

В 62

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ПИЩЕВОЙ И ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ВОДЯНИЦКАЯ Н. И.

Входящий № 466  
4/10-67

**Исследование процессов  
холодильных компрессоров,  
работающих азеотропными смесями**

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

ОДЕССА  
1967

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ПИЩЕВОЙ И ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ВОДЯНИЦКАЯ Н. И.

Исследование процессов  
холодильных компрессоров,  
работающих азеотропными смесями

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Переучет 1987 г.

V001078

С.В. 1078



ОДЕССА  
1967

ОНАХТ 06.07.11  
Исследование процесс



V001078

# Директору по научной работе

Работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой и холодильной промышленности и в испытательной лаборатории завода холодильного машиностроения.

Научный руководитель — доктор технических наук,  
профессор Мартыновский В. С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Геллер З. И.,  
кандидат технических наук, доцент Чумак И. Г.

Ведущее предприятие — Одесский завод холодильного машиностроения.

Автореферат разослан „3“ февраля 1967 г.

Защита диссертации состоится „6“ марта 1967 г.  
на заседании Ученого Совета Одесского института пищевой и  
холодильной промышленности, г. Одесса, Петра Великого, 1/3.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности.

## ВВЕДЕНИЕ

Холодильная техника в последние годы находит все более широкое применение в различных отраслях народного хозяйства.

Развитие химической, металлургической, радиоэлектронной, приборостроительной и целого ряда других отраслей промышленности, а также использование атомной энергии в мирных целях и освоение космоса в значительной степени зависят от возможностей применения низких температур. Широкое использование холодильной техники вызывает необходимость изыскания новых холодильных агентов, которые имели бы более высокие термодинамические свойства и позволили улучшить технико-экономические и эксплуатационные показатели холодильных установок.

В связи с этим особенный интерес представляет проблема использования в компрессионных холодильных машинах в качестве рабочих тел различных азеотропных смесей, обладающих новыми и более высокими термодинамическими свойствами.

Применяя вместо «чистых» холодильных агентов азеотропную смесь можно в обычной схеме паровой компрессионной холодильной установки повысить ее холодопроизводительность, либо понизить температуру кипения (при том же давлении в испарителе); резко понизить температуру конца сжатия и уменьшить потери из-за необратимости в процессе снятия перегрева, добиться лучшей растворимости масла и возврата его в компрессор. Использование азеотропных смесей в качестве холодильных агентов приводит к сокращению типоразмеров стандартных компрессоров и расширению области их применения.

Начало экспериментальных исследований в области использования азеотропных смесей в холодильных машинах может быть отнесено к 1950 г. На некоторых из них были проведены лабораторные испытания холодильных машин, однако до настоящего времени имеется недостаточно данных по рабочим процессам холодильных компрессоров, работающих на азеотропных смесях.

Поэтому изучение рабочих процессов компрессора на азеотропных смесях и выявление особенностей холодильного цикла представляет несомненный интерес и позволит применить их наиболее эффективно.

В настоящей работе приведены результаты осциллографического исследования рабочих процессов компрессоров, работающих на двух азеотропных смесях: на смеси фреона-124 и фреона-С318, и смеси фреона-12 и фреона-22; основные зависимости, необходимые для проектирования компрессоров, а также выявлены наиболее целесообразные области применения этих смесей.

## ПРИМЕНЕНИЕ АЗЕОТРОПНЫХ СМЕСЕЙ В КАЧЕСТВЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

Большинство процессов в холодильной технике связано с поддержанием постоянных низких температур в охлаждаемом объекте, поэтому при машинном способе производства искусственного холода предпочтение отдают, в основном, химически единым холодильным агентам, которые имеют строго определенную зависимость температуры и давления в процессе кипения.

Смеси различных холодильных агентов в практике применяются сравнительно редко, хотя их использование при неизотермическом охлаждении может улучшить энергетические характеристики машин. Исключение составляют азеотропные смеси, поведение которых аналогично поведению «чистых» или однокомпонентных веществ. Пар азеотропных смесей, находящийся в равновесии с жидкостью, обладает в данных условиях тем же составом, что и сама жидкая смесь. При изменении температуры (соответственно и давления насыщения) состав азеотропной смеси несколько изменяется и отсутствие азеотропности в данной системе в одних условиях само по себе не может служить гарантией отсутствия его при других температурах (давлениях). Однако, теоретические и экспериментальные данные, полученные при исследовании термодинамических и физико-химических свойств азеотропных смесей различных фреонов показали, что некоторые из них могут с успехом применяться в холодильной технике, так как отклонения в азеотропной концентрации в рабочем диапазоне температур невелики и не могут оказать заметного влияния на работу холодильной установки. К таким смесям следует отнести минимально кипящие азеотропные смеси фреонов: (73,8% Ф-12 и 26,2 Ф-152, 75% Ф-22 и 25% Ф-12, 48,8 Ф-12 и 51,2% Ф-115, 60% Ф-124 и 40% ФС-318) и ряд других. В настоящее время известно уже более десятка азеотропных

смесей холодильных агентов, но изучены лишь немногие из них.

Первой азеотропной смесью, примененной в паровых компрессионных холодильных машинах был азеотроп, состоящий из фреона-12 и фреона-152 с нормальной температурой кипения минус  $33,33^{\circ}\text{C}$ , открытый фирмой Кэрриер еще в 1950 г. Следует отметить, что в заданном интервале температур ( $T_0$  и  $t_k$ ) азеотроп имеет теоретические холодопроизводительность и расход мощности на 17 - 18% выше, чем фреон-12 при одинаковом часовом объеме компрессоров. Термодинамические свойства данной смеси исследованы В. Пеннингтоном.

У нас в стране в 1959 г. была предложена азеотропная смесь фреонов-124 и С-318, по экспериментальным исследованиям И. И. Перельштейна:  $t_s =$  минус  $12,3^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{кр} = 116,0^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{кр} = 35 \text{ кгс/см}^2$ . Данная смесь может найти применение в установках кондиционирования воздуха, в холодильных машинах, работающих в тропических условиях или в тепловых насосах, так как давление смеси при температуре конденсации  $70^{\circ}\text{C}$  не превышает 13 ата.

В последнее время ученые разных стран занимаются подробным исследованием термодинамических свойств смеси фреона-12 и фреона-22, так как оба эти агента образуют азеотропную смесь со свойствами выгодно отличающимися ее от составляющих данную смесь компонентов. Однако твердого мнения об азеотропной концентрации до сих пор нет и примерный состав ее при нормальном давлении находится в пределах 15÷30% фреона-12 по весу. Столь значительное изменение концентрации приводит к небольшому изменению температуры кипения ( $0,5^{\circ}$ ), так как минимум на изобаре температуры кипения выражен нечетко.

Нами для исследования рабочих процессов компрессоров было приготовлено две смеси с процентным весовым содержанием фреона-12, равным 25% и 15%; однако после обработки результатов испытания видимого различия в индикаторных диаграммах, в температурах конца сжатия, в потребляемой мощности не было обнаружено, поэтому в дальнейшем мы будем приводить данные о работе на смеси, состоящей из 25% фреона-12 и 75% фреона-22, известной под названием фреон-501.

В настоящее время в США широкое применение находит азеотропная смесь фреона-22 и фреона-115. Нормальная температура кипения смеси минус  $45,6^{\circ}$  ее объемная холодопроизводительность на 10 ÷ 12% выше, чем у фреона-22, а температура конца сжатия значительно ниже. Термодинамические свойства азеотропной смеси подробно исследованы профессором Бадилькесом И. С., им же в широком диапазоне

температур кипения и конденсации для смеси построена диаграмма  $i - \lg P$ .

Применение азеотропных смесей наряду с «чистыми» холодильными агентами открывает большие возможности рационального использования стандартных компрессоров в зависимости от рабочих параметров и заданной холодопроизводительности.

