

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1965 года №4

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1965 года №4 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 76 с.

ISBN 978-5-458-64592-8

ISBN 978-5-458-64592-8

© 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 первозданном 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.

значение имеет проводимая ВНИХИ и институтом «Пищепромавтоматика» совместно с московским заводом «Компрессор» комплексная автоматизация выпускаемых холодильных компрессоров.

Предполагается в 1966—1967 гг. наладить комплектную поставку компрессоров с приборами автоматики и пультами управления. Это намного облегчит комплектацию строек, повысит степень индустриализации монтажа, а следовательно, ускорит ввод в эксплуатацию, удешевит строительство и повысит качество систем автоматики.

В дальнейшем целесообразно провести аналогичную работу и по автоматизации аппаратов холодильных установок.

Эксплуатация автоматизированных установок. Внедрение автоматизации позволило повысить общий уровень технической эксплуатации холодильных установок.

В обязанность обслуживающего персонала компрессорных цехов входит профилактика и текущее обслуживание приборов и средств автоматизации, для чего по указанию Росмясорыбторга на холодильниках утверждены должности механиков по автоматике.

Однако до сих пор не подготовлены «Правила технической эксплуатации автоматизированных холодильных установок» и соответствующие «Правила техники безопасности». Это затрудняет правильную организацию эксплуатации автоматизированных установок и контроль за работой персонала.

ВНИХИ в содружестве с проектными организациями и работниками холодильников необходимо в кратчайшие сроки подготовить к выпуску требуемые правила и инструкции.

Большие трудности испытывают холодильники при подборе кадров. Институты и техникумы холодильной промышленности не готовят специалистов по автоматизации холодильных установок.

Следует пересмотреть учебные планы с тем, чтобы в ближайшие годы можно было подготовить квалифицированные кадры инженеров и техников.

В течение нескольких лет Росмясорыбторг организует курсы по подготовке персонала для обслуживания автоматизированных холодильных установок. На курсах повысили квалификацию работники многих холодильников. Большую помощь в этом оказывает ВНИХИ, предоставивший своих специалистов и экспериментальную базу.

Экономическая эффективность. Длительная эксплуатация комплексно автоматизиро-

ванных установок распределительных холодильников подтвердила экономическую эффективность автоматизации. Экономия достигается в результате уменьшения затрат труда на производство холода, сокращения расхода электроэнергии и потерь холода, а также в результате снижения естественной убыли продуктов при хранении.

По данным Росмясорыбторга, расход электроэнергии сокращается в среднем на 25%, а себестоимость выработанного холода на 15,8%.

Подсчитано, что уменьшение естественной убыли по каждому холодильнику дает экономию в среднем 15000 руб. в год. В результате общая сумма годовой экономии по Росмясорыбторгу достигает 650 000 руб., а первоначальные затраты на автоматизацию окупаются менее чем за два года.

Следует принять меры к повышению материальной заинтересованности работников холодильников в осуществлении автоматизации и в безаварийной эксплуатации приборов автоматики.

Учитывая экономическую эффективность от внедрения комплексной автоматизации холодильных установок, Росмясорыбторг наметил к концу 1970 г. перевести на автоматическое управление свыше 100 крупных распределительных холодильников.

Комплексная автоматизация холодильников предусматривается одновременно с внедрением новых безаварийных систем охлаждения, автоматизированных воздухоохладителей и эффективных способов сокращения естественной убыли при термической обработке и хранении продуктов.

В настоящее время Росмясорыбторгом выдано задание на разработку конструкции автоматизированных испарительных конденсаторов холодопроизводительностью от 300 000 до 1 млн. ккал/ч, применение которых обеспечит значительную экономию расхода воды.

XXII съезд КПСС наметил широкую программу внедрения новой техники, автоматизации и механизации производственных процессов. Важность автоматизации холодильников подчеркивается тем, что, начиная с 1964 г., Госплан РСФСР включает эти работы в народнохозяйственный план.

Объединение усилий научных, проектных и эксплуатирующих организаций позволит в ближайшие годы перевести на автоматическую работу все основные распределительные холодильники.

ПОПЛАВКОВЫЙ ДВУХПОЗИЦИОННЫЙ РЕГУЛЯТОР УРОВНЯ ЖИДКОСТИ ПРУД

Канд. техн. наук А. Г. РОТЕНБЕРГ, Г. К. МАЛЬЦЕВА — Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

В ряде сосудов и аппаратов холодильных установок необходимо поддерживать заданный уровень жидкости. Понижение и, особенно, повышение уровня относительно заданного может привести к нарушению работы установки или к аварии.

В связи с этим автоматизация холодильных установок должна основываться на применении надежных регуляторов уровня жидкости.

До настоящего времени автоматическое регулирование уровня жидкости в аппаратах и сосудах холодильных установок осуществлялось поплавковыми регуляторами прямого действия или реле уровня, управляющими соленоидными вентилями.

Использование поплавковых регуляторов прямого действия вместо реле и соленоидного вентиля упрощает решение задачи. Однако эти регуляторы имеют ряд недостатков. Поэтому в последнее время их применение резко сократилось как в СССР, так и за рубежом.

Элементарный расчет показывает, что с помощью поплавка и рычага можно открыть лишь небольшой клапан, так как перепад давлений, действующий на него, достигает 16 кг/см^2 , а запас плавучести поплавков в аммиаке обычно не превышает 1 кг.

В связи с этим в поплавковых регуляторах ПР московского завода «Компрессор», начиная с проходного сечения 100 мм^2 , вместо клапана применяют золотник. Однако это ухудшает герметичность затвора и резко снижает надежность регулятора, так как движению золотника в цилиндре может мешать загустевшее масло или мелкие включения, от которых трудно полностью очистить холодильный агент.

В настоящее время широкое применение находят более надежные электрические регуляторы уровня, лишенные указанных недостатков.

Поплавковый регулятор уровня ПРУД. Регулятор ПРУД предназначен для автоматического пополнения сосуда (или аппарата) жидкостью с целью поддержания в нем постоянного ее уровня.

