компрессоре 1 до 14 МПа, охлаждается водой в холодильнике 2 и поступает в теплообменник 4. Затем водород проходит ванну предварительного охлаждения 5, заполненную жидким азотом. Дальнейшее понижение температуры в теплообменнике 6 позволяет после дросселя 7 получать в сборнике 8 жидкость. Жидкий водород отбирается из цикла, а пары идут обратным потоком через теплообменники 6 и 4, охлаждая прямой поток.

Использование в этом цикле жидкого азота позволяет иметь температуру перед дроссельной ступенью ниже температуры инверсии для водорода ($T_{инв} = 204,6$ К), следовательно, дросселирование газа будет сопровождаться снижением его температуры. Чем ниже температура предварительного охлаждения, тем выше коэффициент ожижения, т. е. доля охлаждаемого газа после дросселя и, следовательно, тем выше экономичность цикла.

Величина коэффициента ожижения зависит не только от температуры предварительного охлаждения, но и от давления газа после компрессора (рис. 35, б). Оптимальное его значение 12—15 МПа. Чтобы снизить температуру кипения жидкого азота в ванне 5, применяется откачка его паров вакуумным насосом 3. На практике минимальная температура кипения азота обычно составляет 65 К. Суммарный расход энергии на каждый литр жидкого водорода в ожижителях такого типа составляет 13—16 МДж/л.

В крупных криогенных установках широко применяется сочетание дроссельного способа охлаждения с детандерным. Так, например, самым распространенным циклом в воздухоразделительных установках, предназначенных для производства жидких кислорода или азота, является цикл высокого давления с детандером.

Схема этого цикла показана на рис. 36. Воздух сжимается до 18—20 МПа компрессором 1 и, пройдя водяной холодильник 2, разделяется на две примерно равные части. Одна часть направляется в детандер 7 и расширяется в нем. Холодный воздух после детандера поступает в основной теплообменник 3, который проходит обратным потоком, охлаждая вторую часть сжатого воздуха, поступающего из компрессора. Эта часть воздуха, охлажденная в теплообменнике 3, поступает в дополнительный теплообменник 4, где охлаждается дросселированным воздухом и затем подводится к дроссельному вентилю 5, пройдя который, частично сжижается. Жидкость скапливается в сборнике 6, а несжиженный газ через теплообменники 4 и 3 возвращается в компрессор.

Рассмотренный цикл является наиболее экономичным из всех циклов для сжижения воздуха и продуктов его разделения. Расход энергии на получение 1 кг жидкого воздуха составляет примерно 4 МДж, а выход жидкого воздуха по отношению к количеству сжимаемого газа в компрессоре, т. е. коэффициент ожижения, достигает 16—18%.

Наибольший интерес криовакуумной техники связан с гелиевыми установками. Обычно эти установки работают по детандерному циклу среднего давления с предварительным охлаждением жидким азотом. Схема ожижительной установки показана на рис. 37. Она включает три ступени охлаждения: азотную ванну

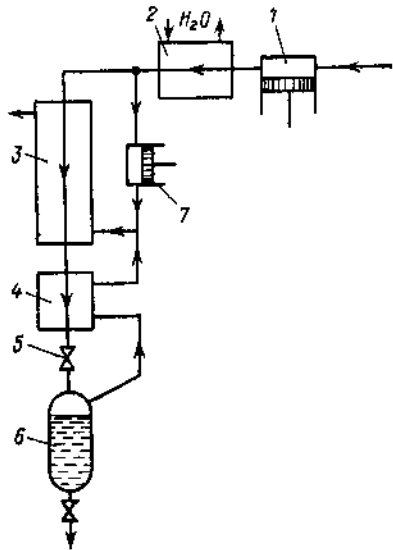


Рис. 36. Схема цикла высокого давления с детандером

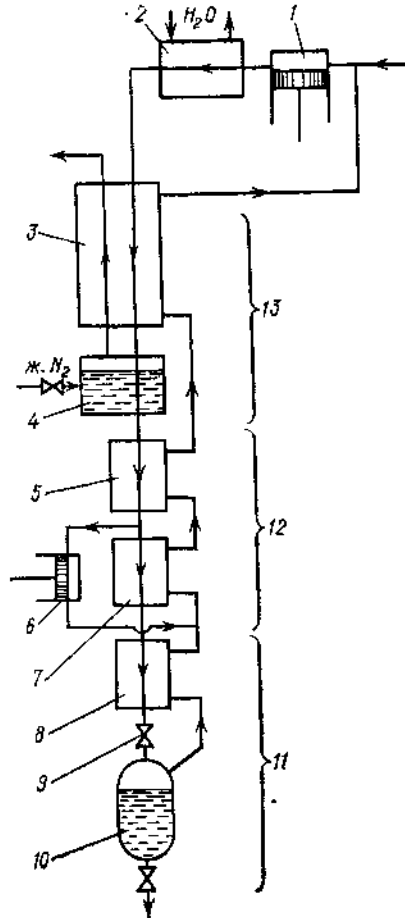


Рис. 37. Схема ожижителя с детандером

1 — компрессор; 2 — холодильник; 3, 5, 7 и 8 — теплообменники; 4 — ванна с жидким азотом; 6 — детандер; 9 — дроссельный вентиль; 10 — сборник жидкого газа; 11 — дроссельная ступень охлаждения; 12 — детандерная ступень охлаждения; 13 — ступень предварительного охлаждения

предварительного охлаждения, детандерную ступень и нижнюю дроссельную ступень. Охлаждение в дроссельной ступени происходит лишь тогда, когда температура газа перед последним теплообменником ниже, чем температура инверсии для данного газа. Для таких газов, как гелий, водород, неон, азот, температуры инверсии соответственно равны 40, 204,6, 250 и 621К. Следовательно, из перечисленных газов лишь азот можно охладить и ожижить с помощью только дроссельной ступени. Для гелия же требуется предварительное охлаждение до температуры ниже 40К. В некоторых схемах это охлаждение осуществляется жидким

водородом, кипящим при атмосферном давлении (20,4К), либо под вакуумом (14—15К). В рассматриваемом же случае водородная ванна заменена детандерной ступенью. Основные показатели этого цикла следующие: расход энергии на ожижение одного литра гелия 9,36 МДж, коэффициент ожижения ~6%, расход жидкого азота 1—0,8 л на каждый литр жидкого гелия, давление гелия после компрессора 2,2 МПа.

При работе гелиевой установки в рефрижераторном режиме не обязательно газ доводят до ожижения, нередко тепло от охлаждаемого объекта отводят путем подогрева газообразного гелия. В этом случае схема, показанная на рис. 37, несколько трансформируется. Сразу же после теплообменника 5 весь сжатый гелий направляется в детандер. Расширившийся в детандере гелий при давлении несколько выше атмосферного и с температурой 10—15К направляется в объект охлаждения. По выходе из указанного объекта гелий, имеющий температуру 20—25К, противотоком проходит теплообменники 5, 3 и снова сжимается в компрессоре 1.

Холодопроизводительность таких газовых рефрижераторных установок может быть весьма большой даже на температурном уровне, близком к гелиевому (4,2К). Например, разработан рефрижератор холодопроизводительностью 50 кВт, в котором указанная тепловая нагрузка снимается при нагревании циркулирующего гелия от 7 до 10 К. Схема этой установки приведена на рис. 38. Гелий, сжатый до 2,45 МПа, расширяется в двух параллельно включенных турбодетандерах до 0,49 МПа, нагревается в теплообменниках и возвращается в компрессорную установку. В турбодетандере 7 расширяется 28% гелия, а весь остальной газ поступает на вторую ступень охлаждения, где расширяется в детандере 9 и воспринимает тепловую нагрузку в теплообменнике 10. Мощность, затрачиваемая на сжатие циркулирующего гелия, оценивается в 5000 кВт.

Последние годы в криовакуумной технике расширяется применение газовых холодильных машин (ГХМ). Это связано с тем, что ГХМ компактны и обладают высокой эффективностью. Существует большое число разных типов поршневых ГХМ, однако наибольшее распространение получили системы, работающие по обратному циклу Стирлинга и по циклу низкотемпературного теплового насоса.

Схема простейшей одноступенчатой холодильной машины, работающей на принципе теплового насоса, приведена на рис. 39. Цилиндр 7 разделен поршнем-вытеснителем 6 на две полости: теплую и холодную, которые сообщаются между собой через регенератор 1. Поршень занимает примерно 5/6 всей длины цилиндра и имеет уплотнение 5 в теплой зоне. Перемещение поршня в цилиндре приводит к поочередному изменению объема теплой и холодной полостей, однако суммарный их объем остается постоянным.

В начале цикла (поршень в нижнем положении) открывается впускной клапан 2 и газ, сжатый в компрессоре 3, поступает в теплую полость и регенератор. При этом температура газа повышается в результате его адиабатического сжатия. Во второй фазе цикла нагретый газ из теплой полости вытесняется через регенератор в холодную полость. Проходя насадку регенератора, газ охлаждается, его объем уменьшается, в результате в систему

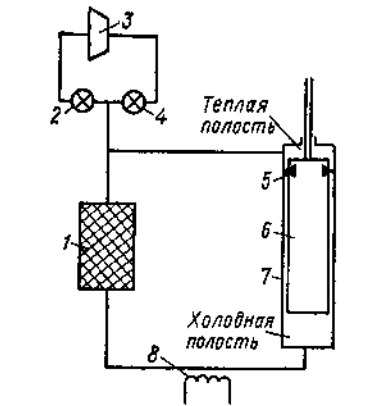
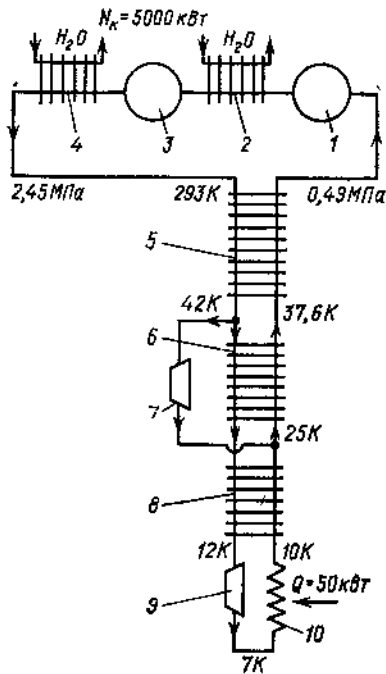


Рис. 39. Принципиальная схема теплового насоса

Рис. 38. Схема газовой рефрижераторной установки
1 — турбокомпрессор; 2, 4 — холододильники; 5, 6, 8 и 10 — теплообменники; 7, 9 — турбодетандеры

поступает дополнительное количество сжатого газа. Затем закрывается впускной клапан 2 и открывается выпускной 4; при этом газ расширяется, а температура его в холодной полости падает. Выходящий из нее холодный газ на пути в регенератор воспринимает определенное количество тепла от объекта охлаждения 8 и при этом несколько нагревается. Дальнейшее нагревание газа, вытесняемого из холодной полости опускающимся поршнем, происходит в насадке регенератора. Поскольку энтальпии газа, входящего и выходящего на холодном конце регенератора, для идеальных условий работы одинаковы, то тепловая нагрузка, воспринимаемая от объекта охлаждения, должна равняться технической работе изохорического процесса падения давления в холодной полости.

Одним из существенных достоинств данного цикла является возможность присоединения дополнительных расширительных

цилиндров для работы на различных температурных уровнях, в результате чего достигается температура 10—15К.

Рассмотренные выше схемы позволяют с той или иной эффективностью сжижать различные газы. Для того чтобы дать представление об энергетических затратах, в табл. 10 даны значения минимальной (теоретической) и действительной работы, затрачиваемой на сжижение некоторых газов. Из этой таблицы следует, что в случае использования жидкого азота как хладагента не всегда целесообразно идти на усложнение схемы установки с целью использования холода отводящих паров ($\Delta I/r = 2,18$). Но это делать необходимо, если используется жидкий гелий ($\Delta I/r = 76,62$). Оптимальным решением этой задачи может быть применение жидкостных гелиевых рефрижераторных установок.

Таблица 10. Минимальная работа сжижения $L_{мин}$ некоторых газов с $T = 300$ К и при атмосферном давлении и действительная работа $L_{действ}$

Газ	Температура кипения при атмосферном давлении, К	Теплота испарения, ч		Общая теплота, отдаваемая при сжижении, ΔI , кДж/кг
		кДж/кг	кДж/л	
Азот	77,36	198,5	159,1	433,3
Неон	27,10	86,2	104,2	368,4
Водород	20,38	441,7	31,4	3952,5
Гелий	4,21	20,4	2,55	1563,0

Газ	Отношение $\frac{\Delta I}{r}$	$L_{мин}$		Примерный действительный расход работы $L_{действ}$	
		МДж/кг	МДж/л	МДж/кг	МДж/л
Азот	2,18	0,79	0,637	4,3—6,5	3,6—5,4
Неон	4,27	1,33	1,602	12,6—19,8	10,8—16,2
Водород	8,95	11,92	0,846	79,2—151,2	5,4—10,8
Гелий	76,62	6,84	0,853	57,6—115,2	7,2—14,4

Системы охлаждения защитных экранов. Наиболее подходящим хладагентом для охлаждения защитных экранов является жидкий азот. В зависимости от конкретных требований, предъявляемых к системе охлаждения, для восприятия теплоты используется либо скрытая теплота испарения жидкого азота, либо его теплоемкость. В первом случае жидкость кипит при постоянной температуре, а во втором циркулирует без фазового изменения, но при переменной температуре.

Двухфазный испарительный способ охлаждения обеспечивает высокую изотермичность экранов. Температура хладагента зависит лишь от давления паров над жидкостью и от величины гидростатического столба. Большим недостатком этого способа является трудность равномерного распределения жидкости в случае

сложной разветвленной системы. Это связано с образованием газовых пробок, пульсациями давления и гидравлическими ударами в коммуникациях. Такая система показана на рис. 40, а.

Жидкий азот поступает из хранилища по трубопроводу 3 в сосуд 2, который необходим для поддержания определенного уровня жидкости в экране 1. Тепло, подведенное к экрану, воспринимается жидким азотом, который кипит, а его пары отводятся по трубопроводу 5. Датчик 6 поддерживает постоянное давление в системе и, следовательно, определяет температуру кипения жид-

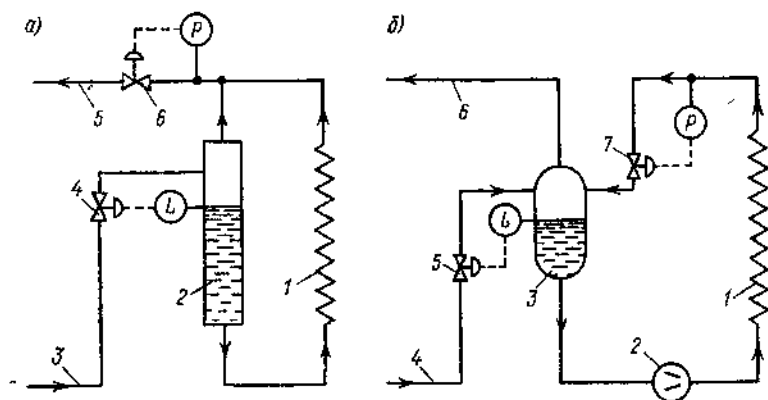


Рис. 40. Системы охлаждения защитных экранов: а — испарительная; б — циркуляционная

1 — экран; 2 — насос; 3 — пароотделитель; 4 — линия питания жидким азотом; 5 — регулятор уровня жидкого азота; 6 — сброс паров азота; 7 — регулятор давления

кого азота в экранах. Датчик 4 необходим для поддержания постоянного уровня жидкости в каналах защитного экрана.

Однофазный циркуляционный способ охлаждения защитных экранов применяется чаще, чем испарительный. При этом способе жидкий азот, находящийся под давлением, близком к атмосферному, и имеющий температуру, равновесную этому давлению, примерно 78К, закачивается насосом в каналы экрана, где давление поддерживается на уровне 0,4—0,6 МПа. Поскольку температура жидкости в насосе практически не изменяется, то она становится переохлажденной на 12—16К. Проходя по каналам экрана, она нагревается до температуры, не превышающей равновесной для указанного давления.

Таким образом, в каналах экрана не происходит кипения хладагента, а осуществляется лишь подогрев жидкости. По выходе из экрана жидкий азот дросселируется в пароотделитель. При дросселировании часть жидкого азота переходит в пар, который выводится из системы, а оставшаяся жидкость вновь идет на насос. Сосуд пароотделителя постоянно подпитывается хладагентом

из хранилища. Описанная схема с однофазным циркуляционным способом охлаждения показана на рис. 40, б.

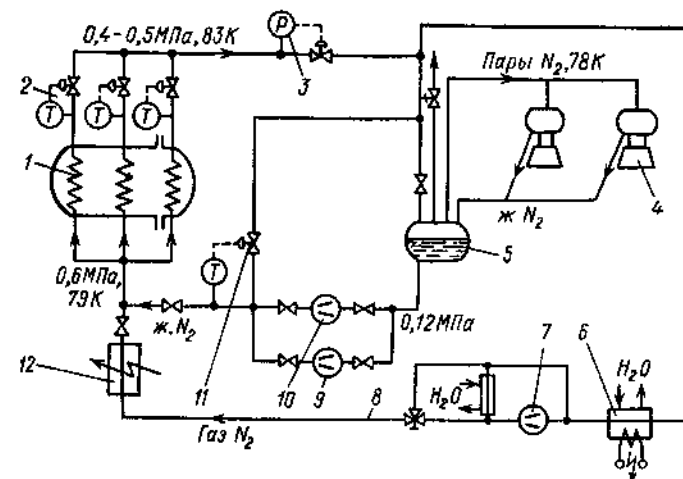


Рис. 41. Схема охлаждения и обогрева защитных экранов 1 — каналы защитных экранов; 2 и 11 — регуляторы температуры; 3 — регулятор давления; 4 — криогенераторы для переохлаждения паров азота; 5 — емкость с жидким азотом; 6 — подогреватель-охладитель; 7 — компрессор; 8 — линия отогревного азота; 9 — резервный насос; 10 — основной насос; 12 — подогреватель азота

При больших расходах жидкого азота целесообразно отходящие пары направлять на переохлаждение, например в газовую холодильную машину, как это показано на рис. 41. Это позволяет длительное время работать практически без потерь азота и существенно снизить расход энергии на охлаждение экранов.

§ 15. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ КРИОКОНДЕНСАЦИОННЫХ НАСОСОВ

Каждое конкретное применение криоконденсационного метода откачки накладывает свои особенности на конструктивную схему насоса. Большое разнообразие схем обусловлено многими факторами: температурным уровнем, рабочим давлением, составом откачиваемого газа, ресурсом работы, способом охлаждения и т. д. Ниже будут рассмотрены лишь некоторые из них, характерные для той или иной области применения.

Откачку крупных объектов от атмосферного давления с помощью конденсационного насоса целесообразно осуществлять в два этапа [42]. На первом этапе, в диапазоне давлений от атмосферного до тройной точки, откачиваемый воздух конденсировать в жидкую фазу, а жидкость выводить из насоса. На втором этапе десублимировать откачиваемый воздух на той же криоповерхности. Схема установки для такой форвакуумной откачки показана на рис. 42. К откачиваемому объекту 1 через затвор 2 и сопло

Лавалья 3 с дроссельной заслонкой на входе, подсоединена камера 5. В камере 5 расположен водородный конденсационный насос, состоящий из медной трубки 6, свернутой в спираль, и экрана 7, имеющего форму воронки. К нижней части камеры 5 через затвор 8 подсоединен сосуд Дьюара 9. В верхней части камеры 5 установлен манометр 4.

В первоначальный момент, при перекрытом дроссельной заслонкой входе в сопло Лавалья, через змеевик 6 продавливаются под избыточным давлением жидкий водород. После охлаждения змеевика 6 открывается вход сопла Лавалья и воздух из откачиваемого объекта поступает в насос, конденсируется на поверхности змеевика и стекает в сосуд Дьюара. Поток воздуха через сопло Лавалья регулируется дроссельной заслонкой таким образом, чтобы перепад давлений между объектом 1 и камерой 5 поддерживался на уровне $(1+2) \cdot 10^3$ Па. После снижения давления в откачиваемом объекте до давления тройной точки сосуд Дьюара 9 отсоединяется от камеры 5 и дальнейшая откачка осуществляется путем десублимации воздуха на поверхности змеевика.