Несмотря на то, что азеотропные смеси по своим свойствам очень близки к «чистым» холодильным агентам, работа пароконденсационной холодильной машины на азеотропных смесях имеет некоторое своеобразие и исследование рабочих процессов компрессоров представляет практический интерес.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ СТЕНДЫ И АППАРАТУРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ВЫСОКОБОРОТНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Сравнительное осциллографическое исследование рабочих процессов прямоточного компрессора 2ФВ-10 (ФВ-12) и непрямочного компрессора 2ФВ-6,5 (ФВ-4) на азеотропных смесях было проведено в схеме «газовое кольцо», лучше всего удовлетворяющей тем требованиям, которые предъявляются к испытательным стендам, а именно:

1. Минимальная длительность установления режима.
2. Минимальные затраты электроэнергии и воды.
3. Возможность получения режимов в широком диапазоне температур кипения и конденсации.
4. Определение холодопроизводительности двумя независимыми способами.
5. Минимальная емкость системы, что является особенно важным условием при исследованиях компрессоров на новых холодильных агентах или их смесях, так как в ряде случаев проведение испытания в полной схеме холодильной машины на азеотропных смесях не было бы возможно из-за отсутствия необходимого количества смеси.

Прямоточный компрессор 2ФВ-10 испытывался в «газовом кольце» с двумя охладителями и электроподогревателем. Наличие двух теплообменных аппаратов являлось необходимым для сравнительного определения количества циркулирующего холодильного агента по тепловым балансам аппаратов и по длине линии нагнетания индикаторной диаграммы, при известных параметрах агента в процессе выталкивания.

Хорошее совпадение результатов определения  $G_a$  двумя методами на «чистых» холодильных агентах позволило в дальнейшем принять метод определения  $G_a$  по индикаторной диаграмме за основной. В связи с этим осциллографическое исследование рабочих процессов непрямочного компрессора

было проведено в упрощенной схеме «газовое кольцо», состоящей из воздушного охладителя агента и двух регулирующих вентилей, включенных параллельно, для более плавной и тонкой регулировки.

В качестве дублирующего метода определения количества циркулирующего холодильного агента был применен метод прямого измерения скорости газообразного агента в трубопроводе, не требующий предварительной тарировки прибора на исследуемом агенте. Зная сечение и определив скорость и состояние протекающего агента, можно легко подсчитать его расход.

Для измерения скорости газообразного агента был разработан и испытан на целом ряде «чистых» холодильных агентов (углекислоте, фреоне-12, фреоне-22) ультразвуковой импульсный расходомер.

Принцип работы ультразвукового расходомера основан на том, что в поток измеряемой среды посылаются короткие импульсы колебаний с частотой ультразвука. Эти колебания переносятся движущейся средой. Время движения импульса против потока и вдоль потока является мерой скорости движущейся среды.

Схема устройства для измерения скорости движущейся среды показана на рис. 1.

Устройство состоит из следующих основных частей:

1. Измерителя времени. В качестве измерителя времени используется, выпускаемый нашей промышленностью, прибор Р-5-1, предназначенный для определения повреждений на линиях электропередач и в кабелях.

2. Генератора импульсов на тиратроне.

3. Измерительного участка трубопровода с излучателем импульсов и приемниками.

Работа расходомера заключается в следующем: с выхода прибора Р-5-1 во внешнюю цепь выдается командный импульс продолжительностью около 8 мк сек с амплитудой около 100 в и положительной полярностью. При этом одновременно запускаются две развертки, одна с отметками времени, другая «ждущая». Положительный импульс подается на сетку тиратрона и уничтожает отрицательный потенциал на сетке, создаваемый при помощи батареи с регулировочным сопротивлением  $R_1$ , отпирая тем самым тиратрон. Конденсатор  $C_1$  разряжается через тиратрон и первичную обмотку высоковольтной индукционной катушки. На вторичной обмотке появляется высоковольтный импульс, который пробивает искровой промежуток. Импульс формируется при помощи высоковольтного конденсатора переменной емкости  $C_2$ .

Формовка импульса увеличивает его эффективность как средство получения звуковой волны. Звуковой импульс, распространяясь по трубе в обе стороны от излучателя, доходит

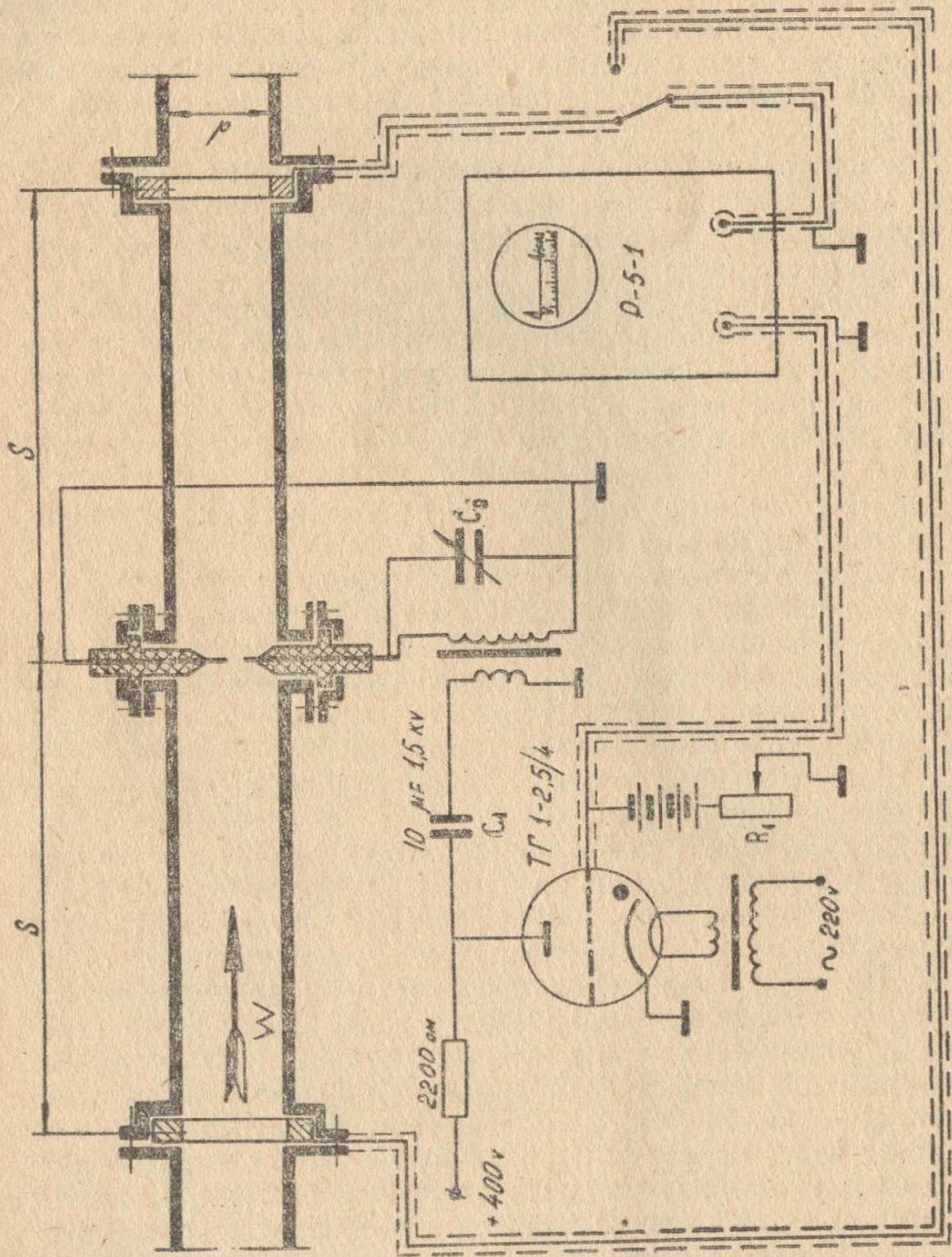


Схема ультразвукового резонатора

Рис. 1

до приемников. Динамическое действие звукового импульса вызывает появление электрического сигнала на обкладках пьезоблока приемника. Электрический сигнал с пьезокерамического приемника поступает на вход прибора Р-5-1 и воспроизводится на «ждущей» развертке. Время, протекшее с момента выхода командного импульса и срабатывания генератора до момента поступления в прибор сигнала с приемника отсчитывается по развертке с отметками времени. Измерение производится два раза поочередным подключением приемников ко входу прибора. Два отсчета времени дают возможность определить скорость потока из следующего выражения:

$$W = \frac{S}{2} \left( \frac{1}{\tau_1} - \frac{1}{\tau_2} \right),$$

где  $S$  — расстояние от излучателя до приемника;  
 $\tau_1$  — время движения звукового импульса вдоль потока;  
 $\tau_2$  — время движения звукового импульса против потока.