ПРУД представляет собой регулятор прямого действия без вспомогательной энергии. В качестве гидравлического усилителя в нем используется малый клапан, связанный с поплавком, и клапанная часть, выполненная на базе мембранного соленоидного вентиля СВМ [1—3].

Основная отличительная особенность вентилей типа СВМ — наличие в них «фильтрующей щели», задерживающей посторонние включения в той части жидкости, которая поступает в надмембранную полость, т. е. к малому клапану. Это свойство клапанной части обеспечивает работоспособность регулятора на жидкостях, содержащих посторонние включения.

Таким образом, ПРУД сочетает в себе простоту регуляторов прямого действия и надежность электрических регуляторов.

Это полностью подтверждается опытом эксплуатации большого числа регуляторов ПРУД на Московском холодильнике № 9, Останкинском мясоперерабатывающем заводе, Останкинском молочном комбинате и других предприятиях. Отмечено также, что после установки регуляторов ПРУД на испарителях значительно уменьшается перепад температур аммиака и рассола за счет постоянства заполнения испарителя.

Расчет экономической эффективности регулятора ПРУД, выполненный инж. П. В. Васильевым на основании практических данных, показал, что за счет уменьшения разности температур аммиака и рассола экономия на электроэнергии при установке одного регулятора ПРУД составляет 1000 руб. в год.

Схема регулятора уровня ПРУД показана на рис. 1.

Регулятор состоит из поплавковой камеры и клапанной части. С сосудом, в котором поддерживается уровень жидкости, поплавковая камера соединена двумя уравнительными трубками. Клапанная часть установлена на входе в сосуд. Соединительная трубка между обеими частями прибора служит для вывода жидкости из надмембранной полости к малому клапану, размещенному в поплавковой части.

Жидкость поступает из линии высокого давления в клапанную часть, проходит через отверстие малого диаметра в полость над мембраной и заполняет соединительную трубку.

Если уровень жидкости в сосуде и поплавковой камере низкий, поплавок с помощью рычага открывает малый клапан, и жидкость из соединительной трубки выходит в поплавковую камеру. При этом давление в трубке и полости над мембраной становится ниже, чем под мембраной, так как отверстие в седле малого клапана больше, чем отверстие на входе

в полость. Основной клапан открывается, жидкость входит в сосуд, и уровень в нем и поплавковой камере поднимается.

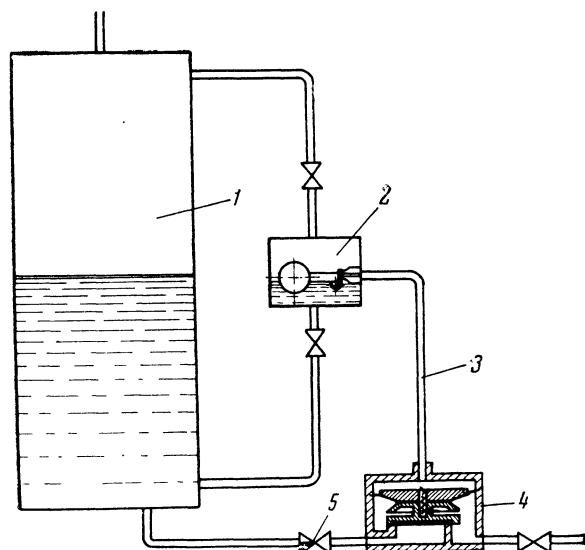


Рис. 1. Схема регулятора уровня ПРУД:
1 — сосуд; 2 — поплавок; 3 — соединительная трубка; 4 — клапанная часть регулятора; 5 — регулирующий вентиль.

При повышении уровня жидкости в сосуде и поплавковой камере поплавок закрывает малый клапан. Давление в соединительной трубке и полости над мембраной становится равным давлению под мембраной, так как в полость над ней поступает жидкость через малое входное отверстие. Основной клапан закрывается под действием пружины и собственного веса. Уровень жидкости в сосуде перестает повышаться.

Запорные вентили, отделяющие поплавковую и клапанную части прибора от трубопроводов, позволяют снимать или разбирать прибор, не удаляя жидкость из сосуда.

При использовании для регулятора ПРУД клапанной части с диаметром условного прохода $D_y = 25$ мм площадь его проходного сечения будет равна 490 мм^2 , а при $D_y = 40$ мм — 1260 мм^2 (проходное сечение самого большого регулятора 200 ПР завода «Компрессор» равно 201 мм^2).

Обычно для обеспечения работы при максимальной тепловой нагрузке требуются значительно меньшие проходные сечения. Поэтому после регулятора на линии подачи устанавливают регулирующий ручной вентиль, в котором осуществляется дросселирование.

Точность регулирования с помощью ПРУД тем выше, чем меньше скорость изменения уровня жидкости в сосуде. Вследствие этого

регулирующий вентиль должен быть прикрыт настолько, чтобы обеспечить необходимое количество жидкости при максимальной тепловой нагрузке.

Конструкция регулятора уровня ПРУД показана на рис. 2. Клапанная часть его отличается от клапанной части вентиля СВМ только тем, что отверстие для сброса жидкости из надмембранной полости заглушено, так как жидкость выводится через соединительную трубку в поплавковую камеру.

Для крепления соединительной трубки использованы шпильки, предназначенные для крепления электромагнита. Трубку приваривают к ниппелю, который ставят на уплотнительной прокладке и притягивают фланцем.

Поплавковая камера выполнена из трубы наружным диаметром 159 мм с приваренными к ней сферическим донышком, фланцем и уравнительными трубками. Во фланец ввернуты шпильки, служащие для крепления крышки, на которой смонтировано поплавковое устройство. Поплавок приварен к рычагу, большое плечо которого превышает малое в десять раз. Ось вращения рычага вставлена в нижнее отверстие ушков, приваренных к крышке.

Сферический поплавок сварен из двух частей, выдавленных из листового декапированного железа толщиной 0,8 мм.

В крышку ввернуто седло вспомогательного клапана, сделанное из нержавеющей стали.

