

Авторефер.
п 14

Входящий № 1639
17/IV-651.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
И ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

З. З. ГАЙДИН

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

*Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук*

Астрахань
1965

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
И ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

З. З. ГАЙДИН

На правах рукописи

ОНАХТ 11.07.11
Исследование резорбц



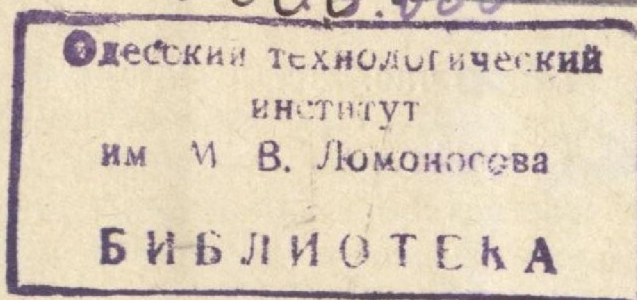
v000680

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — доктор
технических наук профессор
Б. М. Билер

✓ 0000.680 Переучет 19,87



Астрахань
1965

Работа проведена на кафедре холодильных машин Астраханского
технического института рыбной промышленности и хозяйства

ОТИ им. Ломоносова
ректору

Одесский технологический институт пищевой и холодильной
промышленности направляет Вам для отзыва настоящий авторе-
ферат диссертации тов. Гайдина З. З. на соискание ученой
степени кандидата технических наук.

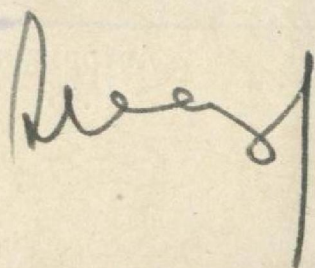
Отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения,
просим направить в Совет института по адресу: Одесса, ул. Пет-
ра Великого, 1/3.

Защита состоится в 14.30 час.

« 20 » май 1965 г.

№ 03-163

Членский секретарь
Совета, доцент

 В. Жодан

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время все большую важность приобретают теплоиспользующие холодильные машины, в которых холод получается за счет затраты тепловой энергии. К числу их, как известно, относятся бромистолитиевые, водоаммиачные абсорбционные и резорбционные, а также пароэжекторные холодильные машины.

При наличии отбросного тепла или топлива выгодность применения теплоиспользующих холодильных машин очевидна. Однако и здесь следует применять такие системы, которые, обеспечивая необходимые параметры холода, требуют наименьших капитальных и прочих (кроме тепла) эксплуатационных затрат, так как в этих условиях величина теплового коэффициента не имеет практического значения.

Весьма перспективным является получение холода на базе использования тепла ТЭЦ. Последние работы по сравнению эффективности применения абсорбционных и компрессионных холодильных машин показывают, что энергетически всегда более выгодно получать холод, вне зависимости от его температуры, за счет тепла отбора, чем за счет использования электроэнергии. К этому следует добавить, что затраты по абсорбционным машинам и их разновидностям обычно ниже, чем по компрессионным машинам, что предопределяет в целом преимущества абсорбционного способа производства холода перед компрессионным. Выгоды теплоиспользования для производства холода не исчерпываются указанными положениями. Их экономическая эффективность оказывается еще большей, если при этом учитывать снижение смежных капитальных затрат по сооружению ТЭЦ.

В химической промышленности холод применяется в невиданных до сих пор масштабах, вследствие чего правильный выбор системы холодоснабжения дает большой экономический эффект. Максимум потребления холода в большинстве случаев приходится на теплое время года. Такое положение имеет место, например, на предприятиях по выработке искусственного и синтетического волокна, где основную холодильную нагрузку, исчисляемую десятками Мккал/час, создают установки для кондиционирования воздуха. Применение в этих случаях крупных теплоиспользующих холодильных машин позволяет значительную часть электроэнергии вырабатывать в летнее время на более выгодном тепловом режиме.

Поэтому не случайно Госкомитетом по химии при Совете Министров СССР в 1959 году в число актуальных задач было выдвинуто создание крупных теплоиспользующих холодильных машин, производительностью 3—5 Мккал/час в одном агрегате, применительно к условиям их работы на предприятиях искусственного и синтетического волокна.

Характерным для этих производств является использование холодильной машины непродолжительное время, преимущественно только в летние месяцы. Особенность этих условий потребовала создания холодильных установок, требующих относительно малых первоначальных капитальных затрат на их сооружение. Поэтому наряду с бромистолитиевыми холодильными машинами, получившими широкое распространение за рубежом, был проявлен интерес и к аммиачным резорбционным машинам.

Возникновение резорбционных холодильных машин связано с работами Озенбрюка и Альтенкирха. Озенбрюк в 1913 году предложил заменить в системе аммиачной компрессионной машины процессы конденсации и испарения процессами поглощения и выпаривания. Замена конденсатора резорбером и испарителя дегазатором привела, кроме снижения давлений, к появлению кругооборота раствора с циркуляционным насосом и к получению холодильного действия при переменной температуре.

Альтенкирх предложил заменить механический компрессор в машине Озенбрюка термохимическим компрессором. В результате чего была получена известная одноступенчатая аммиачная резорбционная машина.

Положительным качеством резорбционных машин является наличие низких давлений в системе, благодаря чему имеется возможность значительно снизить их металлоемкость, а

следовательно и стоимость, по сравнению с абсорбционными машинами.

Хотя принципы работы резорбционной машины известны давно, однако практического применения эти машины почти не получили, кроме отдельных единичных случаев, что отнюдь не объясняется присущими им какими-либо недостатками, а тем, что в прошлом еще не созрели условия, которые обусловили бы их развитие.

Поскольку резорбционные машины в свое время не получили широкого практического применения, то их дальнейшее развитие по существу на этом прекратилось. Поэтому в области резорбционных машин многие вопросы, такие, как степень термодинамического совершенства, закономерность изменения тепловых показателей в зависимости от внешних условий, принципы регулирования при наличии двух степеней свободы, вследствие отсутствия свободного аммиака, и т. д., не были достаточно исследованы.

В последнее время за рубежом резорбционные машины вновь стали привлекать внимание исследователей, многие из которых высказывают прогнозы о целесообразности применения резорбционных машин. Так, Нибергалл высказывает удивление по поводу того, что эти машины до сих пор по непонятным причинам не применяются на практике, хотя резорбционные машины подходят для условий кондиционирования воздуха. Даниес вообще считает резорбционные машины с их поразительными достоинствами одним из наиболее перспективных типов теплоиспользующих холодильных установок.

Альтенкирх говорит об интересной возможности создания резорбционных машин, давление в которых не превышает атмосферное, с аппаратами, заключенными в железобетонные камеры. Вниманию к резорбционным машинам способствуют новые пути развития промышленности, выдвинувшей проблему целесообразного использования холода переменной температуры.

Именно резорбционные машины являются характерной категорией холодильных машин, работающих при переменной температуре испарения, что открывает перед этими машинами перспективу их практического использования.

Вторым важным обстоятельством, способствующим применению резорбционных машин в промышленности, является возможность создания дешевых листотрубных (панельных) аппаратов, благодаря наличию в их системах низких давлений.

При получении холода переменной температуры тепловой коэффициент резорбционной машины, как показали наши исследования, возрастает по мере увеличения температурного интервала и приближается к тепловому коэффициенту абсорбционной машины. В некоторых случаях, при достаточно широком интервале температур получаемого холода, тепловой коэффициент одноступенчатой резорбционной машины может даже превзойти тепловой коэффициент одноступенчатой абсорбционной машины.

Все изложенное свидетельствует о том, что резорбционные машины должны иметь широкую область преимущественного применения. Тем не менее, выбор наиболее рационального типа теплоиспользующей машины в каждой конкретной области может быть обоснован только подробным технико-экономическим расчетом. Такие расчеты, проведенные нами, подтверждают вывод о рациональности применения крупных резорбционных машин в целом ряде случаев.

В первой главе рассматриваются циклы абсорбционных и резорбционных холодильных машин.

Для выяснения области рационального применения резорбционных холодильных машин было проведено их сравнение с абсорбционными машинами вне влияния произвольно выбираемых факторов. Объективная оценка тепловых процессов системы теплоиспользующих машин разных типов может быть сделана в результате термодинамического сопоставления циклов указанных машин с учетом качества и количества потребляемого тепла.

Идеальный цикл тепловой холодильной машины любой системы характеризуется наличием трех источников тепла:

1. Источника низких температур, от которого отнимается тепло в процессе производства холодильного действия T_0 .

2. Источника высоких температур, от которого берется тепло нагрева T_h .

3. Источника средних температур, которому холодильная машина отдает все полученное ею тепло T .

В зависимости от практической постановки задачи эти источники могут иметь либо постоянные температуры (неограниченные тепловые резервуары), либо переменные (ограниченные тепловые резервуары).

Если все три источника имеют постоянные температуры, то идеальным является цикл Карно, представляющий собою в данном случае соединение идеального двигателя, работающего в интервале температур T_h и T , с идеальной холодильной машиной, работающей в интервале температур T_0 и T . Тепловой коэффициент идеальной машины определяется здесь по известной формуле:

$$\varepsilon_c = \frac{Q_0}{Q_h} = \frac{(T_h - T)T_0}{T_h(T - T_0)} = \eta_c \varepsilon_c \quad (1)$$

где: Q_0 — количество полученного холода

Q_h — количество затраченного тепла

η_c — к. п. д. идеального теплового двигателя

ε_c — холодильный коэффициент идеальной холодильной машины

Если хотя бы один из источников тепла относится к категории с переменной температурой, то в качестве идеального цикла следует брать цикл Лоренца, представляющий собою цикл Карно, отнесенный к средним температурам соответствующих тепловых источников.

