

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

На правах рукописи

ТИМОШЕВСКАЯ ЛЮБОВЬ ВИКТОРОВНА

УДК 661.531(56)

Тимош


**УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
КРУПНОТОННАЖНОЙ АММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ
С ВОЗДУШНЫМ КОНДЕНСАТОРОМ
КОМПЛЕКСА ПЕРЕГРУЗКИ АММИАКА**

Специальность 05.05.14 — Холодильная, вакуумная и компрессорная
техника, системы кондиционирования

Диссертация на соискание ученой степени

*Ідентична за змістом
з іншими приліпками
дисертації*

кандидата технических наук

*Вчений секретар
спеціалізованої
вченої ради Д 41.038.03
 В. С. Мілованов*

Научный руководитель

Лавренченко Георгий Константинович,
д.т.н., профессор



Одесса-2016 г.

	2
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ АХУ КОМПЛЕКСА ПЕРЕГРУЗКИ АММИАКА.....	11
1.1. Назначение комплекса перегрузки аммиака.....	11
1.2. Конструктивные особенности воздушного конденсатора АХУ.....	16
1.3. Мероприятия по обеспечению стабильной работы АХУ.....	21
1.3.1. Алгоритм работы вентиляторов воздушного охлаждения.....	22
1.3.2. Алгоритм работы системы удаления НКГ.....	30
1.4. Анализ современных систем воздухоотделения АХУ.....	35
1.5. Цели и задачи исследования.....	43
1.6. Выводы к разделу.....	44
2. ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА АХУ В НЕРАСЧЁТНЫХ УСЛОВИЯХ.....	46
2.1. Разработка математической модели описания основных параметров АХУ при работ её в нерасчётных условиях.....	46
2.2. Влияние термогидравлических колебаний давлений в конденсаторе на показатели работы АХУ.....	63
2.2.1. Влияние изменения числа оборотов двигателя компрессора.....	65
2.2.2. Влияние конструктивных особенностей конденсатора.....	68
2.2.3. Влияние алгоритма работы вентиляторов воздушного охлаждения.....	79
2.2.4. Влияние алгоритма работы системы удаления НКГ.....	87
2.3. Влияние НКГ на показатели работы АХУ.....	89
2.4. Изменения рабочих параметров АХУ, указывающие на наличие НКГ или термогидравлических колебаний в системе.....	94
2.5. Выводы к разделу.....	102
3. РАЗРАБОТКА ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО СТАБИЛИЗАЦИИ РАБОТЫ АХУ....	105
3.1. Разработка нового алгоритма автоматического удаления НКГ.....	105

3.2. Разработка нового алгоритма работы вентиляторов воздушного охлаждения	108
3.3. Разработка новой системы удаления НКГ абсорбционного типа	111
3.4. Внедрение и экспериментальное исследование разработанных предложений	114
3.5. Техничко-экономическая оценка разработанных предложений по стабилизации работы АХУ комплекса перегрузки аммиака.....	121
3.6. Выводи к разделу.....	125
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	128
ЛИТЕРАТУРА	130

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $t_{0.c}$ — температура окружающей среды, °С;
 $t_{н.3}$ — температура нагнетания, °С;
 t_k — температура конденсации, °С;
 $t_{охл1}, t_{охл2}$ — начальная и конечная температуры охлаждающей среды, т. е. воздуха, °С.
 P_k — давление конденсации аммиака, МПа;
 $P_{н.3}$ — давление нагнетания 3-ей ступени компрессора, МПа;
 ΔP — разность давлений между давлением в конденсаторе и давлением конденсации аммиака, МПа;
 q_k — удельная тепловая нагрузка конденсатора аммиака кВт;
 G_a, G_b — массовые расходы аммиака и воздуха, кг/с;
 $i_{вх}, i_{вых}$ — энтальпии аммиака на входе и выходе из аппарата, кДж/кг;
 k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К);
 $F_{вн}$ и $F_{н.}$ — площадь поверхности теплопередачи, внутренняя и наружная, соответственно, м²;
 q_m — средняя логарифмическая разность температур, К;
 c_p — изобарная теплоёмкость воздуха, кДж/(кгК);
 P — потребляемая вентилятором мощность, кВт;
 Q — объёмная подача воздуха, м³/с;
 H — напор вентилятора, Па;
 F — площадь узкого сечения межрёберного пространства, м²;
 w — скорость движения воздуха в узком сечении, м/с;
 ρ — плотность воздуха, кг/м³;
 h_b, h_n — КПД вентилятора и передачи, соответственно.
 Q_k — тепловая нагрузка конденсатора, кВт;
 θ_m — средняя логарифмическая разность температур, К;
 c_p — изобарная теплоёмкость воздуха, кДж/(кгК);
 Δp — общее гидравлическое сопротивление конденсатора, кПа;
 $\Delta p_{тр}$ — гидравлическое сопротивление трению, кПа;
 $\Delta p_{мс}$ — гидравлическое сопротивление местных сопротивлений, кПа;
 λ — коэффициент трения;
 l — длина трубы, м;
 d — диаметр трубы, м;
 ρ — плотность аммиака, кг/м³;
 w — скорость потока в трубе, м/с;
 $\sum \xi_{мс}$ — сумма всех коэффициентов местного сопротивления, кПа;
 e — относительная шероховатость трубы;