Отверстие в седле диаметром 2,5 мм имеет скругленные полированные края. Уплотнительная резина малого клапана заключена в обойму.

Резьба на обойме позволяет отрегулировать положение поплавка относительно крышки и, следовательно, относительно камеры. Это выполняют при снятой крышке. Положив крышку горизонтально и вращая обойму малого клапана, смещают центр шара на ось крышки. При таком положении шара над крышкой он размещается в центре поплавковой камеры, что обеспечивает необходимые зазоры между шаром и стенкой.

Пружина рычага служит для частичной компенсации момента веса шара и рычага. Она регулируется так, чтобы шар был уравновешен при повороте крышки относительно ее оси на 45° .

Соединительную трубку приваривают к ниппелю. Ее длина не должна превышать 10 м; внутренний диаметр от 10 до 14 мм.

Поплавковая камера, уравнительные и соединительные трубки должны быть термически изолированы.

Как показано в работе [4], для уменьшения разности уровней в поплавковой камере регу-

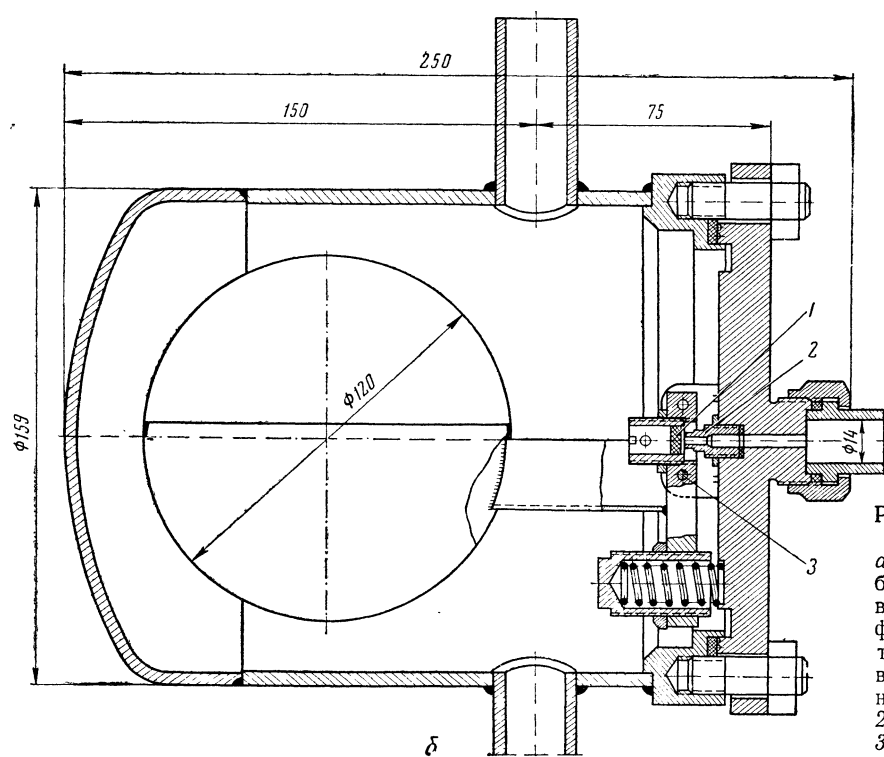
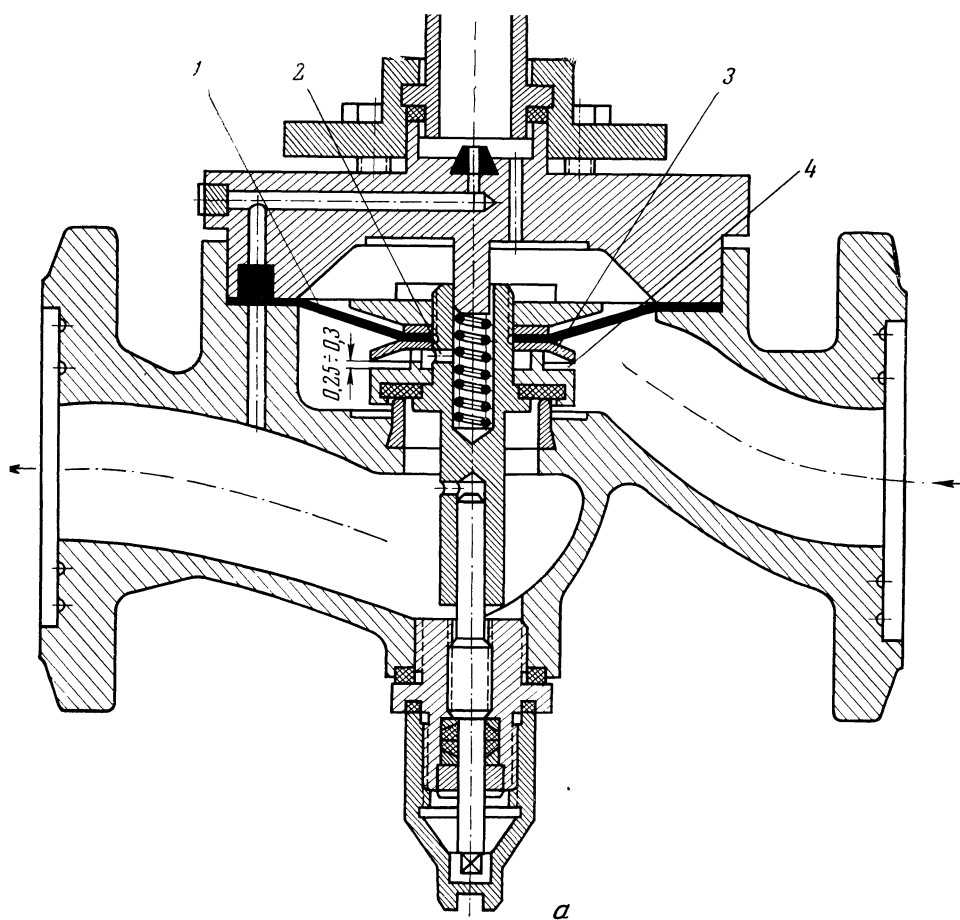


Рис. 2. Конструкция регулятора уровня ПРУД:
 а — клапанная часть; 1 — мембрана; 2 — отверстие на входе в надмембранную полость; 3 — фильтрующая шайба; 4 — фильтрующая щель; б — поплавковая камера; 1 — уплотнительная резина малого клапана; 2 — седло малого клапана; 3 — ось вращения рычага и поплавка.