Погрешность в определении расхода холодильного агента ультразвуковым расходомером не превышала 5%. Данный прибор несомненно должен найти широкое применение как в научно-исследовательских, так и заводских лабораториях для определения расхода агента с минимальной затратой времени.

Для снятия индикаторных диаграмм компрессоров применен разработанный в лаборатории индикатор давления, неотъемлемой частью которого является тензометрический датчик с усилителем ТА-5 и осциллографом Н-102, пьезоэлектрический датчик с катодным повторителем и электронным осциллографом ЭО-7 и прерыватель.

Тензометрический датчик давления объемного типа применен для непосредственной записи изменяющегося давления на пленку шлейфного осциллографа Н-102, пьезоэлектрический датчик служит для установления масштаба диаграммы, а также для визуального наблюдения и сличения двух диаграмм, регистрируемых двумя принципиально различными методами.

Определение давления в любой точке индикаторной диаграммы, в том числе и в экстремальных точках достигается при помощи простого устройства, основанного на прерывателе, разрывающем свой контакт в момент равенства давления в исследуемой полости и определяющего давления, которое подается в корпус прерывателя из какого-либо источника. Схема пьезоэлектрического индикатора с отметчиками давления представлена на рис. 2.

Преимущество предложенного метода исследования заключается в том, что определение масштаба и реперных точек индикаторных диаграмм не связано с записанным изображе-

нием диаграмм. Поэтому погрешности при записи диаграмм не сказываются на точности определения масштаба и реперных точек. Индикаторные диаграммы, полученные таким способом, представляют собой материал для определения основ-

Схема пьезоэлектрического индикатора с отметчиками давления

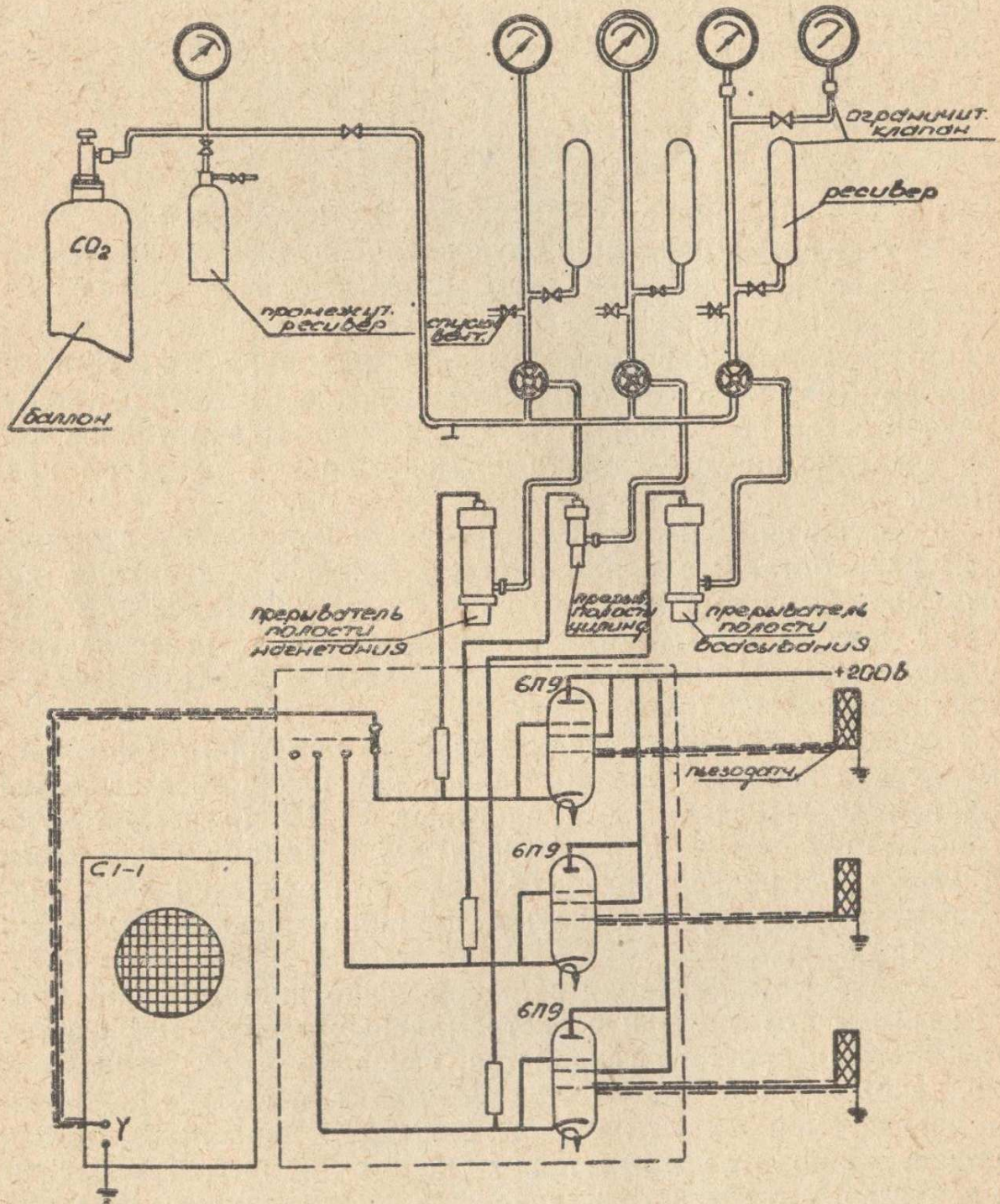


Рис. 2

ных параметров рабочего процесса компрессора с достаточно высокой точностью.

Запись индикаторных диаграмм компрессора в произвольном масштабе и при любом размещении их на пленке представляет собой неоспоримое удобство и существенно упрощает съемку диаграмм, а наличие отметчика давления позволяет быстро и точно определять масштаб и величину давления в любой точке диаграммы.

Совместно с индикаторными диаграммами на пленку осциллографа записывались: циклограмма движения пластинки нагнетательного клапана прямоточного компрессора и нагнетательного и всасывающего клапанов непрямоточного компрессора, изменение температуры агента в цилиндре компрессора и отметки мертвой точки.

Для снятия циклограмм движения клапанов применен индуктивный датчик, представляющий собой две индуктивные катушки из медной проволоки, намотанной на магнитный сердечник. Датчик включается как два плеча уравновешенного моста, одно из которых является рабочим, другое — термокомпенсационным.

Снятие циклограмм при доводке конструкции клапана является единственным способом быстрой и надежной оценки правильности его работы и выявления дефектов конструкции. Главные достоинства этого метода — простота и отсутствие влияния датчика на движение пластинки.

Запись температур агента, заполняющего цилиндр позволяет использовать компрессор как объемный расходомер для определения количества циркулирующего в системе агента. Для записи температурной диаграммы был использован проволочный температурный датчик, изготовленный из платиновой проволоки  $\varnothing 0,01$  мм. Датчик включается как плечо неравновешенного моста. Температурный датчик изготовлен с учетом следующих основных требований: максимального омического сопротивления, минимального соприкосновения проволоки с поддерживающими крючками, достаточного удаления проволоки от основания датчика и необходимой механической прочности. Изготовленные и примененные датчики имели сопротивление от 70 до 180 ом. Записанные диаграммы приближенно с точностью  $\pm 3 \div 4^\circ \text{C}$  отражают ход изменения температуры при сжатии и обратном расширении. Температура, замеренная в верхней и нижней мертвой точке соответствует температуре всего агента, заполняющего цилиндр, с точностью  $\pm 1^\circ \text{C}$ .

В исследованиях применена аппаратура, серийно выпускаемая нашей промышленностью, и только датчики (тензометрический, пьезоэлектрический, индуктивный, температурный и прерыватель) изготовлены в лаборатории.

Однако изготовление таких датчиков не представляет значительных трудностей, так как технология их изготовления и сборки подробно разработана и они могут быть изготовле-

ны и применены как в научно-исследовательских лабораториях, так и в заводских для исследования и доводки конструкций вновь выпускаемых компрессоров.

## ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ И ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

На стендах «газовое кольцо» были проведены исследования компрессоров двух типов: прямоточного — 2ФВ-10 и непрямоточного — 2ФВ-6,5.

Прямоточный компрессор испытывался на азеотропной смеси фреона-12 и фреона-22, (фреон-501) и азеотропной смеси Ф-124 и ФС-318, (фреон А-1).

Результаты сравнивались с работой на фреоне-22 и фреоне-12. На фреоне-501 испытания проводились при температуре конденсации  $t_k = 30^\circ\text{C}$ , температурах кипения от минус 40 до  $10^\circ\text{C}$  через каждые  $5^\circ\text{C}$ , на фреоне А-1 — при температурах конденсации  $t_k = 30^\circ\text{C}$ ,  $40^\circ\text{C}$ ,  $50^\circ\text{C}$  и  $60^\circ\text{C}$ , температурах кипения от минус  $15^\circ\text{C}$  до  $15^\circ\text{C}$ .

Перегрев перед всасыванием на всех режимах поддерживался  $20 \div 22^\circ\text{C}$ . Однако для выяснения влияния величины перегрева на рабочие характеристики компрессора на некоторых режимах перегрев на всасывании изменялся от нуля до максимально возможного. Скорость вращения компрессора в этих опытах составляла 960 об/мин.

Изучение влияния повышения числа оборотов компрессора на его основные характеристики проводилось на фреоне А-1 при температурах конденсации  $t_k = 30^\circ\text{C}$  и  $40^\circ\text{C}$  и температурах кипения от минус  $5^\circ\text{C}$  до  $10^\circ\text{C}$ ; на фреоне-501 при  $t_k = 30^\circ\text{C}$  и температурах кипения от минус  $25^\circ\text{C}$  до минус  $5^\circ\text{C}$ . Скорость вращения вала компрессора равнялась 960, 1180 и 1390 об/мин.

Компрессор 2ФВ-6,5 испытывался в режимах первой и второй ступеней сжатия двухступенчатой холодильной машины на фреоне-501 и фреоне-22 при постоянном числе оборотов — 1440 об/мин.

Все снятые режимы сопровождалась обязательной записью в  $P-t$  координатах следующих диаграмм, характеризующих рабочий процесс компрессора:

1. Индикаторной диаграммы.
2. Пульсации давления во всасывающей полости.
3. Пульсации давления в нагнетательной полости.
4. Циклограммы движения пластинки нагнетательного клапана.
5. Циклограммы движения пластинки всасывающего клапана (для непрямоточного компрессора).
6. Изменения температуры агента в цилиндре компрессора.

Пример диаграмм, записанных в произвольном масштабе, на двух азеотропных смесях приведен на рис. 3.

Индикаторная диаграмма после обработки использовалась для получения следующих характеристик компрессора:

1. Индикаторной мощности.
2. Расхода агента через компрессор.
3. Величины депрессии при нагнетании и всасывании.
4. Расхода мощности из-за пульсации агента в трубопроводах.
5. Расхода мощности на преодоление сопротивления в клапанах при нагнетании и всасывании.
6. Объемных потерь от расширения из мертвого пространства.
7. Объемных потерь от депрессии при всасывании.

Обработка индикаторных диаграмм проводилась по методике, разработанной и примененной в лаборатории.

Вес циркулирующего холодильного агента определялся из индикаторной диаграммы по длине линии нагнетания. Длина линии нагнетания на индикаторной диаграмме в  $P - V_h(S)$  координатах изображает объем цилиндра, заполненного агентом при давлении  $P_k$  и температуре  $t_n$ . Длина линии нагнетания берется как расстояние между точками пересечения горизонтальной линии, соответствующей давлению конденсации  $P_k$ , с линиями сжатия и осью координат на индикаторной диаграмме.

В прямоточном компрессоре температуру агента в цилиндре при давлении  $P_k$  с достаточной точностью можно принять равной температуре на выходе из компрессора, то есть в нагнетательной полости, так как теплообмен между всасываемым холодным и нагнетаемым горячим паром практически отсутствует, а теплообмен с окружающей средой, понижая несколько температуру агента в нагнетательной полости, приближает ее значение к температуре в цилиндре при давлении  $P_k$ .

В непрямоточном компрессоре измерение температуры агента в цилиндре является обязательным, так как ее величина резко отличается от температуры, замеренной в нагнетательной полости (при низких температурах кипения разность достигает  $60 - 90^\circ \text{C}$ ). Это можно объяснить интенсивным теплообменом между нагнетательной и всасывающей полостью.

Индикаторная мощность, потери мощности из-за депрессии в клапанах и пульсации агента в трубопроводах, отдельные составляющие коэффициенты подачи  $\lambda_c$  и  $\lambda_{до}$  определялись по известным общепринятым соотношениям, полученным из индикаторной диаграммы. Вредный подогрев учитывался коэффициентом подогрева  $\lambda_{тв}$  и определялся как отношение удельных объемов агента во всасывающей патрубке компрессора и в цилиндре в конце хода всасывания.

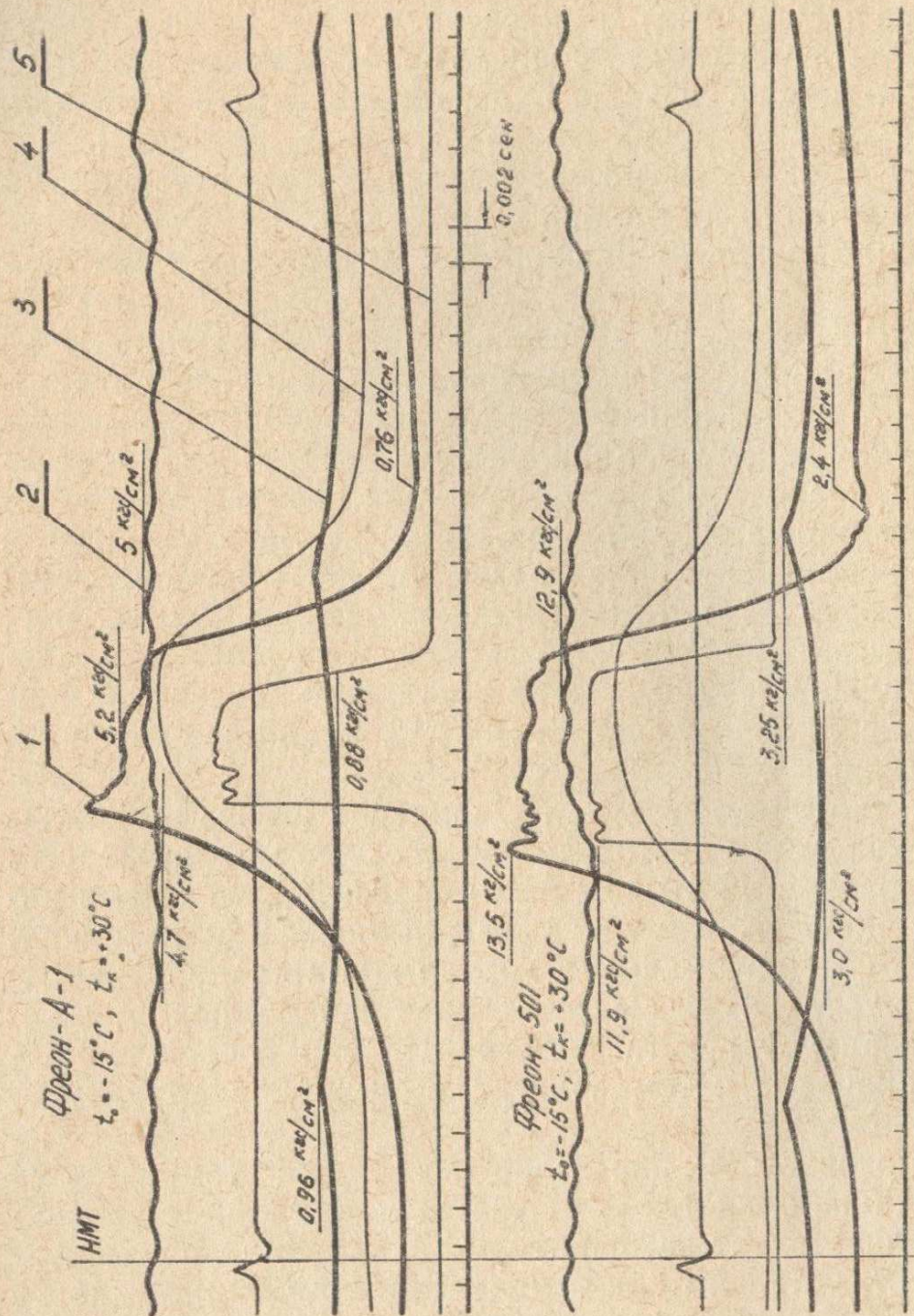


Рис. 3

Компрессор прямоугольный,  $D = 100$  мм,  $S = 80$  мм

1. Индукционная диаграмма компрессора.
2. Изменение давления в нагнетательной полости.
3. Изменение давления во всасывающей полости.
4. Изменение температуры в цилиндре компрессора.
5. Циклограмма движения пластины нагнетательного клапана.