Δ — абсолютная шероховатость трубы, м;

Re — критерий Рейнольдса;

V, L — объёмные доли парогазовой смеси и жидкого аммиака, соответственно, %;

$C_{\text{НКГ}}$ — концентрация НКГ, %;

$C_{\text{НКГ}}^{\text{in}}, C_{\text{НКГ}}^{\text{out}}$ — концентрации НКГ на входе и выходе из теплообменника, соответственно, %;

$G_{\text{НКГ}}$ — количество НКГ, кг;

$n_{\text{вен}}$ — количество включенных в работу вентиляторов E-1;

$T_{D-4A}, T_{D-4B}, T_{D-4C}, T_{D-4D}$ — температуры жидкого NH_3 на входе в ресиверы D-4A, D-4B, D-4C, D-4D, соответственно, К;

$P_{D-4A}, P_{D-4B}, P_{D-4C}, P_{D-4D}$ — давления в ресиверах D-4A, D-4B, D-4C, D-4D, соответственно, МПа;

$L_{D-4A}, L_{D-4B}, L_{D-4C}, L_{D-4D}$ — уровни жидкого аммиака в ресиверах D-4A, D-4B, D-4C, D-4D, соответственно;

L_{C-1A}, L_{C-1B} — нагрузка по жидкому аммиаку компрессоров C-1A и C-1B, соответственно

$\Delta P_V, \Delta P_L$ — потери давления на участках между ТО в коллекторах газообразного и жидкого аммиака, соответственно, МПа;

$\Sigma \Delta P_V, \Sigma \Delta P_L$ — суммарные потери давления в коллекторах газообразного и жидкого аммиака, соответственно, МПа.

СОКРАЩЕНИЯ

АХУ — аммиачная холодильная установка;

НКГ — неконденсирующиеся газы;

ГТД — газотурбинный двигатель ;

E-1A, E-1B, E-1C, E-1D, E-1E, E-1F, E-1G, E-1H — секции воздушного конденсатора;

D-4A, D-4B, D-4C, D-4D — ресиверы;

E-5A, E-5B, E-5C, E-5D — отделители НКГ;

RCD — степень открытия продувочного клапана

ТО — теплообменник;

ИНДЕКСЫ

Надстрочные:

* — проектный режим работы вентилятора

in, out — вход и выход из теплообменника, соответственно

Подстрочные:

1-10 — нумерация ТО по ходу движения аммиака в конденсаторе;

D-4A, D-4B, D-4C, D-4D — ресиверы

C-1A и C-1B — компрессоры

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Жидкий аммиак — высоколиквидный продукт международной торговли. Считается, что целесообразно доставлять его потребителям морскими газовозами наливного типа в виде низкотемпературной жидкости, находящейся под незначительным избыточным относительно атмосферы давлением. Отгрузка аммиака производится со специального терминала, в состав которого входит крупнотоннажная аммиачная холодильная установка (АХУ) с воздушным конденсатором и центробежным компрессором трёхступенчатого сжатия, приводимым в действие газотурбинным двигателем (ГТД).

Назначение АХУ состоит в осуществлении постоянного ожижения паров, которые возникают в крупных хранилищах низкотемпературного жидкого аммиака из-за теплопритоков к ним. Однако основное количество ожижаемого низкотемпературного аммиака производится из паров, образующихся после дросселирования аммиака при перегрузке его из железнодорожных цистерн в изотермические хранилища, а также при приёме из магистрального трубопровода жидкого аммиака высокого давления, имеющего температуру окружающей среды. Для обеспечения непрерывной работы комплекса перегрузки аммиака на суда-газовозы основное оборудование АХУ (компрессор, конденсатор, ресиверы) дублируется.

В процессах ожижения аммиака и, особенно, паров, поступающих в АХУ из танков газовозов при их загрузке жидким низкотемпературным аммиаком, в установку попадают неконденсирующиеся газы (НКГ). Они накапливаются в конденсаторе воздушного охлаждения АХУ, вызывая снижение поверхности теплообмена, повышение давления конденсации и перерасход энергии на привод центробежного компрессора, а также вентиляторов воздушного охлаждения.

К перерасходу энергии, как показал анализ, приводят также обнаруженные термогидравлические колебания в системе «конденсатор — ресивер», которые вызывают нестабильность рабочих параметров установки.

Их появление обусловлено, в первую очередь, изменениями температуры окружающей среды, количества находящихся в работе вентиляторов, конструктивными особенностями конденсатора и др. Они зачастую воспринимаются как наличие НКГ в системе, для удаления которых оператор вынужден чаще открывать клапаны сброса аммиака на факел, что вызывает его существенные потери.