Однако эти идеальные циклы не отражают сущности устройства холодильных машин рассматриваемого типа и присущую им неустранимую необратимость. Поэтому термодинамическая оценка рассматриваемых машин была проведена при их работе по так называемым «образцовым циклам», осуществляемым в идеализируемых прототипах применяемых схем с сохранением тех же рабочих веществ, в условиях предельно возможной обратимости процессов. Сопоставление показателей образцового цикла абсорбционных и резорбционных холодильных машин с идеальным циклом Карно позволило установить влияние неустранимой необратимости на их термодинамическое совершенство. Сравнение же показателей машины с показателями образцового цикла позволило установить влияние дополнительных необратимых потерь, возникающих при переходе к конечным интервалам дегазации, на степень термодинамического совершенства действительных процессов.

При наличии источников тепла постоянной температуры в качестве образцового цикла абсорбционной и резорбционной машины принимается цикл с бесконечно малым интервалом дегазации, т. е. с бесконечно большими количествами циркулирующего раствора. Максимально возможная обратимость тепловых

процессов достигается использованием аппаратов с бесконечно большой поверхностью и полной рекуперацией энергии, благодаря применению вместо регулирующих вентилей на нисходящих линиях для раствора и агента идеальных турбин для привода насосов для раствора.

При построении образцовых циклов в диаграмме $\xi-i$ обычно задаваемые температуры T_0 и T для абсорбционной машины однозначно определяют давления конденсации, испарения и температуру греющего источника T_{ho} , а для резорбционной машины температуры T_0 и T дают множество циклов с более низкими давлениями, определяя тем самым «поле существования» циклов резорбционной ступени и термохимического компрессора. Для получения конкретного цикла резорбционной машины необходим свободный выбор третьего параметра, которым может быть либо одно из давлений (резорбции или дегазации) либо одна из концентрации растворов (резорбционной ступени или термохимического компрессора). Выбранный третий параметр совместно с заданными температурами T_0 и T однозначно определяет температуру греющего источника T_{ho} , при наличии которой может быть получена наибольшая обратимость цикла.

Температура T_{ho} обычно невысока, что указывает на возможность термодинамически рационального использования одноступенчатыми абсорбционными и резорбционными машинами только источников тепла невысокого потенциала.

В общем случае тепло нагрева образцового цикла определяется формулой:

$$qh = i_5 - i_4 - (\xi_d - \xi_r) \operatorname{tg} \alpha + Q_{R \text{ ост.}} \quad (2)$$

где: i_5 — энтальпия ректифицированных паров аммиака;

i_4 — энтальпия крепкого раствора на выходе из абсорбера;

ξ_d — концентрация ректифицированных паров аммиака;

ξ_r — концентрация крепкого раствора термохимического кругооборота;

α — угол наклона касательной к изотерме T в точке ее пересечения с линией концентрации ξ_r .

Угол α считается положительным, если касательная проходит выше горизонтали из этой же точки;

$Q_{R \text{ ост.}}$ — остаточное тепло ректификации, отданное источнику средней температуры.

Так как дегазатор является по существу генератором, работающим при низком давлении, то аналогичным образом определяется и величина холодильного действия образцового цикла резорбционной ступени

$$q_0' = i_8 - i_{12} - (\xi_d - \xi_r') \operatorname{tg} \alpha' + q_{gn} \quad (3)$$

где: i_8 — энтальпия паров аммиака на выходе из дегазатора;

i_{12} — энтальпия крепкого раствора резорбционной ступени;

ξ_r' — концентрация крепкого раствора резорбционной ступени;

q_{gn} — нагрузка газового переохладителя.

Проведенные графические расчеты в диаграмме $\xi-i$ по определению параметров машин, работающих по образцовому циклу при наличии источников тепла постоянной температуры, показали более высокое термодинамическое совершенство абсорбционной машины, которая в этом случае является термодинамическим пределом резорбционной машины.

Более высокое термодинамическое совершенство абсорбционной машины при наличии источников постоянной температуры также сохраняется и при переходе к действительным циклам с конечными интервалами дегазации.

Это объясняется тем, что переход на действительный цикл при наличии источников постоянных температур вызывает у абсорбционной машины меньшее увеличение степени необратимости, чем у резорбционной. В самом деле, при определении степени термодинамического совершенства действительных машин необходимо учитывать число ступеней перехода, принципиально вызывающих возрастание степени необратимости.

В абсорбционной машине необходимый переход к конечному интервалу дегазации термохимического компрессора вызывает только одну ступень повышения температуры греющего источника, так как благодаря неизменности давления испарения концентрация крепкого раствора остается такой же по величине, как и в образцовом цикле.

В резорбционной машине получается два перехода к конечным интервалам дегазации.

Переход на конечный интервал дегазации в резорбционной ступени вызывает появление переменной температуры кипения в дегазаторе, которая не должна превышать T_0 . Для выполнения этого условия необходимо перейти на цикл с более низким давлением дегазации, что само по себе приводит к смещению образ-

цового цикла термохимического компрессора в область более низких концентраций и к повышению температуры греющего источника (первая ступень необратимости). Вторая ступень необратимости возникает вследствие образования конечного интервала дегазации в термохимическом компрессоре, с вторичным повышением температуры греющего источника.

При наличии источников тепла с переменными температурами (ограниченными тепловыми резервуарами) наиболее подходящей является резорбционная машина, работающая по образцовому циклу с конечными интервалами дегазации. Схема такой машины отличается наличием конечных количеств циркулирующего раствора в обоих кругооборотах, а также наличием в аппаратах для полной рекуперации тепла параллельно включенных змеевиков бесконечно большой поверхности для обратной подачи растворов.

Наличие этих элементов позволяет получить наиболее обратимое протекание процессов и дает возможность снизить начальную температуру выпаривания в дегазаторе до наиболее низкого значения T_{01} , использовать тепло теплоносителя до наиболее низкой температуры и повысить начальную температуру отвода тепла в абсорбере и резорбере.

Обычно на практике бывают заданными температурный интервал получаемого холода T_{01} и T_{02} , а также начальная температура промежуточного источника T_1 . Указанные температуры для абсорбционной машины однозначно определяют начальную и конечную температуру греющего источника и температуру нагрева промежуточного источника T_2 . Для получения конкретного цикла резорбционной машины здесь также требуется свободный выбор либо давления резорбции или дегазации, либо выбор одной из концентраций раствора.

Термохимический компрессор абсорбционной машины в этом случае также работает при конечном интервале дегазации. Что же касается конденсатора, испарителя и газового переохладителя, то их условия работы остаются такими же, как и при наличии источников тепла с постоянной температурой. По этой причине в качестве температуры испарения здесь приходится ориентироваться на наиболее низкую температуру T_{01} , а в качестве температуры конденсации—на наиболее высокую температуру промежуточного источника T_2 с последующим переохлаждением жидкого агента до начальной температуры промежуточного источника T_1 .

Необходимость получения холода в абсорбционной машине при более низкой температуре T_{01} приводит к снижению давления испарения по сравнению с давлением испарения, соответствующего более высокой температуре T_{02} . Это приводит к смещению цикла термохимического компрессора в область более низких концентраций с соответствующим повышением температуры греющего источника.

Повышение температуры конденсации до T_2 приводит к соответствующему повышению давления конденсации и, как следствие этого, к повторному повышению температуры греющего источника.

Оба указанных мероприятия дважды вызывают необходимость повышения температуры нагрева, что приводит к двум ступеням необратимости, которых нет в резорбционной машине при производстве холода переменной температуры.

Проведенный расчетный анализ подтверждает более высокую степень термодинамического совершенства резорбционной машины при получении холода переменной температуры и показывает возрастание этого совершенства с увеличением интервала температур получаемого холода.

Одновременно следует отметить, что совершенство резорбционной машины снижается при уменьшении давления дегазации, поэтому в действительных машинах без необходимого обоснования не следует увлекаться низкими давлениями.

Таким образом, при изменении характера источников тепла абсорбционная и резорбционная машины как бы меняются местами, причем для источников с постоянными температурами термодинамически наиболее подходящей оказывается абсорбционная, а для источников с переменными — резорбционная холодильная машина.

Во второй главе рассматриваются теоретические основы расчета и регулирования одноступенчатых резорбционных холодильных машин.

Термохимический компрессор резорбционной машины по выполняемой функции и по методике расчета принципиально не отличается от термохимического компрессора абсорбционной машины, поэтому основное внимание здесь уделяется резорбционной ступени.

Основные положения для расчета аппаратов резорбционной ступени были даны Меркелем. Однако для правильного проек-

тирования резорбционных машин и их технико-экономической оценки этих положений недостаточно.

Исходными данными для построения цикла резорбционной ступени являются внутренняя температура охлаждения водой и температурный интервал получаемого холода в дегазаторе.

В резорбционных машинах отсутствует однозначная связь между соответствующими температурами и давлениями, поэтому выбор одного из давлений в допустимых пределах произволен.

При выборе давления резорбции необходимо основываться на следующих соображениях: снижение давления открывает возможность уменьшения веса установки за счет толщины стенок аппаратов. Однако снижение давления вызывает некоторое уменьшение теплового коэффициента резорбционной машины и обычно приводит давление дегазации в область вакуума.

Если одно из давлений, например давление резорбции, выбрано, то узловые точки цикла однозначно определяются по исходным параметрам.

Принципиально возможны три случая работы резорбционной ступени:

1. Без рекуперативных теплообменников.
2. С одним холодным теплообменником.
3. С холодным теплообменником и газовым переохладителем.

Холодопроизводительность резорбционной ступени в первом случае будет наименьшей, во втором случае она возрастет на величину нагрузки холодного теплообменника, а в третьем случае дополнительно увеличится на величину нагрузки газового переохладителя и будет иметь максимальное значение.

Применение газового переохладителя дает не только увеличение удельной холодопроизводительности, но и качественно улучшает получаемый холод за счет дополнительного снижения начальной температуры кипения раствора после дросселирования.

Включение в схему резорбционной машины газового переохладителя потребовало разработки методики его расчета.

