

**Нет автора**

**Журнал Холодильная техника 1964 года №1**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3  
ББК 31.352  
Н57

Н57 **Нет автора**  
Журнал Холодильная техника 1964 года №1 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 78 с.

**ISBN 978-5-458-64584-3**

**ISBN 978-5-458-64584-3**

© Издание на русском языке, оформление  
«YOYO Media», 2021  
© Издание на русском языке, оцифровка,  
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



программным управлением для сверления решеток, механизированные линии для производства обечаек, днищ, фланцев и крышек аппаратов, что снизило расход металла, трудоемкость изготовления и повысило качество аппаратов.

Одним из серьезных дефектов кожухотрубных аппаратов является недостаточная плотность развальцовки труб в решетках.

Несмотря на то, что на заводе все аппараты проверяются на прочность и плотность, после транспортировки и непродолжительной эксплуатации в местах развальцовки труб возникают течи. Соединение труб с решетками с помощью эпоксидного клея, по предложению инженера завода «Компрессор» А. И. Гурко, полностью устранило этот недостаток.

По ряду причин завод «Компрессор» изготавливает кожухотрубные аппараты теплообменной поверхностью только до 300 м<sup>2</sup>. Более крупные аппараты, предназначенные для комплектации турбокомпрессоров, изготавливаются заводом «Уралхиммаш».

Из-за отсутствия специализированного производства крупных аппаратов часто приходится применять 10—12 аппаратов там, где следовало бы использовать 3—4 более крупных.

Поэтому очень важным и своевременным является решение ВСНХ СССР об организации на Павлодарском машиностроительном заводе централизованного производства теплообменной аппаратуры для комплектации холодильных и компрессорных установок.

Концентрация производства технологически однородных унифицированных аппаратов на одном заводе позволит применить наиболее прогрессивные технологические процессы и методы организации производства, специальное оборудование и оснастку. Предварительные расчеты показывают, что при этом условная годовая экономия составит около 4 млн. руб.

В помощь Павлодарскому заводу для решения этой важной задачи привлекается ряд научно-исследовательских технологических институтов и заводов.

На многих химических предприятиях имеются бросовые источники тепла в виде пара низкого давления (до 2 ати), горячей воды (80° и выше) или отходящих горячих газов. На таких предприятиях целесообразно применять абсорбционные или парозежкторные машины.

Металлоемкость бромистолитиевых абсорбционных машин и потребность их в электроэнергии ниже, чем у турбокомпрессорных агрегатов.

На Павлодарском заводе со временем должно быть организовано производство бромисто-

литиевых и водоаммиачных абсорбционных машин и льдогенераторов, сходных по конструкции с теплообменной аппаратурой.

Наиболее эффективно использование бромистолитиевых абсорбционных машин для кондиционирования воздуха или получения холодной воды, например на предприятиях, изготавливающих искусственное волокно. При этом для производства синтетического волокна, например на Черниговском комбинате, требуется 60—90 млн. ккал/час холода (температура охлажденной воды до 4°). В случае использования турбокомпрессорных агрегатов для производства такого количества холода потребовалось бы 15—22 тыс. квт электроэнергии.

В ряде случаев выгодно применять бромистолитиевые машины в качестве тепловых насосов для круглогодичной работы: летом — для охлаждения, зимой — для теплоснабжения. Следует тщательно изучить имеющийся опыт применения тепловых насосов, разработать типовые проекты и приступить к их осуществлению, в первую очередь, в южных районах страны.

Первая бромистолитиевая машина холодопроизводительностью 3 млн. ккал/час изготовлена заводом «Узбекхиммаш» с участием Гипроива по техническому проекту кафедры холодильных машин Ленинградского технологического института холодильной промышленности и смонтирована на Черниговском комбинате синтетического волокна. В 1964 г. она должна пройти испытания.

Одной из важных проблем, решение которой необходимо для серийного производства таких машин, намеченного на 1965 г., является создание устойчивых ингибиторов против коррозии металлов.

Увеличение выпуска компрессоров и повышение их качества неразрывно связаны с совершенствованием технологии и организации производства.

На заводе «Компрессор» закончена комплексная механизация механической обработки деталей блоккартерных компрессоров холодопроизводительностью 100—400 тыс. ккал/час. В настоящее время действуют девять поточно-механизированных линий с применением групповой обработки деталей (блоккартеров, гильз, поршней, шатунов, коленчатых валов, валиков, втулок, маховиков, пальцев). Коэффициент оснащенности повысился с 0,6 до 3,5.

Кроме того, на заводе «Компрессор» внедрены суперфиниш для обработки шеек коленчатых валов и поршневых пальцев, алмазно-расточные станки для расточки поршней и шатунов, специальные станки для расточки блок-

картеров и хонингования гильз, контрольные приспособления, а также мощная моечная камера для горячей промывки деталей перед сборкой.