Таким образом, как термогидравлические колебания, так и наличие НКГ в системе оказывают однонаправленное влияние на повышение давления конденсации аммиака.

Всё это делает актуальным решение **научно-прикладной** задачи по улучшению показателей холодильной установки комплекса перегрузки аммиака, а именно — уменьшению удельных затрат энергии и потерь аммиака из-за его сброса на факел за счёт эффективного удаления НКГ и снижения интенсивности термогидравлических колебаний в АХУ.

При выполнении исследований по теме диссертации автор использовал работы таких учёных, как В.С. Мартыновский, С.С. Кутателадзе, Л.З. Мельцер, С.Г. Чуклин, И.Г. Чумак, А.Е. Лагутин, Г.К. Мнацаканов, Л.И. Морозюк, Н.И. Радченко, М.Г. Хмельнюк, В.П. Чепурненко, Е.Д. Герасимов, Н.Н. Кошкин.

Связь работы с научными программами, планами, темами. При выполнении диссертационной работы учитывались следующие основные руководящие законодательные документы: «Основные положения энергетической стратегии Украины на период до 2030 г.», утвержденные Кабинетом Министров Украины 15.03.06; Закон Украины «Про енергозбереження» № 74/94-ВР від 01.07.94 р.; Постанова Кабінету Міністрів України №699 від 02.09.93 "Про заходи щодо ефективного використання газу та інших паливно-енергетичних ресурсів в народному господарстві"; «Регіональна цільова економічна програма створення в Одеській області інноваційної інфраструктури на 2015-2018 роки».

Цель и задачи исследования состоят в совершенствовании крупнотоннажной АХУ, входящей в состав комплекса перегрузки жидкого

аммиака на суда-газовозы, путём снижения влияния на показатели установки термогидравлических колебательных процессов и неконденсирующихся газов, удаляемых из конденсатора и ресивера.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие **задачи**: — разработать математическую модель АХУ с воздушным конденсатором, описывающую её характеристики при работе в нерасчётных условиях с учётом наличия НКГ и различных режимов эксплуатации вентиляторов; — сформулировать признаки, указывающие на наличие НКГ в системе «конденсатор-ресивер» и определить их концентрацию и количество; — разработать новый алгоритм автоматического управления клапанами сдвух НКГ на факел; — предложить новый отделитель НКГ абсорбционного типа для использования его во второй ступени очистки неконденсирующихся газов от аммиака; — определить основные факторы, указывающие на возникновение термогидравлических колебательных процессов и разработать способы снижения их влияния на показатели АХУ; — разработать новый алгоритм последовательного включения в работу вентиляторов воздушного охлаждения.

Объектами исследования являются аммиачная холодильная установка комплекса перегрузки аммиака; воздушный конденсатор; система удаления неконденсирующихся газов.

Предмет исследования: нерасчётные режимы работы АХУ; процессы конденсации, осложнённые наличием НКГ и проявлением термогидравлических колебаний; алгоритмы работы воздушных вентиляторов и клапанов сдвух НКГ на факел.

Методы исследования: расчётно-теоретические с использованием математических моделей АХУ и воздушного конденсатора; экспериментальные, проводимые на реально действующем комплексе перегрузки аммиака.

Научная новизна полученных результатов состоит в следующем:

1. Сформирована математическая модель АХУ с учётом гидравлических сопротивлений и наличия в её конденсаторе неконденсирующихся газов, позволяющая характеризовать работу установки в нерасчётных условиях.

2. Обоснованы и подтверждены расчётами и экспериментальными исследованиями новые более эффективные алгоритмы управления работой вентиляторов воздушного охлаждения и клапанов сдвухи НКГ на факел.

3. Показано, что даже незначительное количество НКГ (до 5%) оказывает существенное влияние на процесс конденсации аммиака, особенно в летний период работы АХУ.

4. Установлены причины возникновения и предложены способы снижения термогидравлических колебаний давления в воздушном конденсаторе.

5. Выработаны предложения по снижению потерь аммиака при удалении из установки парогазовой смеси, содержащей НКГ.

6. Разработана и подтверждена высокая эффективность компактного отделителя НКГ абсорбционного типа для использования в компрессорной АХУ в качестве второй его ступени.

7. Поставлена и решена задача обеспечения минимальных потерь аммиака с одновременной стабилизацией давления конденсации.

По результатам проведённых исследований сформулированы **научные положения:**

1. **Термогидравлические колебательные процессы в системе «конденсатор — ресивер» оказывают большее влияние на дестабилизацию работы конденсатора АХУ, чем наличие неконденсирующихся газов.** Данное положение позволяет понять причину возникновения нерасчётных режимов работы АХУ с высокими давлениями конденсации и предложить способы, снижающие влияние термогидравлических колебаний на показатели работы АХУ.