В резорбционной машине концентрация паров аммиака, образующихся в дегазаторе, выше концентрации ректифицированных паров, идущих из генератора в резорбер. Поэтому для количественного уравнивания потоков между термохимическим компрессором и резорбционной ступенью приходится снижать концентрацию паров, идущих из дегазатора в абсорбер, путем добавления некоторого количества слабого раствора из дегазатора.

Вследствие этого в газовом переохладителе теплообмен происходит между отобраным крепким раствором, идущим из резорбера в дегазатор, и парожидкостной смесью, идущей из дегазатора в абсорбер. Поэтому вначале тепло крепкого раствора расходуется на испарение добавленного в холодные пары слабого раствора, в результате чего получается насыщенный пар с такой же концентрацией, как и концентрация ректифицированных паров.

В дальнейшем тепло крепкого раствора расходуется на перегрев этого пара. Температура перегретых паров аммиака при наличии конечной разности температур будет ниже начальной температуры крепкого раствора.

Исходя из этого, общая нагрузка газового переохладителя будет складываться из нагрузки, соответствующей доиспарению влажного пара

$$q_{gn1} = i_{s'} - i_s \quad \text{ккал/кг} \quad (4)$$

и нагрузки, соответствующей перегреву пара

$$q_{gn2} = i_s'' - i_{s'} \quad \text{ккал/кг} \quad (5)$$

где: i_s — энтальпия парожидкостной смеси на входе в газовый переохладитель;

$i_{s'}$ — энтальпия насыщенных паров;

i_s'' — энтальпия перегретых паров на выходе из газового переохладителя.

Расчет поверхности газового переохладителя следует вести по частям, т. к. условия теплопередачи в областях доиспарения влажного пара и перегрева пара неодинаковы.

Рассмотрение роли укрепляющей ректификации в резорбционных машинах позволило установить, что в отличие от абсорбционной машины, где ректификация улучшает качественную сторону процесса производства холодильного действия — постоянство температуры испарения и количественную — повышение удельной холодопроизводительности, в резорбционной машине ректификация почти не влияет на качественную сторону процесса, а лишь увеличивает холодопроизводительность. Относительное увеличение холодопроизводительности q_0' превосходит некоторое увеличение расхода тепла нагрева q_h и приводит к повышению теплового коэффициента резорбционной машины, по-

этому отказываться в целях упрощения схемы от укрепляющей ректификации в резорбционных машинах можно лишь при отсутствии необходимости в экономии тепла нагрева, например при использовании отбросного тепла.

Регулирование резорбционной машины

В литературе до сих пор никаких данных о регулировании режима работы резорбционных машин не имелось. В то же время решение этих вопросов имеет принципиальное значение для промышленного использования резорбционных машин.

Как известно, характерной особенностью резорбционной холодильной машины является наличие двух степеней свободы, вследствие отсутствия в системе свободного аммиака. Отсутствие опыта по регулированию подобных систем в холодильной технике, естественно, потребовало изыскания надежных методов регулирования для резорбционных машин.

Поэтому одной из важнейших задач наших исследований была разработка вопросов регулирования резорбционных машин как при обеспечении необходимого температурного режима и заданной производительности, так и при переходе на наиболее экономичные режимы работы, при сезонном снижении температуры охлаждающей воды.

Основные положения по регулированию, которые излагаются ниже, являются результатом преодоления встретившихся весьма серьезных трудностей при пусконаладочных испытаниях экспериментальной установки.

В абсорбционных холодильных машинах при понижении температуры охлаждающей воды концентрации крепкого и слабого растворов устанавливаются сами собой, в зависимости от соответствующих температур в конце выпаривания и абсорбции за счет наличия в системе свободного аммиака.

Регулирование работы резорбционной машины при изменении температуры охлаждающей воды более сложно из-за отсутствия в системе свободного аммиака.

В качестве исходной позиции при рассмотрении методов регулирования резорбционной машины было принято сохранение неизменности температурного режима работы дегазатора.

Наиболее просто при этих условиях резорбционная машина может работать при постоянных концентрациях водоаммиачных растворов в термохимическом компрессоре и резорбционной сту-

пени, соответствующих режиму при максимальной температуре охлаждающей воды, за счет уменьшения только количества воды, подаваемой на охлаждение абсорбера и резорбера, т. е. с минимальным тепловым коэффициентом.

Между тем, наличие более холодной воды может обеспечить получение более высоких значений теплового коэффициента, а также снизить температуру нагрева. В соответствии с этим нами предлагается два метода регулирования резорбционной машины изменением режима работы:

1. Метод регулирования с фиксацией концентрации крепкого раствора резорбционной ступени.

2. Метод регулирования с помощью взаимных перемещений раствора между термохимическим компрессором и резорбционной ступенью.

Первый метод регулирования осуществляется применением ресивера крепкого раствора резорбционной ступени, емкость которого значительна по сравнению с емкостями всех остальных аппаратов. Это приводит к тому, что любые изменения концентрации во всех аппаратах вызывают незначительное изменение концентрации крепкого раствора, которую, таким образом, можно считать практически постоянной. В этом случае снижение температуры охлаждающей воды приводит к снижению давления резорбции.

Само по себе явление фиксации концентрации крепкого раствора резорбционной ступени приводит к практическому исключению влияния второй степени свободы, так как при этом заданные T_{01} и T_1 однозначно определяют давления резорбции и дегазации. Кроме того, увеличение количества крепкого раствора резорбционной ступени, как показали результаты экспериментальных исследований, повышает устойчивость работы резорбционной установки.

Второй метод регулирования предусматривает сохранение максимального давления резорбции. В этом случае снижение температуры охлаждающей воды вызывает смещение всего цикла резорбционной машины в сторону более высоких концентраций и одновременно приводит к повышению давления дегазации.

Для осуществления подобного процесса регулирования с изменением концентрации растворов предусматривается ресивер слабого раствора у генератора и ресивер крепкого раствора у резорбера.

Необходимое увеличение концентрации раствора в аппаратах при снижении температуры охлаждающей воды достигается за

счет аммиака, высвобождающегося при уменьшении количества крепкого раствора в ресивере резорбера, при соответствующем увеличении количества слабого раствора в ресивере генератора.

Т а б л и ц а 1

П а р а м е т р ы	Аппараты ТХК с раствором		Аппараты РС с раствором	
	слабым, включая ресивер	крепким	слабым	крепким, включая ресивер
Концентрация при режиме с температурой охлаждающей воды:				
максимальной	ξ_a	ξ_r	$\xi_{a'}$	$\xi_{r'}$
пониженной	ξ_{aI}	ξ_{rI}	$\xi_{a'I}$	$\xi_{r'I}$
Вес раствора при режиме с температурой охлаждающей воды:				
максимальной	G_a	G_r	$G_{a'}$	$G_{r'}$
пониженной	G_{aI}	G_r	$G_{a'}$	$G_{r'I}$

В соответствии с обозначениями таблицы уравнение материального баланса по количеству раствора будет иметь вид:

$$G_{aI} + G_{r'I} = G_a + G_{r'} \quad (6)$$

Уравнение материального баланса по аммиаку:

$$G_a \xi_a + G_r \xi_r + G_{a'} \xi_{a'} + G_{r'} \xi_{r'} = G_{aI} \xi_{aI} + G_r \xi_{rI} + G_{a'} \xi_{a'I} + G_{r'I} \xi_{r'I} \quad (7)$$

Решая совместно полученную систему, находим:

$$G_{r'I} = \frac{G_a \xi_a + G_{r'} \xi_{r'} - G_r (\xi_{rI} - \xi_r) - G_{a'} (\xi_{a'I} - \xi_{a'}) - (G_a + G_{r'}) \xi_{aI}}{\xi_{r'I} - \xi_{aI}} \quad (8)$$

Величина G_{aI} определяется теперь из уравнения (6).

Полученные результаты дают возможность установить необходимую емкость ресиверов для слабого и крепкого раствора.

Разработанные материалы позволяют осуществить тепловой расчет резорбционной холодильной машины при проектировании, оценить влияние отдельных факторов на работу и выбрать, таким образом, наиболее благоприятный режим.

Использование соотношений при регулировании позволяет выбрать систему приспособления резорбционной машины к различным режимам ее работы, произвести определение показателей при этих режимах и рассчитать емкости ресиверов.

В третьей главе изложена программа исследований, обоснована методика проведения опытов и дается описание экспериментальной резорбционной установки.

В работе резорбционной машины много аналогичного с работой абсорбционной машины, в частности, не имеется принципиального различия в термохимических компрессорах обеих систем. Поэтому при расчете термохимического компрессора могут быть использованы результаты исследований и данные эксплуатации по абсорбционным машинам.

В то же время полностью отсутствуют данные о работе комплекса резорбционной ступени во взаимодействии с термохимическим компрессором, в системе которых отсутствует свободный аммиак, что затрудняет создание промышленных установок, а следовательно, и их внедрение в народное хозяйство.

В программу исследований была включена целая серия задач, например: опытная проверка работы резорбционной машины и получение необходимых внутренних рабочих процессов: отработка правил регулирования и эксплуатации; уточнение схемы машины и выработка рекомендаций по конструированию аппаратов промышленной установки; проверка рабочих коэффициентов теплопередачи в абсорбере, резорбере и дегазаторе и установление закономерности их изменения от нагрузки; проверка возможности применения стандартных насосов, выпускаемых промышленностью и т. д., опытное разрешение которых должно было позволить получить необходимые исходные данные для создания промышленных установок.

В соответствии с программой исследований была разработана методика проведения опытов и обработки результатов и спроектирована одноступенчатая экспериментальная резорбционная машина.

На рис. 1 показана схема экспериментальной установки, рассчитанной на получение холода при переменной температуре выпаривания раствора в дегазаторе в интервале от $-3,5^{\circ}$ до $+6,5^{\circ}$ С производительностью около 6000 ккал/час при давлении резорбции 2,5 ата. Основные вертикальные тонкопленочные аппараты: генератор, абсорбер, дегазатор и резорбер изготовлены однотипными, каждый из 4 листов волнистого железа толщиной 1,5 мм, которые после приварки к торцевым плоским крышкам образуют три внутренние щели: среднюю — для пленочного стекания водоаммиачного раствора и внешние — для подачи воды. Спиральные теплообменники, горячий и холодный, изготовлены из листовой стали толщиной также 1,5 мм.