лятора и сосуда жидкостную уравнительную трубку желательно выводить из сосуда как можно выше. Ее нельзя соединять с другими трубами, так как давление в них при движении жидкости может быть не равно давлению в сосудах, а это резко искажает уровень в поплавковой камере.

Поплавковый регулятор уровня ПРУДВ. Регулятор ПРУДВ предназначен для автоматического выпуска жидкости из сосуда (аппарата) с целью поддержания в нем постоянного ее уровня.

Схема прибора показана на рис. 3.

Жидкость удаляется из полости над мембраной по соединительной трубке в форкамеру поплавковой части, а отсюда — по дополнительной трубке в линию низкого давления.

Форкамера выполнена в виде тройника (рис. 4), присоединяемого к поплавковой части регулятора. Ось поворота рычага и поплавка вставлена в верхнее отверстие ушков.

При подъеме уровня жидкости и поплавок пружина открывает малый клапан, давление над мембраной падает, основной клапан открывается. При понижении уровня малый клапан закрывается, давление над мембраной растет и основной клапан закрывается.

Расчет регулятора уровня ПРУД. При проектировании систем регулирования важно

знать, в каких пределах будет изменяться уровень. Поскольку регулятор ПРУД двухпозиционный, он обладает некоторым дифференциалом 2ж.

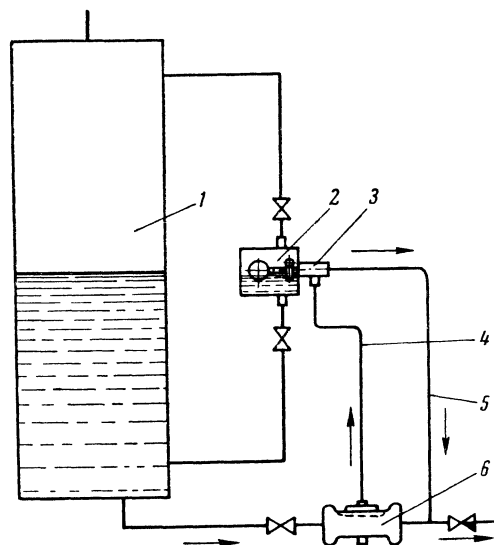


Рис. 3. Схема регулятора уровня ПРУДВ:

1 — сосуд; 2 — поплавковая камера; 3 — форкамера; 4 — соединительная трубка; 5 — дополнительная трубка сброса жидкости; 6 — клапанная часть.

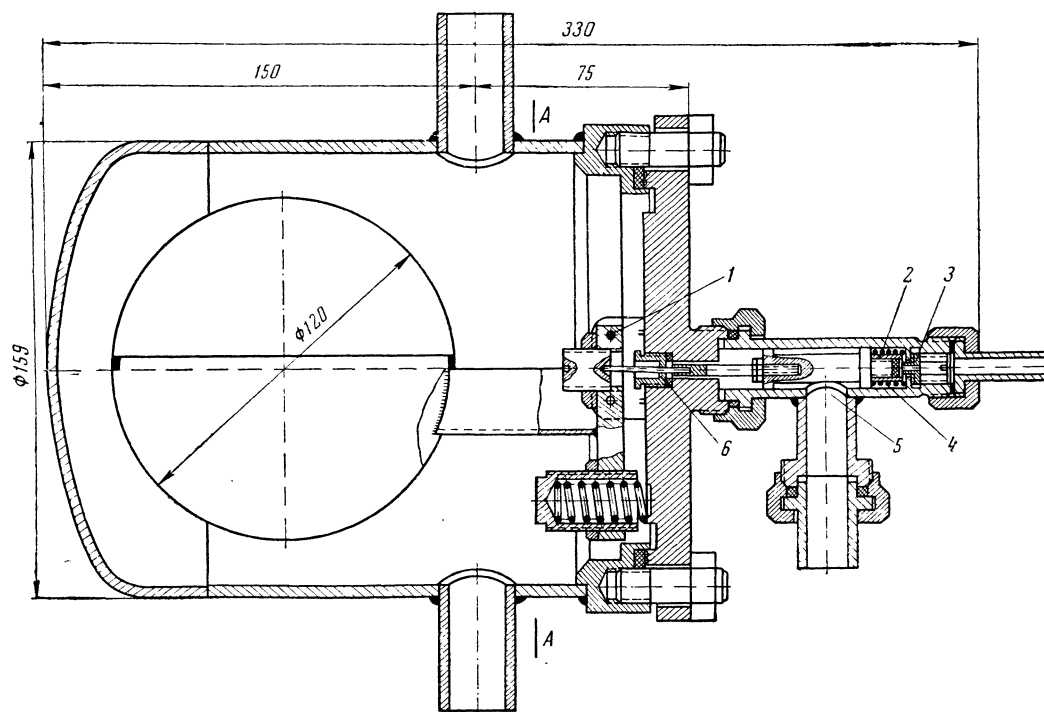


Рис. 4. Поплавковая камера регулятора уровня ПРУДВ:

1 — ось вращения рычага и поплавка; 2 — обойма уплотнительной резины малого клапана; 3 — седло малого клапана; 4 — пружина, открывающая малый клапан; 5 — форкамера; 6 — втулка, разделяющая полости поплавковой камеры и форкамеры.

Если бы основной клапан открывался и закрывался мгновенно, то колебания уровня не выходили бы за пределы зоны шириной 2κ .