Вес циркулирующего холодильного агента с помощью ультразвукового расходомера определялся из уравнения сплошности.

Холодопроизводительность компрессора определялась по условному холодильному циклу с регенерацией.

## РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ КОМПРЕССОРОВ НА РАЗЛИЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТАХ

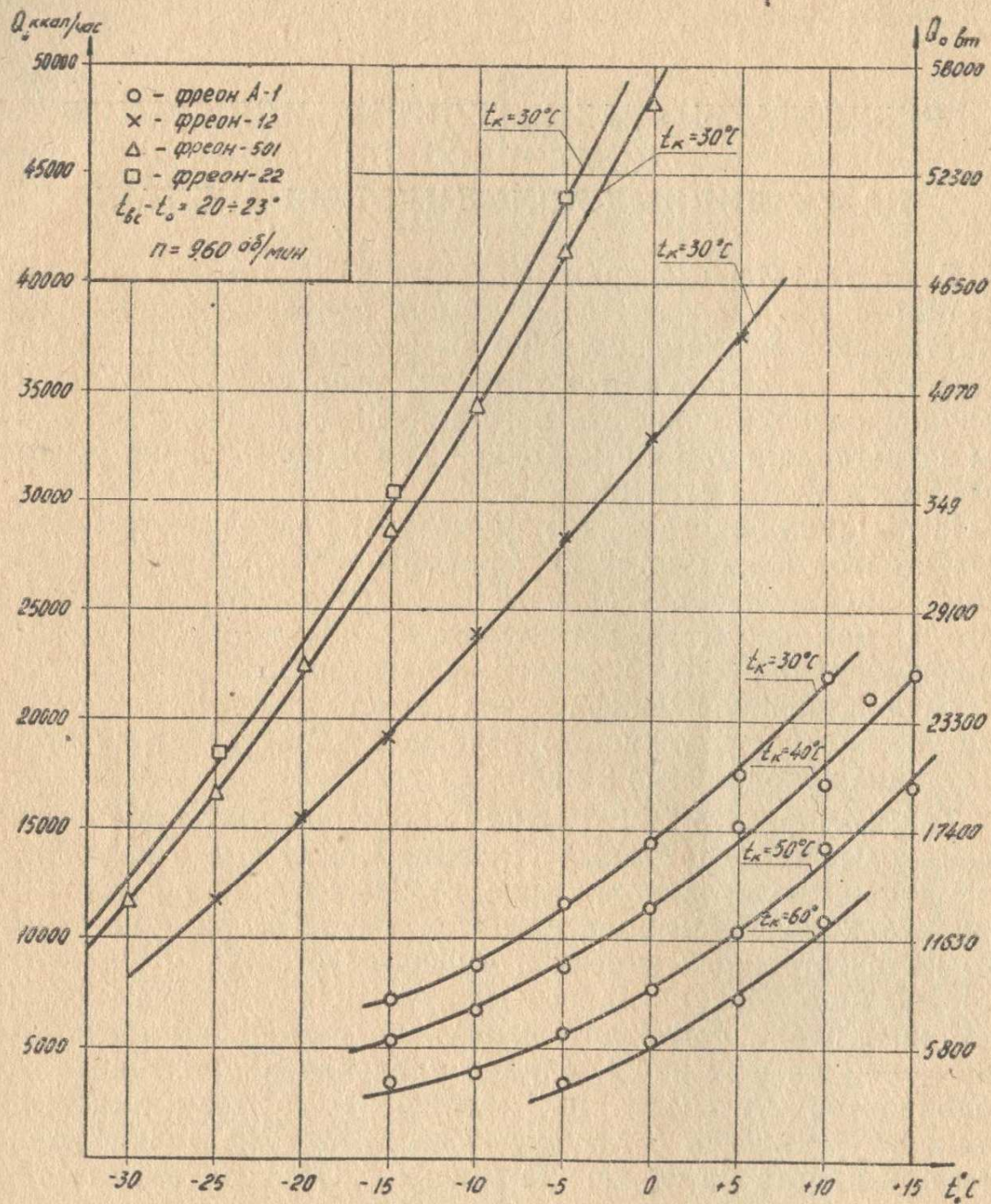
В результате экспериментальных исследований рабочих процессов двух компрессоров были получены важные для практических целей данные об изменении холодопроизводительности, потребляемой мощности, удельной индикаторной холодопроизводительности, коэффициента подачи, температуры нагнетания, потери в клапанах при использовании различных холодильных агентов.

Испытания показали, что применение различных холодильных агентов и их смесей дает возможность получать различные холодопроизводительности при использовании одного и того же компрессора в установках, значительно отличающихся по условиям работы и тепловым нагрузкам.

Использование специфических свойств азеотропных смесей дает возможность улучшить основные характеристики существующих холодильных машин.

Так, компрессор 2ФВ-10 при постоянном числе оборотов и одинаковых температурных условиях может иметь различные холодопроизводительности (рис. 4). На графике показано изменение холодопроизводительности компрессора при работе его на азеотропных смесях и «чистых» агентах. Кривые построены на основании данных, полученных из наших экспериментов. Холодопроизводительность на фреоне-501 несколько ниже, чем на фреоне-22, однако удельная индикаторная холодопроизводительность на фреоне-501 во всем диапазоне температур кипения (от минус 40 до 15°С) значительно выше, чем при работе на фреоне-22 (рис. 5). Объясняется это тем, что азеотропная концентрация в испарителе соответствует максимальному давлению и, следовательно, степень сжатия в компрессоре  $\frac{P_k}{P_0}$  несколько меньше, чем при работе на компонентах, составляющих данную смесь. Удельная индикаторная холодопроизводительность на фреоне-А-1 значительно ниже, чем на фреоне-12.

Полученные графические зависимости коэффициента подачи  $\lambda$  от температуры кипения показали, что на фреоне-501 при температурах кипения от минус 15°С до минус 40°С зна-



Зависимость холодопроизводительности компрессора 2ФВ-10 от температуры кипения для различных холодильных агентов