Рис. 42. Форвакуумный криоконденсационный насос

Применение сопла Лавалья, работающего как газовый затвор, позволяет вместе с воздухом вывести из откачиваемого объекта 1 значительную часть гелия, водорода и неона, которые наиболее трудно откачиваются крионасосами. Концентрация этих газов в камере 5 повышается, но они не могут пройти в обратном направлении через сверхзвуковой поток в сопле Лавале и вернуться в откачиваемый объект 1. Следует отметить, что в качестве хладагента, применяемого в насосе, может быть использован не только жидкий водород, но и жидкий неон, а на первом этапе откачки даже жидкий азот, кипящий под разрежением. Рассмотренный конденсационный насос может работать ограниченное время при давлении ниже, чем в тройной точке, так как растущий слой десублимата со временем снижает эффективность конденсатора. Для длительной непрерывной откачки объектов в форвакуумном диапазоне давлений требуется как минимум два параллельно включенных насоса, один из которых регенерируется и подготавливается к работе, в то время как другой находится в действии,

На рис. 43 показана такая схема включения насосов [56], предназначенных для откачки объекта при давлении ~ 1 Па. К откачиваемому объекту 1 через затворы 2 подсоединены два одинаковых криоконденсационных насоса 3. Криогенератор 4 обеспечивает определенную холодопроизводительность на двух температурных уровнях, соответствующих примерно 80 К и 25 К. Замкнутый высокотемпературный контур на уровне 80 К обеспечивает охлаждение защитных экранов 9, а низкотемпературный контур на уровне 25 К обеспечивает работу конденсатора 8. С помощью

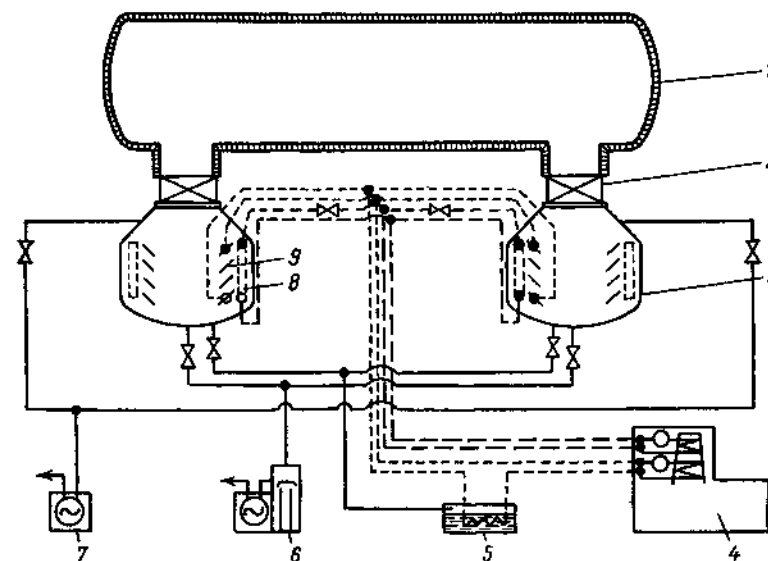


Рис. 43. Схема установки непрерывной откачки

соответствующей арматуры хладагенты могут направляться в тот или другой насос. После намерзания на конденсаторе значительного слоя откачиваемого газа в работу включают второй насос, а отработавший ставят на регенерацию. Для этого затвором 2 отсекают его от откачиваемого объекта и заполняют воздухом. Вошедший воздух охлаждается и частично конденсируется за счет отдачи тепла десублимату и теплоемкой массе самого конденсатора. Происходит плавление твердого конденсата и нагрев массы конденсатора до температуры жидкого воздуха (примерно 81 К). Жидкий конденсат сливается в ванну 5 и используется для предварительного охлаждения хладагента перед криогенератором в высокотемпературном контуре. Тем самым осуществляется частичная утилизация холода, аккумулированного десублиматом и массой конденсатора в период работы насоса.

Насосная группа 6, состоящая из диффузионного и механического насосов, предназначена для непрерывного отвода некон-

денсующихся газов (гелия и водорода) из работающего крио-конденсационного насоса. Поскольку концентрация этих газов в воздухе незначительна, то быстрота действия насосной группы 6 обычно пренебрежимо мала по сравнению с быстротой действия последнего.

Механический насос 7 служит лишь для вакуумирования полостей крионасосов после регенерации.

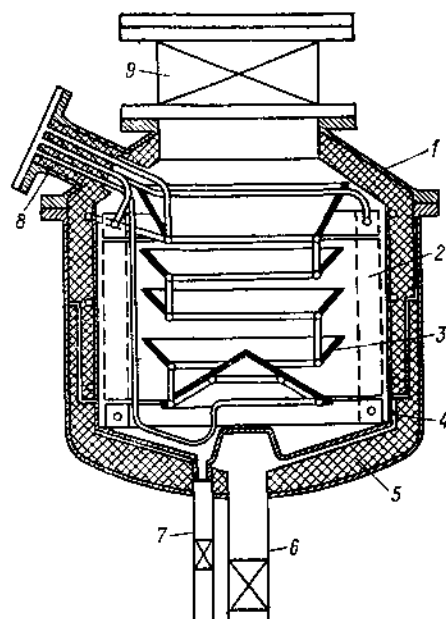


Рис. 44. Конструкция выносного крио-конденсационного насоса

1 — корпус; 2 — конденсатор; 3 — внутренний защитный экран пластинчатого типа; 4 — внешний защитный экран; 5 — изоляция; 6 — патрубок для откачки неконденсирующихся газов; 7 — патрубок для слива конденсата в период регенерации насоса; 8 — узел ввода и вывода из насоса хладагентов; 9 — затвор, перекрывающий вход газа в насос из откачиваемого объекта

умных системах водород является основным компонентом остаточных газов и откачка его конденсационным методом требует использования в качестве хладагента жидкого гелия. В этой связи проблема экранирования связана не только со снижением расхода дорогостоящего хладагента, но и с тем фактором, что водород легко сублимируется со скоростью, пропорциональной количеству поступающей на криповерхность радиации. Второй особенностью высоковакуумного крио-конденсационного насоса является жесткое требование к изотермичности поверхности конденсации. Дело в том, что снижение уровня гелия

О конструктивном исполнении крионасоса дает представление рис. 44. В корпусе 1 размещены конденсатор 2, выполненный в виде змеевика из оребренной трубки, внутренний пластинчатый защитный экран 3 и внешний сплошной защитный экран 4. Проводимость внутреннего экрана может быть очень высокой за счет увеличения длины насоса. Этот экран защищает конденсатор от прямого излучения теплых элементов конструкции и, кроме того, осуществляет предварительное охлаждение откачиваемого газа перед тем, как он будет десублимирован.

В отличие от форвакуумных насосов высоковакуумные крио-конденсационные насосы требуют более тщательного экранирования от теплового излучения, поскольку оно во многом определяет предельно достижимое разрежение. Известно, что в металлических ваку-

в контейнере конденсатора приводит к повышению температуры верхней его части. Ранее сконденсировавшийся на этой поверхности газ сублимируется и вновь откачивается более холодными частями конденсатора.

Такая переконденсация газа приводит к снижению предельно достижимого разрежения и увеличивает время, необходимое для его достижения.

Удачной конструкцией в этом плане можно считать высоковакуумный наливной гелиевый крионасос, описание которого

дано в работе [51]. На рис. 45 он изображен схематично. Контейнер 1 для жидкого гелия 2 изготовлен из нержавеющей стали. Поверхностью конденсации является лишь его днище 4. Для того чтобы свести к минимуму переконденсацию газов при изменении уровня жидкого гелия, контейнер имеет двойные стенки, пространство между которыми вакуумируется. Гелиевый контейнер смонтирован концентрично внутри контейнера с жидким азотом 3. Поверхность конденсации экранирована охлаждаемой ловушкой шевронного типа 5. Для снижения теплопритока излучением и для получения наименьшего равновесного давления водорода поверхность конденсатора покрыта пленкой серебра, а алюминиевые пластины шевронной ловушки анодированы. Такой насос крепится к откачиваемому объекту с помощью фланца 6 и может более месяца работать без дозаправки гелием, обеспечивая вакуум ниже 10^{-8} Па. Наливной крио-конденсационный насос, рассмотренный выше, весьма удобен и достаточно экономичен для поддержания сверхвысокого вакуума. В области же среднего вакуума при значительных тепловых нагрузках на конденсатор желательнее использовать холод отходящих паров хладагента. Наиболее радикально этот вопрос решается путем монтажа холодопроизводящей установки непосредственно в откачиваемом объекте [4,68].

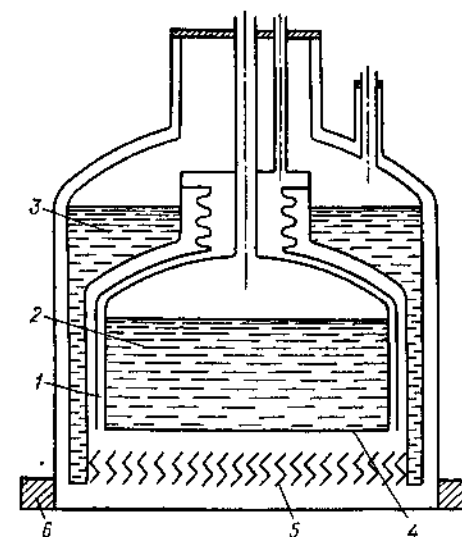


Рис. 45. Высоковакуумный крио-конденсационный насос

В этом случае практически полностью утилизируется вся холодопроизводительность установки, а также устраняются потери, связанные с транспортированием и хранением хладагента.

На рис. 46 показан пример такой конструкции [68]. В кожухе 9, изготовленном из материала с низкой теплопроводностью, например из нержавеющей стали, размещены теплообменные аппараты и детандер гелиевого ожижителя, работающего в рефрижераторном режиме. Сам кожух вставлен в откачиваемую камеру 8, а вход и выход коммуникаций, связывающих ожижитель с компрессором 6, осуществлен через фланец 7. Сжатый в компрессоре 6 гелий проходит последовательно блок очистки 5, противоточный теплообменник 4, азотную ванну 3, теплообменник 2 и затем часть его расширяется в детандере 12. Остальная часть гелия проходит последний теплообменник и дросселируется в полость 11. При расширении газа в дросселе 1 он частично ожижается. Жидкий гелий кипит в полости 11, а пары через указанные теплообменники возвращаются обратно на всасывание в компрессор, охлаждая встречный поток сжатого газа. В этот обратный поток поступает также холодный гелий после детандера. Таким образом внешняя поверхность полости 11 поддерживается при температуре жидкого гелия и является поверхностью конденсации откачиваемого газа. Для снижения теплотритоков она окружена защитным экраном 10, имеющим тепловой контакт с ванной жидкого азота 3.

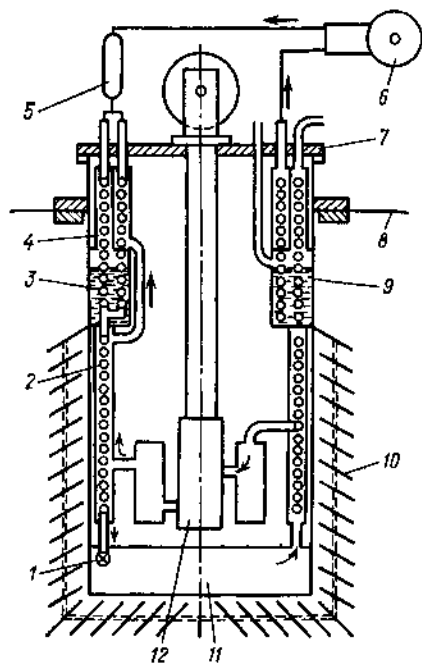


Рис. 46. Встроенный крионасос с автономным ожижителем рефрижераторного типа

Весьма перспективна разработка крионасосов на базе газовых холодильных машин. Применение указанных криогенных систем открывает большие возможности в создании малогабаритных, автономных и эффективных устройств откачки. Причем для этих целей могут быть использованы как машины, работающие по обратному циклу Стирлинга, так и машины, построенные по принципу низкотемпературного теплового насоса.

Двухступенчатый криогенератор Стирлинга и схема установки на нем элементов крионасоса показаны на рис. 47 [62]. Машина имеет одну полость сжатия газа над поршнем 10, две полости 6 и 3 расширения на различных температурных уровнях, два регенератора 8 и 5 и вытеснитель 2 в виде дифференциального поршня. Из полости сжатия газ, обычно гелий, поступает в водяной хо-

лодильник 9, затем проходит в регенератор 8. Далее под напором поступающего газа столб газа, заполняющий все вышележащее пространство, как бы смещается вверх, при этом уплотняясь. Поступая в полости расширения, газ проходит теплообменники 4 и 7, образованные ребрами головки машины. Расширяющийся в первой ступени (полость 6) газ создает холод, идущий на покрытие всех потерь на уровне 80—100К и на охлаждение защитных

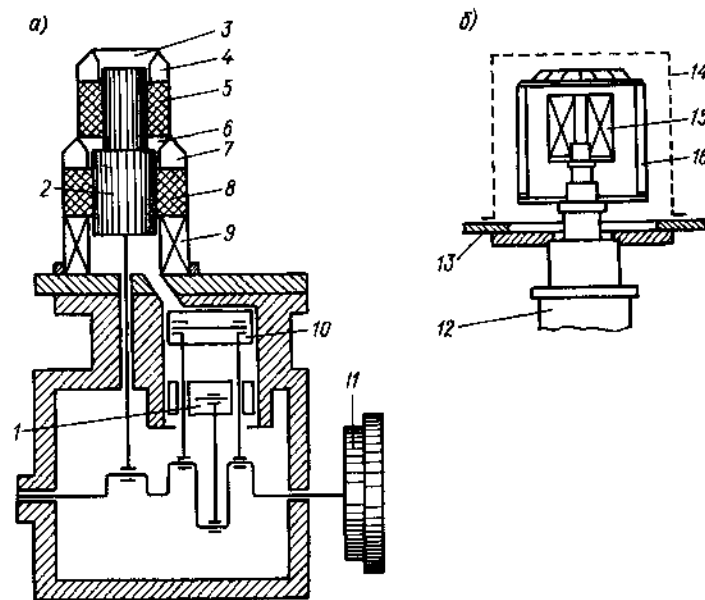


Рис. 47. Крионасос на базе ГХМ: а — газовая холодильная машина; б — схема крионасоса
12 — ГХМ; 13 — корпус откачиваемой камеры; 14 — герметичный колпак; 15 — криопанель; 16 — теплозащитный экран

экранов 16 крионасоса, имеющих тепловой контакт с ребрами теплообменника 7. При расширении во второй ступени (полость 3) создается полезный холод на уровне 20К, который идет на охлаждение пластин конденсатора в результате их теплового контакта с ребрами теплообменника 4. Применение уравновешивающего поршня 1 и маховика 11 позволило снизить уровень вибрации до ~30 микрон. Машина не требует фундамента и может устанавливаться без крепления к полу.

В последние годы разработан и создан целый ряд микрокриогенных систем на базе ГХМ. Некоторые из них могут быть, по мнению авторов [45], положены в основу создания криогенных вакуумных насосов (табл. 11).

Важным вопросом при разработке криовакуумной системы является выбор мощности криогенератора. Например, в камере

Таблица 11 Характеристики микрокриогенных систем и машин

Марка машины	Температура охлаждения, К	Холодопроизводительность, Вт	Потребляемая мощность, Вт	Масса, кг	Ресурс, ч $\frac{\tau_{\text{сум}}}{\tau_{\text{регд}}}$	Время выхода на режим, мин	Источник питания	Температура окружающей среды, °С	Охлаждение
ХМ-20	30	3	415	9	$\frac{500}{250}$	5	Зф. 400 Гц 200 В	±50	Воздушное
ХМ-12	20	4	1000	24	$\frac{700}{500}$	10	Зф. 400 Гц 200 В	±60	Воздушное
ХМ-24	20	10	1800	90	700	15	Зф. 50 Гц 380/220 В	±50	Жидкостное
ХМ-12К	20 80	2 10	1000	32	$\frac{10\,000}{1\,000}$	10	Зф. 50 Гц 380/220 В	+40 +5	Жидкостное
ХМ-24К	20 100	5 30	2000	90	$\frac{10\,000}{1\,000}$	20	Зф. 50 Гц 380/220 В	+40 +5	Жидкостное
МСП-5А— —2/18	15 77	2 10	6000	200	$\frac{10\,000}{1\,000}$	40	Зф. 50 Гц 380/220 В	+40 +5	Воздушное
МСП-38— —3/30	30	3	1000	20	$\frac{3000}{1500}$	15	Зф. 400 Гц 200 В	±60	Воздушное
МСП-5 А— —1/4,2	4,2	1,5	7000	300	$\frac{10\,000}{3\,000}$	240	Зф. 50 Гц 380/220 В	±50	Воздушное

для имитации взлета ракеты требуется в течение 4—6 мин снизить давление от атмосферного до 10^{-3} Па. Если откачку от атмосферного давления до 10^2 — 10^3 Па можно быстро осуществить механическими вакуумными насосами, то дальнейшее быстрое снижение давления возможно практически только с помощью криоконденсационных насосов. Поскольку в процессе вакуумирования величина давления снижается на несколько порядков, то, следовательно, и тепловая нагрузка на конденсатор крионасоса также уменьшается примерно во столько же раз.

Очевидно, в данном случае не рационально использовать криогенератор, холодопроизводительность которого соответствовала бы максимальной тепловой нагрузке на конденсатор. Это связано с тем, что возможность регулирования холодопроизводительности ограничена в пределах нескольких десятков процентов и поэтому в течение большей части времени работы насоса криогенератор использовался бы неэффективно.

Удачным решением задачи можно считать использование конденсаторов, обладающих большой теплоемкостью, в сочетании с маломощными криогенераторами [80]. Большая теплоемкость конденсатора может быть обеспечена, например, если изготовить его из свинца, обладающего большой плотностью и в то же время сохраняющего сравнительно высокую теплоемкость при криогенных температурах.

На рис. 48 показана вакуумная система, работающая на этом принципе. К откачиваемому объекту 1 через затвор 2 подсоединен крионасос, состоящий из корпуса 3, конденсатора 4, криогенератора 5 и защитных экранов 6. В качестве криогенератора может быть использована либо газовая холодильная машина, либо водородный или гелиевый рефрижератор.

Для того, чтобы эффективно использовать криогенератор в течение всей работы крионасоса, его холодопроизводительность выбрана значительно ниже той тепловой нагрузки, которую необходимо отводить от конденсатора в начальный момент откачки. Работоспособность установки обеспечивается тем, что конденсатор обладает большой теплоемкостью. В подготовительный период он изолируется от откачиваемого объекта с помощью затвора 2

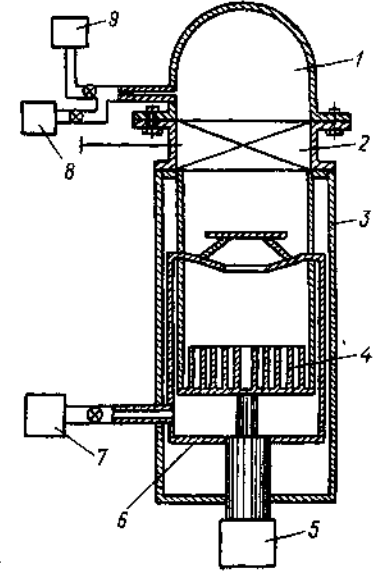


Рис. 48. Крионасос с аккумуляторной холодопроизводительности криогенератора

и в течение определенного времени охлаждается криогенератором небольшой мощности, аккумулируя его холодопроизводительность. При достаточном охлаждении теплоемкой массы конденсатора крионасос сообщается с откачиваемым объектом и аккумулярированная в течение длительного периода холодопроизводительность криогенератора расходуется в течение короткого промежутка времени. Теплоемкость конденсатора должна быть такой, чтобы

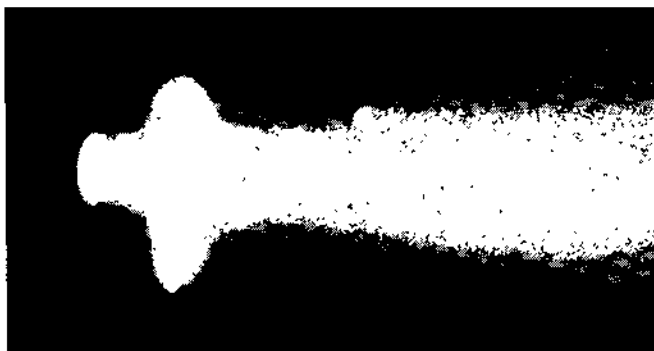


Рис. 49. Сверхзвуковая струя разреженного газа

вымораживание основной массы газа не вызывало бы чрезмерного повышения температуры свинца и обратной сублимации конденсата.