В действительности клапанная часть характеризуется запаздыванием закрытия τ_{d1} и открытия τ_{d2} . В связи с этим фактический размах колебаний определяется из выражения:

$$\Delta h = 2\kappa + u_n \tau_{d1} + u_c \tau_{d2},$$

где Δh — зона, внутри которой происходят колебания уровня жидкости;
 u_n и u_c — скорости повышения и понижения уровня.

Для клапанной части с $D_y = 25$ мм можно принять: запаздывания $\tau_{d1} = 5$ сек и $\tau_{d2} = 2$ сек; дифференциал $2\kappa = 1,5$ см.

При скоростях изменения уровня $u_n = 25$ см/мин и $u_c = 10$ см/мин размах колебаний составляет $\Delta h = 4$ см, что хорошо согласуется с данными испытаний.

При обычных скоростях изменения уровней, которые значительно меньше принятых в расчете, размах колебаний уменьшается, стремясь к величине $2\kappa = 1,5$ см.

Однако при малых скоростях, когда запаздывания открытия и закрытия клапана не оказывают практического влияния на работу регулятора, возможен плавный режим регулирования.

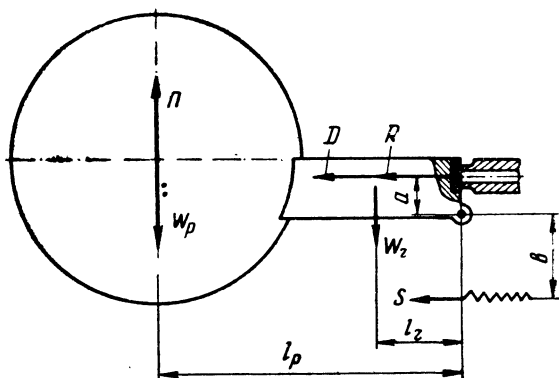


Рис. 5. Схема расчета поплавкового устройства регулятора ПРУД.

На рис. 5 показана схема расчета поплавкового устройства регулятора ПРУД, позволяющая определить необходимый диаметр поплавка из уравнения равновесия (моментов сил) поплавка и рычага относительно оси вращения при закрытом малом клапане

$$\Pi l_p + Sb - (R + D)a - W_p l_p - W_r l_r = 0,$$

где Π — подъемная сила поплавка;

S — сила пружины;

R — реакция силы уплотнения клапана

на седле (для регулятора ПРУД может быть принята равной $0,2 \kappa g$);

D — сила перепада давлений, действующих на клапан;

W_p — вес поплавка;

W_r — вес рычага;

l_p, a, b, l_r — плечи соответствующих сил относительно оси вращения поплавка и рычага.

Отсюда

$$\Pi = \frac{(R + D)a + W_p l_p + W_r l_r - Sb}{l_p}. \quad (1)$$

По закону Архимеда $\Pi = V\gamma$ или $V = \frac{\Pi}{\gamma}$,
где V — объем погруженного в жидкость сегмента шара-поплавка;

γ — удельный вес жидкости.

Чтобы оставить 25% запаса плавучести, принимаем объем затопленного сегмента, равным $\frac{3}{4}$ объема шара

$$V = \frac{3}{4} \cdot \frac{4}{3} \pi r^3 = \pi r^3 = \pi \frac{d^3}{8},$$

где r и d — радиус и диаметр шара-поплавка.

Отсюда

$$r = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}}$$

или

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{\Pi}{\pi \gamma}}. \quad (2)$$

Задав вес поплавка и рычага, определив по формуле (1) величину необходимой подъемной силы Π поплавка, получаем по формуле (2) его требуемый диаметр. Затем вычисляем толщину стенки поплавка, учитывая принятый для расчета вес W_p . Если получен-

Характеристика прибора	Поплавковая камера		Клапанная часть регуляторов ПРУД и ПРУДВ	
	ПРУД	ПРУДВ	$D_y = 25$ мм	$D_y = 40$ мм
Площадь дроссельного отверстия, мм ²	5		490	1260
Диаметр или ширина корпуса, мм	159		95	110
Длина, мм	250 330		160	170
Высота, мм			163	185
Диаметр поплавка, мм	120		—	—
Диаметр труб уравнильных линий, мм	26×20		—	—
Вес, кг	9,5	9,7	5,1	6,7

ная толщина стенки поплавка сильно отличается от необходимой, расчет повторяют.

Расчет высоты H затопленного объема поплавка данного диаметра сложнее приведенного выше, так как объем сегмента шара

$$V_s = \pi H^2 \left(r - \frac{H}{3} \right),$$

поэтому приходится решать кубическое уравнение.

В настоящее время Опытным холодильником ВНИИХИ изготавливаются опытные партии регуляторов ПРУД и ПРУДВ с $D_y=25$ и

$D_y=40$ мм (см. таблицу) для аммиака, фреона-12, фреона-22 на рабочие давления от 0 до 16 кг/см² и перепад давлений перед и после клапана от 0,2 до 16 кг/см².

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг А. Г. Электромагнитный вентиль. Авторское свидетельство № 119885. «Бюллетень изобретений», 1959, № 10.
2. Ротенберг А. Г. «Холодильная техника», 1961, № 1.
3. Ротенберг А. Г. Соленоидные мембранные вентили. Госторгиздат, 1962.
4. Яковлев Н. В. Интенсификация основной холодильной аппаратуры. Отчет ВНИИХИ, 1961.

УДК 621.515:621.57.001.4

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ ФРЕОНОВЫХ ТУРБОМАШИН¹

Е. З. БУХТЕР, И. М. КАЛНИНЬ, Д. Л. СЛАВУЦКИЙ, Б. Л. ЦЫРЛИН — ВНИИхолодмаш
А. А. МИФТАХОВ — Казанский компрессорный завод

Газодинамические характеристики ступеней фреонového турбокомпрессора

Для турбокомпрессора ТКФ-235 по замеренным температуре и давлению на сторонах всасывания и нагнетания, а также по статическим давлениям в характерных точках проточной части были построены макеты рабочего про-

цесса в i , $\lg p$ -диаграмме для фреона-12 (рис. 1). Это позволило рассчитать приближенные газодинамические характеристики ступеней турбокомпрессора.