Применение специального оборудования и оснастки позволило примерно в два раза снизить трудоемкость изготовления и значительно повысить качество и надежность машин.

Однако поточно-механизированные линии завода «Компрессор» загружены неполностью.

Намеченное в кратчайшие сроки освоение производства двухступенчатых компрессоров ДАУУ-100 унифицированного ряда, которые заменят ныне выпускаемые Краснодарским компрессорным заводом машины ДАУ-80, позволит увеличить загрузку линий завода «Компрессор».

На 1964—1965 гг. намечена реконструкция Мелитопольского и Черкесского заводов.

Большое значение имеет организация специализированного централизованного производства клапанов, поршневых колец, сальников, вкладышей, фильтров и других деталей общего применения на заводе «Венибе» Литовского совнархоза.

Анализ причин аварийных остановок поршневых компрессоров показывает, что в 80 случаях из 100 это происходит из-за поломки пластин клапанов. Поэтому стабильность технологических процессов при изготовлении клапанов играет решающую роль.

До сих пор каждый завод для выпускаемых им компрессоров сам изготавливает клапаны на универсальном оборудовании. Это отрицательно сказывается на качестве и не позволяет решить задачу стабильности технологии. В то

же время зарубежный опыт показывает, что при централизованном специализированном производстве можно обеспечить высокое качество клапанов при низкой их стоимости.

При организации централизованного производства клапанов должны найти применение прогрессивные технологические процессы: литье под давлением, точное литье по выплавляемым моделям, порошковая металлургия, штамповка, электрохимические методы взамен механической обработки, двухсторонняя шлифовка и др.

Для создания надежных машин необходимо организовать на головных заводах и при конструкторских бюро специальные станции, где можно было бы испытывать машины в условиях, более жестких, чем эксплуатационные, например, имитирующих тропический климат. Требующиеся для этого капиталовложения полностью окупятся за счет сокращения сроков освоения машин и ликвидации потерь, возникающих при доводке машин во время опытной эксплуатации.

Мероприятия по увеличению выпуска и повышению качества холодильных машин предусматривают также улучшение работы конструкторских, научно-исследовательских и технологических служб заводов и их дальнейшую специализацию.

Нет сомнения, что работники холодильного машиностроения, воодушевленные решениями декабрьского Пленума ЦК КПСС, сделают все для того, чтобы в кратчайшие сроки предоставить в распоряжение химиков холодильные машины высокого качества и в требуемом количестве.



## Холодильные газомотокомпрессоры для нефтеперерабатывающей и химической промышленности

*Инженеры Т. В. ГОГОЛИНА, В. Н. КРОТКОВ* — Центральное конструкторское бюро холодильного машиностроения,  
*инж. О. А. СОКОЛОВ* — Гипрокаучук

Богатейшие ресурсы топливного газа в нашей стране и его низкая стоимость создают реальные возможности для широкого применения газомотокомпрессоров в нефтеперерабатывающей и химической промышленности.

Выпускаемые в СССР газомотокомпрессоры представляют собой агрегаты, состоящие из V-образного газового двигателя и непосредственно соединенных с ним горизонтальных компрессорных цилиндров, поршни которых приводятся в действие от кривошипов коленчатого вала силовых цилиндров. Газомотокомпрессоры комплектуются цилиндрами стандартных размеров, выбор которых определяет объемы ступеней сжатия. Схема газомотокомпрессора приведена на рис. 1.

До последнего времени на нефтеперерабатывающих заводах применялись газомотокомпрессоры типа 8ГК (рис. 2,а) мощностью 300 л. с., которые сжимали этан в нижнем каскаде аммиачно-этановой холодильной установки.

В настоящее время промышленностью освоены новые газомотокомпрессоры типа 10ГК (рис. 2,б) мощностью 1000 л. с. (форсируются до 1500 л. с.). В связи с этим ЦКБХМ составило технические задания на применение этой машины для сжатия различных холодильных агентов. При разработке заданий исходили из необходимости осуществления в едином

агрегате одно- или двухступенчатого сжатия либо сжатия различных холодильных агентов в каскадном цикле.

Техническая характеристика газомотокомпрессоров 8ГК и 10ГК приведена в таблице.

Топливом для двигателей служит естественный или нефтяной газ с содержанием сероводорода не более 0,1%. Расход топлива (теплотворная способность 8000 ккал/нм<sup>3</sup>) составляет 0,3—0,35 нм<sup>3</sup>/эфф. л. с.-ч.

Существующий набор цилиндров не всегда позволяет подобрать объемы ступеней таким образом, чтобы полностью использовать установленную мощность. Однако ЦКБХМ в своих расчетах ориентировалось на цилиндры стандартных размеров. Это облегчило создание на базе существующего серийного оборудования холодильных агрегатов, охватывающих широкое поле холодопроизводительностей и температур кипения.