2. **Снижения амплитуды и частоты термогидравлических колебательных процессов в системе «конденсатор — ресивер» АХУ обеспечивается, во-первых, вводом в работу вентиляторов обдува конденсатора, используя разработанный эффективный алгоритм последовательного их включения, во-вторых, сдвухами НКГ из ресивера**

жидкого аммиака с применением созданного алгоритма управления соответствующими клапанами. Данное научное положение подтверждено использованием в течение года при эксплуатации АХУ указанных алгоритмов, которые обусловили улучшение показателей АХУ и снижение потерь аммиака.

Обоснованность и достоверность научных положений и результатов подтверждаются: корректной постановкой решённых в диссертации научно-прикладных задач; большим объёмом экспериментальных исследований, выполненных на действующей установке комплекса перегрузки аммиака, а также регулярной повторяемостью полученных результатов; удовлетворительным согласованием экспериментальных и расчётных данных.

Все созданные методики основаны на достаточно точных данных о свойствах веществ, показателях реальных процессов и термодинамических циклов. Использовались методы термодинамического анализа и программные средства решения задач.

Практическая ценность полученных результатов подтверждается разработкой рекомендаций по совершенствованию находящейся в эксплуатации системы удаления НКГ на факел, входящей в состав аммиачной холодильной установки комплекса перегрузки аммиака ПАО «Одесский припортовый завод» (г. Южный, Одесская обл., Украина); внедрением новых алгоритмов ввода в работу вентиляторов воздушного охлаждения и клапанов сдувки НКГ, позволившим получить значительный экономический эффект, заключающийся в снижении потерь аммиака на 260 т/год и расход природного газа на 0,45 млн. м³/год; получением патента Украины на воздухоотделитель аммиачной холодильной установки.

Личный вклад соискателя. Приведённые в диссертации результаты исследований получены соискателем самостоятельно с использованием консультаций научного руководителя. В работах в соавторстве соискателю принадлежат основные результаты в разработке математических моделей, методов решения задач и создания программ расчёта схем и оборудования АХУ и отделителя НКГ абсорбционного типа.

1. АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ АХУ КОМПЛЕКСА ПЕРЕГРУЗКИ АММИАКА

1.1. Назначение комплекса перегрузки аммиака

На крупных промышленных объектах, где эксплуатируется мощное теплоэнергетическое оборудование, меры, направленные на экономию энергоресурсов, наиболее эффективны. Повышение эффективности теплоэнергетических процессов, позволяющее сократить энергопотребление на 0,5...1 %, не кажется незначительным в процентном выражении, так как по своим абсолютным показателям составляют мегаватты энергии в виде электричества или топлива. Очень часто для достижения таких показателей не требуются какие-либо значительные капитальные затраты.

В качестве объекта исследования выбрана низкотемпературная холодильная установка, входящая в состав крупнотоннажного комплекса по перегрузке аммиака на Одесском припортовом заводе. Комплекс (рис. 1.1) предназначен для охлаждения жидкого NH_3 , имеющего температуру окружающей среды, а также реконденсации образующихся после дросселирования паров аммиака, поступающего на завод по аммиакопроводу I Тольятти — Горловка — Одесса и в специальных железнодорожных цистернах II с общим количеством до 515 т/ч. Принимаемый жидкий аммиак после охлаждения до минус 33 °С направляется на хранение в четыре изотермических резервуара, в которые также подаётся жидкий аммиак III от двух производств аммиака. Суммарная максимальная проектная их ёмкость составляет 120 тыс. т.[88]. В дальнейшем поток аммиака IV отгружается на суда-газовозы.

На рис. 1.1 штрихпунктирной линией показано применение нового разработанного воздухоотделителя абсорбционного типа, позволяющего практически полностью вернуть пары аммиака в жидком виде в АХУ.

В составе холодильной установки комплекса перегрузки аммиака имеются четыре компрессора: два центробежных компрессора С-1А и С-1В трёхступенчатого сжатия, каждый из которых приводится в действие газотурбинным двигателем с номинальной мощностью 16 МВт. Один

компрессор находится постоянно в работе, а другой — в резерве. Комплекс способен обеспечить приём до 400 т/ч жидкого аммиака. Два других центробежных компрессора трехступенчатого сжатия, также находящиеся в составе установки, имеют меньшую производительность, и каждый из них способен обеспечивать прием 125 т/ч жидкого аммиака. Они выполняют вспомогательную функцию и имеют привод от электродвигателей с мощностью по 4,47 МВт.