Рассмотренная установка снабжена рядом вспомогательных вакуумных насосов. Насос 7 служит для откачки изоляционного пространства между экраном и конденсатором; высоковакуумный насос 8 обеспечивает откачку из объекта 1 неконденсирующихся газов, а механический насос 9 осуществляет предварительное вакуумирование объекта от атмосферного давления до 10^2 — 10^3 Па.

В тех случаях, когда крионасос работает в импульсном режиме, характерном для некоторых типов аэродинамических труб, и должен обеспечивать серию пусков без очистки криопанелей от конденсата, более приемлемым может оказаться использование тонкостенных конденсаторов с сильно развитой поверхностью. Теплоаккумулирующей массой в данном случае будет сам конденсат в силу его высокой теплоемкости [16],

Широко используется криоконденсационный метод откачки в газодинамических установках: аэродинамических трубах с низкой плотностью газа, в камерах испытания ракетных двигателей, в системах аэродинамических молекулярных пучков и т. п. Для всех установок данного типа характерным является то, что при расширении газа в сопле энергия неупорядоченного теплового движения его молекул трансформируется в энергию направленного течения. Это хорошо видно на (рис. 49), где показана сверхзвуковая струя CO_2 , выходящая из сопла Лавала. Статическое давление на срезе сопла равно 1 Па, а число Маха — $2,4^1$.

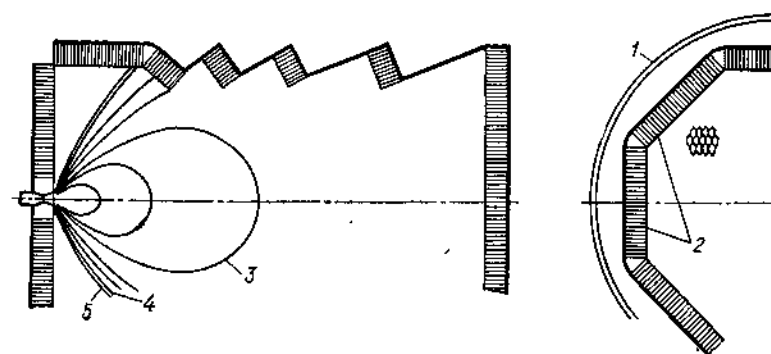


Рис. 50. Схема крионасоса для откачки выхлопов ракетных двигателей
1 — корпус камеры; 2 — ячеистые криопанели; 3 — линии постоянных относительных скоростей $S = \frac{w}{c}$; 4 — ударная волна; 5 — граница струи

При высоких числах Маха траектории движения молекул по существу представляют собой прямые лучи, расходящиеся от сопла. Это обстоятельство используется с целью повышения эффективности откачки. Для этого криопанели ячеистого типа, подобно тем, что рассматривались в параграфе 13 (рис. 31), располагают так, чтобы оси ячеек совпадали с траекториями движения молекул откачиваемого газа на данном участке камеры. Молекулы беспрепятственно влетают в глубь ячеек и конденсируются там с вероятностью, близкой к единице.

Конструкция такой системы показана на рис. 50 [87]. В камере 1 размещены ячеистые криопанели 2, по виду напоминающие соты и представляющие собой алюминиевые пластины с приваренными к ним алюминиевыми ячейками. Размеры камеры невелики: около одного метра в диаметре и двух метров в длину. Тем не менее импульсный выхлоп в нее за одну секунду 26 граммов паров воды вызвал повышение давления лишь до 0,5 Па, т. е. удалось обеспечить объемную быстроту откачки примерно в 6 000 000 л/с.

¹ Фотография получена на криовакуумной установке Ленинградского технологического института холодильной промышленности.

Рассмотренный тип установок весьма распространен, так как позволяет в полной мере использовать эффект направленности потока для увеличения быстроты действия крионасоса. Особенно это относится к тем газодинамическим системам, в которых рабочим веществом служат такие легкоконденсирующиеся газы и пары, как CO_2 , NH_3 или H_2O , а для охлаждения криопанелей применяется дешевый и доступный хладагент, жидкий азот.

Правда, в ряде случаев криопанели, охлаждаемые до температуры 15—20К, тоже не защищают азотными экранами. Обычно рабочее давление в таких аппаратах не превышает 10^{-2} Па, а массовый расход газа, например азота или воздуха, через сопло очень мал. Защитный экран или предварительный охладитель газа в данном случае будет не только бесполезен, но даже вреден, так как незначительно снижая тепловую нагрузку на криопанели от конденсации рабочего газа, он в то же время намного снизит быстроту действия крионасоса, тормозя поток и лишая его направленности.

Чтобы сохранить быстроту действия насоса на прежнем уровне, необходимо увеличивать габариты криопанелей и расход хладагента на их охлаждение. Кроме того, увеличение габаритов криопанелей ведет к увеличению теплопритоков к ним. Все это справедливо до определенного предела. Когда же требуется в аэродинамической трубе имитировать полет, скажем со скоростью 6—8 км/с, то, чтобы иметь температуру торможения, отвечающую температуре торможения в условиях реального полета, газ перед соплом требуется разогреть до температуры выше 10 000К. Понятно, что значительные количества столь раскаленного газа нельзя направлять непосредственно на криопанели, так как это потребует больших мощностей криогенераторов. Размещение же перед криопанелями азотных экранов, хотя и дает в данном случае положительный эффект, но, как указывалось выше, лишает возможности использовать эффект направленности струи.

Оригинальное решение задачи предлагают авторы [79]. Суть его понятна из рис. 51, а. Ячейки или пластины конденсатора 2 размещаются параллельно направлению газового потока 1. Азотный экран 4, в данном случае не обязательно проницаемый для газа, располагают не перед криопанелью, а за ней. Направленный поток раскаленного газа свободно проходит между пластинами конденсатора и охлаждается на азотном экране. Отраженные от поверхности азотного экрана «остывшие» молекулы диффузно рассеиваются в обратном направлении и большая их часть конденсируется на пластинах конденсатора.

Часто газовый поток представляет собой смесь газов. В таком случае конденсатор может быть двухступенчатым (рис. 51, б). Отраженные от азотного экрана молекулы попадают вначале на пластины первой ступени конденсатора, имеющие температуру, например 20К, а те, что не конденсируются при этой температуре

(водород), захватываются пластинами второй ступени 6, имеющими более низкую температуру.

Обширную область применения криогенных вакуумных насосов представляют установки моделирования тепловых режимов космических аппаратов и окружающей их среды. Поскольку методы масштабного моделирования не всегда приемлемы, особое значение приобретают всесторонние исследования тепловых режимов космических аппаратов в натуральную величину. Для этих целей строятся огромные камеры объемом в 10^3 — 10^6 м³ [31].

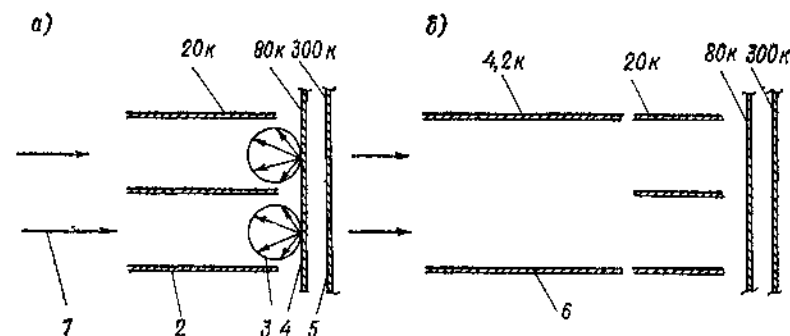


Рис. 51. Схемы откачки направленного потока

а — одноступенчатый насос; б — двухступенчатый насос; 1 — направленный поток газа; 2 — пластины конденсатора; 3 — обратный диффузный поток; 4 — азотный экран; 5 — стенка корпуса камеры; 6 — пластины второго конденсатора

Одним из наиболее важных параметров космического окружения, который должен создаваться в имитаторах, является высокий вакуум. Идеальной имитацией космоса было бы охлаждение стенок камеры приблизительно до температуры 4К. При такой температуре стенки откачивали бы большинство молекул, идущих от испытываемого аппарата, и в то же время полностью имитировали бы «черноту» космоса для тепловых излучений.

Если учесть, что мощность лучистого потока велика (например панели, расположенные непосредственно против имитатора Солнца, должны воспринимать до $2 \cdot 10^9$ Вт/м² прямого «солнечного» излучения и еще примерно 330 Вт/м² дополнительных теплопритоков), становится ясной необходимость экранирования криопанелей защитными азотными экранами.

Естественно, такие экраны затрудняют проникновение молекул к конденсирующей поверхности и снижают скорость откачки газа. Однако во многих случаях уменьшение теплового потока к конденсатору, который имеет очень низкую температуру, значительно важнее соответствующего снижения быстроты откачки.

Было предложено большое количество экранированных систем, в которых достигается разумный компромисс между требованиями снижения тепловой нагрузки на конденсирующие элементы и

быстротой откачки. В большинстве случаев теплозащитный экран, охлаждаемый жидким азотом, выполнен в виде ряда шевронных профилей, образующих оптически непрозрачную систему, которая имеет проводимость порядка 0,25.

Увеличение проводимости и, следовательно, коэффициента захвата до значений, близких 0,4, при одновременном уменьшении габаритов по толщине системы защитный экран — криопанель может быть достигнуто путем расположения конденсирующего элемента внутри шевронного профиля, как это показано на

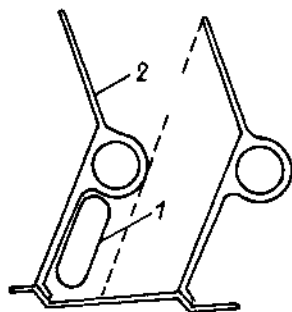


Рис. 52. Откачная ячейка крионасоса

1 — криопанель; 2 — теплозащитный экран шевронного типа

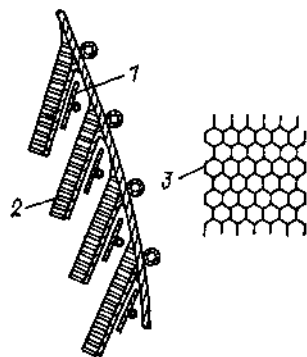


Рис. 53. Конструкции эффективных теплозащитных экранов

1 — конденсирующие элементы; 2 — теплозащитные экраны; 3 — сотовое оребрение экрана

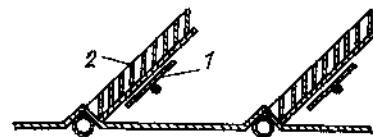


рис. 52 [48]. При этом шевронная решетка может быть даже оптически прозрачной. Расчет теплозащитных характеристик такой конструкции показал, что основным фактором, влияющим на величину тепловой нагрузки, достигающей конденсирующих элементов, является не геометрия ячейки, а степень черноты теплопоглощающих поверхностей экрана.

Для степени черноты конденсирующей поверхности 0,3 доля тепловой нагрузки, воспринимаемая ею при различной степени черноты поверхностей шеврона, охлаждаемого жидким азотом, приведена ниже.

Тепловая нагрузка на элементы конденсатора

Степень черноты теплопоглощающих экранов	0,95	0,90	0,85	0,80
Величина тепловой нагрузки, %	0,167	0,352	0,555	0,783

Присутствующие в откачиваемом объеме CO_2 и пары воды, вымораживаясь на азотных экранах, могут снизить их степень черноты существенно, особенно для лучистой энергии видимого и ультрафиолетового диапазона длин волн. Уменьшить этот нежелательный эффект можно путем использования оребренных экранов, либо экранов, выполненных наподобие сот. Примеры таких конструкций показаны на рис. 53.

§ 16. ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КРИОНАСОСОВ

Некоторые особенности измерения вакуума. На рис. 54 показана типичная для криовакуумной системы ситуация. В камере с охлаждаемыми стенками вакуум измеряется с помощью внешнего датчика 1 и встроенного открытого датчика 2. Объемом колбы датчика 1 можно пренебречь. Когда стенки камеры не охлаждаются и температура колбы датчика 1 T_1 равна температуре стенок камеры T_k , концентрация молекул имеет равномерное распределение по всей системе $n_1 = n_k$.

Если бы не было сорбционно-десорбционных явлений, то давления в колбе датчика и в камере были бы равны $P_1 = P_k$, поскольку $P_1 = n_1 k T_1$, а $P_k = n_k k T_k$. Это означает, что показания внешнего и встроенного датчиков должны совпадать.

Как изменится концентрация молекул и давление в колбе датчика 1 и в камере, если стенки камеры охладить до температуры, например, $T'_k = 77\text{K}$, а температуру стенок колбы датчика оставить прежней, пусть $T_1 = 300\text{K}$? В соответствии с явлением тепловой транспирации часть молекул газа перейдет из колбы в камеру, но поскольку объем последней значительно превышает объем колбы, то концентрация молекул в камере практически не изменится, т. е. $n'_k = n_k$.

В колбе же датчика концентрация будет равна $n'_1 = n_k \sqrt{\frac{T'_k}{T_1}} = n_k \sqrt{\frac{77}{300}} \approx 0,5n_k = 0,5n_1$. Давление газа в колбе будет $P'_1 =$

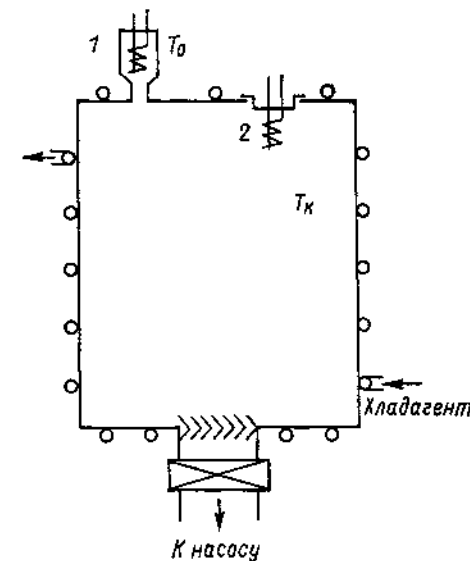


Рис. 54. К вопросу измерения вакуума в криогенных системах

$= n_1' k T_1 = 0,5 n_1 k T_1 = 0,5 P_1$. Давление в камере $P_k' = n_k' k T_k' = n_k k T_k = n_k k T_k \frac{T_k'}{T_k} = n_k k T_k \frac{77}{300} \approx 0,25 P_k$. Следовательно, при охлаждении стенок камеры жидким азотом до температуры 77K концентрация и давление газа в колбе датчика снизятся в два раза, в то время как концентрация молекул газа в камере останется неизменной, а давление снизится в 4 раза.

Таким образом, если датчики измеряют концентрацию молекул (ионизационные манометры), то внешний прибор снизит свои показания вдвое, а показания встроенного не изменятся. Чтобы по внешнему манометру определить истинную концентрацию молекул в камере, необходимо его показания удвоить, а если требуется найти давление в камере, то его показания надо уменьшить в два раза. Встроенный датчик показывает истинную концентрацию, а давление завышает в четыре раза.

Приведенные рассуждения справедливы для случая, когда колба датчика и камера сообщаются друг с другом трубкой, диаметр которой d мал по сравнению со средней длиной свободного пути молекул L . Если же L гораздо меньше d , так что столкновения между молекулами происходят значительно чаще, чем столкновения молекул со стенками, то условием равновесия является равенство давлений в колбе и в камере, независимо от их температуры $P_1 = P_k$. Следствием этого будет соотношение $\frac{n_1}{n_k} = \frac{T_1}{T_k}$.

Таким образом, существует интервал давлений, в котором отношение давлений $\frac{P_k}{P_1}$ меняется от 1 до $\sqrt{\frac{T_k}{T_1}}$. Чем меньше диаметр соединяющей датчик с камерой трубки, тем выше давление, при котором справедливо соотношение $\frac{P_k}{P_1} = \sqrt{\frac{T_k}{T_1}}$.

В настоящее время поправки на тепловую транспирацию предпочитают делать на основе полуэмпирических методов. Хорошо описывает экспериментальные данные в широком интервале переменных следующая зависимость [49]:

$$R = \frac{P_k}{P_1} = \frac{\alpha_{\text{He}} (f\varphi_d x)^2 + \beta_{\text{He}} (f\varphi_d x) + \sqrt{\frac{T_k}{T_1}}}{\alpha_{\text{He}} (f\varphi_d x)^2 + \beta_{\text{He}} (f\varphi_d x) + 1}, \quad (4.22)$$

где $f = 1$ для соединяющей трубки с внутренним диаметром $d < 1$ см; $f = 1,22$, если $d > 1$ см; $x = P_k d$. Значения φ_d для ряда газов приведены ниже.

Экспериментальные значения φ_d для трубки из стекла [49]

Газ	He	Ne	Ar	Kr	Xe	H ₂	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	C ₂ H ₄
φ_d	1,00	1,30	2,70	3,90	6,41	1,44	2,87	3,53	3,31	4,52	6,72

Величина $\alpha_{\text{He}} = 3,70 (1,70 - 2,6 \cdot 10^{-3} \Delta T)^{-2}$, где $\Delta T = T_1 - T_k$, а $\beta_{\text{He}} = 7,88 \left(1 - \sqrt{\frac{T_k}{T_1}}\right)$ для $\sqrt{\frac{T_k}{T_1}} \ll 1$.

Сказанное выше справедливо, как отмечалось ранее, лишь тогда, когда отсутствуют сорбционно-десорбционные явления в системе. Поскольку ионизационный манометр в зависимости от конкретных условий может и поглощать газ и десорбировать его, то возникает некоторая неопределенность в интерпретации его показаний. Это положение усугубляется еще ограниченной проводимостью соединительной трубки между колбой датчика и камерой. Попытки открыть датчик, т. е. без колбы, поместить непосредственно в камере встречаются с новыми трудностями, поскольку датчик вынужден работать в «непривычных» для него условиях: при низких температурах.

Опыт показывает, что охлаждение стенок камеры вызывает мгновенное снижение концентрации молекул, фиксируемое ионизационным датчиком. В работе [82] снижение фиксируемой датчиком концентрации молекул в охлаждаемой камере объясняется со следующих позиций. В установившемся стационарном состоянии стенки камеры эмиттируют молекулы легко конденсируемых веществ, паров масла и продуктов его разложения, паров воды, CO₂ и других газов. Плотность потока частиц в районе датчика не зависит от формы и величины стенок камеры, а определяется только телесным углом, под которым датчик «видит» эмиттирующие поверхности, и интенсивностью их молекулярного излучения. Охлаждение стенок камеры приводит к ослаблению интенсивности эмиттирования молекул и, следовательно, к снижению концентрации молекул в районе датчика, что он сразу же и фиксирует.

Эти логично построенные доводы можно было бы принять за основу при объяснении снижения концентрации молекул газа в охлажденных объектах, фиксируемых встроенными ионизационными манометрами, если бы не интересные данные, приведенные в работе [83].