Было предложено несколько вариантов компоновок агрегатов 8ГК и 10ГК для конкретных проектов холодильных установок (рис. 3). Возможны и другие решения, как например, для

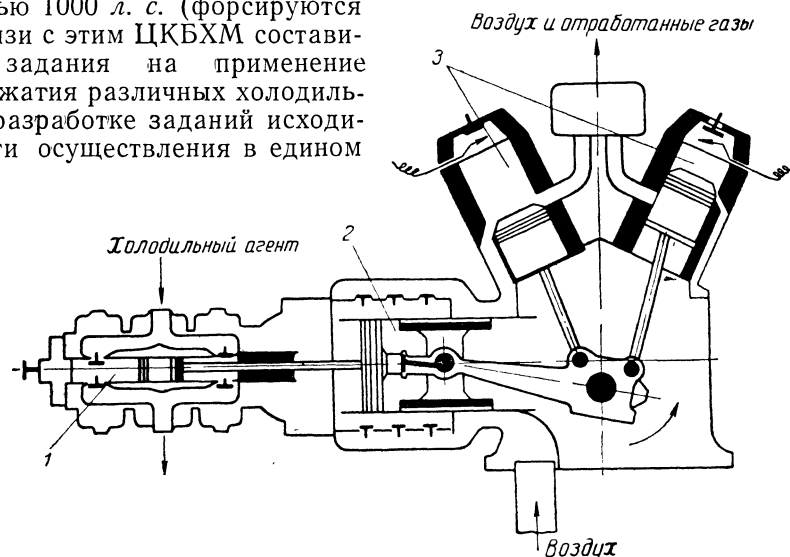


Рис. 1. Схема газомотокомпрессора:  
1 — компрессорные цилиндры, 2 — продувочные цилиндры, 3 — силовые цилиндры.

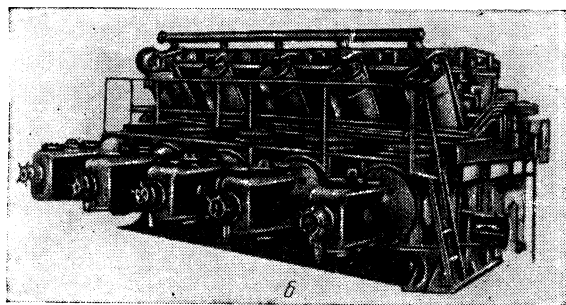
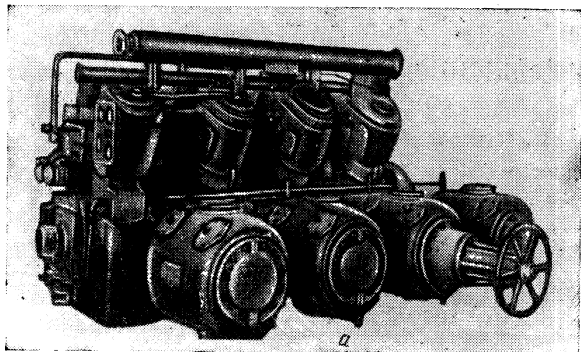


Рис. 2. Газомотокомпрессоры типа 8ГК (а) и 10ГК (б).

совместного сжатия пропана и этана либо одного пропана. Поле холодопроизводительностей и мощностей газомотокомпрессоров 10ГК при различных температурах кипения приведено на рис. 4.

В каждом отдельном случае при создании новой модификации газомотокомпрессора необходимо согласовать с заводом-изготовителем основные технические положения: величину усилий на шток, распределение компрессорных цилиндров по ступеням сжатия, значение температур на стороне всасывания и нагнетания этих цилиндров и пр.

Газомотокомпрессоры применяются в качестве холодильных компрессоров в крупных промышленных установках. Особенно rentabelно использовать их в низкотемпературных установках ( $-60 \div -100^\circ$ ), когда потребность в холоде достигает нескольких миллионов килокалорий в час.

При проектировании крупных холодильных установок необходимо в каждом отдельном случае выбирать наиболее рациональные холодильный агент, схему и основное оборудование.