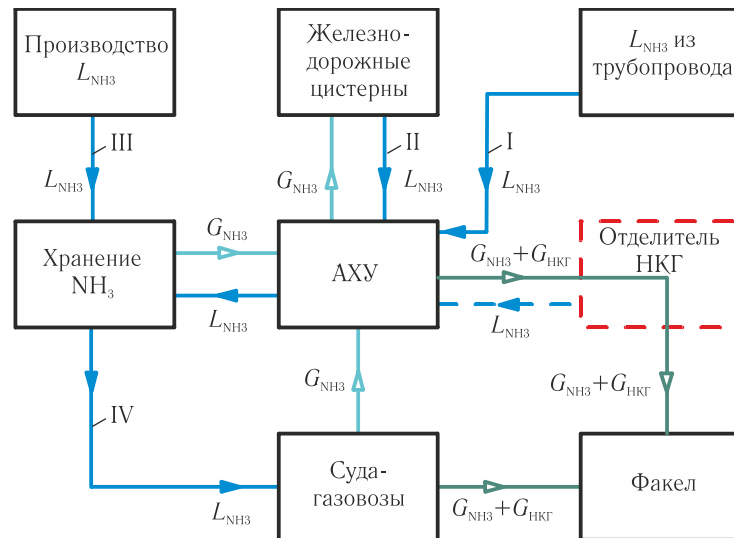


Рис. 1.1. Принципиальная блок-схема комплекса перегрузки аммиака

Особенностью комплекса является то, что все линии нагнетания перечисленных компрессоров объединены в одну сеть, и конденсация аммиака осуществляется в двух попеременно работающих группах воздушных конденсаторов. Работа той или иной группы конденсаторов зависит от очередности эксплуатации основного центробежного компрессора. При этом группа конденсаторов, относящаяся к компрессору, находящемуся в резерве, также работает, только в условиях естественной конвекции, т. е. при отключённых вентиляторах воздушного охлаждения. В результате задействованной оказывается вся теплообменная поверхность системы конденсации аммиака.

Важная роль в обеспечении стабильной работы комплекса отводится входящей в его состав крупнотоннажной аммиачной холодильной установки, предназначенной для ожижения аммиака (рис. 1.2).

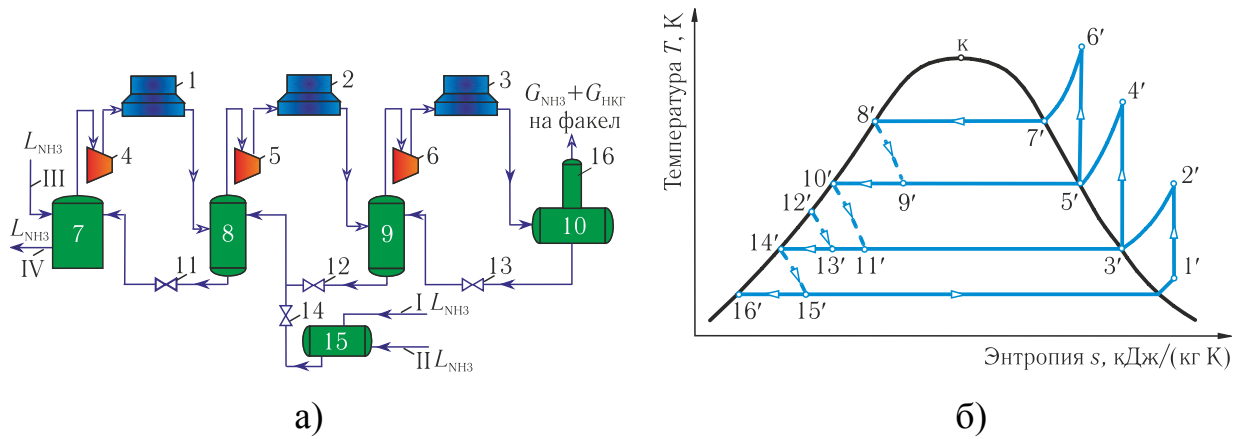


Рис. 1.2. Технологическая схема (а) и термодинамический цикл (б) АХУ комплекса перегрузки аммиака:

- 1, 2 — межступенчатые воздушные холодильники;
- 3 — воздушный конденсатор;
- 4 – 6 — ступени аммиачного центробежного компрессора трёхступенчатого сжатия;
- 7 – 9 — сепараторы;
- 10 — линейный ресивер;
- 11 – 14 — дроссельные вентили;
- 15 — буферная ёмкость,
- 16 — отделитель НКГ.