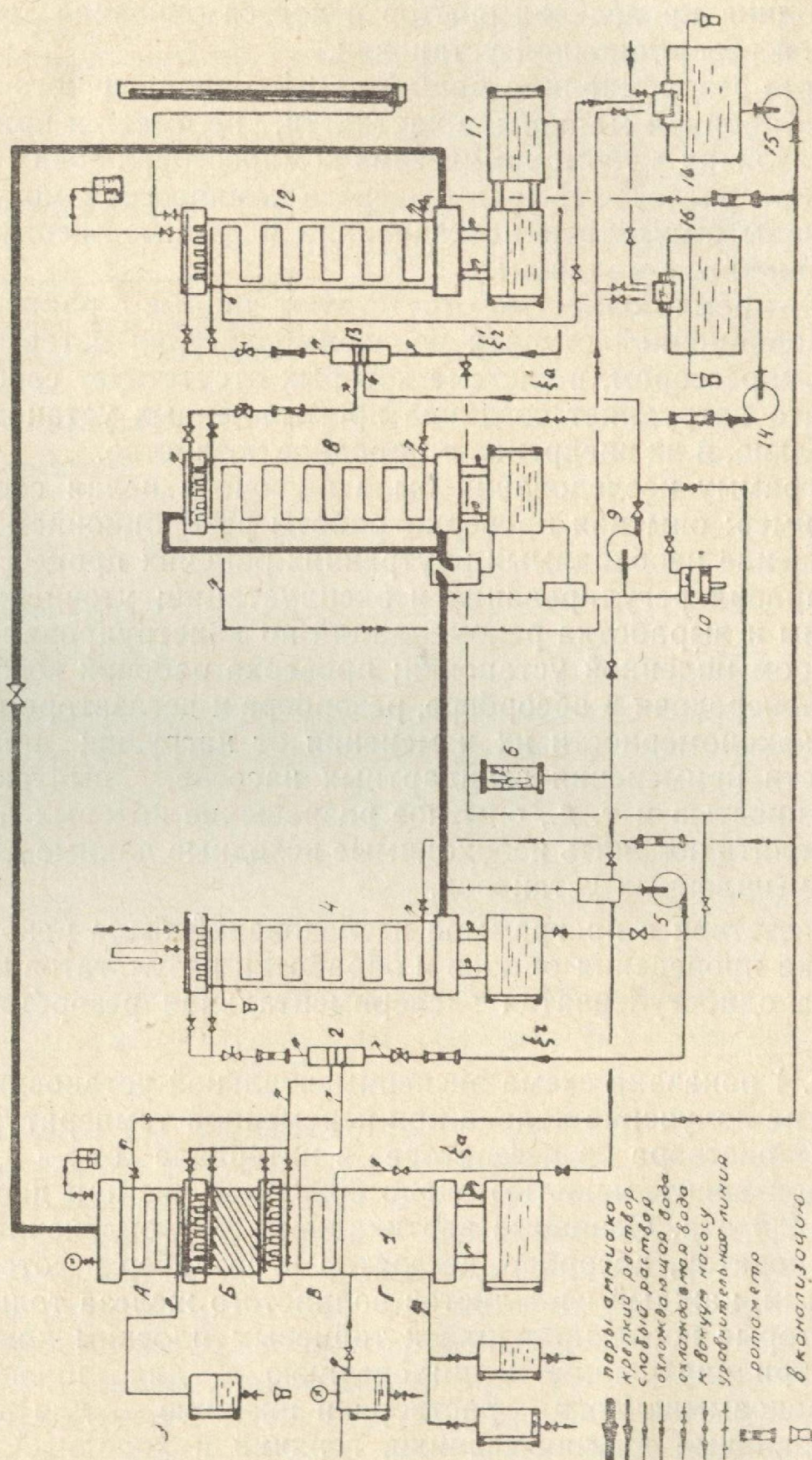


Рис. 1. 1 — генератор (А — дефлегматор, В — исчерпывающая колонка, В — змеевик обратной подачи, Г — греющая часть); 2 — горячий теплообменник; 3, 11 — колонки предварительного насыщения; 4 — абсорбер; 5, 9 — водоаммиачные насосы; 6 — сосуд из стеклянной трубы; 7 — экспериментальная трубка; 8 — дегазатор; 10 — водоаммиачный поршневой насос; 12 — резорбер; 13 — холодный теплообменник; 14, 15 — водяные насосы; 16 — смесительные баки для воды; 17 — дополнительный ресивер.

Холодильное действие в экспериментальной установке получается во внутренней полости дегазатора, где выпаривается при низком давлении дегазации крепкий водоаммиачный раствор за счет охлаждаемой воды. Процесс выпаривания раствора идет при переменной температуре, которая повышается по мере снижения концентрации от наиболее низкой температуры в верхней части аппарата до наиболее высокой температуры в нижней части. Поэтому охлаждаемая вода подается во внешние полости дегазатора в противоток раствору и протекает снизу вверх, что дает возможность охлаждать воду до наиболее низкой температуры. Слабый водоаммиачный раствор из дегазатора через рекуперативный теплообменник подается на повторное насыщение в резорбер при помощи насоса резорбционной ступени.

Пары аммиака из дегазатора отсасываются и поглощаются в абсорбере слабым раствором, поступающим из генератора. Образующийся крепкий раствор из абсорбера подается на повторное выпаривание в генератор. Пары аммиака из генератора направляются в резорбер, где поглощаются слабым раствором, поступающим из дегазатора.

Установка обогревалась паром $0,6 \div 1,8$ ата. Холодильное действие в дегазаторе снималось охлаждаемой водой, а тепловые нагрузки абсорбера, резорбера и дифлегматора отводились в охлаждающую воду. Циркуляция водоаммиачных растворов в обоих кругооборотах осуществлялась при помощи стандартных вихревых насосов марки IB-0,9, которые работали под напором 2,8 м. Тем не менее, во время перекачивания кипящего раствора резорбционной ступени при малых расходах были случаи закипания и прекращения подачи. Поэтому в резорбционную ступень дополнительно установили поршневой насос, переделанный из фреоновго компрессора 2ФВ-4, который обеспечивал подачу даже при закипании раствора. Для удаления воздуха из системы установили вакуум-насос марки КВН-8.

В соответствии с методикой исследований и обработки результатов установка оборудована необходимыми контрольно-измерительными приборами. В частности, давления замерялись ртутными манометрами, расход раствора и воды — отградуированными ротаметрами, количество конденсата греющего пара — двумя мерными бочками, температуры — медноконстантовыми термopарами и лабораторными термометрами. Концентрация водоаммиачного раствора определялась по графику $\xi = f(\gamma, t)$, его удельный вес устанавливался при соответствующих давлениях спиртометрами, помещенными в специальный

сосуд, изготовленный из стеклянной трубы с сальниковыми уплотнениями.

В четвертой главе излагаются результаты пусконаладочных и экспериментальных исследований.

Экспериментальная резорбционная холодильная установка создана у нас в стране впервые. Опыта по эксплуатации, регулированию резорбционных машин не имелось, поэтому в процессе пусконаладочных работ пришлось преодолеть целый ряд трудностей и провести сложную работу по наладке действия экспериментальной установки. По сравнению с абсорбционной наладка осложнилась тем, что, как упоминалось выше, в системе резорбционной машины нет свободного аммиака и, как следствие этого, давления зависят от концентрации растворов.

Целью пусконаладочных работ было доведение установки до устойчивой работы путем выявления и устранения недостатков, мешающих поддержанию желаемого режима работы.

Первые пробные пуски показали необходимость в первую очередь освоения методики регулирования установки для обеспечения устойчивого режима, т. к. только в этих условиях можно было выявить недостатки в схеме и конструкциях отдельных узлов машины, которые приводили к нарушению режима.

Для детального освоения регулирования было решено разделить во времени процесс разгонки крепкого раствора термохимического компрессора от процесса получения холодильного действия путем работы по периодическому циклу. Многократное проведение процессов разделения крепкого раствора и получения холодильного действия по периодическому циклу позволило установить влияние регулирования отдельных потоков на работу системы. Так, например, при разделении подача крепкого раствора из абсорбера в генератор определяет интенсивность процесса и носит независимый характер. Подача же слабого раствора из дегазатора в резорбер направлена на поддержание режима давления резорбции и носит зависимый характер от производительности генератора. Регулирование подачи охлаждающей воды в резорбер также зависит от производительности генератора на получение раствора определенной температуры и концентрации в конце процесса поглощения.

Концентрация крепкого раствора непосредственно влияет на качественную сторону получаемого в дальнейшем холодильного

действия, которое при прочих равных условиях с повышением концентрации раствора начинается с более низкой температуры.

В процессе получения холодильного действия подача крепкого раствора из резорбера в дегазатор определяет производительность и носит независимый характер. В отличие от этого расход слабого раствора из генератора в абсорбер направлен на поддержание постоянства давления дегазации или начальной температуры выпаривания раствора в дегазаторе и носит зависимый характер.

В процессе раздельного получения холодильного действия было установлено, что переход на повышенные температуры выпаривания раствора в дегазаторе не вызывает какой-либо трудности и осуществляется быстро путем временного сокращения подачи слабого раствора в абсорбер. Переход же на режим с понижением температуры выпаривания более сложен и продолжителен, так как снижение давления дегазации приводит к закипанию раствора в дегазаторе. Исходя из этого при проектировании резорбционной машины следует предусматривать минимально необходимую емкость ресивера слабого раствора резорбционной ступени, а при пуске машины необходимо вначале снизить давление дегазации до заданной величины и лишь затем снимать холодильную нагрузку.