Две десятилитровые емкости были соединены между собой капилляром, имеющим проводимость $6 \cdot 10^{-5}$ л/с. После откачки и тщательной дегазации емкости отсекались от насоса и в них напускался гелий, причем его парциальное давление всегда превышало 95% общего давления. В обеих емкостях были смонтированы ионизационные манометры открытого типа. Натекание было пренебрежимо мало по сравнению с проводимостью капилляра. При проведении опытов одна емкость с датчиком погружалась в дьюар с жидким азотом. Ожидалось, что часть молекул в результате тепловой транспирации перейдет из «теплой» емкости в «холодную» и плотность газа в ней станет выше примерно

в $\sqrt{\frac{300}{77}}$ раз.

Однако результат был иной. В условиях молекулярного режима, когда свободный пробег молекул в 10^2 раз превышал диаметр капилляра, ионный ток манометра холодной емкости был во много раз ниже ионного тока манометра теплой емкости. Первоначально он отличался примерно на порядок, а через 20 ч уже на два порядка. Объяснить это странное явление только откачивающим действием манометра холодной емкости невозможно.

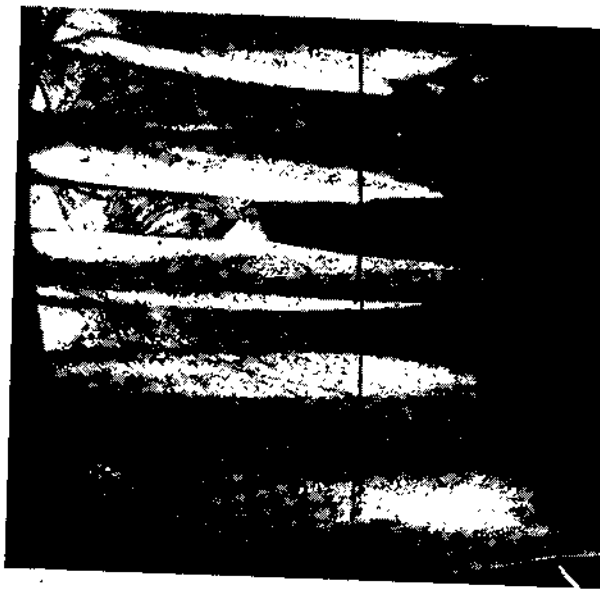


Рис. 55. Распределение конденсата на пластинах конденсатора

Авторы склонны полагать, что ионизационный манометр в условиях низких температур работает иначе, чем при комнатной. Об этом вскользь упоминается в [29], где указывается, что вероятность ионизации увеличивается с повышением температуры. Однако в [13] приходят к противоположному выводу. Но так или иначе, в любом случае отмечается зависимость работы ионизационного манометра от температуры газа.

Пока же этот вопрос не исследован, следует относиться с осторожностью к результатам измерения вакуума в криогенных системах с помощью открытых ионизационных манометров.

Разрушение слоя конденсата. Криопанели пластинчатого типа широко распространены в различных конструкциях крионасосов. Причем, выбрав пластины достаточной длины, чтобы неохлаждаемые кромки их имели температуру выше температуры конденсации, можно существенно увеличить ресурс работы крионасоса.

Дело в том, что конденсат вначале покрывает более холодные участки пластин, т. е. места теплового контакта пластин с трубопроводом для хладагента. По мере намерзания в этих местах слоя конденсата они как бы изолируются в тепловом отношении и поэтому в пластинах непрерывно происходит изменение поля температур. Температура участков, более удаленных от трубопровода, постепенно снижается, и они включаются в работу.

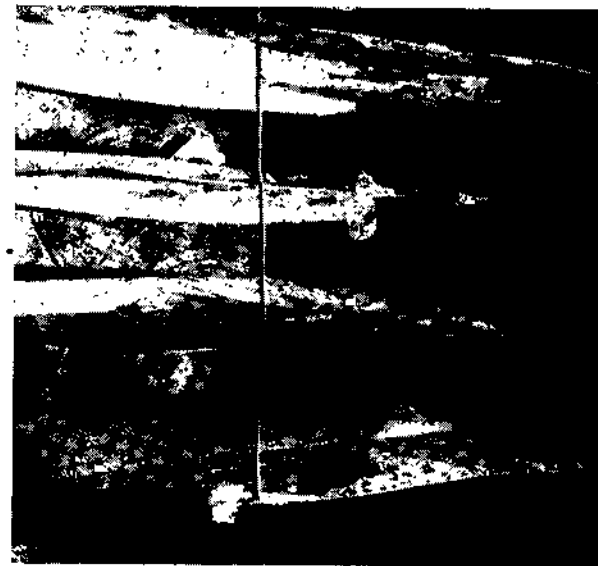


Рис. 56. Разрушение конденсата при увеличении тепловой нагрузки на конденсатор

Таким образом фронт конденсата постепенно движется по пластине, увеличивая ее «работающую» поверхность и тем самым компенсируя снижение эффективности откачки на участках, ранее покрытых слоем конденсата. На рис. 55 это хорошо видно. У места слая пластин с трубками, по которым циркулировал жидкий азот, слой CO_2 самый толстый, а по мере приближения к передней кромке он уменьшается. При длительной работе крионасоса, конденсат покрывал пластины целиком.

Однако такая конструкция крионасоса плохо переносит временные повышения температуры конденсатора. Например, при откачке направленной струи газа быстрое повышение температуры торможения с 293К до 700К вызывало интенсивную сублимацию ранее сконденсированного конденсата и «отступление» его от передней кромки пластин. Кроме того, сублимация сопровождалась

отслоением криосадка от пластин в виде стружки, что показано на рис. 56.

Особенно интенсивно разрушение слоя конденсата происходит при прекращении подачи на конденсатор хладагента (рис. 57). Куски конденсата с треском отлетают от поверхности пластин и, попадая на теплые поверхности, быстро сублимируются, вызывая резкие скачки давления в камере.



Рис. 57. Разрушение конденсата, связанное с прекращением подачи хладагента

Причины разрушения конденсата при повышении его температуры, очевидно, различные: здесь и внутренние структурные макронапряжения в слое, и фазовые напряжения, связанные с перекристаллизацией, и деформация подложки и т. д.

Глава 5. ОСНОВЫ РАСЧЕТА КРИОГЕННЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Некоторые элементы расчета криогенных вакуумных насосов были изложены в четвертой главе, но они сводились лишь к оценке основных вакуумных характеристик быстроты действия крионасоса и вспомогательной вакуумной системы, предельного давления.

В настоящей главе приведены более конкретные детали расчета коэффициента захвата криопанелей сложных конфигураций,

даны основы расчета проводимости защитных экранов и оценивается их эффективность.

В связи с использованием крионасосов в качестве безмасляных средств форвакуумной откачки, для которых характерны значительные тепловые нагрузки, возникает необходимость при тепловых расчетах конденсаторов учитывать термическое сопротивление теплоотдачи от стенки панели к хладагенту. Этот вопрос также нашел свое отражение в данной главе.

§ 17. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАХВАТА КРИОПАНЕЛЕЙ

Эффективность криопанели, как это уже отмечалось ранее, определяется характером взаимодействия молекул газа с ее поверхностью, т. е. коэффициентом прилипания, а также геометрией этой поверхности. Значения коэффициента прилипания определены для многих газов в широком диапазоне температур (см. табл. 6). Причем, с уменьшением энергии молекул газа вероятность их конденсации на поверхности криопанели возрастает.

Так как коэффициент тепловой аккомодации молекул газа при соударении с поверхностью криопанели обычно больше 0,5—1,0 [36], то отскочившие молекулы обладают более низкой энергией и, следовательно, вероятность их прилипания при повторном столкновении близка к единице. По этой причине высокоэффективные криопанели должны иметь такую геометрию, чтобы несконденсировавшиеся при первом столкновении молекулы вновь попадали на холодную поверхность. При этом вероятность их прилипания практически будет равна единице, и коэффициент захвата криопанелей может иметь высокие значения. Панели же простой геометрии (плоскость, шар) не могут иметь коэффициент захвата γ больше коэффициента прилипания α .

Для определения величины коэффициента захвата криопанелей сложной геометрии может быть применен метод Монте—Карло [35] с его реализацией на быстродействующей ЭВМ. Чтобы выполнить эту задачу, требуется задать геометрию панелей и учесть локальные законы поведения молекул газа.

Расчет коэффициента захвата пластинчатых криопанелей. Рассмотрим в качестве примера расчет коэффициента захвата криопанелей, выполненных в виде решетки параллельных пластин. Поскольку в данной конструкции длина пластин обычно значительно превосходит величину щели между ними, то концевыми эффектами можно пренебречь и считать, что движение молекул происходит в двумерном пространстве.

На рис. 58 показан элемент такой панели. Ширина пластин l условно принята равной единице. Угол наклона пластин к фронтальной поверхности криопанели равен β .

Принимаем за основу следующие локальные законы поведения молекул.

1. При расчете коэффициента захвата молекул, движущихся вдоль оси y потока, направление входа всех отдельных молекул в решетку криопанели $\theta_i = 0^\circ$.

2. При расчете же коэффициента захвата молекул диффузного потока направление входа задается законом косинусов, т. е. количество молекул, летящих в направлении угла θ_i , пропорционально $\cos \theta_i$. Кроме того, это количество пропорционально

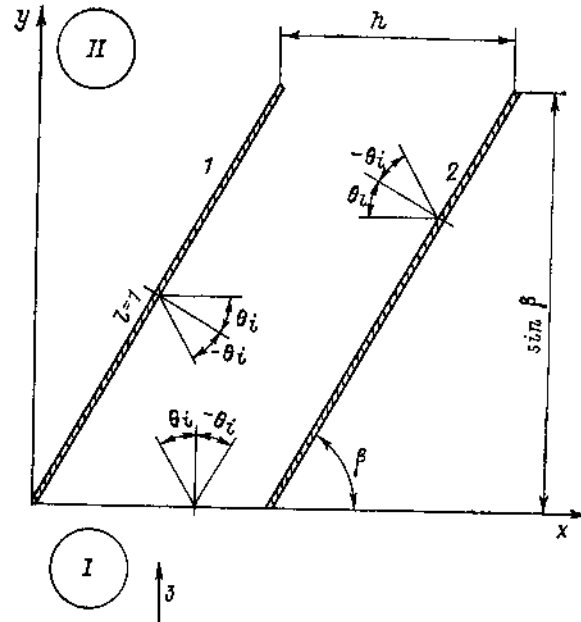


Рис. 58. Элемент пластинчатой криопанели
1, 2 — пластины; 3 — направление прямого потока

величине плоского угла $d\theta$, который определяет сектор движения частиц. В целом же количество молекул, движущихся в том или ином направлении, пропорционально величине $\cos \theta d\theta$. Поскольку нас интересует лишь направление движения молекул в сторону криопанели, то пределы изменения угла θ определены интервалом $(-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2})$. Следовательно, плотность распределения направлений движения молекул

$$P(x) = \frac{\cos \theta d\theta}{\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \theta d\theta} = \frac{1}{2} \cos \theta d\theta. \quad (5.1)$$

3. Все молекулы после отражения от поверхности движутся в направлении, определяемом законом косинусов.

4. Молекулы газа, имеющие два последовательных столкновения с элементами криопанелей, конденсируются на них с вероятностью, равной единице.

5. Средняя длина свободного пробега молекул газа превышает любой размер криопанелей, т. е. реализуется молекулярный режим течения газа.

Алгоритм процесса прослеживания за траекториями молекул достаточно прост. Для панели, элемент которой показан на рис. 58, будем иметь: уравнение линии, обозначающей первую пластину

$$y = x \operatorname{tg} \beta; \quad 0 < y < \sin \beta, \quad (5.2)$$

а уравнение линии, обозначающей вторую пластину,

$$y = (x-h) \operatorname{tg} \beta; \quad 0 < y < \sin \beta. \quad (5.3)$$

Координата входа молекул в решетку

$$y_1 = 0; \quad x_1 = hn_i, \quad (5.4)$$

где n_i — случайная величина, равномерно распределенная в интервале $(0,1)$. В случае диффузного потока газа направление движения отдельной молекулы при входе в решетку определяется случайной величиной угла θ между нормалью к оси x и траекторией движения этой молекулы. Величина угла θ лежит в пределах от $-\frac{\pi}{2}$ до $\frac{\pi}{2}$.

Случайные направления движения молекул определяются преобразованием равномерно распределенных в интервале $(0,1)$ случайных чисел n_i в случайные числа θ_i с косинусоидальным законом распределения

$$\frac{1}{2} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\theta} \cos \theta d\theta = n_i. \quad (5.5)$$

Откуда

$$\theta_i = \arcsin(2n_i - 1). \quad (5.6)$$

При $(90^\circ + \theta_i) \gg \beta$ — молекула может столкнуться с первой пластиной. Уравнение траектории движения молекулы будет

$$y = (x - x_1) \operatorname{tg}(90^\circ + \theta_i) = \frac{x_1 - x}{\operatorname{tg} \theta_i}. \quad (5.7)$$

Решая совместно уравнения (5.2) и (5.6), находим координаты точки пересечения траектории движения молекулы с линией первой пластины

$$x_2 = \frac{x_1 \operatorname{ctg} \theta_i}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{ctg} \theta_i}; \quad (5.8)$$

$$y_2 = x_2 \operatorname{tg} \beta. \quad (5.9)$$

Если $y_2 \geq \sin \beta$, молекула прошла через систему без столкновений и учитывается счетчиком N_1 . Если $y_2 < \sin \beta$, молекула

столкнулась с первой пластиной и координаты столкновения $(x_2; y_2)$. Из этой точки она покидает поверхность пластины I и летит в произвольном направлении, которое задается новым случайным значением угла θ_i . Уравнение траектории движения молекулы будет иметь вид

$$y = y_2 + (x - x_2) \operatorname{tg}(\beta - 90^\circ + \theta_i). \quad (5.10)$$

Из (5.8) и (5.9) находим ординату точки столкновения молекулы с линией второй пластины

$$y_3 = \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 \operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg}(\beta - 90^\circ + \theta_i)} [(h - x_2) \operatorname{tg}(\beta - 90^\circ + \theta_i) + y_2]. \quad (5.11)$$

При $y_3 \geq \sin \beta$ молекула проходит через систему с одним столкновением и учитывается счетчиком N_2 . При $y_3 < 0$ молекула возвращается в камеру с одним столкновением и учитывается счетчиком N_3 . При $\sin \beta > y_3 > 0$ молекула имеет второе столкновение с элементом системы и конденсируется. Эти молекулы учитываются счетчиком N_4 . При $(90^\circ + \theta_i) < \beta$ молекула может столкнуться со второй пластиной.

Из (5.3) и (5.6) находим координаты точки пересечения траектории движения молекулы с линией второй пластины

$$x_4 = \frac{x_1 \operatorname{ctg} \theta_i + h \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{ctg} \theta_i}; \quad (5.12)$$

$$y_4 = (x_4 - h) \operatorname{tg} \beta. \quad (5.13)$$

Если $y_4 \geq \sin \beta$, молекула прошла через систему без столкновений и учитывается счетчиком N_1 . Если $y_4 < \sin \beta$, молекула столкнулась со второй пластиной и координаты точки столкновения (x_4, y_4) . Из этой точки молекула покидает поверхность пластины 2 и летит в произвольном направлении, которое задается новым случайным значением угла θ_i . Уравнение траектории движения молекулы

$$y = y_4 + (x - x_4) \operatorname{tg}(\beta + 90^\circ + \theta_i). \quad (5.14)$$

Из (5.2) и (5.13) находим ординату точки пересечения траектории молекулы с линией пластины I

$$y_5 = \frac{y_4 - x_4 \operatorname{tg}(\beta + 90^\circ + \theta_i)}{1 - \frac{\operatorname{tg}(\beta + 90^\circ + \theta_i)}{\operatorname{tg} \beta}}. \quad (5.15)$$

При $y_5 \geq \sin \beta$ молекула проходит через систему с одним столкновением и учитывается счетчиком N_2 . При $y_5 < 0$ молекула возвращается в камеру с одним столкновением и учитывается счетчиком N_3 . При $\sin \beta > y_5 > 0$ молекула имеет второе столкновение с элементом криопанели и конденсируется. Эти молекулы учитываются счетчиком N_4 . Общее число испытаний подсчитывается счетчиком N

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4. \quad (5.16)$$

Если число испытаний N меньше или равно какому-то наперед заданному числу, например $N \leq 3000$, то исследуется траектория движения новой молекулы, в противном случае результаты выдаются на печатное устройство и работа заканчивается.

Получив значения N_1 — числа молекул, прошедших через решетку из области I в область II без столкновений; N_2 — числа молекул, прошедших через решетку из области I в область II с одним столкновением; N_3 — числа молекул, вернувшихся в область I после первого столкновения; N_4 — числа молекул, претерпевших два последовательных столкновения с пластинами решетки и сконденсировавшихся на них, а также зная общее число испытаний N , можно рассчитать коэффициент захвата данной криопанели при различных ситуациях. Так, если за криопанелью в области II поддерживается давление газа на несколько порядков ниже, чем в области I, обратным потоком молекул газа через решетку из области II в область I можно пренебречь. Если полагать, что коэффициент прилипания молекул, движущихся из области I в область II, при первом столкновении с поверхностью криопанели составляет $\alpha_{\text{пр}}$, а второе последовательное столкновение приводит к конденсации с вероятностью, равной единице, получим выражение для коэффициента захвата следующего вида:

$$\gamma = \frac{N_1 + N_2 + \alpha_{\text{пр}} N_3 + N_4}{N} = 1 - \frac{(1 - \alpha_{\text{пр}}) N_3}{N}. \quad (5.17)$$

Если полагать, что газ из области II не отводится и часть молекул газа возвращается обратно через решетку в область I, то коэффициент захвата

$$\gamma = 1 - \frac{[N_1 + (1 - \alpha_{\text{пр}}) N_3] \xi + (1 - \alpha_{\text{пр}}) N_3}{N}, \quad (5.18)$$

где $\xi = \frac{N_1 + (1 - \alpha_{\text{обр}}) N_2}{N}$ — вероятность прохода молекул из области II в область I при диффузном потоке газа. Диффузный характер обратного потока принят из предположения, что за решеткой нет условий для формирования направленной струи газа. В зависимости от того, с какой поверхностью — самой криопанелью, защитным экраном или стенкой камеры — происходит взаимодействие, определяют энергетическое состояние молекул в области II, при этом коэффициент прилипания молекул обратного потока $\alpha_{\text{обр}}$ при первом столкновении с криопанелью может быть как равен $\alpha_{\text{пр}}$, так и быть либо больше, либо меньше $\alpha_{\text{пр}}$.

Результаты расчетов на ЭВМ характеристик решеток криопанелей с различными углами наклона пластин β и различным шагом между соседними пластинами h приведены в табл. 12. Общее число испытаний составляло 3001. Расчеты выполнены как для диффузного потока, с выбором направлений входа молекул в решетку согласно закону косинусов, так и для направленного потока, все молекулы которого входят в решетку под углом $\theta = 0^\circ$.

Таблица 12 Результаты расчета на ЭВМ характеристик решеток криопанелей

Шаг	Угол наклона пластин β	Вид потока	N_1	N_2	N_3	N_4
$h = \cos \beta$	45°	Диффуз. Направл.	576 0	214 185	1315 1473	896 1343
	60°	Диффуз. Направл.	574 0	203 285	918 950	1306 1766
	75°	Диффуз. Направл.	353 0	99 253	706 408	1843 2358
	90°	Диффуз. Направл.	— —	— —	3001 3001	— —
$h = 0,5 l$	45°	Диффуз. Направл.	383 0	117 92	1347 1473	1154 1436
	60°	Диффуз. Направл.	590 0	217 282	923 949	1271 1770
	75°	Диффуз. Направл.	689 1531	267 217	692 363	1353 890
	90°	Диффуз. Направл.	717 3001	290 0	607 0	1387 0

По формуле (5.18), используя данные табл. 12, можно рассчитать коэффициенты захвата указанных криопанелей для любых значений $\alpha_{пр}$ и $\alpha_{обр}$. Так, например, на рис. 59, а показан характер зависимости γ от $\alpha_{пр}$ для диффузного потока. Причем предполагается, что коэффициенты прилипания молекул прямого и обратного потоков равны между собой. На рис. 59, б показана аналогичная зависимость для направленного потока, но в этом случае коэффициент молекул обратного потока принят постоянным $\alpha_{обр} = 0,63$.