Обозначения процессов:

- 1'–2', 3'–4', 5'–6' — процессы сжатия;
- 2'–3', 4'–5', 6'–7' — процессы охлаждения;
- 7'–8' — процесс конденсации аммиака;
- 8'–9', 10'–11', 12'–13', 14'–15' — процессы дросселирования;
- 12' — состояние жидкого аммиака, поступающего из буферной ёмкости;
- 16' — состояние жидкого NH_3 , направляемого в изотермическое хранилище

В АХУ жидкий аммиак поступает из буферной ёмкости 15, в которую он подаётся из аммиакопровода и железнодорожных цистерн. Из жд-цистерн аммиак сливается путем «выдавливания» жидкости с помощью пара аммиака высокого давления. Буферная ёмкость 15 объёмом 406 м^3 , обеспечивает плавное регулирование нагрузки АХУ по перерабатываемому L_{NH_3} . Жидкий аммиак из ёмкости 15 в количестве L_{NH_3} (т. 12') через дроссельный вентиль 14 поступает в сепаратор 8. После отделения жидкости в сепараторе 8 жидкий аммиак вторично дросселируется через вентиль 11 в изотермическое хранилище жидкого аммиака 7. Пары аммиака, образующиеся в результате дросселирования, а также от теплопритоков к хранилищу, подают на всасывание в компрессор (т. 1') (см. рис. 1.2,б), а жидкий аммиак в

количестве L_{NH_3} остаётся в хранилище или поступает на погрузку в суда-газовозы (т. 16'). Далее газообразный аммиак последовательно сжимается в трёх ступенях центробежного компрессора 4, 5 и 6 (см. рис. 1.2,а), охлаждается в воздушных холодильниках 1, 2, проходит межступенчатое оборудование — сепараторы 8, 9 и направляется в воздушный конденсатор 3. В конденсаторе аммиак конденсируется и в жидком состоянии (т. 8') сливается в линейный ресивер 10. Из ресивера неконденсируемые газы $G_{\text{НКГ}}$, содержащие пары аммиака G_{NH_3} , отводятся на факел ($G_{\text{NH}_3} + G_{\text{НКГ}}$), а жидкий аммиак дважды дросселируется: вначале через вентиль 13 в сепаратор 9, затем через вентиль 12 в сепаратор 8. В сепараторе жидкий аммиак смешивается с аммиаком, который поступает из резервуара 15, и снова дросселируется через вентиль 11 в хранилище 7.

С помощью клапанов сброса инерттов на факел в отделителе НКГ 16 поддерживается допустимое рабочее давление в конденсаторе 3.

Кроме пара, образующегося в результате дросселирования и теплопритоков к хранилищам, на всасывание первой ступени предусмотрена подача паров аммиака, образующихся при погрузке жидкого аммиака в суда-газовозы. Эти пары появляются при охлаждении судовых танков, температура которых составляет в среднем минус 25°C , а также в результате вытеснения паров поступающим в танки жидким аммиаком.

В случаях неисправности оборудования комплекса, приводящей к временному прекращению приема аммиака в хранилища 7, существует возможность его приема в резервуар 15. В этом случае у персонала имеется достаточное количество времени для введения в работу резервного оборудования, а также удастся избежать возникновения гидравлических ударов в трубопроводах при резком прекращении приема аммиака из аммиакопровода.

Таким образом, осуществляется охлаждение принимаемого для хранения и отгрузки жидкого аммиака, а также реконденсация паров аммиака, образующихся при дросселировании.

Часто в вытесняемом из танков паре аммиака содержатся газовые примеси, которые при существующих режимах работы холодильной установки комплекса являются неконденсирующимися газами. Перед началом погрузки аммиака в судно производится контроль состава газовой фазы его танков. Максимальное допустимое содержание неконденсирующихся газов не должно превышать 5% по объёму. В случае превышения этой концентрации, парогазовая смесь, поступающая от судна в систему установки, не принимается, а направляется на факельную установку для сжигания. При снижении концентрации НКГ ниже 5%, парогазовая смесь вновь принимается в аммиачную холодильную установку комплекса.

По завершению слива аммиака производится снижение давления в железнодорожных цистернах путем сброса излишков пара аммиака из них во всасывающий коллектор второй ступени. При этом возможно поступление значительного количества НКГ в систему холодильной установки. Это атмосферный воздух, попадающий в гибкие шланги, подсоединяемые к цистернам для слива аммиака, а также азот, находящийся в незаполненной части объёма цистерн.

Кроме указанных источников, неконденсирующиеся газы поступают в систему при производстве различных ремонтных работ, когда необходима продувка оборудования и удаление аммиака, а также при проведении технического освидетельствования и внутреннего осмотра трубопроводов и аппаратов.

При этом в систему попадает либо технический азот, либо атмосферный воздух. Поступление атмосферного воздуха в систему через неплотности соединений трубопроводов и аппаратов исключено, так как при нормальном технологическом режиме давление во всех элементах установки превышает атмосферное.

Для удаления неконденсируемых газов из системы используются отделители НКГ 16 (см. рис. 1.2,*a*). Это — вертикальные кожухотрубные теплообменники, установленные на каждом линейном ресивере и непосредственно сообщающиеся с ними. Парогазовая смесь подается в

трубное пространство отделителей и, проходя по трубкам, охлаждается. При этом аммиак из смеси конденсируется и стекает обратно в линейный ресивер, а смесь с пониженным содержанием аммиака направляется на факельную установку для сжигания.