Рис. 4

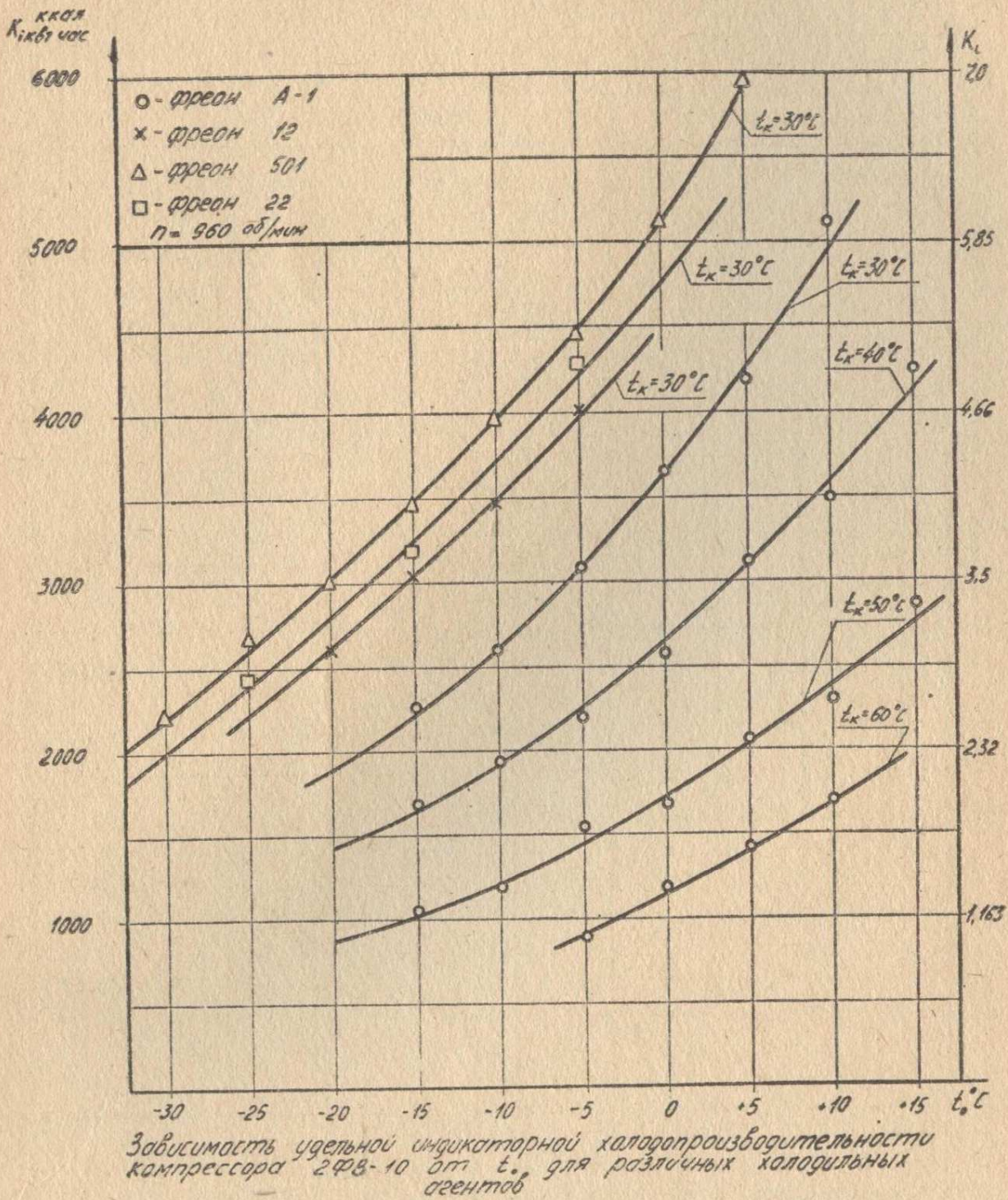
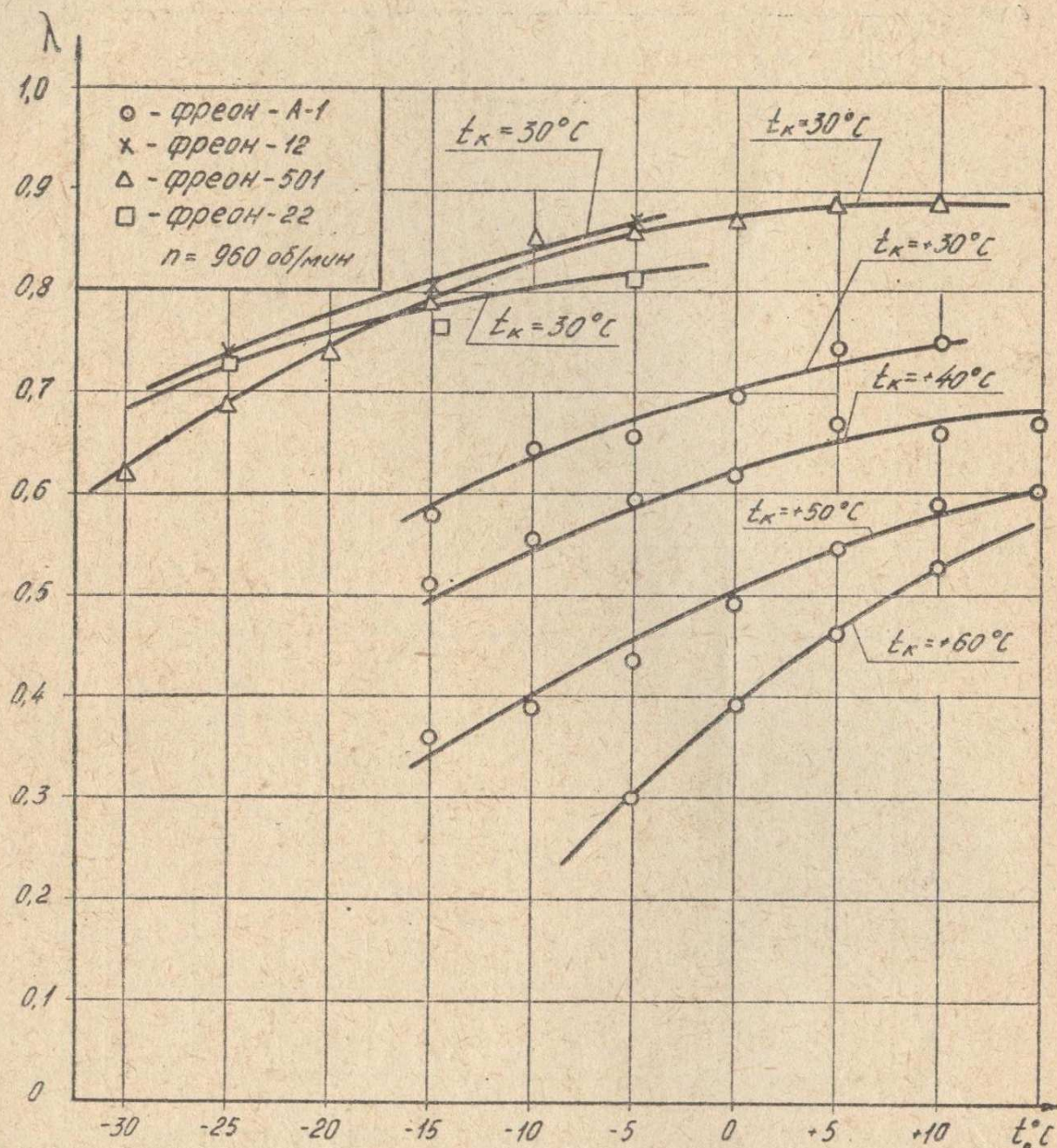


Рис. 5

V001078

с.в. 1078

чения коэффициента подачи несколько ниже, чем при работе на фреоне-12 и фреоне-22 (рис. 6). Объясняется это большими дроссельными потерями во всасывающих клапанах, так как фреон-501 имеет большую плотность, чем фреон-12 и фреон-22. Повышенные объемные потери приводят к соответствующему перерасходу мощности при всасывании.



*Зависимость коэффициента подачи компрессора 2ФВ-10 от температуры кипения для различных холодильных агентов*

Рис. 6

Низкие значения коэффициента подачи компрессора на фреоне-А-1 объясняются с одной стороны, наличием частич-

ной конденсации холодильного агента в процессе сжатия и последующего испарения при обратном расширении, и, с другой стороны, большей степенью сжатия при одинаковых температурах кипения и конденсации.

Наличие частичной конденсации было обнаружено при определении показателя политропы сжатия « $n$ » при различных режимах. Расчеты показали, что с повышением температуры кипения, конденсации и температуры всасывания, то есть с увеличением степени нагрева компрессора, показатель политропы сжатия возрастает, а так как фреон-А-1 не растворяется в маслах, то это явно свидетельствует об уменьшении конденсации агента в процессе сжатия. Таким образом, значение показателя политропы сжатия и обратного расширения, определенные по индикаторной диаграмме не являются истинными, а только условными, вследствие того, что процесс сжатия и обратного расширения происходит при переменном объеме.

Так как при работе на фреоне-А-1 были получены весьма низкие значения коэффициента подачи и холодопроизводительности, то для уточнения особенности холодильного цикла и определения оптимальных рабочих условий нами был проведен ряд испытаний при различных перегревах на всасывании и переменных числах оборотов.

Как показали опыты, с ростом перегрева коэффициент подачи заметно возрастает, а холодопроизводительность достигает максимального значения при перегреве на всасывании, равном  $25 \div 30^\circ \text{C}$ , дальнейший рост перегрева приводит к уменьшению холодопроизводительности.