Анализ графиков (рис. 59) приводит к выводу, что нет универсальной геометрии панелей, так как в зависимости от того, будет ли в системе с криогенным вакуумным насосом преобладать направленный или диффузный поток, какой газ конденсируется и каково энергетическое состояние его молекул, и будет приемлема криопанель с тем или иным углом наклона пластин, обладающая в данных конкретных условиях наивысшим коэффициентом захвата.

Расчет коэффициента захвата ячеистых криопанелей. Методика определения коэффициента захвата ячеистых криопанелей мало чем отличается от методики расчета коэффициента захвата пластинчатых конденсаторов. Однако, в связи с тем, что входные

размеры окна ячейки (ширина и высота) одинаковые, расчет следует основывать не на плоской модели, а на объемной.

Элемент ячеистой панели показан на рис. 60. Предположим, что ширина a ячейки и ее высота b равны между собой и их размер

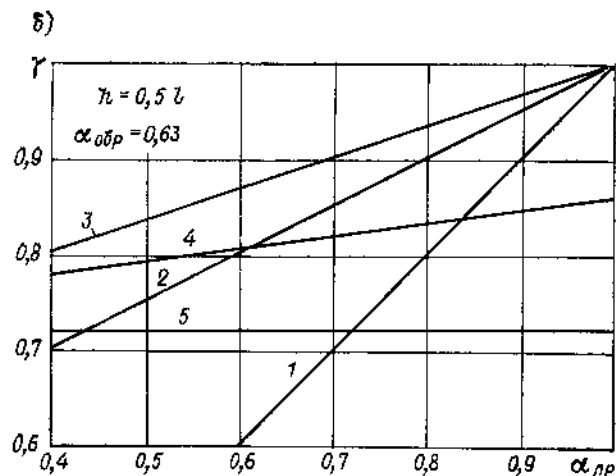
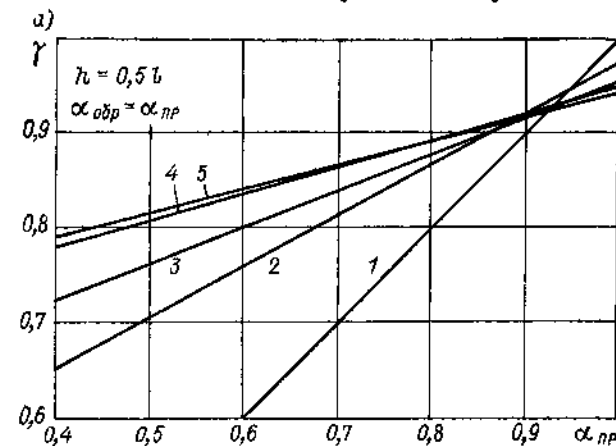


Рис. 59. Расчетные значения коэффициента захвата молекул диффузного (а) и направленного (б) потоков
Угол наклона пластин решетки
1 — 0° (плоская поверхность), 2 — 45°, 3 — 60°, 4 — 75°, 5 — 90°

условно принят равным 2. Диффузный или направленный поток молекул откачиваемого газа входит в ячейку из области I. Как и при расчете коэффициента захвата пластинчатых криопанелей считаем, что поток газа свободномолекулярный, отражение молекул от стенок ячейки происходит в соответствии с законом

косинусов, а вероятность их конденсации при повторном соударении с холодными стенками ячейки равна единице. Тогда, рассчитав по методу Монте—Карло вероятность прохода молекул через ячейку из области I в область II без столкновений со стенками, с одним столкновением, с двумя и более столкновениями, а также вероятность возврата в область I после первого столкновения, можно определить коэффициент захвата криопанели, составленной

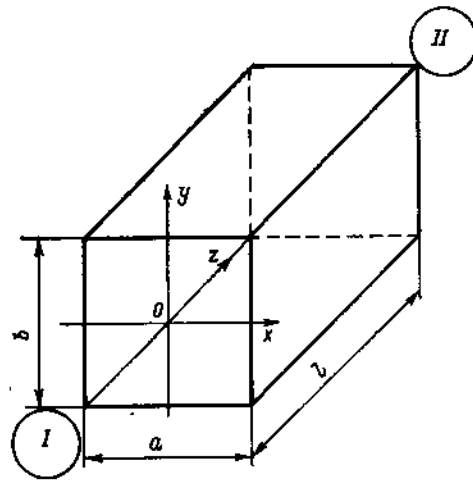


Рис. 60. Элемент ячеистой криопанели

из множества таких же ячеек, используя для этого формулы (5.17) и (5.18). Начальные условия для каждой из прослеживаемых молекул, т. е. координаты входа в ячейку, и направление движения определяются посредством разыгрывания случайной величины n_i , имеющей равномерное распределение в интервале (0,1). Для непосредственного определения координат точки пересечения траектории отдельной молекулы с плоскостью входного отверстия ячейки необходимо преобразовать равномерно распределенную в интервале (0,1) случайную величину n_i в равномерно распределенные, но в интервале (-1,1), случайные величины x_i и y_i . Поскольку плотность распределения величин x_i и y_i в интервале (-1,1) постоянна и равна $P(x) = \frac{1}{1-(-1)} = \frac{1}{2}$ при $-1 < x < 1$, то в соответствии с формулой преобразования

$$\int_{-1}^{x_i} \frac{1}{2} dx = n_i, \quad (5.19)$$

откуда

$$x_i = 2n_i - 1 = 2n_1 - 1. \quad (5.20)$$

Аналогично

$$y_i = 2n_i - 1 = 2n_2 - 1. \quad (5.21)$$

Направление входа молекул в ячейку зависит от характера потока — диффузный он или направленный. В общем виде это направление можно задать вектором:

$$\vec{u} \{ p \cos \varphi; p \sin \varphi; q \}, \quad (5.22)$$

где p — проекция вектора \vec{u} на плоскость, нормальную направлению потока (плоскость x, y), а q — проекция вектора \vec{u} на направление потока (ось z).

Для определения величин p и q необходимо найти зависимости случайных значений угла θ , между вектором \vec{u} и осью z , а также угла φ , между проекцией p и осью x , от случайных чисел n_i с равномерным распределением в интервале (0,1).

В качестве примера рассмотрим диффузный поток. Для него число молекул, движущихся внутри элементарного телесного угла $d\omega$ в том или ином направлении с одной стороны пропорционально величине этого телесного угла, а с другой стороны пропорционально также косинусу угла Θ между направлением телесного угла и общим направлением всего потока. Поскольку элементарный телесный угол определяется выражением

$$d\omega = \sin \Theta d\Theta d\varphi, \quad (5.23)$$

где Θ — угол, дополнительный к углу широты, а φ — угол долготы, то можно записать

$$\cos \Theta d\omega = \cos \Theta \sin \Theta d\Theta d\varphi = \sin \Theta d \sin \Theta d\varphi.$$

Следовательно, плотность распределения случайных направлений движения молекул будет равна

$$p(x) = \frac{\sin \Theta d \sin \Theta d\varphi}{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \Theta d \sin \Theta \int_0^{2\pi} d\varphi} = \frac{1}{\pi} \sin \Theta d \sin \Theta d\varphi. \quad (5.24)$$

Легко видеть, что эта плотность представляет собой произведение двух плотностей

$$p(x) = p(\Theta, \varphi) = (2 \sin \Theta d \sin \Theta) \left(\frac{1}{2\pi} d\varphi \right). \quad (5.25)$$

и, следовательно, угловые координаты Θ и φ независимы друг от друга. Уравнения для их нахождения можно записать так:

$$2 \int_0^{\Theta} \sin \theta d \sin \theta = n_3; \quad \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} d\varphi = n_4, \quad (5.26)$$

откуда

$$n_3 = \sin^2 \Theta; \quad n_4 = \frac{\varphi}{2\pi}. \quad (5.27)$$

Принимая модуль вектора $|\vec{u}| = 1$, будем иметь: $p = \sin \Theta$ и $q = \cos \Theta$. Тогда, учитывая соотношения (5.27), получим:

$$p = n_3^{1/2}; \quad q = (1 - n_3)^{1/2}; \quad \varphi = 2\pi n_4. \quad (5.28)$$

Подставив найденные значения p , q и φ в выражение (5.22), зададим координаты вектора \bar{u} через случайные числа n_i с равномерным распределением в интервале (0,1).

$$\bar{u} \{n_3^{1/2} \cos(2\pi n_4); (1 - n_3)^{1/2} (\sin 2\pi n_4); (1 - n_3)^{1/2}\}. \quad (5.29)$$

Дальнейшие расчеты связаны с определением координат точек соударения молекул с поверхностью ячейки и подсчетом количеств молекул N_1 , N_2 , N_3 и N_4 .

§ 18. РАСЧЕТ ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ ЭКРАНОВ

При рассмотрении в предыдущей главе конструкций теплозащитных экранов, используемых в криогенных вакуумных насосах, было показано, что они подразделяются в основном на две разновидности: непроницаемые и проницаемые, так называемые экраны жалюзийного типа. Непроницаемые экраны представляют собой сплошные листы из материала, обладающего высокой теплопроводностью, например из меди. Охлаждение их осуществляется обычно жидким азотом. Располагаются эти экраны между криопанелями и стенками кожуха. Таким образом экраны препятствуют прямому теплообмену между стенками кожуха, находящимися при комнатной температуре, и криопанелями, охлаждаемыми до температуры 4,5—30 К, что позволяет снизить тепловой поток между ними в десятки, а иногда и в сотни раз.

Жалюзийные экраны располагают по другой стороне криопанелей, как бы с внутренней стороны системы. Они служат для защиты криопанелей от источников тепла, расположенных внутри криогенных вакуумных камер и насосов. Вместе с тем эти экраны не должны создавать значительного сопротивления на пути газового потока, откачиваемого криопанелями. Конструкция жалюзийных экранов в значительной степени определяется давлением, при котором работает крионасос. Если в высоковакуумных крионасосах основное назначение их состоит в защите криопанелей от теплового излучения, то в вязкостном режиме работы крионасоса основной задачей экранов становится охлаждение откачиваемого потока газа.

Непроницаемые экраны. В большинстве практических случаев охлаждение экранов осуществляется жидким азотом, циркулирующим по трубам, которые находятся в хорошем тепловом контакте с пластинами экрана (рис. 61). Частота расположения труб зависит от многих факторов и в том числе от допустимой неизотермичности экрана. Естественно, что вследствие теплообмена между поверхностями кожуха и экрана, а также экрана и криопанели, в пластинах экрана возникает градиент температуры. Причем, поскольку теплопровод к экрану со стороны кожуха обычно значительно превышает теплоотвод от экрана к криопанели, то температура пластин будет повышаться по мере удаления от каналов (труб), по которым циркулирует хладагент.

После установления стационарного состояния распределение температуры по пластине может быть найдено, если известна результирующая тепловая нагрузка на данную пластину экрана и характер ее распределения.

Эта задача решается методом, разработанным в теории теплопроводности для неограниченной пластины с внутренними источниками тепла. При исследовании переноса тепла в таких случаях важно знать интенсивность объемного выделения тепла, которая

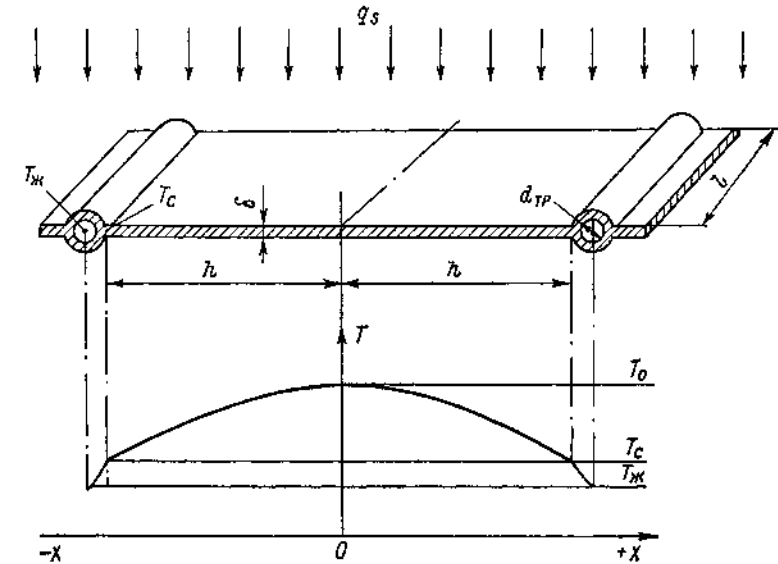


Рис. 61. Элемент непроницаемого экрана и характер температурного поля в нем

количественно характеризуется плотностью объемного тепловыделения q_v (Вт/м³). Пренебрегая изменением температуры по толщине пластины, можно плотность объемного тепловыделения q_v выразить через плотность результирующего теплового потока к поверхности пластины q_s

$$q_v = \frac{q_s}{\delta}. \quad (5.30)$$

Рассмотрим случай равномерного распределения плотности теплового потока по поверхности пластины $q_s = \text{const}$. Если принять, что коэффициенты теплоотдачи от стенок трубок к жидкому азоту постоянны $\alpha = \text{const}$ и температура жидкого азота не меняется по длине трубок $T_ж = \text{const}$, то, благодаря равномерному охлаждению, температура обоих концов пластины будет одинаковой $T_{x=h} = T_{x=-h} = T_с$ (термическим сопротивлением стенок трубок можно пренебречь).

При указанных условиях температура пластины между двумя соседними трубками будет изменяться только вдоль оси x , т. е. в направлении нормальном к трубкам. Температуру на оси пластины и на ее концах обозначим соответственно через T_0 и T_c , которые неизвестны. Кроме того, требуется знать распределение температуры в пластине и количество тепла, отдаваемого жидкому азоту.

Дифференциальное уравнение теплопроводности в данном случае имеет следующий вид:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{q_0}{\lambda} = \frac{d^2T}{dx^2} + \frac{q_s}{\lambda\delta} = 0, \quad (5.31)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала пластины.

Поскольку граничные условия для обеих сторон пластины одинаковы, температурное поле внутри пластины должно быть симметричным относительно начала координат $x = 0$. Тепло с одинаковой интенсивностью отводится к жидкому азоту в левой и правой трубках. Одинаков и теплоприток к обеим половинам пластины. Это означает, что можно далее рассматривать лишь одну половину пластины, например правую, и записать граничные условия для нее в виде

$$\left. \begin{aligned} x = 0; \quad \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} &= 0; \\ x = h; \quad -\lambda f_{\text{пл}} \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=h} &= \alpha f_{\text{тр}} (T_c - T_{\text{ж}}) \end{aligned} \right\}, \quad (5.32)$$

где $f_{\text{пл}}$ — площадь поперечного сечения пластины, а $f_{\text{тр}}$ — площадь внутренней поверхности трубки. После интегрирования (5.31) получим

$$\frac{dT}{dx} = -\frac{q_s x}{\delta\lambda} + C_1; \quad (5.33)$$

$$T = -\frac{q_s}{2\delta\lambda} x^2 + C_1 x + C_2. \quad (5.34)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются с учетом граничных условий (5.32). Из (5.33) получаем при $x = 0$ значение $C_1 = 0$, а при $x = h$

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_{x=h} = -\frac{q_s h}{\delta\lambda}.$$

Тогда из (5.32) $T_c = T_{\text{ж}} + \frac{q_s h}{\delta\alpha} \frac{f_{\text{пл}}}{f_{\text{тр}}}$, а подставив это выражение в (5.34), при $x = h$ получим

$$C_2 = T_{\text{ж}} + \frac{q_s h}{\delta\alpha} \frac{f_{\text{пл}}}{f_{\text{тр}}} + \frac{q_s h^2}{2\delta\lambda}.$$

Подставляя значения постоянных C_1 и C_2 в выражение (5.34) и учитывая, что тепло в трубке стекает с двух пластин, найдем уравнение температурного поля:

$$T_x = T_{\text{ж}} + \frac{2q_s h}{\delta\alpha} \frac{f_{\text{пл}}}{f_{\text{тр}}} + \frac{q_s}{2\delta\lambda} (h^2 - x^2). \quad (5.35)$$

Отношение $f_{\text{пл}}/f_{\text{тр}}$ можно представить как $\delta/\pi d_{\text{тр}}$, где $d_{\text{тр}}$ — внутренний диаметр трубы. Тогда уравнение температурного поля (5.35) примет вид:

$$T_x = T_{\text{ж}} + \frac{2q_s h}{\pi d_{\text{тр}} \alpha} + \frac{q_s}{2\delta\lambda} (h^2 - x^2). \quad (5.36)$$

Таким образом, перепад температур между ее величиной в центре пластины ($x = 0$) и температурой хладагента в трубе будет

$$T_0 - T_{\text{ж}} = \frac{2q_s h}{\pi d_{\text{тр}} \alpha} + \frac{q_s h^2}{2\delta\lambda}. \quad (5.37)$$

Общее количество тепла, стекаемого в каждой трубке длиной l , равно

$$Q = 2q_s h l. \quad (5.38)$$

Плотность результирующего теплового потока q , с достаточной степенью точности можно считать равной плотности теплового потока от стенки кожуха к поверхности экрана, поскольку теплоотвод от экрана к криопанели настолько мал, что им обычно пренебрегают.

Тепло от кожуха к экрану переносится тремя путями: теплопроводностью остаточных газов, тепловым излучением и тепловым мостикам. Перенос тепла по опорам и подвескам зависит от конструкции этих элементов и рассчитывается по обычным уравнениям теплопроводности. Величина q_s является результатом лишь двух оставшихся механизмов переноса тепла: теплопроводностью остаточных газов $q_{\text{газ}}$ и тепловым излучением $q_{\text{изл}}$

$$q_s = q_{\text{газ}} + q_{\text{изл}}. \quad (5.39)$$

Перенос тепла остаточными газами определяется по уравнению [20]

$$q_{\text{газ}} = \lambda_0 \frac{T_2 - T_1}{a(1 + 2\beta K\pi)}, \quad (5.40)$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности газа при атмосферном давлении; T_2 и T_1 — соответственно температура стенок кожуха и экрана; a — расстояние между этими стенками.

Коэффициент

$$\beta = \frac{9k - 5}{2(k + 1)} \frac{2 - \alpha}{\alpha},$$

где показатель адиабаты $k = \frac{C_p}{C_v}$, а приведенный коэффициент

аккомодации $\alpha = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_2 + \frac{A_1}{A_2} (1 - \alpha_2) \alpha_1}$. Индексы 1 и 2 относятся

соответственно к экрану и кожуху. Если поверхности экрана и кожуха параллельны друг другу, то их площади равны $A_1 = A_2$. Ориентировочные значения коэффициентов аккомодации,

Таблица 13. Коэффициенты аккомодации [36]

Т, К	He	N ₂	Воздух
Ориентировочные значения			
300	0,3	0,3	0,8—0,9
77	0,6	0,5	1
20	0,6	1	1
Для поверхности торговой меди			
243	0,407	0,760	0,698
77,4	0,564	0,799	0,823

показывающих степень установления температурного равновесия между стенкой и газом, даны в табл. 13. Критерий Кнудсена $Kn = \frac{L}{a}$ определяется как отношение средней длины свободного пробега молекул в газе к величине расстояния между теплообменивающимися поверхностями a .

Перенос тепла остаточными газами становится незначительным, если давление газа между стенками кожуха и экрана поддерживается ниже $1 \cdot 10^{-3}$ Па. При таком давлении плотность теплового потока не превышает $0,25$ Вт/м².

Перенос тепла излучением описывается уравнением

$$q_{изл} = \varepsilon_{пр} C_0 10^{-8} (T_2^4 - T_1^4), \quad (5.41)$$

где $\varepsilon_{пр} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\varepsilon_2 + \frac{A_1}{A_2} (1 - \varepsilon_2) \varepsilon_1}$ — приведенная степень черноты;

$C_0 = 5,77$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная излучения для абсолютно черного тела.