Выбор холодильного агента для низкотемпературных промышленных установок имеет пер-

Показатели	Газомотокомпрессоры	
	8ГК	10ГК
Тип двигателя . . . . .	Газовый, V-образный, четырехтактный	Газовый, V-образный, двухтактный
Номинальная мощность, л. с. . . . .	300	1000
Номинальное число оборотов в минуту . . . . .	350	300
Число силовых цилиндров двигателя . . . . .	8	10
Расход воды на охлаждение силовых цилиндров двигателя, м <sup>3</sup> /час . . . . .	35	105
Расход масла на смазку силовой части, г/час . . . . .	240	4000
Число горизонтальных компрессорных цилиндров двойного действия . . . . .	4	5
Стандартные диаметры компрессорных цилиндров, мм . . . . .	420, 365, 290, 230, 180, 152, 128	710, 470, 380, 320, 250, 197, 140
Ход поршня, мм . . . . .	305	356
Расход воды на охлаждение компрессорных цилиндров, м <sup>3</sup> /час . . . . .	13	17
Расход масла на смазку компрессорной части, г/час . . . . .	200	250
Габаритные размеры агрегата, мм:		
длина . . . . .	4430	7560
ширина . . . . .	4400	5378
высота . . . . .	2815	2975
Вес рамы (наиболее тяжелой детали), кг . . . . .	4400	12850
Общий вес газомотокомпрессора, кг . . . . .	от 20200 до 25280	от 66500 до 72000

**Примечание.** У обеих машин система охлаждения силовых цилиндров закрытая, компрессорных цилиндров — открытая. Система смазки принудительная от масляного насоса и лубрикатора.

востепенное значение. Как правило, в этих установках используются системы непосредственного охлаждения (в реакторах, кристаллизаторах, колоннах и других технологических аппаратах), что исключает применение фреонов ввиду их повышенной текучести. В то же время введение промежуточных холодоносителей



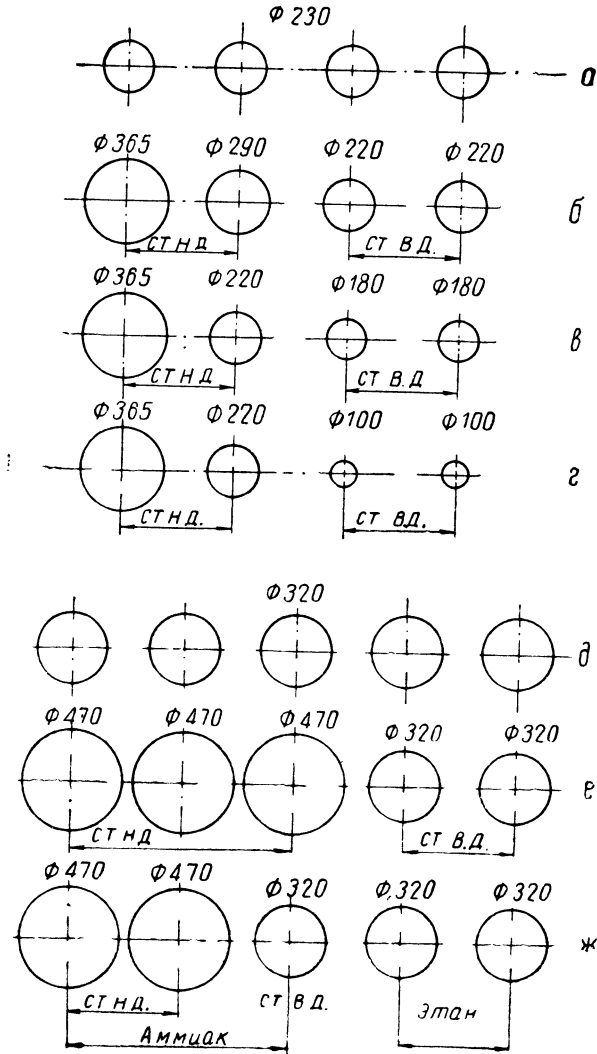


Рис. 3. Компоновки компрессорных цилиндров в газомотокомпрессорах 8ГК и 10ГК: а — этановый, одноступенчатый 8ГК 1/2, 2—9, 5; б — аммиачный, двухступенчатый 8ГК 2/1,3—14,3; в — этиленовый двухступенчатый 8ГК 2/1,3—28,5; г — для природного газа, двухступенчатый 8ГК 2/1,1—14—Д/20—51; д — аммиачный, одноступенчатый 10ГК<sub>1</sub>; е — аммиачный, двухступенчатый 10ГК<sub>2</sub>; ж — этановый, одноступенчатый и аммиачный двухступенчатый 10ГК<sub>3</sub>.

лей для фреоновых холодильных установок приводит к дополнительному расходу энергии на циркуляцию холодоносителя и понижение температуры кипения на 5—6°.