При определении отдельных составляющих коэффициента подачи  $\lambda_c$ ,  $\lambda_{лр}$ ,  $\lambda_w$  и  $\lambda_{пл}$  интересная зависимость была получена для коэффициента подогрева  $\lambda_w$ , причем для различных холодильных агентов характер изменения коэффициента подогрева одинаков и зависит, в основном, от температуры всасывания и конденсации. С ростом температуры кипения при постоянном перегреве на всасывании вредный теплообмен агента уменьшается и коэффициент подогрева приближается к постоянному значению, равному  $0,97 - 0,98$ .

Для фреона-А-1 и фреона-501 опытным путем было проверено, что значения коэффициента подогрева  $\lambda_w$  при сравнительно высоких температурах кипения (для фреона-А-1 температуры кипения были выше минус  $5^\circ \text{C}$ , а для фреона-501 выше минус  $20^\circ \text{C}$ ) может быть определено как отношение  $\frac{T_{вс}}{T_k}$ . Расхождение в определении  $\lambda_w$  как  $\frac{v_1}{v_1'}$ ,

где  $v_1$  — удельный объем агента во всасывающей трубке компрессора;  
 $v_1'$  — удельный объем агента в цилиндре компрессора к концу хода всасывания;

и  $\lambda_w$  как  $\frac{T_{вс}}{T_k}$  не превышало 1,5%, а при более низких температурах кипения расхождение достигало 6%.

Как известно, одной из причин, ограничивающих применение агентов при высоких температурах конденсации, являются высокие температуры конца сжатия. Результаты, полученные при работе на различных холодильных агентах показали, что применение фреона-501 позволяет резко снизить температуру нагнетания, приблизив ее к значениям на фреоне-12.

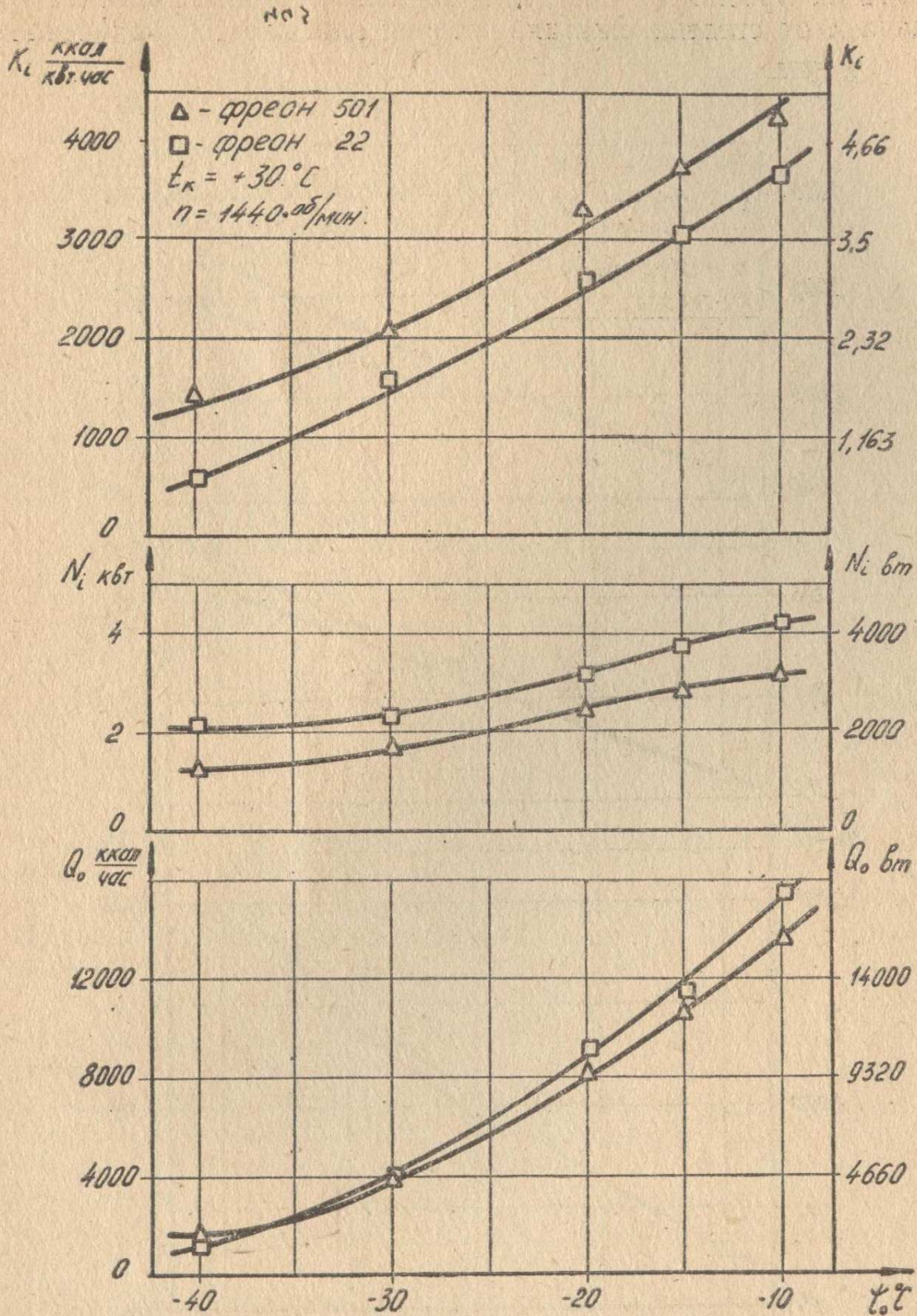
Из-за очень отвесного расположения правой пограничной кривой для фреона-А-1 значения температуры конца сжатия низки при сравнительно высоких температурах конденсации. Так при  $t_k=60^\circ\text{C}$  и  $t_0=\text{минус } 5^\circ\text{C}$  температура нагнетания не превышала  $90^\circ\text{C}$ , вследствие чего фреон-А-1 может быть рекомендован для работы в установках с повышенной температурой конденсации и в тепловых насосах.

Результаты, полученные при исследовании компрессора на разных оборотах на фреоне-А-1 и фреоне-501, показали, что с ростом числа оборотов холодопроизводительность компрессора заметно возрастает, а удельная индикаторная холодопроизводительность и коэффициент подачи уменьшаются незначительно, оставаясь достаточно высокими при  $n=1200$  об/мин, и только дальнейшее повышение числа оборотов приводит к резкому уменьшению  $\lambda$  и  $K_1$ .

Поэтому компрессор 2ФВ-10 может быть использован до 1200 об/мин без каких-либо переделок, и только при более высоких числах оборотов необходимо опытным путем подобрать такую жесткость пружины нагнетательного клапана, чтобы при определенной высоте подъема клапан своевременно закрывался. Резкое падение коэффициента подачи вызвано, в основном, несвоевременной посадкой нагнетательного клапана.

Результаты экспериментального исследования непрямоточного компрессора 2ФВ-6,5 в режиме 1-й и 2-й ступеней сжатия на фреоне-501 и фреоне-22 подтвердили целесообразность использования фреона-501 вместо фреона-22 для получения умеренно низких температур кипения (от минус 30 до минус  $50^\circ\text{C}$ ). При этом удельная холодопроизводительность компрессора значительно выше, чем при работе на фреоне-22 (рис. 7).