Наименьшие значения степени черноты металлов наблюдаются при отсутствии нарушений упорядоченной кристаллической структуры их поверхности. Для получения минимальной степени черноты снимают напряжения в поверхностном слое и очищают его без создания остаточных напряжений, например путем отжига и последующего травления.

Механическая полировка приводит к увеличению степени черноты вследствие нагартовки поверхностного слоя металла. С понижением температуры степень черноты уменьшается. Например, полированная нержавеющая сталь при температуре 300 К имеет степень черноты $\sim 0,08$, а при 77 К примерно в два раза ниже. Холодная поверхность металла, покрытая слоем конденсата, резко увеличивает поглощательную способность. Достаточно наличие слоя CO₂ толщиной в ~ 1 мм, а слоя H₂O всего в $\sim 0,002$ мм, чтобы повысить степень черноты поверхности в десятки раз и довести до величины $\sim 0,6$ [57].

Расчет температурного поля в пластинах экрана требует также определения коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности труб к жидкому азоту. В большинстве систем охлаждение экранов осуществляется переохлажденным жидким азотом, прокачиваемым насосами под давлением $\sim 1,0$ МПа через трубы экрана, т. е. обеспечивается однофазное течение хладагента. Независимо от режима течения коэффициент теплоотдачи определяют через критерий Нуссельта

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d_{тр}}, \quad (5.42)$$

где λ — теплопроводность жидкого азота, а $d_{тр}$ — внутренний диаметр труб.

Если режим течения жидкого азота в трубе турбулентный ($Re > 10\,000$), то критерий Нуссельта рассчитывается по уравнению [36]

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (5.43)$$

Критерий Прандтля в данном случае должен быть в пределах от 0,7 до 120, а критерий Рейнольдса от 10^4 до 10^6 . Для ламинарного режима течения ($Re < 2300$) Nu является функцией критерия Пекле. При $Re \frac{d_{тр}}{l} > 12$ рекомендуется формула

$$Nu = 1,61 \left(Pe \frac{d_{тр}}{l} \right)^{0,33}, \quad (5.44)$$

а при $Re \frac{d_{тр}}{l} \leq 12$ критерий Нуссельта принимает постоянное значение $Nu = 3,66$, и в этом случае $\alpha = 3,66 \frac{\lambda}{d_{тр}}$. В приведенных уравнениях через l — обозначена длина трубы. В переходной области $2300 < Re < 10\,000$ следует пользоваться экспериментальными данными. Для приближенного же расчета могут быть применены следующие интерполяционные формулы:

$$\text{при } Re \ Pr \frac{d_{тр}}{l} > 12$$

$$Nu \approx 21 \left(Pr \frac{d_{тр}}{l} \right)^{0,33} (Re/2300)^{1/d_{тр}}, \quad (5.45)$$

$$\text{при } Re \ Pr \frac{d_{тр}}{l} < 12$$

$$Nu \approx 3,66 (Re/2300)^{2,3+lg Pr}. \quad (5.46)$$

Жалюзийные экраны. Теплозащитные жалюзийные экраны, размещенные между испытываемым объектом, расположенным внутри камеры, и конденсирующими поверхностями, должны быть сконструированы так, чтобы прямое излучение с объекта не попадало на криопанели. В этом случае экраны поглощали бы все излучение с объекта, если они абсолютно черные, а тепловая нагрузка на конденсирующие поверхности определялась бы

лишь излучением самих экранов. Практически поглощательная способность экранов всегда меньше единицы, поэтому на криопанели будет падать также лучистый поток, отражаемый поверхностями экрана.

Если коэффициент прилипания молекул откачиваемого газа на криопанели близок к единице, то скорость откачки экранированного конденсационного насоса определяется пропускной способностью экрана

$$\xi = N_1/N_2, \quad (5.47)$$

где N_1 — число молекул, прошедших через экран из числа молекул N_2 , поступающих на экран со стороны объекта. Эффективность тепловой защиты характеризует коэффициент пропускания теплового излучения

$$\eta = Q_1/Q_2, \quad (5.48)$$

где Q_1 — поток тепла, прошедший через экран, а Q_2 — результирующий лучевой поток тепла, поступающий на экран со стороны объекта.

Лучистый поток, падающий на конденсирующую поверхность, состоит из двух величин — отраженной от экрана части теплового потока с испытуемого объекта и лучистого потока, испускаемого собственно экраном.

Оптимизация конструкции теплозащитных экранов заключается в уменьшении η и увеличении ξ . Практически приходится идти на компромисс между эффективностью защиты от теплового излучения и быстротой откачки. Последнее обстоятельство определяет применение теплозащитных экранов различных конструкций, обеспечивающих в одних случаях высокую скорость откачки при сравнительно большом тепловом потоке на конденсирующие поверхности, а в других — малые теплопритоки при некотором уменьшении скорости откачки.

Для расчета теплозащитных экранов криогенных вакуумных насосов применяют различные методы (Монте—Карло, угловых коэффициентов, зональный). Наибольшее распространение получил метод Монте—Карло, с помощью которого исследуются как молекулярные, так и тепловые потоки, проходящие через теплозащитные экраны.

Однако расчет связан с принятием ряда допущений: поток газа свободномолекулярный и равномерно распределен по всей входной поверхности экрана, вероятность попадания молекул в единицу телесного угла пропорциональна косинусу угла падения молекул. Молекулы, сталкивающиеся с поверхностью, отражаются диффузно. При вычислении коэффициента пропускания теплового излучения используются полученные при каждом соударении с поверхностями экранов доли молекулярных потоков. Это возможно потому, что законы отражения тепловых и

молекулярных потоков одинаковы. Пропускная способность экранов

$$\xi = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{N_0}, \quad (5.49)$$

где N_i — число молекул, проходящих через экран с числом соударений i , а N_0 — общий поток молекул, падающих на экран за тот же промежуток времени.

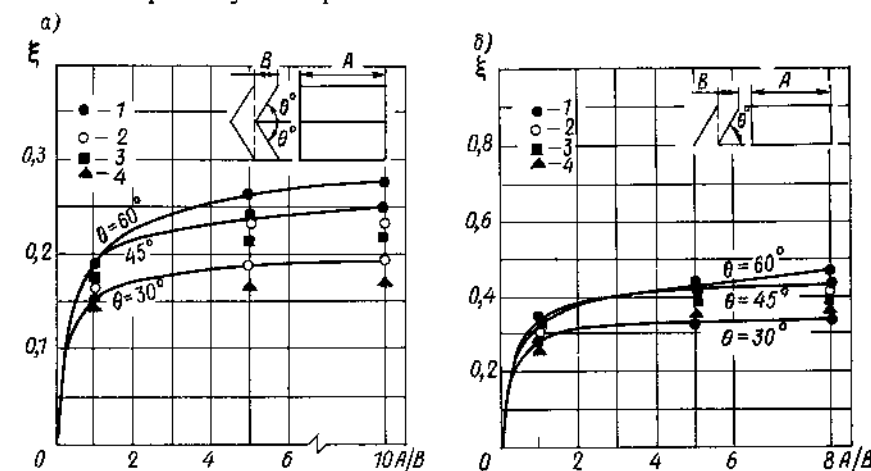


Рис. 62. Пропускная способность жалюзийных экранов: а — шевронного типа; б — пластинчатого типа
1 — расчетные точки, 2, 3 и 4 — экспериментальные точки при угле θ , равном 60°, 45° и 30° соответственно

Коэффициент пропускания теплового излучения

$$\eta = \frac{\varepsilon_{кр} \sum_{i=1}^n (1 - \varepsilon_{экр})^i N_i}{N_0}, \quad (5.50)$$

где $\varepsilon_{экр}$ — поглощательная способность поверхностей экрана, а $\varepsilon_{кр}$ — поглощательная способность криопанели.

Порядок расчета значений N_i аналогичен тому, что был изложен в предыдущем параграфе применительно к определению коэффициента захвата криопанелей. Это позволяет использовать получаемые данные не только для отыскания величин ξ и η , но и для оценки коэффициента захвата данных конструкций жалюзей, если они используются в качестве конденсаторов.

Результаты расчетов обычных (рис. 62, а) и раздвоенных шевронных жалюзей с углом раскрытия $\theta = 45^\circ$ даны в табл. 14. Общее число испытаний в обоих случаях составляло $N_0 = 6000$. Сравнение характеристик этих экранов показывает,

Таблица 14. Анализ частоты столкновений

Число столкновений i	Обычные шевронные жалюзи		Раздвоенные шевронные жалюзи	
	Вернулось после i соударений	Прошло после i соударений	Вернулось после i соударений	Прошло после i соударений
1	2748	100	3120	204
2	403	371	428	570
3	534	175	514	168
4	173	268	152	232
5	230	115	161	82
6	114	132	50	89
7	94	69	51	33
8	60	78	21	31
9	39	48	17	19
10 и более	127	122	27	31

что они по пропускной способности потока газа практически равноценны, и для первого экрана и для второго $\xi \approx 0,245$. Эффективность же экранов, в смысле защиты от теплового излучения, очевидно, будет ниже у раздвоенных шевронных жалюзей, так как они пропускают значительное число условных фотонов с одним $N_1 = 204$ и с двумя $N_2 = 570$ соударениями со стенками экрана.

В зависимости от угла раскрытия шевронных жалюзей и угла наклона пластинчатых жалюзей их пропускная способность меняется, причем она возрастает с увеличением этого угла. Это хорошо видно на рис. 62 [81], на котором показана зависимость пропускной способности ξ экранов различной геометрии в зависимости от угла θ и отношения длины жалюзей A к шагу решетки B .

Как отмечалось выше, при повышении рабочего давления крионасоса основным назначением экранов может стать не защита конденсатора от попадания на него теплового излучения, а предварительное охлаждение потока откачиваемого газа. Осуществляя молекулярный режим течения газа через элементы оптически непрозрачного экрана, мы тем самым достигаем достаточно эффективного его охлаждения, так как каждая из молекул, прошедших через экран, имеет не менее одного столкновения с холодной поверхностью экрана. Для того, чтобы эффективность охлаждения не снижалась при повышении давления газа, необходимо пропорционально уменьшать поперечные размеры каналов в экране.

Таким образом, несмотря на повышение давления газа и уменьшение средней длины свободного пути его молекул, режим течения в каналах экрана останется молекулярным. Следовательно, эффективность охлаждения газового потока сохранится. В форвакуумном диапазоне давлений длина свободного пути

молекул газа измеряется миллиметрами, поэтому поперечные размеры каналов экрана должны быть того же порядка.

Практически сделать такую конструкцию жалюзийного экрана достаточно сложно. Перспективным в этом плане будет применение пластин из пористого металла, обладающего высокой теплопроводностью и имеющего незамкнутые поры с поперечными размерами, измеряемые долями миллиметра [2]. Эти пронизываемые пластины получают путем спекания металлических порошков.

В широком диапазоне давлений форвакуумной откачки (10^{-1} — 10 Па) режим течения газа через поры свободномолекулярный и поэтому их проводимость практически не зависит от давления. Пористые экраны, охлаждаемые жидким азотом, являются весьма компактным и технологически удобным средством тепловой защиты, однако их удельная проводимость ограничена. Это связано с тем, что входные отверстия пор занимают малую долю площади пластины и, кроме того, эта доля может резко сократиться при откачке газов, содержащих легкоконденсируемые примеси, например пары воды или углекислый газ. Эти примеси, конденсируясь на поверхности экрана, могут закупорить входные отверстия пор и тем самым снизить проводимость экрана по откачиваемому газу.

§ 19. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ КОНДЕНСАТОРОВ КРИОГЕННЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ НАСОСОВ

Процесс конденсационной криооткачки характеризуется в основном коэффициентом прилипания молекул газа на охлаждаемой поверхности конденсатора. В свою очередь, одним из наиболее важных факторов, определяющих величину этого коэффициента, является температура поверхности конденсации. Чем ниже температура поверхности конденсации, тем выше коэффициент прилипания и быстрота действия крионасоса и ниже предельный вакуум, достигаемый криооткачкой. Рассчитать температуру поверхности конденсации достаточно сложно, так как она зависит от таких факторов, которые не всегда поддаются точному определению.

В общем виде, для случая откачки при постоянном давлении, т. е. с напуском газа, разность между температурой поверхности конденсации, или температурой поверхностного слоя конденсата T_s , и температурой хладагента T_0 можно записать следующим образом:

$$T_s - T_0 = \sum \Delta T_i = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4, \quad (5.51)$$

где $\Delta T_1 = (T_s - T_1)$ — перепад температур в слое конденсата; $\Delta T_2 = (T_1 - T_2)$ — скачок температуры на границе раздела конденсат—стенка конденсатора; $\Delta T_3 = (T_2 - T_3)$ — перепад температур в стенке конденсатора; $\Delta T_4 = (T_3 - T_0)$ — разность между

температурой внутренней поверхности стенки конденсатора и температурой хладагента.

Все указанные здесь температуры и характер поля температур показаны на рис. 63. Определив значения ΔT_1 , ΔT_2 , ΔT_3 и ΔT_4 из уравнения (5.51), находим температуру поверхностного слоя конденсата

$$T_s^* = T_0^* + (q_1 + q_2 + q_3) \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \Delta T_2^* + (q_1 + q_2 + q_3' + q_3'') \frac{\delta_2}{\lambda_2} + (q_1 + q_2 + q_3' + q_3'') \frac{1}{\alpha}, \quad (5.52)$$

где q_1 — удельный тепловой поток, обусловленный выделяющейся теплотой сублимации откачиваемого газа; q_2 — удельный тепловой поток, обусловленный переносом тепла от окружающих конденсатор поверхностей к поверхности конденсации молекулами остаточного газа; q_3' — тепловой поток излучения, рассеиваемый в слое конденсата; q_3'' — тепловой поток излучения, поглощаемый непосредственно поверхностью конденсатора;

δ_1 — толщина слоя конденсата; λ_1 — коэффициент теплопроводности конденсата; δ_2 — толщина стенки конденсатора; λ_2 — коэффициент теплопроводности материала стенки конденсатора; α — коэффициент теплоотдачи от стенки конденсатора к хладагенту.

Если известна теплота сублимации, откачиваемого газа r при температуре T_s , то тепловой поток q_1 равен

$$q_1 = mr, \quad (5.53)$$

где m — количество газа, откачиваемого единицей поверхности конденсатора в единицу времени. В том случае, когда известна теплота сублимации r_1 при какой-то другой температуре T , например при температуре тройной точки, то при определении q_1 необходимо учитывать теплоту охлаждения твердого конденсата от данной температуры T до температуры поверхности конденсации T_s .

Для некоторых газов необходимо учитывать также теплоту перекристаллизации r' . Тогда

$$q_1 = m[r_1 + c(T - T_s) + r'], \quad (5.54)$$

где c — средняя удельная теплоемкость твердого конденсата в интервале температур от T до T_s .

Тепловой поток q_2 , являющийся следствием переноса тепла молекулами остаточного газа, рассчитывается по уравнению (5.40), только вместо температуры T_2 подставляется температура поверхностей, окружающих конденсатор, а вместо T_1 соответственно температура T_s .

Поскольку в данном случае между теплой и холодной поверхностями происходит не только теплоперенос, но и массоперенос, то стандартные выражения для определения приведенного коэффициента accommodations, очевидно, неприменимы.

При взаимодействии молекул газа с холодной поверхностью конденсации те молекулы газа, которые сконденсировались, имели коэффициент accommodations, равный единице, а те, которые отразились, — либо также равный единице, либо близкий по величине к ней.

Площадь теплой поверхности, окружающей конденсатор, обычно превышает площадь последнего, а напускаемый в систему газ имеет температуру, близкую к температуре этой поверхности. Из всего этого следует, что не будет большой ошибки, если в расчетах с использованием уравнения (5.40) принимать коэффициент accommodations, равным единице.

Тепловой поток излучения q_3 , приходящийся на единицу площади поверхности конденсатора, можно определить по уравнению (5.41). Величины с индексами 1 и 2 относятся соответственно к поверхности конденсации и к поверхностям, окружающим конденсатор.

Если последние имеют низкую температуру, например жалюзийные экраны, охлаждаемые жидким азотом, то их степень черноты, как и степень черноты поверхности конденсации будет меняться во времени по мере роста на них слоя сконденсировавшихся газов и паров.

К сожалению, трудно разграничить отражательную способность слоя конденсата, его поглотительную способность и прозрачность для теплового излучения. Поэтому при экспериментальных исследованиях обычно определяется так называемая «эффективная поглотительная способность», представляющая собой часть теплового излучения, поглощаемого всем комплексом конденсат—поверхность конденсатора. Иначе говоря, определяется доля от падающего на поверхность конденсации теплового излучения, которая поглощается как непосредственно конденсатом, так и поверхностью конденсатора.

На рис. 64 [73] показаны измеренные величины эффективной поглотительной способности поверхности полированного никеля (поглотительная способность меньше 0,1) и зачерненной поверхности (поглотительная способность около 0,9), покрытых слоями конденсата H_2O различной толщины. На этом же рисунке приведены данные, полученные в работе [53], в которой

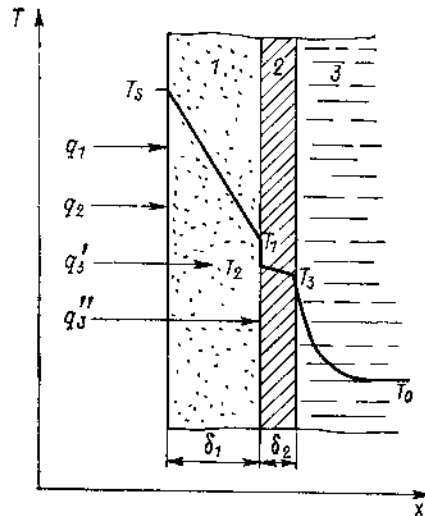


Рис. 63. Теплопередача от поверхности конденсации к хладагенту
1 — слой конденсата; 2 — стенка конденсатора, 3 — хладагент

конденсат H_2O осаждался на полированной алюминиевой поверхности (поглощательная способность 0,07).

В обеих работах источником лучистой энергии было черное тело при температуре 290—300 К. Режим осаждения конденсата и измеренные значения его плотности указаны в табл. 15.

Данные работы [53] хорошо согласуются с результатами, полученными в работе [73] при напуске паров воды порциями. Это указывает на то, что плотность конденсата и его поглощательная способность зависят от режима напуска конденсируемого газа. Когда напуск осуществлялся порциями, конденсат имел более крупнозернистую структуру и большую поглощательную способность по сравнению с конденсатом, полученным при непрерывном поступлении паров воды. Налуск же паров воды порциями в камеру, заполненную чистым азотом до $\sim 6,6$ Па, приводил к образованию мелкозернистого конденсата с поглощательной способностью такой же, как при непрерывном напуске.

Это объясняется тем, что в присутствии сравнительно плотной азотной атмосферы уменьшается средняя длина свободного пути молекул H_2O . В результате замедляется диффузия этих молекул к поверхности конденсации и уменьшается интенсивность конденсации, что приводит к образованию мелкозернистого конденсата. Сопоставление поглощательной способности конденсатов H_2O , осажденных на криповерхностях, имеющих температуру 77 К и 20 К, показывает, что оптические свойства льда очень слабо зависят от температуры подложки [53].