Длинные разветвленные трубопроводы промышленных низкотемпературных установок очень трудно уплотнить вследствие неизбеж-

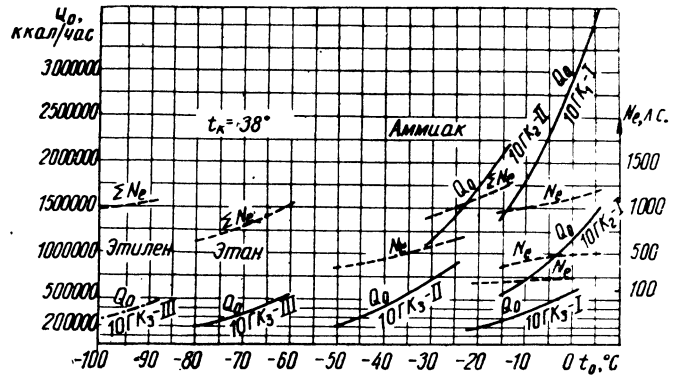


Рис. 4. Поле холодопроизводительностей  $Q_0$  и мощностей  $N_e$  газомотокомпрессоров 10ГК при температурах кипения от 0 до  $-103^{\circ}$ .

ных температурных деформаций. В тех случаях, когда давление на стороне всасывания ниже атмосферного, воздух и влага будут попадать в систему, что в данных установках недопустимо.

Исходя из этого, следует выбирать такой холодильный агент, который в рабочих условиях имел бы на стороне всасывания избыточное давление.

Этому требованию удовлетворяют этан и этилен, которые имеют соответственно следующие нормальные температуры кипения:  $-88,6$  и  $-103,7^{\circ}$ .

Взрывоопасность этих холодильных агентов не является препятствием для их применения на большинстве предприятий химической и нефтеперерабатывающей промышленности.

Применение в системах газгольдеров дает возможность ограничить давление при остановке компрессоров до  $15 \text{ кг/см}^2$ . Это позволяет использовать аппаратуру с пробным давлением до  $23 \text{ кг/см}^2$ .

Не менее важным фактором является то, что этан и этилен, которые в ряде производств являются местным продуктом, значительно дешевле фреона.

Применение в качестве основного оборудования газомотокомпрессоров, работающих по каскадным и двухступенчатым циклам, позволило решить вопрос холодоснабжения ряда промышленных установок.

Примером могут служить следующие:

— Установки для нефтеперерабатывающих заводов (установленной холодопроизводительностью 1 млн.  $\text{kcal/час}$  при  $t = -73^{\circ}$ ). Применены газомотокомпрессоры типа 8ГК 1/2,2—9,5. Сжатие этана происходит в нижнем каскаде аммиачно-этановой установки (рис. 3,а).



по энергетическим затратам стоимость холода, получаемого с помощью газомотокомпрессоров, в 7 раз ниже, чем при использовании компрессоров с электроприводом. Объясняется это низкой стоимостью топливного газа.

По общим эксплуатационным затратам, включающим затраты на амортизацию, энергию, материалы, обслуживающий персонал

и т. д., стоимость единицы холода (при температуре кипения  $-45^{\circ}$ ), получаемого с помощью газомотокомпрессоров, составляет примерно 50% стоимости холода, получаемого при использовании компрессоров с электроприводом. При этом с понижением рабочих температур возрастает экономическая эффективность установки с газомотокомпрессорами.

УДК 621.574.004.17

## Повышение производительности поршневого компрессора при помощи уравнивания давлений в цилиндрах<sup>1</sup>

*Инж. К. И. САВКОВ* — Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности

Мертвый объем цилиндров поршневого компрессора оказывает значительное влияние на величину коэффициента подачи, особенно при больших степенях сжатия, например, при получении низких температур с помощью одноступенчатого компрессора. В этом случае коэффициент подачи компрессора с мертвым объемом (относительным), равным 4—5%, мал в основном вследствие незначительной величины объемного коэффициента.

Низкие температуры при одноступенчатом сжатии можно получить путем уменьшения мертвого объема.

Применение компрессоров с малым мертвым объемом вызывает некоторые технологические и эксплуатационные трудности. Кроме того, при неплотном закрытии нагнетательных клапанов уменьшение мертвого объема может не дать желаемых результатов, так как будут объемные потери от обратного расширения агента, вызванного неплотным закрытием нагнетательных клапанов.

Уменьшить влияние мертвого объема и улучшить работу нагнетательных клапанов можно при помощи уравнивания давлений в компрессоре с четным числом цилиндров в момент, когда в одном цилиндре закончился про-

цесс всасывания, а в другом — процесс нагнетания (поршни компрессора находятся в противоположных мертвых точках).

На рис. 1 показано устройство для уравнивания давлений в двухцилиндровом прямоточном компрессоре, которое состоит из уравнивательного канала 10, соединяющего расположенные рядом два цилиндра, и клапана 4, прижимаемого к седлу пружиной 6. Сила затяжки пружины должна быть больше силы, определяемой произведением максимальной разности давлений в цилиндрах на площадь клапана. Клапан открывается принудительно поршнем. Уравнивание давлений в цилиндрах происходит до полного закрытия этого клапана при движении поршня вниз. Максимальная высота подъема клапана совпадает с приходом поршня в в. м. т.