После освоения основных положений по регулированию машина была переведена на работу по непрерывному циклу, в процессе которой был выявлен и устранен ряд недостатков в конструкциях аппаратов и схеме установки, вызывающий нарушение режима, и разработаны основные правила по эксплуатации резорбционных машин.

Опыт показал, что ректифицирующее действие в генераторе при материальном и тепловом обмене между парами аммиака, поднимающимися по волнистому каналу, и раствором, стекающим пленкой, недостаточно для приведения паров в состояние, близкое к равновесному с поступающим раствором. Поэтому для сокращения расхода тепла генератор дополнили насадочной исчерпывающей колонкой — 6, заполненной кольцами Рашига.

На устойчивую работу резорбционной машины в основном влияет постоянство концентрации крепкого раствора резорбционной ступени. Для снижения колебания концентрации крепкого раствора в опытной установке была увеличена емкость ресивера резорбера. Относительное увеличение количества крепкого раствора резорбционной ступени по сравнению с количествами остальных растворов внесло принципиальное улучшение

в работу установки, так как фиксация этой концентрации практически привела к исключению влияния второй степени свободы на устойчивую работу машины и тем самым упростила ее эксплуатацию.

В опытной установке дегазатор и абсорбер работали в области умеренного вакуума, и были случаи попадания в систему воздуха, который, собираясь в абсорбере, снижал интенсивность поглощения паров аммиака и холодопроизводительность. Удаление воздуха из абсорбера приводило к некоторой потере аммиака.

В то же время особенностью эксплуатации резорбционной машины является недопущение потери аммиака. Поэтому в резорбционных машинах с давлением дегазации ниже атмосферного, кроме принятия мер по снижению возможности попадания воздуха в систему, необходимо предусматривать специальную систему для удаления воздуха с минимальными потерями аммиака. Однако как бы совершенна ни была система удаления воздуха, она полностью не исключает потери аммиака. Поэтому сохранение герметичности системы является одним из основных требований эксплуатации резорбционной машины.

В экспериментальной установке система периодически перед пуском проверялась на наличие воздуха. При этом в некоторых случаях обнаруживалось попадание воздуха в систему во время стоянки машины, причем чаще, чем в других аппаратах, присутствие воздуха обнаруживалось в генераторе. Это объяснилось тем, что после остановки машины генератор изолировался от резорбера путем закрытия вентиля на паровой линии между этими аппаратами; в результате чего в генераторе при снижении температуры слабого раствора сильно снижалось давление, которое иногда доходило до 0,25 ата. При столь низком давлении повышалась возможность попадания воздуха, что и отмечалось на практике.

Давление в абсорбере и резорбере во время стоянки машины, в отличие от генератора, повышалось за счет нагревания слабого раствора резорбционной ступени и иногда приближалось к атмосферному.

Анализ давлений, которые устанавливались в аппаратах резорбционной машины в период ее стоянки, привел к выводу о необходимости изменения расположения запорной арматуры. Запорная арматура должна устанавливаться таким образом, чтобы одновременно исключала снижение концентрации крепкого раствора резорбционной ступени и обеспечивала наличие

повышенных давлений в большей части системы во время стоянки машины, что может быть достигнуто путем отключения на время стоянки машины ресиверов слабого и крепкого растворов термохимического компрессора. При этом запорные вентили должны устанавливаться на входе и выходе раствора из этих ресиверов и на уравнительных линиях, при их наличии.

Такое размещение запорной арматуры позволяет устанавливаться в аппаратах машины, во время ее стоянки, повышенных давлений. Одновременно повышенное давление будет и в насосах с их трубопроводами, благодаря наличию связи с абсорбером и дегазатором по уравнительным линиям.

С целью снижения возможности попадания воздуха в систему резорбционной машины во время ее работы, в экспериментальной установке в период пусконаладочных испытаний проводилась серия опытов при повышенном давлении дегазации. Эти опыты показали целесообразность повышения давления дегазации в резорбционной машине с тем, чтобы снизить или полностью исключить вероятность попадания воздуха в систему машины. При этом следует иметь в виду, что это мероприятие значительно повышает надежность работы резорбционной машины, благодаря сохранению аммиака, и приводит к некоторому увеличению теплового коэффициента.

Одновременно повышение давления дегазации приводит к соответствующему повышению давления резорбции, примерно до 3—4 ати. В опытной установке, ввиду невозможности непосредственного повышения давления резорбции, эквивалентное повышение концентрации крепкого раствора резорбционной ступени достигалось снижением температуры раствора в конце процесса поглощения до 20—25°.

Работа стандартных насосов для перекачивания концентрированного водоаммиачного раствора в обоих кругооборотах машины показала полную их приемлемость. Недостатки, которые имели место в опытной установке, такие как закипание раствора на всасывающей стороне насосов, были связаны с их большей, чем необходимо, производительностью.

При работе резорбционной машины с повышенным давлением резорбции также могут быть применены стандартные насосы для перекачивания водоаммиачного раствора.

В резорбционной машине для количественного уравнивания потоков аммиака между кругооборотами вместе с парами, идущими из дегазатора в абсорбер, подается некоторое количество слабого раствора резорбционной ступени. Опыт показывает

целесообразность подавать это количество раствора непосредственно в верхнюю часть генератора, предусматривая для этого специальную линию. Эту же линию следует использовать для перепуска раствора из резорбционного кругооборота в кругооборот термохимического компрессора при регулировании концентрации растворов.

Одной из основных задач опытных исследований являлась разработка методики регулирования резорбционной машины как при поддержании заданного режима охлаждения, так и при переходе на другие режимы с изменением холодопроизводительности.

Регулирование по поддержанию устойчивого режима работы опытной установки при постоянной производительности было не сложным, так как при этом расходы растворов, охлаждаемой и охлаждающей воды оставались постоянными. Поэтому практически все регулирование сводилось к поддержанию давления дегазации путем корректировки при необходимости подачи слабого раствора из генератора в абсорбер.

Регулирование при изменении производительности и режима работы установки сложнее. Поэтому для выработки правил регулирования в этих условиях основная часть опытов проводилась при изменении производительности и режима работы в желаемом направлении.

Проведенные опыты подтвердили возможность регулирования процессов, протекающих в резорбционной машине и позволили выработать необходимые правила.

Работа опытной резорбционной установки оценивалась анализом и сравнением внешнего и внутреннего тепловых балансов. Внешний определялся по расходу греющего пара и по количеству охлаждаемой и охлаждающей воды. Удельные элементы внутреннего теплового баланса находились графическим расчетом цикла машины в диаграмме по замеренным параметрам. Полные внутренние нагрузки устанавливались умножением удельных величин на количество циркулирующего аммиака, которое принималось средним из двух кругооборотов раствора.

Сопоставление тепловых балансов показывает значительные относительные внешние тепловые потери, которые не характерны для машин большой производительности. Поэтому, оценивая работу при различных режимах, мы ограничивались определением теплового коэффициента по внутреннему режиму:

$$\Sigma = \frac{Q_0}{Q_h} \quad (9)$$

В таблице 2 охарактеризованы четыре режима. Из замеров 1 и 2 видно, что параметры, определяющие режим работы, близко совпадают с принятыми в расчетном. Этого нельзя сказать о достигнутом тепловом коэффициенте — он ниже расчетного. Объясняется это неполнотой рекуперации тепла в обоих теплообменниках, приводящей к снижению теплового коэффициента за счет уменьшения холодопроизводительности и увеличения тепла нагрева. Конечные разности температур растворов на холодном конце горячего и теплом конце холодного теплообменников превышали принятые расчетные $t_3 - t_4 = 10$ и $t_{12} - t_{11} = 5^\circ\text{C}$ соответственно на 5,8—8,4 и 1,5—3,5 $^\circ\text{C}$.

Т а б л и ц а 2

П а р а м е т р ы	Рас- чет- ные	З а м е р ы			
		1	2	3	4
Давление, ата:					
резорбции	2,5	2,6	2,8	2,7	2,5
дегазации	0,4	0,48	0,52	0,76	0,95
Температура, $^\circ\text{C}$, раствора:					
слабого на выходе из горячего теплообменника	45	53	52	53	54
крепкого на входе	35	36,1	35	37,2	35,6
в конце поглощения в абсорбере	35	35	33,5	35	33
то же в резорбере	35	34	33	20,5	20
слабого на выходе из холодного теплообменника	30	26	26,5	13	13,5
Температура, $^\circ\text{C}$, выпаривания в дегазаторе:					
в начале	-3,5	-2,9	-1,7	-4,4	+0,2
в конце	6,5	3,5	4,3	2,2	6,3
Тепло нагрева, подведенное к генератору, ккал/час	—	19000	19200	13300	12300
Внешняя холодопроизводительность ккал/час	—	5620	6050	4650	4460
Полезно использованное тепло нагрева, ккал/час	13700	17370	17550	12520	11125
Полная холодопроизводительность ккал/час	6000	5870	6400	4950	4700
Тепловой коэффициент	0,438	0,338	0,365	0,395	0,422

Рекуперацию тепла можно было довести до расчетной путем увеличения поверхности теплообменников. Но так как влияние такого увеличения на конечный результат известно, мы сочли возможным учесть влияние недорекуперации тепла на величину теплового коэффициента расчетным путем.

В табл. 3 приведены скорректированные значения теплового коэффициента, полученные при доведении рекуперации до расчетной. В этом случае они по величине сопоставимы с расчетными:

Т а б л и ц а 3

П а р а м е т р ы	З а м е р ы			
	1	2	3	4
Снижение расхода тепла при полной рекуперации, ккал/час	1350	1330	550	460
Расход тепла на обогрев генератора, ккал/час	16020	16220	11970	10665
Увеличение холодопроизводительности ккал/час	625	372	310	165
Полная холодопроизводительность, ккал/час	6495	6772	5260	4865
Тепловой коэффициент	0,405	0,411	0,438	0,455

В опытной установке аппараты были рассчитаны на предельное давление 2 ати и для проверки работы при повышенных давлениях дегазации в ней были созданы специальные режимы, при которых эквивалентное увеличение концентрации крепкого раствора достигалось вместо повышения давления резорбции снижением температуры крепкого раствора резорбционной ступени в конце поглощения до 20—25°C. Характерные данные приведены в таблице 2 (замеры 3 и 4), откуда видно, что при сохранении режима остальных аппаратов показатели машины также близки к расчетным, а величина теплового коэффициента несколько повысилась. Это подтверждает целесообразность повышения давлений в резорбционной машине для снижения или исключения вакуума.