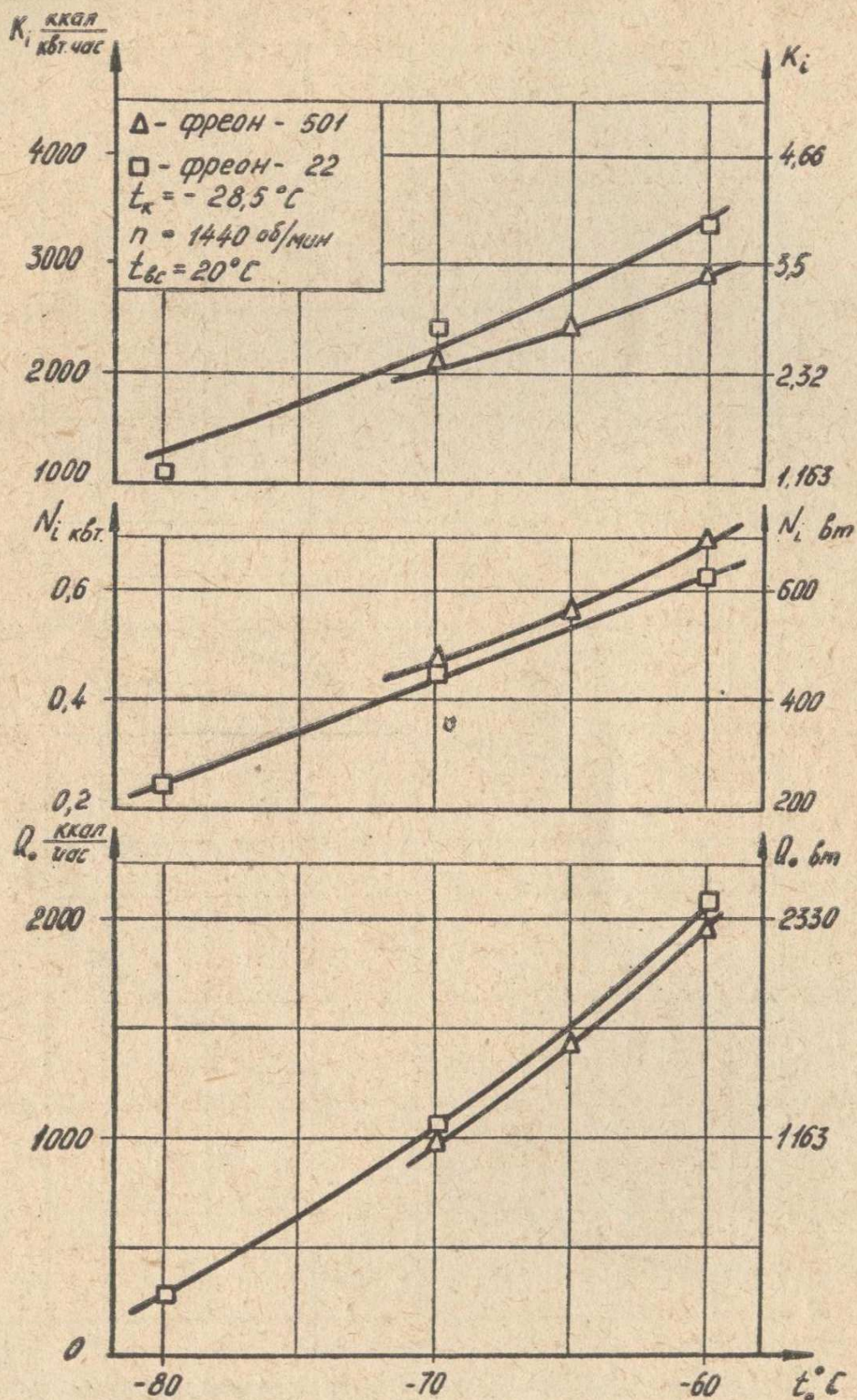
Для получения температур кипения порядка (минус  $80\div$  минус  $60^\circ\text{C}$ ) в схеме двухступенчатого сжатия данная смесь оказывается менее эффективной по сравнению с фреоном-22, так как смесь будет азеотропной при промежуточном давлении и, следовательно, степень сжатия и расход мощности в компрессоре будут большими, чем при работе на фреоне-22 (рис. 8).



Зависимость  $Q_o$ ,  $N_i$  и  $K_c$  от температуры кипения для компрессора 2ФВ-6,5

Рис. 7

Для предварительных расчетов непрямоточного компрессора на фреоне-501 построена зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  от степени сжатия, которая описывается уравнением



Зависимость  $Q_o$ ,  $N_i$  и  $K_i$  от температуры кипения для компрессора 2ФВ-6.5

Рис. 8

$\lambda = 2,36 \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{-0,87}$ . Значения коэффициента подачи при одинаковой степени сжатия для фреона-501 выше, чем для фреона-22.

### ВЫВОДЫ:

Проведенное осциллографическое исследование рабочих процессов компрессоров (прямоточного и непрямоточного) на различных холодильных агентах позволяет сделать следующие выводы:

1. Азеотропная смесь фреона-12 и фреона-22 (фреон-501) может быть применена вместо фреона-22 при умеренно низких температурах кипения (до минус  $40^\circ\text{C}$ ) в одноступенчатых холодильных машинах. В этом диапазоне температур она имеет ряд преимуществ по сравнению с фреоном-22:

- а) более низкую температуру нагнетания (на  $10 \div 15^\circ\text{C}$  ниже, чем на фреоне-22);
- б) меньшую степень сжатия в компрессоре;
- в) большую удельную индикаторную холодопроизводительность;
- г) лучшую растворимость масла.

2. Применение данной смеси для получения более низких температур кипения (порядка минус  $80$  — минус  $70^\circ\text{C}$ ), то есть при работе в схеме двухступенчатого сжатия, нецелесообразно, так как азеотропная концентрация, в этом случае, соответствует максимальному промежуточному давлению и степень сжатия в компрессоре больше, чем при работе на компонентах данной смеси.

Это обстоятельство приводит к уменьшению удельной индикаторной холодопроизводительности по сравнению с фреоном-22 и к ухудшению объемных коэффициентов.

3. Азеотропная смесь фреона-124 и фреона-С318 может быть рекомендована к применению в тепловых насосах и в установках, работающих в условиях тропического климата, так как давления конденсации фреона-А-1 не превышают расчетных (то есть при  $t_k = 60^\circ\text{C}$ ,  $P_k = 12,8$  ата).

4. Проведенные измерения температуры агента в цилиндре прямоточного компрессора при работе на азеотропных смесях позволило определить истинное значение коэффициента подогрева  $\lambda_w$  и вывести для него эмпирическую зависимость от температуры всасывания и конденсации.

5. Для предварительных инженерных расчетов получена эмпирическая зависимость коэффициента подачи  $\lambda = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right)$  для непрямоточного компрессора при работе фреоном-501, которая соответствует фактическим данным при отношениях давлений до 12.

6. Экспериментально установлены наиболее рациональные рабочие температурные условия для фреона-А-1, исключая возможность конденсации агента в процессе сжатия.

7. При исследовании влияния повышения числа оборотов на рабочий процесс прямоточного компрессора установлено, что с повышением числа оборотов от 960 до 1390 об/мин объемные коэффициенты компрессора несколько падают, оставаясь достаточно высокими при 1200 об/мин. Следовательно, эти величины для данного компрессора являются вполне допустимыми. Однако дальнейшее повышение числа оборотов компрессора требует увеличения проходных сечений всасывающих и нагнетательных клапанов и, главное, определения опытным путем оптимальной жесткости пружины нагнетательного клапана, чтобы обеспечить своевременное его закрытие. Таким образом, требуется усовершенствование конструкции клапанной группы.

Наблюдая циклограмму движения пластинки это может быть достигнуто кратчайшим путем.

8. Разработанный и испытанный на ряде «чистых» холодильных агентов ультразвуковой расходомер может быть применен для определения расхода агента с малоизвестными свойствами.

В результате проведенных исследований получены основные зависимости, необходимые для проектирования компрессоров и для пересчета существующих при работе на данных азеотропных смесях.

#### **Основное содержание диссертации изложено в работах:**

1. «Методы регистрации изменения давления при испытании компрессоров», «Холодильная техника», № 5, 1962.

2. «Экспериментальное исследование движения пластин клапанов компрессора», «Холодильная техника», № 4, 1965.

3. «Техника исследования рабочего процесса компрессора». Труды конференции по перспективам развития хладотехники в СССР, Госторгиздат, М., 1963.

4. «Экспериментальное исследование рабочих процессов компрессора на азеотропных смесях холодильных агентов», Тезисы доклада на Всесоюзной межвузовской конференции «Проблемы интенсификации холодильного и технологического пищевого оборудования», Л., 1966.

5. «Применение азеотропных смесей в холодильной установке», Сб. «Холодильная техника и технология», № 4, 1966 (в печати).

6. «Ультразвуковой расходомер для определения расхода холодильного агента в газообразном состоянии», Сб. «Холодильная техника и технология», № 4, 1966 (в печати).