На рис. 2, а показана теоретическая  $G, P$ -диаграмма (1—2—3—4—5—6—1) компрессора с полным уравниванием давлений и для сравнения приведена теоретическая  $G, P$ -диаграмма (7—8—9—10—7) обычного компрессора (депрессия на всасывании и нагнетании не учитывалась).

<sup>1</sup> Работа выполнена автором на Одесском заводе холодильного машиностроения.

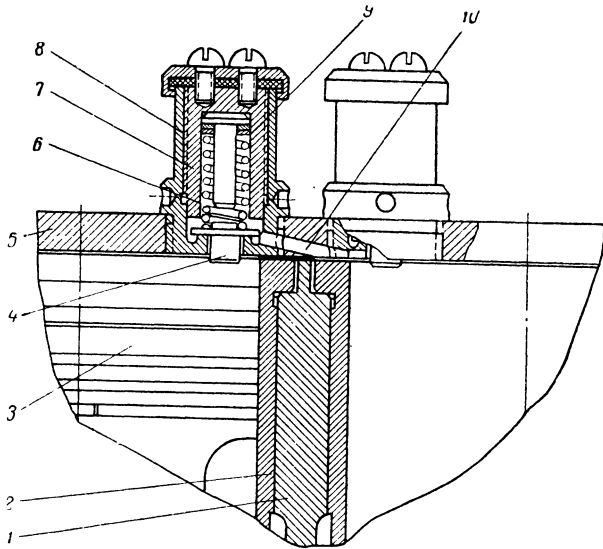


Рис. 1. Устройство для уравнивания давлений в двухцилиндровом прямооточном компрессоре типа 2ФВ-10: 1 — блоккартер, 2 — гильза цилиндра, 3 — поршень, 4 — клапан с толкателем, 5 — клапанная доска, 6 — пружина, 7 — стакан, 8 — корпус клапана, 9 — наполнитель с регулируемыми шайбами, 10 — уравнивательный канал.

На рис. 2, б изображены теоретическая индикаторная диаграмма компрессора с полным уравниванием давлений (1—2—3—4—5—6—1), теоретическая индикаторная диаграмма обычного компрессора (7—8—9—10—7) и действительная индикаторная диаграмма компрессора с неполным уравниванием давлений (1'—2'—3—4'—5'—6—1').

На рис. 2, а и б приняты следующие обозначения:

- $P_n$  — давление нагнетания,  $кг/см^2$ ;
- $P_{вс}$  — давление всасывания,  $кг/см^2$ ;
- $P_y$  — давление агента в цилиндрах после полного уравнивания давлений,  $кг/см^2$ ;
- $P_{y1}$  — давление агента после неполного уравнивания давлений в цилиндре, в котором закончился процесс всасывания,  $кг/см^2$ ;
- $P_{y2}$  — то же, в цилиндре, в котором закончился процесс выталкивания,  $кг/см^2$ ;
- $h$  — высота подъема клапана уравнивания давлений,  $мм$ ;
- $c_h$  — мертвый объем, соответствующий высоте подъема клапана;

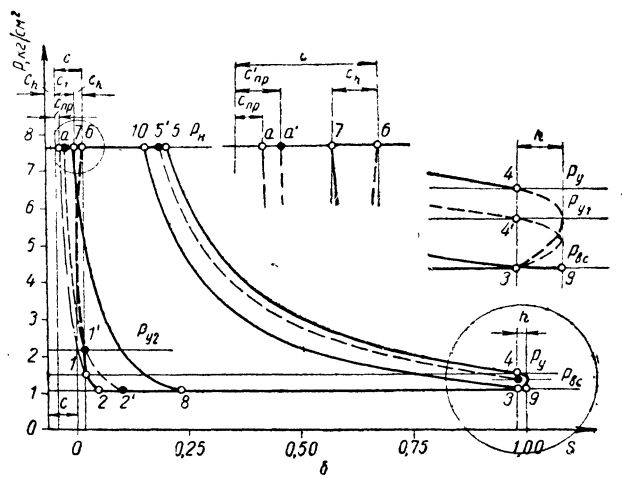
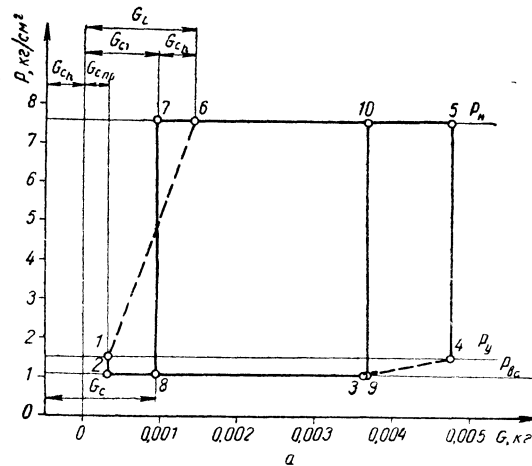


Рис. 2. Теоретическая  $G, P$  и индикаторная  $S, P$  диаграммы при  $P_n = 7,59$ ,  $P_{вс} = 1,03$ ,  $P_y = 1,49$   $кг/см^2$ ,  $h = 1,35$   $мм$ ,  $c = 6,79\%$ ,  $D = 100$   $мм$ ,  $S = 80$   $мм$ .