По результатам замеров были определены коэффициенты теплопередачи в абсорбере, резорбере и дегазаторе опытной установки. Полученные значения приведены на рис. 2, из которого видно, что коэффициенты теплопередачи в большой степени зависят от плотности орошения раствора. Эти данные являются характерными для данной опытной установки и соответствуют действительным скоростям воды 0,1—0,29 м/сек. При этом из рис. 2 виден довольно значительный разброс точек, что объясняется влиянием на величину коэффициентов теплопередачи других факторов, таких, как скорости воды, температуры потоков, концентрации растворов и т. д., которые в этой обработке не

учитывались. Расчеты показывают, что при повышении скорости воды до 1 м/сек коэффициенты теплопередачи при плотностях орошения раствора 200—300 кг/м² час будут составлять в абсорбере 400—500, в резорбере 340—370 и в дегазаторе 400—450 ккал/м² час °С.

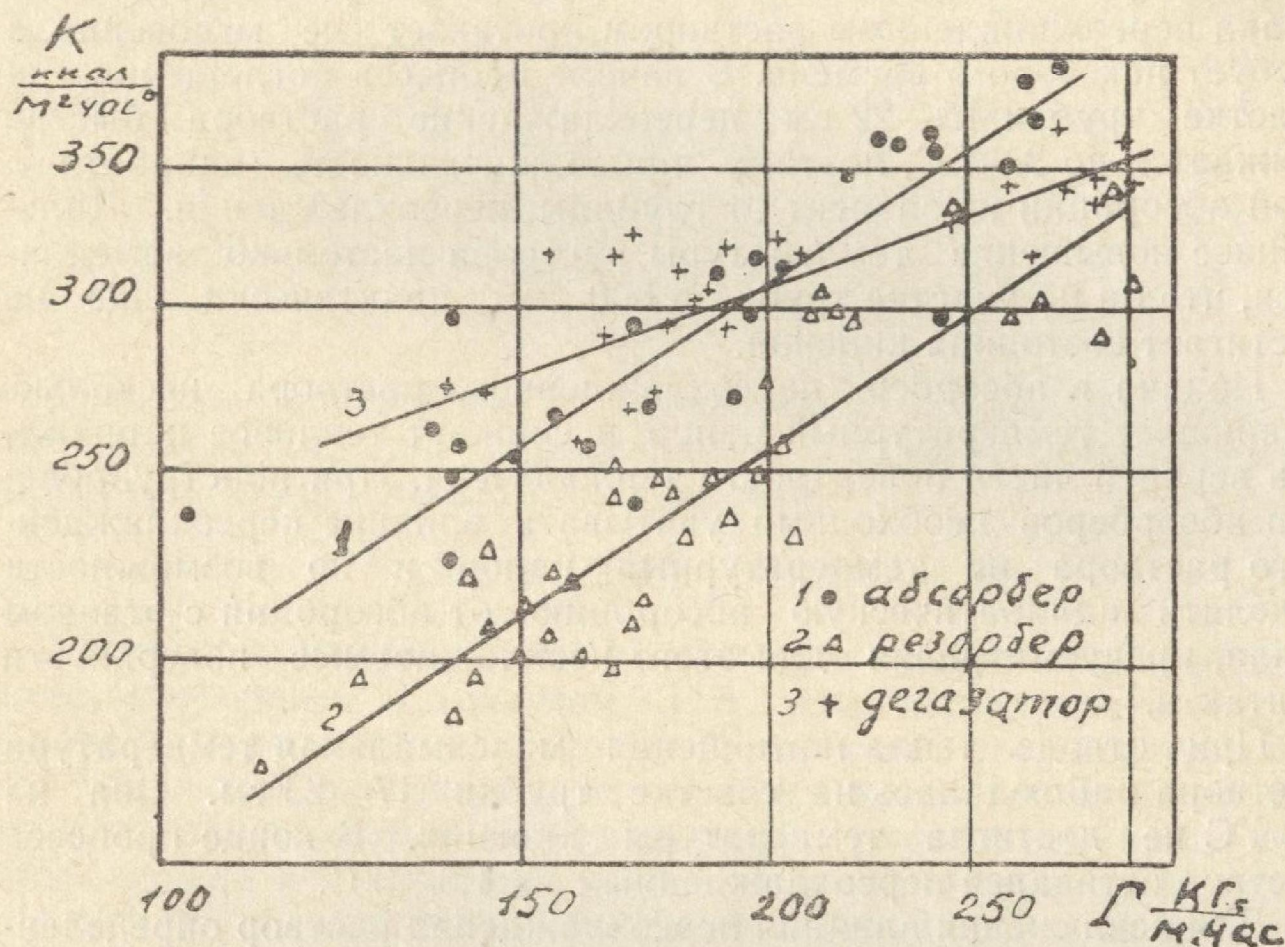


Рис. 2. Коэффициенты теплопередачи в абсорбере, резорбере и дегазаторе экспериментальной резорбционной установки

Для получения исчерпывающих данных по теплообмену в абсорбере и резорбере было проведено опытное определение коэффициента теплоотдачи при абсорбции паров аммиака пленкой раствора на вертикальной одиночной трубе (рис. 1). Во время опытов замерялись количества раствора и воды, температура на входе и выходе, а также температуры раствора и стенки по высоте трубы.

В абсорбционных и резорбционных машинах раствор на поглощение поступает переохлажденным. Считают, что при контакте с парами аммиака он скачком повышает свою температуру и мгновенно приходит в состояние, близкое к кипению. Интенсив-

ность дальнейшего процесса поглощения зависит от отвода тепла абсорбции. Практических данных о скорости приближения переохлажденного раствора к состоянию кипения нет, поэтому поставили опыты и без отвода тепла для определения этой скорости.

Было установлено, что адиабатическая абсорбция паров аммиака переохлажденным раствором протекает не мгновенно, а требует некоторого времени. В начале процесса поглощения на участке трубки 15—22 см переохлаждение раствора быстро снижается до 3—4°C, поэтому продолжительность адиабатической абсорбции не зависит от глубины переохлаждения. Дальнейшее повышение температуры раствора настолько замедляется, что он на участке трубки в 600 мм практически еще не достигает состояния кипения.

Подача в абсорбер переохлажденного раствора несколько уменьшает температурный напор и снижает тепловое напряжение верхней части поверхности теплообмена. При конструировании абсорберов необходимо учитывать влияние переохлажденного раствора на температурный напор и по возможности отделять адиабатическую абсорбцию от абсорбции с отводом тепла, предусматривая для этого неохлаждаемые поверхности контакта.

При отводе тепла поглощения максимальная температура раствора наблюдалась на участке трубки 17—23 см. Она на 3—4°C не достигла температуры кипения. В конце процесса раствор оставался переохлажденным на 1,5—3°C.

Для исключения влияния переохлаждения раствор определенной концентрации подогревали в генераторе при повышенном давлении до температуры, обеспечивающей закипание после дросселирования. В состоянии кипения он попадал на поверхность теплообмена, где, благодаря отводу тепла поглощения, протекала абсорбция. В конце процесса также наблюдалось переохлаждение 1,5—3°C.

Опыты ставились при средних концентрациях 0,1—0,4 кг/кг и нагрузках 2000—12 500 ккал/м² час.

Коэффициент теплоотдачи α подсчитывался по отведенному теплу поглощения и среднему температурному напору между раствором и стенкой, при этом предельная погрешность не превышала 20%. Результаты обработали в виде $\alpha = A\Gamma^n$ при средних значениях концентрации и температуры. Значения коэффициента A при $n = 0,48$ приведены в табл. 3 а, из которой видно, что коэффициент теплоотдачи при абсорбции уменьшается

ся при снижении температуры и возрастании концентрации примерно до $\xi=0,3$, при дальнейшем повышении концентрации он начинает медленно возрастать.

Т а б л и ц а 3а

ξ	t	A	ξ	t	A
0,1	50	89		50	76,3
	40	75,8	0,3	40	63
0,2	50	80,7			51,9
	40	68,3	0,4	50	54

Расчетное определение по результатам опытов критериального уравнения, при определяющем размере учетверенной толщины пленки, привело к зависимости:

$$Nu = 0,009 Re^{0,82} Pr^{0,4} \quad (10)$$

Характер критериальной зависимости аналогичен уравнениям, полученным Семилетом З. В. при исследовании теплообмена на горизонтальных трубах. Сравнение этих критериальных уравнений показывает, что интенсивность теплообмена на горизонтальных трубах при одинаковых плотностях орошения выше, чем на вертикальных, ввиду дополнительной турбулизации потока при протекании жидкости с одной трубы на другую. Это приводит к выводу, что условия теплообмена в горизонтальных абсорберах более благоприятны, однако в условиях работы аммиачных абсорбционных машин получение в таких абсорберах высоких плотностей орошения связано с целым рядом трудностей.

Следует отметить, что опытные значения коэффициента теплоотдачи превышают значения α , подсчитанных по известному уравнению Сексауера, полученному при исследовании теплообмена на вертикальных трубах с высокими плотностями орошения воды, не более чем на 20%, причем это превышение снижается при повышении концентрации растворов. Это показывает малое влияние процесса абсорбции на условия теплообмена.

Результаты опытов могут быть использованы при расчетах тонкопленочных абсорберов аммиачных холодильных машин.

В пятой главе рассматриваются принципы построения аппаратов, выясняются области промышленного применения и дается технико-экономический анализ резорбционных холодильных машин.