Зная температуру в начале сжатия, можно построить адиабатический процесс сжатия для первой ступени. По известной температуре в конце сжатия может быть построен с несколько большей погрешностью аналогичный процесс для второй ступени.

Однако следует учесть, что величина $\Delta i_{ад}$ ($H_{ад}$) мало зависит от начальной температуры и главным образом определяется давлениями, которые при испытаниях были замерены достаточно точно. В связи с этим при расчете отклонения от действительного значения $H_{ад}$ ступени могут быть весьма незначительными. То же относится к удельному объему и к величине

$$\Delta H = \int_H^K (V - V_{ад}) dp.$$

Таким образом, представленные на рис. 2 расчетные значения эффективного напора ($H_{эф} = H_{ад} + \Delta H$), коэффициентов напора $\psi = \frac{gH_{эф}}{u_2^2}$, расхода ($\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$, $\varphi_0 = \frac{c_0}{u_2}$),

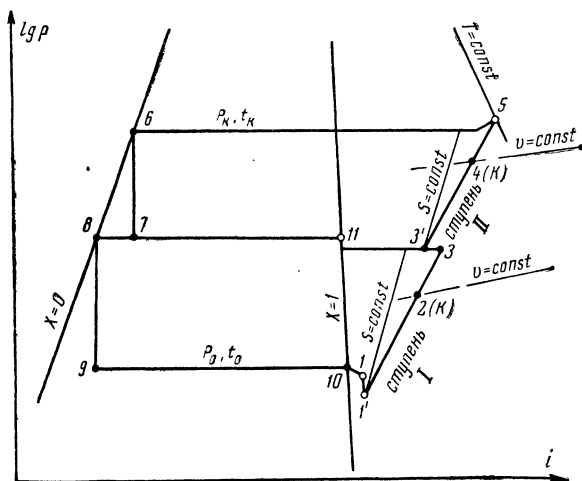


Рис. 1. Цикл холодильной машины в i , $\lg p$ -диаграмме:

K — конец сжатия в колесе; в точках 1, 1', 5 и 11 были измерены давление и температура.

¹ Первая часть статьи опубликована в журнале «Холодильная техника», 1965, № 1.

теоретического коэффициента напора при конечном числе лопаток (по Стодола) $\varphi_{2u} = \frac{c_{2u}}{u_2}$ и гидравлического к. п. д. $\eta_h = \frac{\psi}{\varphi_{2u}}$ можно считать достоверными.

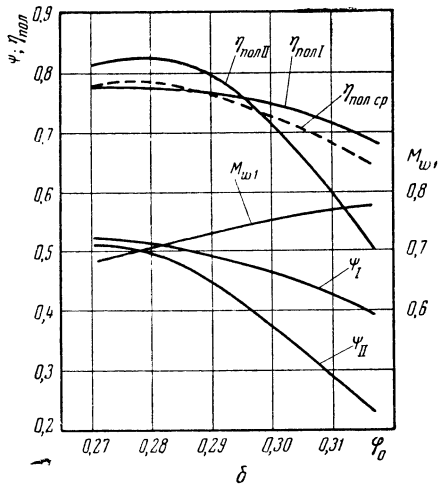
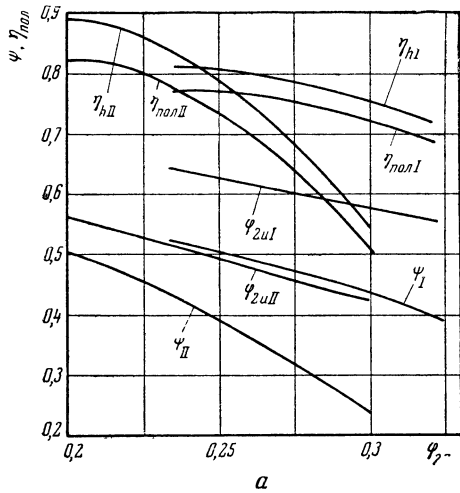


Рис. 2. Газодинамические характеристики ступеней турбокомпрессора ТКФ-235:

а — в зависимости от $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$; б — в зависимости от $\varphi_0 = \frac{c_0}{u_2}$ первого колеса.

Расчет политропического к. п. д. ступени по приближенному процессу сжатия оказался бы малонадежным, поскольку потери в ступени непосредственно связаны с температурой. В связи с этим для приближенного определения политропического к. п. д. ступени были подсчитаны потери на трение дисков и перетечки [1, 2].

Чтобы сопоставить характеристики ступеней в одних и тех же режимах, на рис. 2, б сделаны

построения в зависимости от коэффициента расхода φ_0 первой ступени. На этом же рисунке приведены политропический к. п. д. всего турбокомпрессора $\eta_{пол. ср}$, рассчитанный по затраченной работе сжатия, которая определялась из теплового баланса холодильной машины, и кривая $M_{w1} = \frac{w_1}{a}$ первой ступени.

Данные, приведенные на рис. 2, а и б, показывают следующее.

1. Рассчитанные значения $\eta_{пол}$ ступеней в диапазоне $\varphi_0 = 0,27 \div 0,31$ удовлетворительно согласуются с политропическим к. п. д. всего турбокомпрессора ($\eta_{пол. ср}$, рис. 2, б): кривая, осредняющая $\eta_{пол I}$ и $\eta_{пол II}$, прошла бы на $0,01 \div 0,02$ выше $\eta_{пол. ср}$.

2. Наибольшие коэффициенты напора ступеней, полученные при испытаниях, равны соответственно $\psi_I = 0,52$ и $\psi_{II} = 0,51$. Режим максимальных значений ψ при испытаниях не был достигнут, однако характер кривых η_h показывает, что полученные наибольшие величины ψ близки к максимальным.