$c_{пр}$  — условный мертвый объем компрессора с полным уравниванием давлений;  
 $c'_{пр}$  — условный мертвый объем компрессора с неполным уравниванием давлений.

Примем, что мертвый объем компрессора с полным уравниванием давлений определяется как сумма  $c_h$  и  $c_1$  (мертвый объем, соответствующий, как в обычном компрессоре, нахождению поршня в в. м. т.).

Условимся для сравнения, что мертвые объемы обычного компрессора с и компрессора с полным уравниванием давлений равны<sup>1</sup>, т. е.

$$c_h + c_1 = c. \quad (1)$$

<sup>1</sup> Это предположение сделано для упрощения дальнейших выводов.

В действительности следовало сравнивать обычный

$G_c, G_{c_1}, G_{c_h}, G_{c_{пр}}$  и  $G_{c, пр}$  — вес агента, заполняющего мертвый объем, который обозначен соответствующим индексом.

### Обычный компрессор

7—8 — процесс расширения агента  $G_c$  из мертвого объема  $c$  от  $P_n$  до  $P_{вс}$ ;

8—9 — процесс всасывания агента в цилиндр при  $P_{вс} = \text{const}$ ;

9—10 — процесс сжатия агента в цилиндре от  $P_{вс}$  до  $P_n$ ;

10—7 — процесс выталкивания агента из цилиндра при  $P_n = \text{const}$  (см. рис. 2,а и б).

### Компрессор с полным уравниванием давлений

Точка б (см. рис. 2,а и б) соответствует концу выталкивания агента и началу открытия клапана 4 поршнем 3 (см. рис. 1), причем поршень еще не дошел до в.м.т. на высоту подъема клапана и вес агента в мертвом объеме  $c_h + c_1$  равен  $G_c$ .

б—1 — процесс перетекания агента из мертвого объема  $c_h + c_1$  рассматриваемого цилиндра в соседний цилиндр, при этом в мертвом объеме давление понижается от  $P_n$  до  $P_y$ . Поршень, пройдя в.м.т., закрывает клапан (точка 1), давление в обоих цилиндрах уравнивается до  $P_y$  и вес агента в мертвом объеме  $c_h + c_1$  становится равным  $G_{c_{пр}}$ .

1—2 — процесс расширения агента  $G_{c_{пр}}$  из мертвого объема  $c_h + c_1$  от  $P_y$  до  $P_{вс}$ , который заканчивается в точке 2. В обычном компрессоре расширение агента можно осуществить в процессе а—2 до точки 2, причем в точке а мертвый объем равен  $c_{пр}$ .

2—3 — процесс всасывания агента в цилиндр компрессора при  $P_{вс} = \text{const}$ , который заканчивается в точке 3 вследствие перетекания агента из мертвого объема соседнего цилиндра в рассматриваемый цилиндр. В точке 3

поршень не дошел до н.м.т. на высоту подъема клапана  $h$ .

3—4 — процесс наполнения цилиндра агентом, перетекающим из мертвого объема соседнего цилиндра, при этом давление повышается от  $P_{вс}$  до  $P_y$ .

4—5 — процесс сжатия агента от  $P_y$  до  $P_n$ .

5—6 — процесс выталкивания агента при  $P_n = \text{const}$ .

На рис. 2,а и б наглядно показано влияние уравнивания давлений на количество агента, всасываемого в цилиндр компрессора.

### Компрессор с неполным уравниванием давлений

В цилиндрах компрессоров в действительности не достигается полного уравнивания давлений и температур агента вследствие недостаточного сечения клапана и канала и малого времени его открытия.

После частичного уравнивания давлений в цилиндре, в котором закончился процесс всасывания, устанавливается давление  $P_{y1} < P_y$ , а в цилиндре, в котором закончился процесс выталкивания, —  $P_{y2} > P_y$ .

Из рис. 2,б видно, что при неполном уравнивании давлений в цилиндрах уменьшается их заполнение по сравнению с полным уравниванием.

Оптимальная величина сечения клапана и канала при обычных перепадах давлений в цилиндрах компрессоров невелика и обеспечивает хорошее приближение давлений к полному уравниванию (см. ниже опытное значение коэффициента  $\Delta\lambda_c$ ).