Наиболее рациональными для резорбционной машины, как и для абсорбционной, являются вертикальные или горизонтальные аппараты пленочного типа, с сохранением принятых до сих пор принципов построения аппаратов. Однако в области аппаратостроения применительно к резорбционным машинам открываются новые перспективные возможности. Так, Альтенкирх предложил для резорбционных машин низкого давления располагать аппараты в железобетонных камерах, что для подобных систем является вполне приемлемым. Практическое использование этой идеи позволяет располагать аппараты одного и того же давления, например абсорбер и дегазатор, в одной общей камере без соединительных трубопроводов, как это делается, например, в бромистолитиевых машинах.

Поверхности абсорбера и дегазатора в этом случае могут быть собраны из типовых противоточных секций с внешним орошением раствора. На рис. 3 показана возможная конструкция такой типовой секции, изготовленной из волнистой листовой стали.

В абсорбционных холодильных машинах в последние годы наряду с противоточными по воде и раствору абсорберами находят применение и прямоточные абсорберы. К числу таких аппаратов следует отнести вертикальные кожухотрубные абсорберы фирмы Борзиг. В этих абсорберах, благодаря возможности получения высоких плотностей орошения по раствору и по воде, достигаются высокие значения коэффициентов теплопередачи. Недостатком этих абсорберов является значительная металлоемкость.

Используя принципы работы прямоточных абсорберов, нами предлагается конструкция листотрубных оросительных абсорберов и резорберов без наружных обечаек, собранных из типовых прямоточных секций (рис. 4) с внешним орошением охлаждающей воды и внутренним пленочным орошением раствора.

Достоинство такой конструкции — простота, доступность поверхности теплообмена для чистки и возможность получения высоких плотностей орошения раствора и воды.

Что же касается таких аппаратов, как генератор и теплообменники, то по ним мы не даем принципиально новых решений. Генераторы следует применять трубчатой конструкции, по

аналогии с генераторами абсорбционных машин, только с более легкими обечайками и трубными решетками и более тонкостенными трубами. Наиболее рациональными теплообменниками для растворов в системе резорбционной машины являются спиральные, которые должны изготавливаться с учетом низких рабочих давлений.

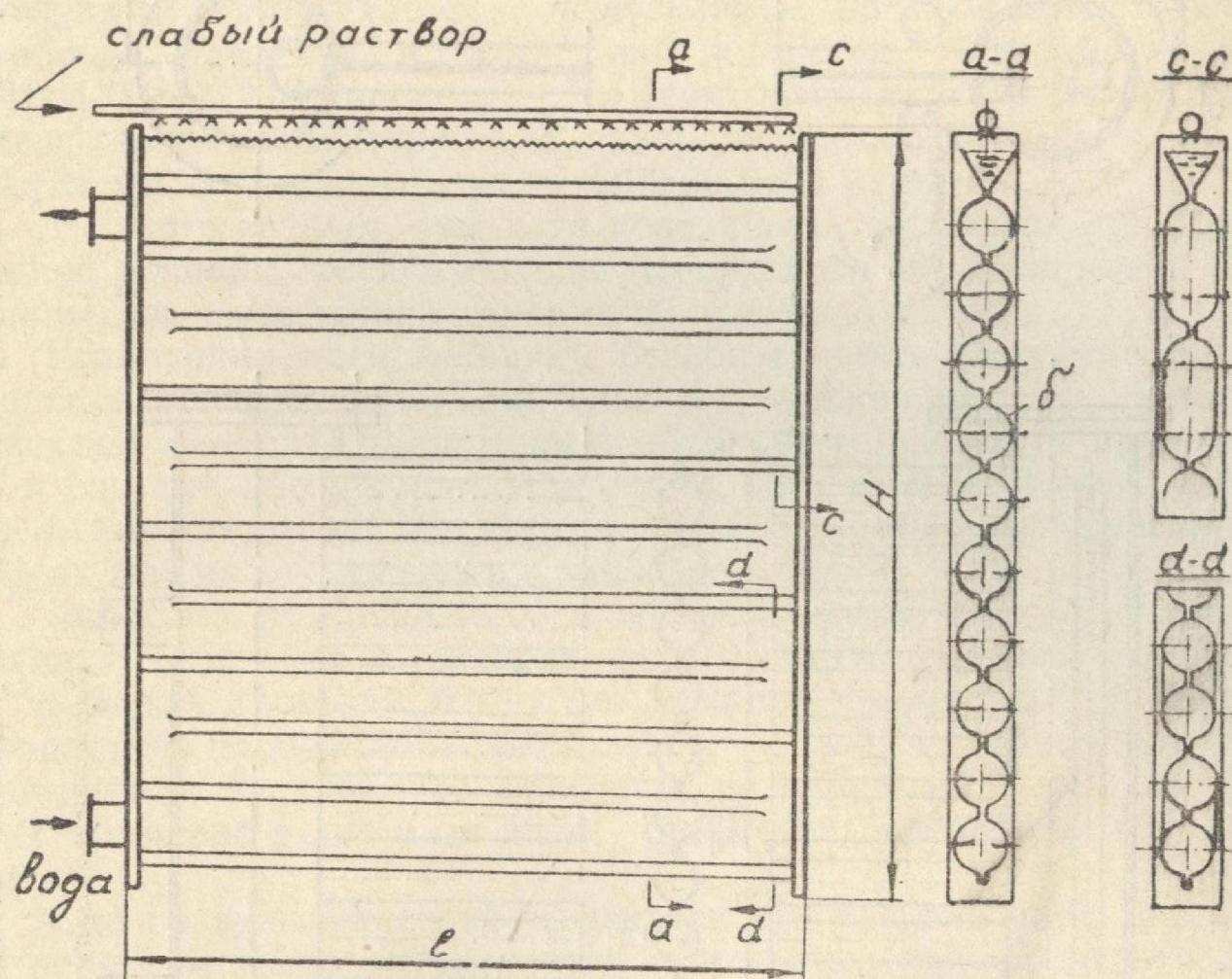


Рис. 3. Секция противоточного листотрубного абсорбера с внешним протеканием раствора

Важным экономическим показателем при выборе типа холодильной установки является расход металла на ее изготовление. Для установления соотношения между поверхностями аппаратов резорбционной и абсорбционной машины были проведены расчеты на различные режимы работы, которые показали, что поверхность аппаратов резорбционной машины в среднем на 30% больше поверхности аппаратов абсорбционной.

Данные нормалей завода «Компрессор» и весовые характеристики аппаратов абсорбционных машин, приведенных в лите-

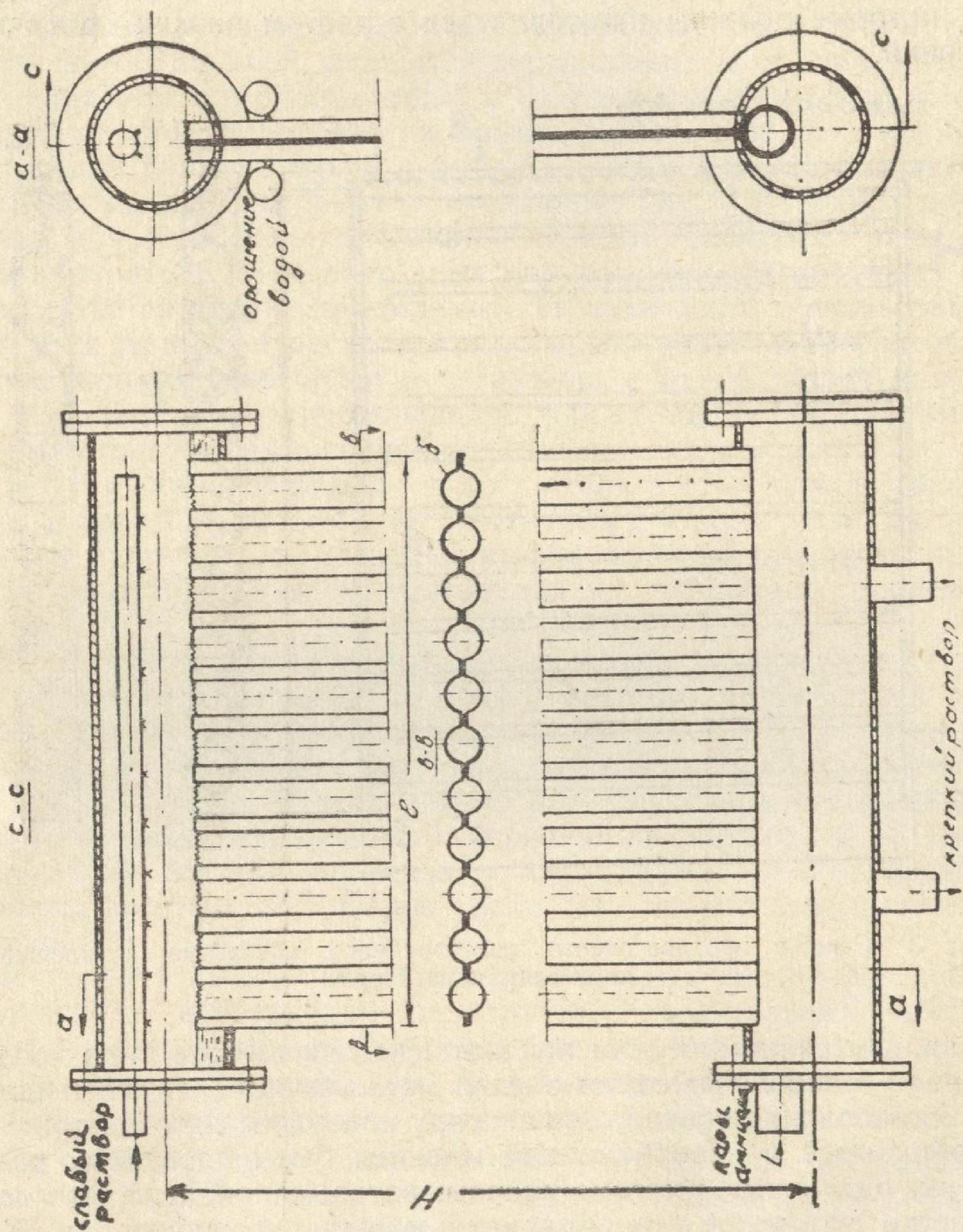


Рис. 4. Секция прямого листового абсорбера без наружной обечайки

ратуре, показывают, что средний вес 1 м² поверхности составляет 55 кг.