3. Максимальные к. п. д. ступеней могут быть оценены не ниже $\eta_{пол I} = 0,76$ (на рис. 2, а — 0,77) и $\eta_{пол II} = 0,8$ (на рис. 2, а — 0,823). Снижение максимального к. п. д. с ростом угла β_2 наблюдается и при испытаниях воздушных машин Невского завода им. Ленина (НЗЛ) [3]. Более резкое снижение к. п. д. у фреоновых ступеней объясняется, по-видимому, большими значениями чисел M и особенно M_{w1} первой ступени ($\beta_2 = 45^\circ$).

Максимальные к. п. д. ниже, чем у воздушных ступеней на 4,5—6,5%, однако не пропорционально разнице в числах M (M_{u2}).

4. Оптимальные значения φ_{2r} повышаются с увеличением угла β_2 и составляют $\varphi_{2r \text{ опт I}} = 0,24$, $\varphi_{2r \text{ опт II}} = 0,21$, что хорошо согласуется с данными испытаний НЗЛ, несмотря на большое различие параметров и типа ступеней.

5. Диапазон экономичной работы ступени возрастает с увеличением угла β_2 , что согласуется с характером кривой теоретического коэффициента напора при конечном числе лопаток φ_{2u} (рис. 2, а). Однако чрезмерная крутизна характеристик второй ступени не может быть пока объяснена на основании параметров первой и второй ступеней (числа M у второй ступени меньше, чем у первой, относительные сужения диффузоров примерно равны). Отчасти это обусловлено меньшей относительной шириной $\left(\frac{b_2}{D_2}\right)$ проточной части второй ступени.

К. п. д. первой ступени остается выше 0,7 практически во всем рабочем диапазоне, тогда как у второй ступени он падает до 0,55 и ниже. Однако и при таком характере кривых ψ , $\eta_{пол}$ и

η второй ступени характеристики турбокомпрессора могли бы быть значительно улучшены путем расширения проточной части второй ступени на 8÷10%. В этом случае режим оптимального значения коэффициента расхода второй ступени ($\varphi_{2r}=0,21$) соответствовал бы значению $\varphi_0=0,29\div0,3$ (рис. 2, б), а не $0,27\div0,28$, что существенно увеличило бы зону экономичной работы компрессора. Такое решение хорошо согласуется с анализом сравнения характеристик турбокомпрессоров ТКФ-235 и ТКФ-248 в первой части статьи.

6. Потери от трения дисков и особенно перетечек составляют существенную часть потерь в ступени. Для малых углов β_2 и узких колес их удельный вес в сумме потерь может, по-видимому, достигать 25—30% и более. В связи с этим у фреоновых турбокомпрессоров, как правило, с узкой проточной частью особое внимание следует уделять снижению потерь от перетечек.

7. Величина M_{w1} (рис. 2, б) меняется в пределах $0,7\div0,8$, что можно считать вполне допустимым, так как характеристики первой ступени при этом вполне удовлетворительны. Для повышения к. п. д. при таких высоких значениях M требуется особенно тщательная отработка участка входа в межлопаточный канал колеса.

Воздушные характеристики фреоновых турбокомпрессоров

Все фреоновые турбокомпрессоры подвергаются испытаниям на воздухе.

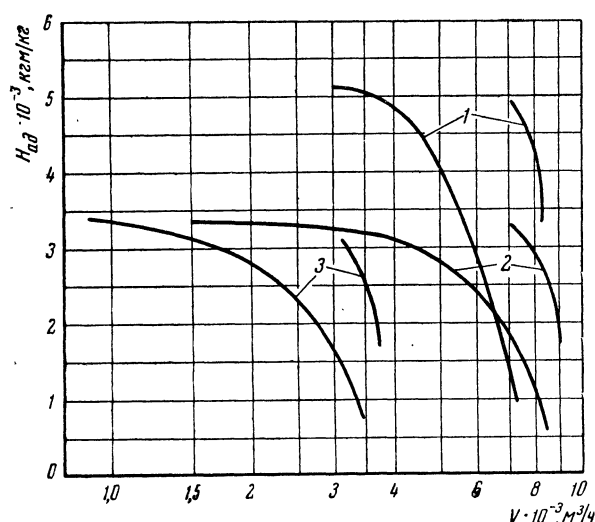


Рис. 3. Сопоставление напорных характеристик турбокомпрессоров при испытании на фреоне и воздухе:
1 — ТКФ-348; 2 — ТКФ-248; 3 — ТКФ-235.

Отношение объемных производительностей двухступенчатых компрессоров на воздухе в подобных точках (при равных отношениях давлений) такое же, как и расчетных при работе на фреоне.

На рис. 3 сопоставлены напорные характеристики турбокомпрессоров на фреоне и воздухе в координатах V, H_{ad} . Для двухступенчатых компрессоров соотношения объемных производительностей на фреоне и воздухе повторяются для разных компрессоров, а для трехступенчатого — близки к ним.

Различие в к. п. д. машин, работающих на фреоне, отражается на воздушных характеристиках лишь качественно.

Таким образом, для данного типа машин по воздушной напорной характеристике могут быть сделаны достаточно достоверные прогнозы о напорной характеристике на фреоне.

Воздушные напорные характеристики компрессоров используются заводом для оценки соответствия компрессора по напору и расходу техническим условиям.

Теплопередача во фреоновых теплообменных аппаратах

Вопросы теплопередачи фреоновых конденсаторов и испарителей имеют первостепенное значение для крупных холодильных машин, так как определяют их эффективность работы и стоимость.

Вес аппаратуры в общем весе машин составляет 70%, а приблизительно 60% веса аппаратуры приходится на медные теплообменные трубки.

Испытания таких крупных фреоновых теплообменных аппаратов (см. таблицу) проводились в Советском Союзе впервые.