Экспериментальные значения эффективной поглощательной способности криповерхностей, покрытых слоями сконденсированного CO_2 , приведены на рис. 65. Условия конденсации CO_2 даны в табл. 15. Было установлено, что слои CO_2 имеют сравнительно высокую прозрачность для инфракрасного излучения. Например, для того чтобы полированная никелевая подложка приобрела поглощательную способность $\sim 0,4$, ее необходимо покрыть слоем конденсата CO_2 толщиной 1000 микрон. В случае же покрытия конденсатом H_2O аналогичный результат

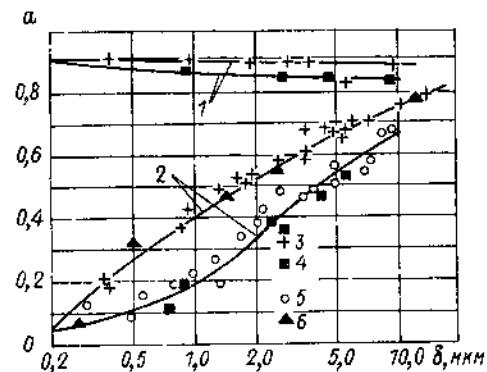


Рис. 64. Изменение эффективной поглощательной способности криповерхностей в зависимости от толщины слоя покрывающего их конденсата H_2O

1 — зачерненная подложка; 2 — полированная никелевая подложка; 3 — напуск H_2O порциями [73]; 4 — напуск H_2O порциями при давлении N_2 , равном 6,6 Па; 5 — непрерывный напуск; 6 — данные из [53]

Таблица 15. Плотность конденсата при различных условиях осаждения

Конденсируемый газ	Режим напуска газа	Давление конденсации, Па	Температура газа, К	Температура подложки, К	Интенсивность конденсации, $\Gamma/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	Плотность конденсата, $\rho/\text{г/см}^3$	Источник
H_2O	Непрерывный	$6,1 \cdot 10^{-2}$	290	77	$1,9 \cdot 10^{-2}$	$0,58 \pm 0,06$	[53]
H_2O	Порциями	$< 1,3 \cdot 10^{-1}$	300	78	—	0,55	[73]
H_2O	Непрерывный	$< 1,3 \cdot 10^{-1}$	300	78	$8,9 \cdot 10^{-2}$	0,49	[73]
CO_2	Непрерывный	$5 \cdot 10^{-1}$	290	77	$25,5 \cdot 10^{-2}$	$1,46 \pm 0,18$	[53]
CO_2	Порциями	$< 1,3 \cdot 10^{-1}$	300	78	—	1,39	[73]
CO_2	—	—	—	4,2	$131,6 \cdot 10^{-2}$	$1,25 \pm 0,06$	[84]
CO_2	—	—	—	4,2	$143,3 \cdot 10^{-2}$	$1,36 \pm 0,07$	[84]
CO_2	—	—	—	4,2	$126,7 \cdot 10^{-2}$	$1,38 \pm 0,21$	[84]
CO_2	—	—	—	77,4	$45 \cdot 10^{-2}$	$0,92 \pm 0,05$	[84]
CO_2	—	—	—	77,4	$121,7 \cdot 10^{-2}$	$0,93 \pm 0,05$	[84]
CO_2	—	—	—	77,4	$138,3 \cdot 10^{-2}$	$1,20 \pm 0,06$	[84]
CO_2	—	—	—	77,4	$418,3 \cdot 10^{-2}$	$1,33 \pm 0,07$	[84]
N_2	—	—	—	4,2	$36,7 \cdot 10^{-2}$	$1,62 \pm 0,26$	[84]
N_2	—	—	—	4,2	$78,3 \cdot 10^{-2}$	$1,51 \pm 0,19$	[84]

достигается уже при толщине слоя 10 микрон, т. е. на два порядка меньше.

Данные, приведенные на рис. 64 и 65, показывают, что при толщине слоя конденсата H_2O более 20 микрон поглощательная способность комплекса криповерхность—конденсат целиком определяется оптическими свойствами конденсата, в то время как в случае CO_2 поглощательная способность во многом определяется оптическими свойствами подложки даже при толщине слоя конденсата более 1000 микрон.

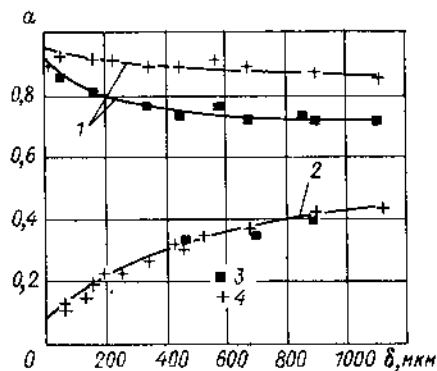


Рис. 65. Изменение эффективной поглощательной способности криповерхностей в зависимости от толщины слоя покрывающего их конденсата CO_2 1 — зачерненная подложка; 2 — полированная никелевая подложка; 3 — конденсация в присутствии азота; 4 — конденсация чистой CO_2 .

Выяснению влияния конденсатов различных газов на поглощательную способность криогенных поверхностей посвящена также работа [12]. Тщательно проведенные экспериментальные исследования подтвердили, что наиболее высокой поглощательной способностью обладает конденсат H_2O . Уже при толщине слоя $\delta \approx 10$ микрон поглощательная способность комплекса подложка—слой становится больше 0,7 (поглощательная способность медной подложки 0,03). Этот результат хорошо согласуется с данными работы [73]. Проведенные измерения по определению поглощательной способности слоев N_2 показали, что они обладают большой прозрачностью. Так, при намораживании слоя толщиной 100 микрон поглощательная способность медной криповерхности повысилась лишь с 0,03 до 0,06. Этот результат имеет значительное расхождение с данными работы [74], представленными на рис. 66. На этом же рисунке показаны результаты, приведенные в работе [12]. Одной из возможных причин столь высокой поглощательной способности сконденсированного азота, полученной в работе [74], могла быть плохая защита конденсирующей поверхности от попадания на нее паров воды из напускаемого газа или со стенок экспериментальной установки.

Измеренные значения поглощательной способности медной подложки, покрытой конденсатом аргона, показали, что они несколько меньше полученных значений для слоев азота. Так, при толщине слоя $\delta \approx 1$ мм $a_{Ar} = 0,8a_{N_2}$. Поглощательная способность слоев H_2 оказалась довольно высокой: при толщине слоя около 1 мм $a_{H_2} = 3a_{N_2}$.

Характер взаимодействия теплового излучения с комплексом конденсат—подложка весьма сложный. Конденсат представляет собой хаотично расположенные кристаллики с пустотами между ними, т. е. среду с нарушенной однородностью. Поэтому проходящий через слой конденсата тепловой поток излучения ослабевает вследствие рассеяния и поглощения.

Задача об определении коэффициентов ослабления, рассеяния и поглощения излучения сводится к нахождению составляющих электромагнитного поля, образующегося в результате взаимодействия между полем падающих волн и полем, создаваемым частицами, как вторичными излучателями под воздействием падающих волн. Общее решение этой задачи показывает, что эффективность ослабления излучения, проходящего через поглощающую и рассеивающую среду, каковой и является конденсат, зависит от размеров отдельных кристалликов, спектра длин волн излучения, а также показателей преломления и поглощения вещества конденсата, зависящих, в свою очередь, также от спектра длин волн. Сложность количественной оценки поглощающих и рассеивающих свойств конденсата делает условным деление в уравнении (5.52) теплового потока излучения q_3 на q'_3 и q''_3 . Это деление сделано лишь с той целью, чтобы показать, что в данном случае теплопередачу нельзя рассматривать как теплопроводность многослойной стенки (слой конденсата + стенка конденсатора). Свя-

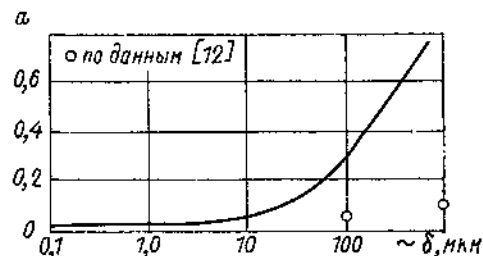


Рис. 66. Влияние толщины слоя конденсата на поглощательную способность комплекса конденсат—медная подложка. Температура подложки 20 К

зано это с тем, что теплоперенос в слое конденсата правильнее было бы рассчитывать как теплопроводность при наличии внутренних источников тепла, поскольку тепловой поток q'_3 поглощается не на поверхности слоя конденсата, а по всей его глубине. Кроме того, часть теплового потока излучения q_3 может пропускаться слоем конденсата и непосредственно передаваться стенке конденсатора, не оказывая теплового воздействия на конденсат.

С тепловым потоком излучения связывают также скачок температуры на границе контакта подложка — твердый слой конденсата ΔT_2 (уравнения 5.51 и 5.52). Однозначного объяснения возникновению указанного скачка температуры пока нет. Его причиной может быть слабое акустическое согласование между конденсатом и материалом подложки. Заметное влияние такого скачка температуры на теплоперенос пока обнаружено лишь в случае конденсации водорода на подложке, имеющей темпера-

туру ниже температуры жидкого гелия. Действенной мерой для ослабления данного эффекта является тщательная экранировка сконденсированных слоев от излучающих поверхностей.

Сконденсированные в вакууме слои чрезвычайно чувствительны к условиям их формирования, в частности к температуре подложки, интенсивности конденсации, температуре конденсируемого газа, мощности теплового потока, подводимого к поверхности конденсации излучением и посредством теплопроводности остаточного газа.

В большинстве случаев конденсат представляет собой поликристаллическое твердое тело с плотностью, существенно меньшей по сравнению с плотностью собственно кристаллов, что говорит о его рыхлой структуре. Причем, отмечается закономерность: в случае конденсации газа в виде тонких слоев при большом переохлаждении (например для CO_2 при $T < 30 \div 40 \text{ K}$, для N_2 и Ar при $T < 6 \div 9 \text{ K}$) конденсат имеет аморфную или мелкозернистую структуру с размером зерна $0,01 \text{--} 0,1$ микрона. Кристаллики в слое располагаются хаотично, что приводит к появлению пустот между ними. Кроме того, дефекты в самих кристаллах также способствуют появлению мелких пор. Увеличение температуры конденсации или последующий нагрев слоя конденсата приводит к росту размеров зерен на порядок и более, уменьшению количества дефектов в кристаллах. В результате такой рекристаллизации структура конденсата становится более крупнозернистой, а размеры пор между кристалликами также увеличиваются.

В связи с вышеизложенным ясно, что коэффициент теплопроводности конденсата λ_1 в уравнении (5.52) является термической характеристикой не монолитного тела, а высокодисперсного материала [19]. Этот материал — конденсат состоит из остова — скелета, представляющего собой совокупность огромного количества твердых частиц — кристалликов, разделенных между собой промежутками, заполненными остаточным газом. В таком сложном материале теплопередача уже не ограничивается одной теплопроводностью твердого тела, а осуществляется посредством переноса тепла вдоль отдельных частиц — элемента твердого скелета материала; передачи тепла, благодаря теплопроводности от одной твердой частицы к соседней в местах их непосредственного контакта; теплопроводности остаточного газа в порах и пустотах между частицами; излучения от частицы к частице.

Можно попытаться для такого сложного тела рассмотреть полный тепловой баланс путем учета всех видов теплопередачи с тем, чтобы вывести исходное дифференциальное уравнение. Составление, анализ и решение уравнения, учитывающего все виды теплопередачи, встречают большие затруднения математического и физического характера, поэтому в настоящее время заслуживают большего доверия экспериментальные результаты.

К сожалению, опытных данных по определению коэффициента теплопроводности конденсатов еще очень мало, и они не всегда согласуются между собой. Тем не менее убедительно показано, что даже незначительные изменения условий конденсации сказываются на характере кристаллизации и свойствах конденсата. Сказанное можно хорошо проиллюстрировать результатами измерения плотности и теплопроводности конденсатов N_2 и CO_2 , выполненными в широком диапазоне температур и интенсивности конденсации [57].

Эти данные показаны на рис. 67 и рис. 68. Измерение теплопроводности производилось в плоскости, параллельной криоперверхности, поэтому возможное тепловое сопротивление между конденсатом и поверхностью криопанели не влияло на результаты. Существенным недостатком данного исследования была



Рис. 67. Зависимость плотности конденсата N_2 и его теплопроводности от интенсивности конденсации
1 — плотность; 2 — теплопроводность

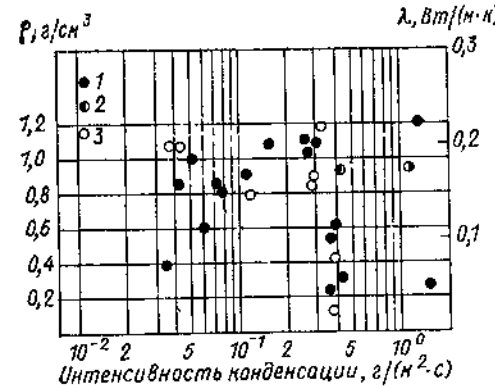


Рис. 68. Зависимость плотности конденсата CO_2 и его теплопроводности от интенсивности конденсации
1 — плотность [57]; 2 — плотность [84]; 3 — теплопроводность

Сопоставление характера изменения теплопроводности конденсата N_2 и его плотности в зависимости от интенсивности осаждения показывает на их синхронность.

нестабильная температура поверхности конденсатора криососа, использованного для проведения опытов. Так, при конденсации азота с интенсивностью $10 \cdot 10^{-2} \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ температура поверхности конденсатора была 17 K , а при интенсивности конденсации $100 \cdot 10^{-2} \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ повышалась до 32 K . При конденсации же углекислого газа изменение интенсивности осаждения с $1 \cdot 10^{-2}$ до $100 \cdot 10^{-2} \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ приводило к соответствующему повышению температуры поверхности конденсатора с 95 до 120 K .

Как теплопроводность, так и плотность конденсата растут с увеличением интенсивности осаждения, а следовательно, и с увеличением температуры конденсации, достигая соответственно значений $0,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ и $1,02 \text{ г/см}^3$. Эти значения очень близки тем, что получаются при кристаллизации азота из жидкости.

Из данных эксперимента нельзя выяснить отдельно влияние температуры конденсации и интенсивности осаждения конденсата, поэтому были проведены дополнительные опыты с фиксированной интенсивностью осаждения, но при более высокой температуре поверхности конденсатора, чем она была в основных экспериментах. Как и следовало ожидать, и плотность и теплопроводность конденсата увеличивались с ростом температуры поверхности конденсатора.

Несколько иной характер имеет зависимость плотности и теплопроводности конденсата CO_2 от интенсивности осаждения. После первоначального увеличения плотности и теплопроводности конденсата наблюдается их резкое падение, когда интенсивность конденсации достигает значения $40 \cdot 10^{-2} \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$, соответствующего температуре поверхности конденсатора 106К .

Возможной причиной столь резкого снижения плотности и теплопроводности конденсата считают то, что с увеличением интенсивности осаждения резко возрастает температура конденсации, ведущая к снижению перенасыщения конденсируемого газа. В результате создаются благоприятные условия для интенсивного роста нитевидных кристаллов. В переплетении нитей остаются большие пустоты, этим и объясняется внезапное падение плотности и теплопроводности конденсата.

На рис. 67 и 68 показаны также результаты измерения плотности конденсата N_2 и CO_2 , приведенные в работе [84]. Эти данные были получены при постоянной температуре подложки, однако по величине она была иной, чем в работе [57]. Возможно, что этим и объясняется различие полученных результатов.

Как отмечалось выше, теплопередача в пористых материалах включает несколько различных, одновременно действующих механизмов распространения тепла, которые можно разделить на три основные группы: теплопроводность твердых частиц, теплопроводность газа и тепловое излучение. Причем, принцип наложения отдельных механизмов распространения тепла здесь не действует, так как в пористых материалах отдельные составляющие теплового потока нельзя просто складывать. Например, присутствие газа в порах увеличивает теплопроводность твердых частиц потому, что газ улучшает тепловой контакт между соседними частицами, а при низких давлениях газа существует термомеханическая связь между газом и температурным градиентом в пористом материале.

Поскольку коэффициент теплопроводности пористого материала среди прочих механизмов переноса тепла учитывает и влияние газа, то он является функцией размеров твердых частиц

и пор между ними, адсорбирующей способности и коэффициента аккомодации поверхности частиц по отношению к остаточному газу, находящемуся в порах и т. д.

Если давление газа, заполняющего поры, достаточно высокое, то большая часть полного теплового потока переносится самим газом. Кроме того, газ явно улучшает тепловой контакт между твердыми частицами. При наличии температурного градиента в пористом материале в области низких давлений, когда средняя длина свободного пути молекул соизмерима с размерами пор или больше их, возможно существование температурных скачков между отдельными частицами. В этих условиях скачки температуры увеличиваются при снижении давления газа, так как уменьшается число переносчиков энергии, т. е. число молекул газа в порах. В результате снижение давления газа приводит к снижению теплопроводности пористого материала.

Рассмотренные явления в полной мере относятся к слоям сконденсированного газа, которые также имеют пористую структуру [19]. В связи с этим можно заключить, что теплопроводность конденсатов зависит не только от условий формирования структуры слоя, но также от рода и давления газа, заполняющего их поры. Влияние рода газа на теплопроводность конденсата связано с большим значением для теплопереноса коэффициента аккомодации внутренней поверхности пор по отношению к газу, их заполняющему.

Таким образом, совершенно очевидна сложность определения теплофизических и оптических свойств сконденсированных в вакууме газов. Поэтому приводимые в литературе данные всегда требуют критического анализа и выяснения тех условий, при которых они были получены. Для приближенных же расчетов вполне пригодны значения этих величин, указанные, например, в работах [30] и [36].

Коэффициент теплопроводности материала стенки λ_s (уравнение 5.52) также может быть взят из [36]. Необходимо лишь учитывать его зависимость от температуры. Термическое сопротивление, создаваемое стенками, будет пренебрежимо мало по сравнению с другими термосопротивлениями на пути теплового потока. Это относится, например, к тепловому сопротивлению при теплоотдаче от стенок конденсатора к хладагенту.

Наиболее разработанными в этом плане являются теория теплообмена и гидродинамики при конвективном теплообмене (циркуляция по трубам однофазного жидкого или газообразного хладагента) и учение о теплообмене и гидродинамике при кипении жидкостей в свободном объеме [36]. Однако во многих случаях целесообразно использовать теплообмен при кипении хладагента внутри труб. Гидродинамика и теплообмен такого процесса обладают рядом специфических свойств, способных коренным образом изменить качественную и количественную стороны всего процесса кипения. Анализ большого объема экспериментального

материала по кипению криогенных жидкостей в трубах позволил найти ряд зависимостей, пригодных для расчета [7].

Как известно, процесс кипения характеризуется тремя режимами (рис. 69): пузырьковым кипением, кипением в переходном режиме и пленочным. Для этого процесса характерны два явления — наличие максимального (первый кризис кипения) и минимального (второй кризис кипения) тепловых потоков, которые отделяют переходный режим кипения от пузырькового и пленочного режимов.

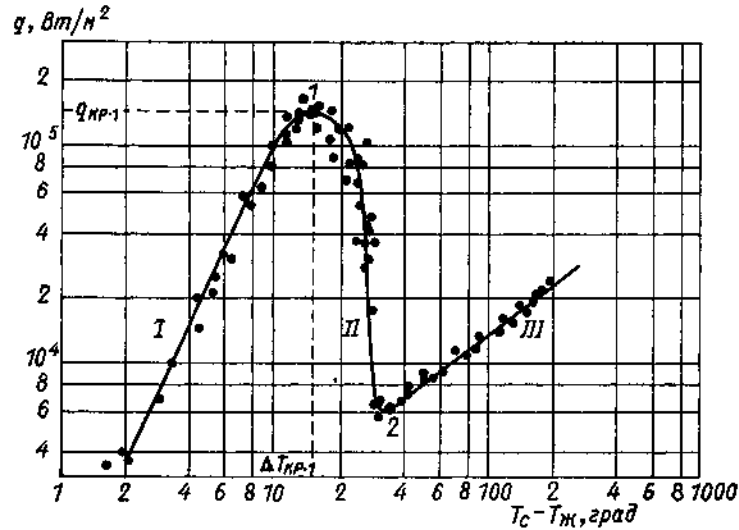


Рис. 69. Кривая зависимости теплового потока от температурного напора при кипении азота в большом объеме
I — пузырьковое кипение; II — переходное кипение; III — пленочное кипение;
1 — точка первого кризиса кипения; 2 — точка второго кризиса кипения

В криогенных вакуумных насосах все три режима кипения последовательно реализуются лишь в период охлаждения конденсатора. В процессе же эксплуатации представляет интерес лишь режим пузырькового кипения, когда разность между температурой стенки конденсатора и температурой кипящего хладагента имеет небольшие значения. Поэтому при проектировании конденсатора тепловая нагрузка выбирается такой, чтобы не был пройден первый кризис кипения, т. е. тепловой поток q должен быть всегда меньше критического теплового потока $q_{кр1}$.