Весовых характеристик по аппаратам резорбционной машины в литературе не имеется. Для приближенного определения веса 1 м² поверхности нами были использованы характеристики кожухотрубных аппаратов, выпускаемых промышленностью на рабочие давления 4 кг/см² по нормальям, разработанным НИИХИММАШ аппаратом. По этим данным средний вес 1 м² поверхности кожухотрубного аппарата, изготовленного из труб $D=38$ мм, составляет 21 кг, т. е. в 2,52 раза меньше.

Из этого следует, что, хотя поверхность аппаратов резорбционной машины на 30% больше поверхности абсорбционной машины, вес первой ниже веса второй примерно в 2 раза.

Реализация идеи создания безобечаечного абсорбера и резорбера приведет к дополнительному снижению веса резорбционной машины. Аналогичный абсорбер может быть применен и в системе абсорбционной машины, но с соответственно утолщенными стенками. Поэтому, полученное выше соотношение в весах машин сохранится и в данном случае.

Аппараты резорбционной и абсорбционной машины имеют равную сложность в изготовлении и монтаже. Поэтому с достаточной для практики точностью можно принимать стоимость аппаратов пропорционально их весу. Исходя из изложенных соображений следует, что стоимость резорбционной машины будет примерно в два раза ниже стоимости абсорбционной машины.

Оценка экономической эффективности той или иной машины в конечном счете определяется стоимостью выработанного холода, которая зависит от величины амортизационных отчислений и эксплуатационных затрат.

Экономически целесообразно применять более дешевую резорбционную машину с меньшим тепловым коэффициентом в тех случаях, когда перерасход по эксплуатации перекрывается экономией от амортизационных отчислений.

Предельный срок эксплуатации, когда экономически выгоднее применение машины с меньшим тепловым коэффициентом, определяется уравнением:

$$n = \frac{(S_A - S_P)b}{Q_0(B_P - B_A)} \quad \text{час} \quad (11)$$

где: n — время, в течение которого перекрывается перерасход по эксплуатационным затратам экономией от амортизационных отчислений;

- S_A — стоимость абсорбционной установки в руб;
 S_p — то же резорбционной;
 b — годовые амортизационные отчисления в %;
 Q_0 — часовая производительность установок в мг ккал/час.
 B_p — эксплуатационные затраты на выработку 1 М ккал. холода резорбционной машиной;
 B_A — то же абсорбционной.

На кафедре холодильных машин Астрыбвтуза автором разрабатывалась «Аммиачная резорбционная установка производительностью 3 000 000 ккал/час», предназначенная для охлаждения воды с $+12^\circ$ до $+4^\circ$, т. е. применительно к условиям работы холодильной машины на предприятиях искусственного и синтетического волокна.

За основу при технико-экономическом сравнении резорбционной машины были приняты ее показатели при работе по наиболее простой одноступенчатой схеме без газового переохладителя. Тепловые расчеты показали, что при температуре охлаждающей воды $t_w=29^\circ$, давлении резорбции $P_r=2,5$ ата и давлении дегазации $P_o'=0,4$ ата резорбционная машина будет иметь теоретический тепловой коэффициент $\Sigma_t = 0,472$, а действительный коэффициент с учетом всех потерь в самом худшем случае будет не менее $\Sigma_d=0,41$.

На аналогичный режим работы были проведены тепловые расчеты абсорбционной машины.

Для сравнения резорбционной машины в бромистолитиевой использовались результаты работы ЛТИХПа по созданию бромистолитиевой холодильной установки производительностью также 3 М ккал/час.

Т а б л и ц а 4

Характеристики резорбционной (РХМ), абсорбционной (АХМ) и бромистолитиевой (БЛ АХМ) холодильных машин производительностью 3 000 000 ккал/час

№ п. п.	На и м е н о в а н и е	РХМ	АХМ	БЛ АХМ при стоимо- сти бромистого лития	
				перспек. 5 руб./кг	фактичesk. 13,7 руб./кг
1	Поверхность аппаратов, м ²	2980	2252	—	—
2	Вес, т	64,7	125,4	—	—

№ п. п.	Наименование	РХМ	АХМ	БЛ АХМ при стоимости бромистого лития	
				перспек. 5 руб./кг	фактически. 13,7 руб./кг
3	Расход охлаждающей воды, м ³ /час	1000	936	800	800
4	Расход эл. энергии, квт/час . . .	20,5	50	30	0
5	Тепловой коэффициент	0,41	0,545	0,66	0,66
6	Стоимость машин тыс. руб. . . .	40,72	83,67	128,1	231,0

По данным таблицы 4 при стоимости воды и электроэнергии соответственно 0,01 руб/м³ и 0,018 руб/квт час и при равных годовых амортизационных отчислениях $b=10\%$ была определена по уравнению (11) предельная продолжительность работы резорбционной машины в сравнении с абсорбционной и бромистолитиевой. Результаты расчетов приводятся в таблице 5.

Таблица 5

Предельная продолжительность работы РХМ в часах, при которой наступает равная эффективность с АХМ и БЛ АХМ в зависимости от стоимости тепла.

№ п.п.	Стоимость 1 М ккал тепла в руб.	Продолжительность работы РХМ в часах в сравнении		
		с АХМ	с БЛ АХМ при стоимости бромистого лития	
			5 руб./кг	13,7 руб./кг
1	5	472	530	1290
2	4	588	643	1565
3	3	780	820	1990
4	2,5	932	950	2310
5	2	1160	1125	2440
6	1,5	1535	1380	3370
7	1,0	1960	1800	4400
8	0,5	4330	2570	6250

Создание резорбционной машины по более экономичной одноступенчатой схеме с газовым переохладителем и на более высокое давление резорбции $P_r = 5$ ата при температуре воды $t_w = 29^\circ$ позволяет повысить теоретический тепловой коэффи-

коэффициент до $\Sigma_t = 0,55$. В этом случае действительный тепловой коэффициент при самых худших условиях будет не менее $\Sigma_d = 0,478$. Тогда в соответствии с вышепринятыми стоимостями и амортизационными отчислениями равная эффективность наступит при предельной продолжительности эксплуатации, приведенной в таблице 6.

Т а б л и ц а 6

Предельная продолжительность работы РХМ, имеющей тепловой коэффициент $\Sigma_d = 0,478$, в часах, при которой наступит равная эффективность с АХМ и БЛ АХМ, в зависимости от стоимости тепла.

№ п.п.	Стоимость 1 М. ккал тепла в руб.	Продолжительность работы РХМ в часах в сравнении		
		с АХМ	с БЛ АХМ при стоимости бромистого лития	
			5 руб./кг	13,7 руб./кг
1	5	1120	855	1860
2	4	1350	1010	2210
3	3	1700	1240	2700
4	2,5	2015	1420	3090
5	2	2510	1655	3600
6	1,5	3320	1980	4300
7	1	4760	2470	5360
8	0,5	8950	3270	7130

Из анализа данных табл. 5 и 6 видно, что область экономически более целесообразного применения резорбционных машин зависит от стоимости тепла, совершенства схемы машины и продолжительности работы. Бесспорной областью экономически более выгодного применения резорбционных машин являются такие предприятия, в которых годовой срок эксплуатации холодильных машин равен или меньше времени, при котором наступает равная эффективность со сравниваемой машиной. Необходимость промышленного внедрения дешевых резорбционных машин объясняется и тем, что в настоящее время как бы велики ни были капитальные вложения в быстро развивающуюся химическую промышленность, народное хозяйство пока располагает ограниченными капитальными и материальными ресурсами. Поэтому всякое снижение капитальных затрат и материальных ресурсов приводит к более быстрому наращиванию производственных мощностей страны.

Проведенный технико-экономический анализ не является исчерпывающим, тем не менее он показывает, что резорбционные машины в ряде случаев могут быть наиболее рентабельными машинами и, безусловно, должны найти широкое применение в промышленности.

ВЫВОДЫ:

1. Резорбционные машины являются перспективным видом крупных холодильных установок для ряда отраслей народного хозяйства и в первую очередь для химической промышленности.

2. Эффективность применения резорбционной машины возрастает с увеличением интервала температур получаемого холода.

3. Получены необходимые исходные данные для расчета промышленных установок, разработаны правила их регулирования и эксплуатации, а также выработаны рекомендации по конструированию панельных аппаратов.

4. Проведенный технико-химический анализ показал, что одноступенчатые резорбционные машины низкого давления с панельными аппаратами в ряде случаев могут быть наиболее рентабельными машинами для производства холода плюсовых и отрицательных температур и, безусловно, должны найти широкое применение в промышленности.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Блиер Б. М. Гайдин З. З. Циклы абсорбционных и резорбционных холодильных машин. Известия ВУЗов, «Энергетика» № 11, 1963 г.
2. Блиер Б. М., Гайдин З. З. Теоретические основы расчета и регулирования одноступенчатых резорбционных холодильных машин. Известия ВУЗов, «Пищевая технология» № 6, 1962 год.
3. Гайдин З. З. Экспериментальные исследования и пути развития резорбционной холодильной машины. Известия ВУЗов, «Пищевая технология» № 6, 1963 год.

Результаты работы докладывались:

1. На конференции по прикладной термодинамике в г. Одессе в сентябре 1962 года (тезисы напечатаны).
2. На XIII конференции по итогам научно-исследовательской работы Астрьбвтуза в феврале 1963 года (тезисы напечатаны).