Аппарат	Марка машины	Марка аппарата	Поверхность, м^2	Количество
Конденсаторы	ХТМФ-348	КТР-600	710	1
	ХТМФ-248	КТР-600	710	2
	ХТМФ-235	КТР-300	320	1
Испарители	ХТМФ-348	ИТР-1800	1820	1
	ХТМФ-248	ИТР-1800	1820	1
	ХТМФ-235	ИТР-600	690	1

Во всех аппаратах применен один тип пучков оребренных медных трубок. Приводим их характеристику:

Размер трубок, мм:	
исходный	20×14
после накатки	21×13,2
Высота ребра, мм	2
Расчетная степень оребрения $\frac{F_{нар}}{F_{вн}}$	3,6

Расположение трубок шахматное
Шаг трубок, мм 26
Число трубок 600—2500

Все аппараты горизонтальные, двухходовые по воде или рассолу.

Теплопередача в конденсаторах

Горячие пары фреона вводятся в конденсаторы через перфорированную решетку, расположенную внутри нижней части обечайки. Решетка способствует равномерному распределению пара по длине аппарата.

Межтрубное пространство конденсаторов разделено продольными (вдоль трубок) наклонными перегородками, которые образуют ходы по пару и отводят конденсат. Благодаря этому скорость пара в аппарате значительно повышается. Движение пара в одной части аппарата восходящее, встречное по отношению к сливающемуся конденсату, а в другой — нисходящее. Конденсат отводится из нижней части аппарата по трубе большого диаметра, причем регулирующие органы холодильной машины обеспечивают полный слив жидкости.

Охлаждающая вода подается в трубное пространство снизу вверх. Такая схема способствует лучшему удалению воздуха из водяной системы.

Конденсатор холодильной машины ХТМФ-235 был испытан при подаче воды снизу вверх (подвод в нижний патрубок) и сверху вниз (подвод в верхний патрубок). В последнем случае осуществлялся как бы противоток фреона и воды. Вторая схема подвода воды дала некоторый эффект: точки коэффициента теплопередачи $k=f(q_F)$ легли выше (в среднем на 10%). В данной работе, однако, приведены средние данные по испытаниям.

На рис. 4, а даны значения коэффициента теплопередачи. Большая часть кривых (1, 2, 3, 4, 6) расположилась так, что можно провести «гарантийную кривую» 8 для данного типа аппаратов и скоростей воды $w_b \geq 2$ м/сек.

На рис. 4, б приведены значения коэффициента теплоотдачи со стороны фреона $\alpha_{ф. нар.}$. При определении $\alpha_{ф. нар.}$ коэффициент теплоотдачи со стороны воды рассчитывался по известной формуле

$$\alpha_3 = B \frac{w_b^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}},$$

а сумма термических сопротивлений трубы принималась равной

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Последняя могла быть оценена лишь ориентировочно. Для новых (чистых) аппаратов

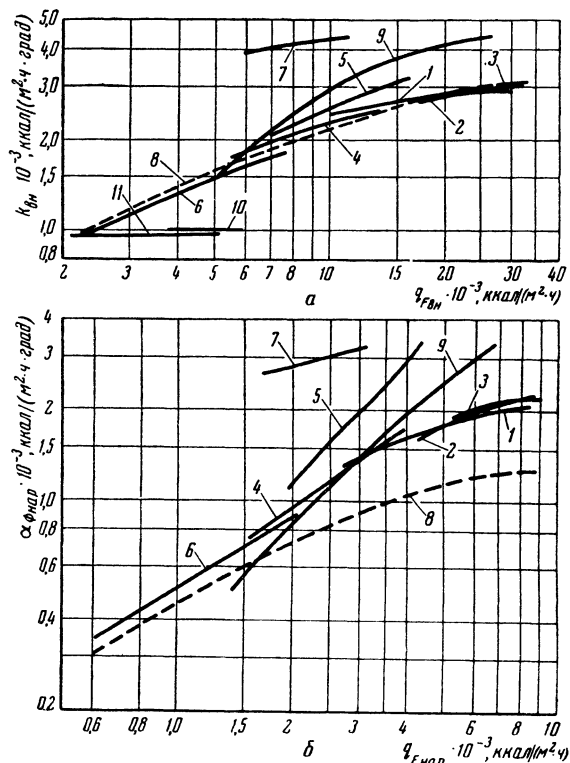


Рис. 4. Теплообмен в конденсаторах фреоновых турбоагрегатов:

а — коэффициент теплопередачи конденсаторов; б — коэффициент теплоотдачи со стороны фреона; 1 — ХТМФ-235 с регулированием холодопроизводительности при $t_k=40^\circ\text{C}$, $w_b=2,9$ м/сек; 2 — ХТМФ-235 при $t_k=40^\circ\text{C}$, $w_b=2,5$ м/сек; 3 — ХТМФ-235 при $t_k=35^\circ\text{C}$, $w_b=2,9$ м/сек; 4 — ХТМФ-248, правый конденсатор, при $t_k=35^\circ\text{C}$, $w_b=2,15$ м/сек; 5 — ХТМФ-248, левый конденсатор, при $t_k=35^\circ\text{C}$, $w_b=2,18$ м/сек; 6 — ХТМФ-348, правый конденсатор, при $t_k=35^\circ\text{C}$, $w_b=2$ м/сек; 7 — ХТМФ-348, левый конденсатор, при $t_k=35^\circ\text{C}$, $w_b=2$ м/сек; 8 — «гарантийная кривая» при $w_b=2$ м/сек рассчитана при $\sum \frac{\delta}{\lambda}=0$; 9 — по данным Джонса [4]; 10, 11 — испытания поршневых холодильных фреоновых (ф-12) машин ХМФУУБС-45 ($w_b=1,8$ м/сек) и ХМФВ-20 I ($w_b=2,05$).

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ может иметь меньшее значение (до целого порядка). В связи с этим значения $\alpha_{ф. нар.}$, соответствующие кривой 8 на рис. 4, а, рассчитаны условно при $\sum \frac{\delta}{\lambda}=0$. Значения $\alpha_{ф. нар.}$ по ней несколько занижены.

Как видно из приведенных данных, изменение температуры в пределах 5°C и, вероятно, в большем диапазоне, практически не влияет на теплопередачу. Увеличение скорости воды выше 2 м/сек незначительно повышает коэффициент теплопередачи и является нецелесообразным, так как повышает гидравлическое