Для охлаждения парогазовой смеси от линейного ресивера жидкий аммиак поступает в межтрубное пространство отделителя НКГ, где он кипит за счёт отбираемого от парогазовой смеси тепла. Подача жидкого аммиака регулируется с помощью терморегулирующего вентиля, контролирующего температуру пара аммиака на выходе из межтрубного пространства отделителя.

Проектом цеха перегрузки аммиака не предусмотрен какой-либо метод контроля наличия НКГ, присутствующих в системе. Косвенным признаком наличия НКГ в системе служил явный избыток находящихся в работе вентиляторов охлаждения конденсаторов, а также повышенное давление в конденсаторах при режимах максимальной нагрузки, когда на конденсаторах задействованы все вентиляторы.

Необходимо также отметить, что крупные холодильные установки обладают большой инерционностью, и для стабилизации режима работы таких установок может потребоваться не один час. Высокая мощность и сложность технологической схемы установки затрудняет учет многих факторов, влияющих на параметры работы конденсаторов. Довольно сложно добиться стационарности режима. Признаки наличия и влияние небольших концентраций НКГ трудноразличимы и по этой причине удаление НКГ из системы конденсации данной установки производится лишь при высоком их содержании. В результате того, что удаление НКГ осуществляется несвоевременно, холодильная установка долгое время продолжает работать со значительным перерасходом энергии.

1.2. Конструктивные особенности воздушного конденсатора АХУ

Рассмотрим вначале конструктивные особенности воздушного конденсатора АХУ [1]. Конденсатор представляет собой горизонтальный аппарат воздушного охлаждения нагнетательного типа. Конденсатор имеет заводское

обозначение E-1 и состоит из 8 секций, которые соединены между собой параллельно. Каждая секция конденсатора обозначается, соответственно, E-1A, E-1B, E-1C, E-1D, E-1E, E-1F, E-1G и E-1H (см. рис. 1.3).

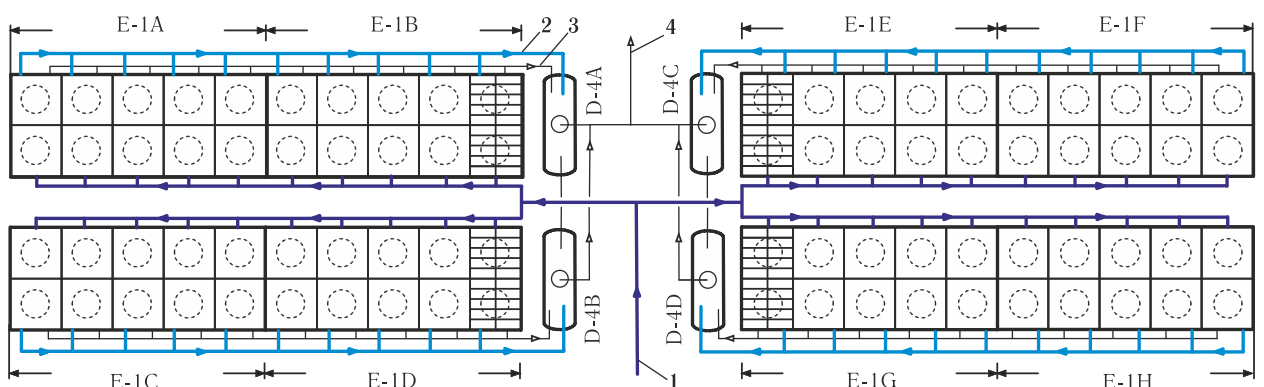


Рис. 1.3. Внешний вид и схема расположения секций конденсатора АХУ:

1 — вход паров аммиака после третьей ступени нагнетания компрессоров С-1А/С-1В;

2 — слив жидкого аммиака в ресивер;

3 — уравнильная линия;

4 — удаление НКГ на факел;

E-1A, E-1B, E-1C, E-1D, E-1E, E-1F, E-1G, E-1H — секции воздушного конденсатора;

D-4A, D-4B, D-4C, D-4D — ресиверы

После конденсации жидкий аммиак сливается в ресивер (см. рис. 1.2,а, позиция 10) с заводским обозначением D-4. В наличии имеются 4 ресивера D-4A, D-4B, D-4C и D-4D, соответственно. Каждый ресивер обеспечивает приём жидкого аммиака только от двух секций конденсатора (см. рис. 1.3).

Например, в ресивер D-4В жидкий аммиак поступает из секций конденсатора E-1С и E-1D (рис. 1.3), в D-4А — из E-1А и E-1В и т. д.

Из рис. 1.3 видно, что только на нескольких АВО, находящихся ближе всего к ресиверам, установлены жалюзийные решётки. Их применяют для регулирования работы аппаратов в режиме естественной конвекции и для перераспределения потоков воздуха в аппаратах с рециркуляцией. Использование жалюзийных решеток для регулирования расхода воздуха в основном режиме нецелесообразно из-за неоправданного перерасхода энергии на привод вентиляторов.