### Расчет компрессора

При определении коэффициента подачи компрессора с уравниванием давлений объем, описанный поршнем, следует рассчитывать по полному ходу поршня между мертвыми точками.

Коэффициент подачи может быть условно представлен в виде произведения двух частных коэффициентов

$$\lambda_y = \lambda_c^y \lambda_n \quad (2)$$

Коэффициент  $\lambda_n$  может быть определен с

компрессор, имеющий мертвый объем  $c$ , с компрессором с полным уравниванием, но имеющим мертвый объем  $(c_h + c_1) > c$ , причем  $c_1 > c$  из-за объема уравнивательного канала. При переделке компрессора 2ФВ-10 его мертвый объем увеличился почти в 1,5 раза — от 4,6 до 6,79% (в том числе  $c_h = 1,69\%$ ).

удовлетворительной точностью путем расчета, а коэффициент  $\lambda_c^y$  получен из выражения

$$\lambda_c^y = 1 - c_{пр} \left[ \left( \frac{P_n}{P_{вс}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (3)$$

где  $m$  — показатель политропы обратного расширения.

Величина  $c_{пр}$  определяется из условия равенства весов агента в объеме  $c_{пр}$  при давлении  $P_n$  и в объеме  $c_h + c_1$  при давлении  $P_y$

$$c_{пр} = \psi c. \quad (4)$$

Здесь коэффициент уменьшения мертвого объема компрессора

$$\psi = \left( \frac{P_y}{P_n} \right)^{\frac{1}{m}}. \quad (5)$$

Используем в дальнейшем приближенное выражение

$$P_n V_n + P_{вс} V_{вс} = P_y V_y, \quad (6)$$

где:  $V_n$  — объем II цилиндра до уравнивания давлений (закончен процесс выталкивания),  $m^3$ ;

$V_{вс}$  — объем I цилиндра до уравнивания давлений (закончен процесс всасывания),  $m^3$ ;

$V_y$  — суммарный объем ( $V_n + V_{вс}$ ),  $m^3$ .

Согласно рис. 3, объемы  $V_n$ ,  $V_{вс}$  и  $V_y$ , отнесенные к описанному объему цилиндра, соответственно будут равны  $c$ ,  $1 + c - 2c_h$  и  $1 + 2(c - c_h)$

Подставив в уравнение (6) значения мертвых объемов и решив его относительно  $P_y$ , получим

$$P_y = \frac{P_n c + P_{вс} (1 + c - 2c_h)}{1 + 2(c - c_h)} \text{ кг/см}^2. \quad (7)$$

Формула (5) с учетом выражения (7) примет вид

$$\psi = \left[ \frac{c + \frac{P_{вс}}{P_n} (1 + c - 2c_h)}{1 + 2(c - c_h)} \right]^{\frac{1}{m}}, \quad (8)$$

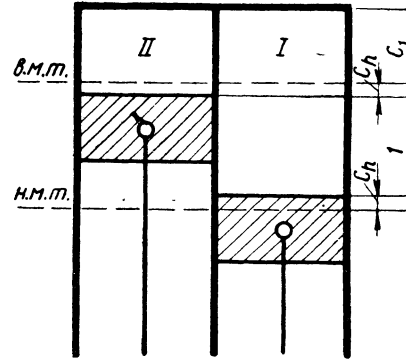


Рис. 3. Расположение поршней компрессора с уравниванием давлений в момент открытия клапана во II цилиндре.

а формула (3) может быть преобразована следующим образом

$$\lambda_c^y = 1 - \psi c \left[ \left( \frac{P_n}{P_{вс}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]. \quad (9)$$

Коэффициент  $\lambda_c^y$  компрессора с уравниванием давлений принимает значения, равные нулю, при больших величинах  $c$ , чем  $\lambda_c$  обычного компрессора. Это связано с тем, что  $\psi$  значительно меньше 1.

Эффективность уравнивания давлений в цилиндрах компрессора может быть определена из выражения

$$\Delta \lambda_c = \frac{\lambda_c^y - \lambda_c}{\lambda_c^y}, \quad (10)$$

где  $\Delta \lambda_c$  — увеличение  $\lambda_c^y$  по сравнению с  $\lambda_c$ .

### Результаты испытаний

Испытания компрессора типа 2ФВ-10 (на фреоне-12) с уравниванием давлений проводились на стенде с электрическим калориметром.

Температуры кипения  $t_o$  и конденсации  $t_k$  определялись по давлениям  $P_{вс}$  и  $P_n$  в трубопроводах у компрессора.

Испытания этого же компрессора без уравнивания давлений при тех же условиях, но с различными  $c$ , проводились на том же стенде, но со специальными клапанами [1].