Тепловой поток при пузырьковом кипении ($\Delta T < \Delta T_{кр1}$) может быть определен по формуле [21]

$$q = AT^3, \quad (5.55)$$

а критический тепловой поток $q_{кр1}$ по формуле

$$q_{кр1} = 0,16r [g\sigma\rho_n^2(\rho_{ж} - \rho_n)]^{0,25} \left[1 + 0,065 \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} \right)^{0,8} \frac{c_{ж}(T_n - T_{ж0})}{r} \right]. \quad (5.56)$$

Температурный напор $\Delta T_{кр1}$ определяется из совместного решения уравнений (5.55), (5.56):

$$\Delta T_{кр1} = \left(\frac{q_{кр1}}{A} \right)^{0,333}. \quad (5.57)$$

В уравнениях (5.55); (5.57) введены следующие условные обозначения:

$$A = 4,1 \frac{\rho_{ж}c_{ж}\lambda_{ж}}{\sigma T_n} \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж} - \rho_n} \right)^{0,667} \right]^3 \times \\ \times \left[Pr_{ж}^{0,5} + 10 \left(\frac{\rho_{ж}c_{ж}\lambda_{ж}}{\rho_n c_n \lambda_n} \right)^{0,5} \right]^{-2} \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{ж}c_{ж}\lambda_{ж}}{\rho_n c_n \lambda_n} \right)^{0,5} \right]^{-1}. \quad (5.58)$$

c — удельная теплоемкость при $P = const$; g — гравитационное ускорение; $Pr = \frac{\nu}{a}$ — критерий Прандтля; r — теплота парообразования; λ — коэффициент теплопроводности; ν — кинематическая вязкость; ρ — плотность; σ — поверхностное натяжение; a — коэффициент температуропроводности; ж — жидкость; н — на линии насыщения; п — пар; с — стенка; о — на входе.

Поскольку термическое сопротивление теплоотдачи при кипении хладагента часто ограничивает быстроту действия криососа, то весьма важным является интенсификация теплообмена. Одним из перспективных путей решения этой проблемы является создание поверхностных условий, благоприятствующих процессу парообразования и интенсифицирующих теплообмен.

Решение этой задачи может быть достигнуто различными способами: применением искусственной шероховатости теплообменной поверхности; использованием капиллярно-пористых немагнитных и пористых металлических покрытий; применением несмазываемых покрытий; оребрением поверхности (макросероховатость).

Список литературы

1. Абрамович А. Г. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1969, с. 824.
2. Беляков В. П., Куприянов В. И., Исаев А. В., Леонов В. В. Высокоэффективный криосорбционный насос новой конструкции. — В кн.: Вопросы современной криогеники. — М.: Внешторгиздат, 1975.
3. Бендер Е. Д., Малеев М. Д., Трахтенберг Э. М. Элементы расчета магниторазрядного насоса. — В кн.: Физика и техника вакуума. — Казань, Казанский университет, 1974, с. 329—335.
4. Боровик Е. С., Лазарев Б. Г., Михайлов И. Ф. Водородный конденсационный насос с автономным ожижителем. — Химическое машиностроение, 1961, № 1, с. 1—2.
5. Васильев В. И., Веденин В. А., Волков А. А. и др. Малорасходный безмасляный вакуум-насос ВМ-4. Физика и техника вакуума. — Казань, Казанский университет, 1974, с. 159—162.
6. Васильев В. И., Веденин В. А., Иванов Э. В. и др. Малорасходный агрегат безмасляной откачки. — В кн.: Физика и техника вакуума. — Казань, Казанский университет, 1974, с. 171—177.
7. Вишнев И. П. Общая зависимость для теплообмена при кипении криогенных жидкостей. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1973, № 5, с. 10—14.
8. Волчков А. И. Высоковакуумные адсорбционные насосы. — М.: Машиностроение, 1973, с. 158.
9. Гере Г. Задержанная конденсация. Вклад в механизм конденсации на охлаждаемых поверхностях. — В кн.: Сорбционные процессы в вакууме/Под ред. К. Н. Мызникова. — М.: Атомиздат, 1966, с. 314.
10. Глушаченков Е. В., Комаров Л. В., Лебедев Г. Г., Островка С. Д. О совместной работе магниторазрядного и ионно-геттерного насосов. — В кн.: Физика и техника вакуума. — Казань, Казанский университет, 1974, с. 265—272.
11. Гришаев И. А., Вишняков В. А., Мякушко А. К. и др. Применение электроразрядных насосов ТЭН-30 в вакуумной системе линейного ускорителя электронов. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1975, вып. 1 (4), с. 92—95.
12. Гришин С. Ф., Гришина Е. Я., Коваленко В. А. и др. Выбор установки для определения поглощательной способности криосада. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1975, вып. 1 (4), с. 15—23.
13. Грошковский Я. Техника высокого вакуума. — М.: Мир, 1975, с. 622.
14. Гуревич Л. С. Расчет испарительных геттерных насосов. Препринт А-0243, Л., НИИЭФА, 1975, с. 23.
15. Донде А. Л., Михайлов И. Ф., Танатаров Л. В. Рациональная конструкция адсорбционных насосов. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1976, вып. 2 (6), с. 35—36.
16. Дорогов Б. С., Сидоров С. С. Исследование характеристик криосады, работающей в импульсном режиме. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1977, вып. 2 (8), с. 39—42.
17. Иванов В. И., Кузнецов Э. А., Пушкарев И. В. Исследование ступени «холодного» пароструйного насоса. — В кн.: Холодильные машины и установки. — Л.: ЛТИХП, 1976, с. 154—158.
18. Иванов В. И., Кузнецов Э. А. Холодный диффузионный насос. — В кн.: Холодильные машины и аппараты. — Л., ЛТИХП, 1975, с. 114—117.
19. Иванов В. И., Леонов В. В., Куприянов В. И., Ярочкин В. Н. Исследование процесса криоточки CO_2 и N_2 в молекулярно-вязкостном режиме. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1977, вып. 2 (8), с. 34—35.
20. Каганер М. Г. Тепловая изоляция в технике низких температур. — М.: Машиностроение, 1966, с. 275.
21. Калинин Э. К., Берлин И. И., Костюк В. В., Носова Э. М. Методика расчета охлаждения трубопроводов и емкостей криогенными жидкостями. — Доклад на XIV конгрессе/МИХ, 1975, А. 2, с. 35.
22. Кельцев Н. В. Основы адсорбционной техники. — М.: Химия, 1976, с. 512.
23. Коган В. С., Бреславец К. Г., Булатова Р. Ф. Применение низкотемпературной адсорбции для получения высокого вакуума. — В кн.: Физика и техника вакуума. — Казань, Казанский университет, 1974, с. 102—106.
24. Коган В. С., Лунев В. М., Черняк Ю. М. и др. К вопросу об использовании цеолитов NaA , NaX , CaA и силикагеля КСМ в криовакуумных устройствах. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1976, вып. 2 (6), с. 17—24.
25. Кондряхов И. К., Иванов В. И. Высокоэффективные панели для криогенного насоса. — Реф. сборник/ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, Криогенное, кислородное машиностроение, 1972, № 1, с. 9.
26. Кондряхов И. К., Иванов В. И. Определение эффективности панелей криогенного насоса. — Изв. вузов. Сер.: Энергетика, 1973, № 7, с. 143—146.
27. Лазарев Б. Г., Боровик Е. С., Федорова М. Ф., Цин Н. М. Водородный конденсационный насос. — УФЖ, 1957, 2, с. 175—182.
28. Максимов С. П., Кравцова В. П., Гашия В. М. и др. Новый высокоэффективный адсорбент для сорбционных сверхвысоковакуумных крионасосов. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1976, вып. 1 (5), с. 42—46.
29. Мех Г. Х. Техника высокого вакуума. — М.—Л.: Энергия, 1965, с. 560.
30. Минайчев В. Е. Вакуумные крионасосы. — М.: Энергия, 1976, с. 152.
31. Моделирование тепловых режимов космического аппарата и окружающей его среды/Козлов Л. В., Нусинов М. Д., Акишин А. И., Залетаев В. М., Козелкин В. В.: Под ред. акад. Г. И. Петрова. — М.: Машиностроение, 1971, с. 382.
32. Пароводяной диффузионный вакуумный насос. Фалалеев Л. В., Цейтлин А. Б., Куликов В. Г. Авт. свид. № 191739. Бюллетень № 4, 1967.
33. Сверхвысокий вакуум в радиационно-физическом аппаратостроении/Саксаганский Г. Л., Котельников Ю. Н., Малеев М. Д., Смирницкая Г. В., Юферов В. Б.: Под ред. Г. Л. Саксаганского. — М.: Атомиздат, 1976, с. 288.
34. Сказымаев В. Е., Хвощев С. С., Жданов С. П. Цеолит CaE-T — новый эффективный адсорбент для вакуумной техники. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1975, вып. 1 (4), с. 34—38.
35. Соболев И. М. Численные методы Монте-Карло. — М.: Наука, 1973, с. 312.
36. Справочник по физико-техническим основам криогеники/Под ред. М. П. Малкова. — М.: Энергия, 1973, с. 392.
37. Столдер. Использование аэродинамических труб малой плотности в аэродинамических исследованиях. — В кн.: Газодинамика разреженных газов/Под ред. А. А. Померанцева. — М.: Изд-во иностр. литературы, 1963, с. 656.
38. Тетерюков В. И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем. — М.: Машгиз, 1960, с. 251.
39. Тимирязев А. К. Кинетическая теория материи. — М.: Учпедгиз, 1956, с. 224.
40. Тузанкин Ю. М., Беляев Л. А., Угревский А. В. Молекулярные вакуумные насосы. — Обзорная информация ХМ-6. Криогенное и кислородное машиностроение/ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. — М.: 1975, с. 56.
41. Фалалеев Л. В., Цейтлин А. Б. Холодный диффузионный насос. — ПТЭ, 1967, № 3, с. 129—135.

42. Холод Ю. В., Юферов В. Б. Откачка больших объемов от 760 тор до высокого вакуума водородными конденсационно-сорбционными насосами. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Низкотемпературная адсорбция и криогенный вакуум, 1971, вып. 1, с. 153—155.
43. Черепнин Н. В. Сорбционные явления в вакуумной технике — М.: Советское радио, 1973, с. 384.
44. Черняк Ю. М., Григорова Т. К., Гашин В. М. Об адсорбционной емкости активных углей БАУ. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1975, вып. 1 (4), с. 46—47.
45. Штейн Л. Л., Бахнев В. Г. Микрокриогенные системы для крионасосов. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1977, вып. 2 (8), с. 97—99.
46. Шумский К. П. Конденсация водяного пара в твердое состояние в присутствии неконденсирующихся газов. — Труды/НИИХИММАШ, 1959, вып. 30, с. 3—34.
47. Юрчик Л. М., Каганер М. Г. Исследование новых типов цеолитов в условиях вакуума. — В кн.: Физика и техника вакуума. — Казань, Казанский университет, 1974, с. 68—70.
48. Юшин Н. П., Кутыловский А. И., Рабин А. А. и др. Экспериментальное исследование коэффициента захвата по водороду секции криоконденсационного насоса. — Вопросы атомной науки и техники. Сер.: Физика и техника высокого вакуума, 1977, вып. 2 (8), с. 30—33.
49. Bennet M. J., Tompkins F. S. Thermal Transpiration: Application of Liang's equation. *Trans. Faraday Soc.*, 1957, 53, 185.
50. Benvenuti C., Calder R. S., Passardi G. Influence of thermal radiation on the vapor pressure of condensed hydrogen (and isotopes) between 2 and 4,5 K. — *J. Vac. Sci. and Technol.*, 1976, vol. 13, N 6, p. 1172—1182.
51. Benvenuti C. Characteristics, advantages and possible applications of condensation cryopumping. — *J. Vac. Sci. and Technol.*, 1974, vol. 11, N 3, p. 591—598.
52. Brown R. F., Wand E. S. J. Capture coefficients of gases at 77 K. — *Advances in cryogenic engineering*, 1965, vol. 10, p. 283—291.
53. Caren R. P., Gilcrest A. S., Zierman C. A. Thermal absorptances of cryodeposits for solar and 290K blackbody sources. — *Advances in cryogenic engineering*, 1964, vol. 9, p. 457—463.
54. Clayden W. A., Reynolds R. B. Cryopumped low-density wind tunnels. — *Vacuum*, 1963, vol. 13, N 11, p. 461—467.
55. Cryogenic pumping device for the creation of very high vacua. — Пат. США, N 3579998, МКИ B01 d 5/00. Приоритет от 1.08.1968, Франция.
56. Cryopumping installations with high flow-rates. Пат. США, N 3579997, МКИ B01 d 5/00. Приоритет от 30.07.1968 Франция.
57. Davey G. Cryopumping in the transition and continuum pressure regions. — *Vacuum*, 1976, vol. 26, N 1, p. 17—22.
58. Dawson J. P., Haygood J. D., Collins-J. A. Temperature effects on the capture coefficients of carbon dioxide, nitrogen and argon. — *Advances in cryogenic engineering*, 1964, vol. 9, p. 443—450.
59. Dawson J. P., Haygood J. D. Cryopumping. — *Cryogenics*, 1965, vol. 5, N 2, p. 57—67.
60. Everton J. G. Operational characteristics of a cryopump used in a low-density wind tunnel. — *Trans. 9-th Nat. Vacuum Symp.* — A. V. S., 1962, p. 227.
61. Frank R., Usselmann E. Magnetgelagerte Turbomolekularpumpe des Typs TURBOVAC. — *Vakuum — Technik*, 1976, vol. 25, N 5, s. 141—145.
62. Haarthuis G. J. Stirling cryogenerators and cryopumping. — *Le Vide*, 1974, vol. 29, N 171—172, p. 351—354.
63. Haygood J. D., Nichols J. E., Wang E. S. J. Cold diffusion pump. — *Advances in cryogenic engineering*, 1962, 7, p. 57—63.
64. Henning J., Lang H. Roots pumps for high difference pressures with cooling by gas circulation. — *Vacuum*, 1976, vol. 26, N 7, p. 273—276.
65. Herron R. D., Binion T. W. J. The application of cryogenic pumping

in a high-mass-flow system. — *Advances in cryogenic engineering*, 1964, vol. 9, p. 464—471.

66. Holland L. Vacua: How they may be improved or impaired by vacuum pumps and traps. — *Vacuum*, 1971, 21, N 1/2, p. 45—53.
67. Hůlek L., Drška L., Kral J. Monte Carlo calculation of getter pumps. — *Vacuum*, 1967, vol. 17, N 11, p. 593—596.
68. Improvements in and relating to high vacuum pumps. — Пат. Великобритания, N 1048332. МКИ F04c || F25B, Приоритет от 17.04.1964, Швейцария.
69. Improvements in cryogenic pumping devices. — Пат. Великобритания, N 995454. МКИ F04c || 07f. Приоритет от 7.08.1961, США.
70. Janes M. Untersuchungen an einer Kalte — Diffusionspumpe. *Drukkerijen Hoogland en Waltman N. V.* — Delft, 1967.
71. Kruger C. H., Shapiro A. H. The axial-flow Compressor in the free — molecule range. — *Rarefied gas dynamics*, 1961, p. 117—140.
72. Mayer E., Tracy R., Collins J. A., Triplett M. J. Condensation of rarefied supersonic flow incident on a cold flat plate. — *Rarefied gas dynamics*, 1966, 2, p. 239—259.
73. Merriam R. L., Viskanta R. Radiative characteristics of cryodeposits for room temperature black body radiation. — *Advances in cryogenic engineering*, 1969, 14, p. 240—248.
74. Moore B. C. Effect of gas condensate on cryopumps. In: *Trans. 9-th Nat. Vacuum Symp.* A. V. S., 1962, p. 212—215.
75. Nesseldeher W. The effects of different parameters on the residual gas mass spectrograms of turbo-molecular pumps. — *Vacuum*, 1976, vol. 26, N 7, p. 281—286.
76. Perfectionnements aux dispositifs de pompage, notamment par cryosorption et cryosublimation. — Пат. Франция, N 2.031979. МКИ F04 b 37/00. Приоритет от 14.02.1969, Франция.
77. Power B. D., Crawley D. J. Measurement and control of backstreaming. — *Vacuum*, 1954, 4, p. 415.
78. Procédé de cryopompage de gaz, notamment d'hélium et éventuellement d'hydrogène et de néon, et accessoire pour la mise en de ce procédé. — Пат. Франция, N 2161483. МКИ F04 b 37/00, Приоритет от 28.11.1971, Франция.
79. Pumping system for low-density gas flow in space chambers and wind tunnels. — Пат. США, N 3648473, МКИ, B01 d5/00, Приоритет от 19.08.1970, США.
80. Rapid pump — down vacuum chambers incorporating cryopumps. — Пат. Великобритания, N 1170824, МКИ F04 b 37/08. Приоритет от 27.10.1966, США.
81. Roussel J., Thibault J. J., Nanoboff A. Etude generale du cryopompage. — *Le Vide*, 1965, N 118, p. 249—280.
82. Ruf J. Die Abschirmwirkung gekühlter Körper im Hochvakuum. — *Vakuum — Technik*, 1970, vol. 19, N 4, p. 79—87.
83. Smetana F. O., Daggerhart J. A. J. Temperature effects on ionization gauge performance at low pressures. — *J. Vac. Sci. and Technol.*, 1969, N 5, p. 874—878.
84. Smith H. B., Irely R. K. An experimental Study of the density of cryodeposited surfaces. — *Advances in cryogenic engineering*, 1970, 15, p. 463.
85. Stands A., Dick S. M. Coating cryopump Surfaces with molecular sieve materials. — *Vacuum*, 1966, vol. 16, N 12, p. 691—694.
86. Tracy D. H. Thermomolecular pumping effect. *J. of Physics E: Scientific Instruments*, 1974, vol. 7, N 7, p. 533—536.
87. Wallace D. A., Rogers K. W. Design of molecular traps for the high — speed pumping of directional low-density nozzle flow. — *Advances in cryogenic engineering*, 1964, vol. 9, p. 472—481.
88. Yu J. S., Soo S. L. Interaction of gases with a condensed phase. — *J. Vac. Sci. and Technol.*, 1966, vol. 3, N 1, p. 11—19.

Оглавление

Предисловие	3
Глава 1. Загрязнение вакуумных систем маслом	4
§ 1. Основные источники загрязнений вакуумных систем	—
§ 2. Миграция паров масла и продуктов его разложения в вакуумных каналах	8
Глава 2. Компримирующие насосы	12
§ 3. Ротационные вакуумные насосы с жидкостным поршнем	13
§ 4. Двухроторные вакуумные насосы	15
§ 5. Молекулярные и турбомолекулярные насосы	21
§ 6. Низкотемпературные струйные насосы	31
§ 7. Термомолекулярные насосы	41
Глава 3. Сорбционные насосы	43
§ 8. Закономерности сорбционных явлений	44
§ 9. Испарительные геттерные насосы	52
§ 10. Магнитоэридные насосы	60
§ 11. Адсорбционные насосы	66
§ 12. Сорбционно-конденсационные насосы	77
Глава 4. Криогенные конденсационные насосы	82
§ 13. Физические основы криоконденсационной откачки	84
§ 14. Криогенные системы, обеспечивающие работу насосов	96
§ 15. Конструктивные схемы криоконденсационных насосов	105
§ 16. Вопросы эксплуатации крионасосов	119
Глава 5. Основы расчета криогенных вакуумных насосов	124
§ 17. Определение коэффициента захвата криопанелей	125
§ 18. Расчет теплозащитных экранов	134
§ 19. Тепловые расчеты конденсаторов криогенных конденсационных насосов	143
Список литературы	156