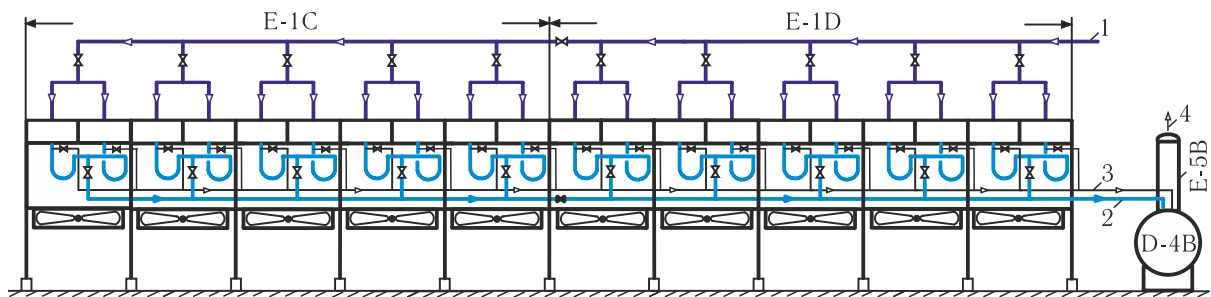


Рис. 1.4. Соединение двух секций воздушного конденсатора с линейным ресивером:

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 1 — вход паров аммиака; | D-4В — линейный ресивер; |
| 2 — выход жидкого аммиака; | E-5В — конденсатор паров аммиака; внешний вид группы конденсаторов АХУ комплекса перегрузки аммиака |
| 3 — уравнивательная линия; | |
| 4 — удаление НКГ; | |
| E-1С, E-1D — секции конденсатора; | |

Конденсаторы E-1 и ресиверы D-4 соединены между собой уравнивательной линией 3, по которой неконденсирующиеся газы из конденсатора поступают в ресивер и затем удаляются на факел. Сброс НКГ на факел происходит через систему удаления инертов, основным элементом которой является конденсатор паров аммиака E-5 (рис. 1.5), непосредственно установленный на ресивере D-4.

Из рисунков 1.4 и 1.5 видно, что каждая секция воздушного конденсатора включает в себя 10 теплообменных пучков, соединённых попарно. Таким образом, один теплообменник состоит из двух

теплообменных пучков (рис. 1.6), а одна секция воздушного конденсатора — из 5-ти теплообменников. Каждый теплообменник обдувается 2-мя вентиляторами, расположенными снизу теплообменной поверхности. В результате на одну секцию воздушного конденсатора приходится 10 вентиляторов, а на конденсатор — 80 (см. рис. 1.3). Установленная мощность одного вентилятора составляет 16 кВт.

Конструктивно система воздушного охлаждения конденсатора выполнена без диффузоров (рис. 1.7), позволяющих распределять и выравнивать скорость потока воздуха на входе в теплообменные пучки. Кроме этого отсутствуют перегородки между соседними (боковыми и диагональными) теплообменниками по ходу движения воздуха, что оказывает влияние на их работу при естественной или вынужденной конвекции, т. е. при включённом или выключенном вентиляторе.

Это приводит к подсосу и рециркуляции тёплого воздуха между соседними теплообменными секциями АВО, на которые оказывает существенное влияние также скорость и направление ветра. При этом не выполняется условие равенства температур, при котором температура воздуха на входе во все теплообменные секции воздушного конденсатора равна температуре окружающей среды. Таким образом, эффективность АВО зависит от интенсивности рециркуляции воздуха и режимов его работы, которые необходимо учитывать при определении теплового баланса аппарата.



Рис. 1.5. Внешний вид линейного ресивера D-4B, обеспечивающего приём жидкого аммиака высокого давления из двух секций конденсатора E-1C и E-1D



Рис. 1.6. Внешний вид теплообменника, состоящего из двух теплообменных пучков



Рис. 1.7. Вентиляторы воздушного охлаждения

Рассмотрим конструктивные особенности трубного пучка конденсатора (рис. 1.8). Каждый трубный пучок конденсатора состоит из 4 рядов труб. В трубном пучке реализуется 4 хода движения потока аммиака. Вход и выход аммиака осуществляется в одну камеру трубных пучков разъёмного типа с плоской крышкой. В камере установлена перегородка толщиной 6...8 мм в горизонтальном положении, как правило, приваренная к крышке. При этом максимальное число ходов равно числу рядов. В конструкции конденсатора предусмотрены трубные пучки с разным числом труб по ходам 39, 38, 39, 38, соответственно. Нумерация рядов осуществляется сверху вниз. Всего труб в одном трубном пучке 154 шт., а в одной секции конденсатора 1540 шт. Ширина такого теплообменного пучка составляет 2 м, а максимально технически целесообразная длина — 12 м, что свидетельствует о

специальном изготовлении и крупнотоннажности АХУ. Соответственно в таком аппарате применяется максимальная длина оребрѐнной трубы 12 м.

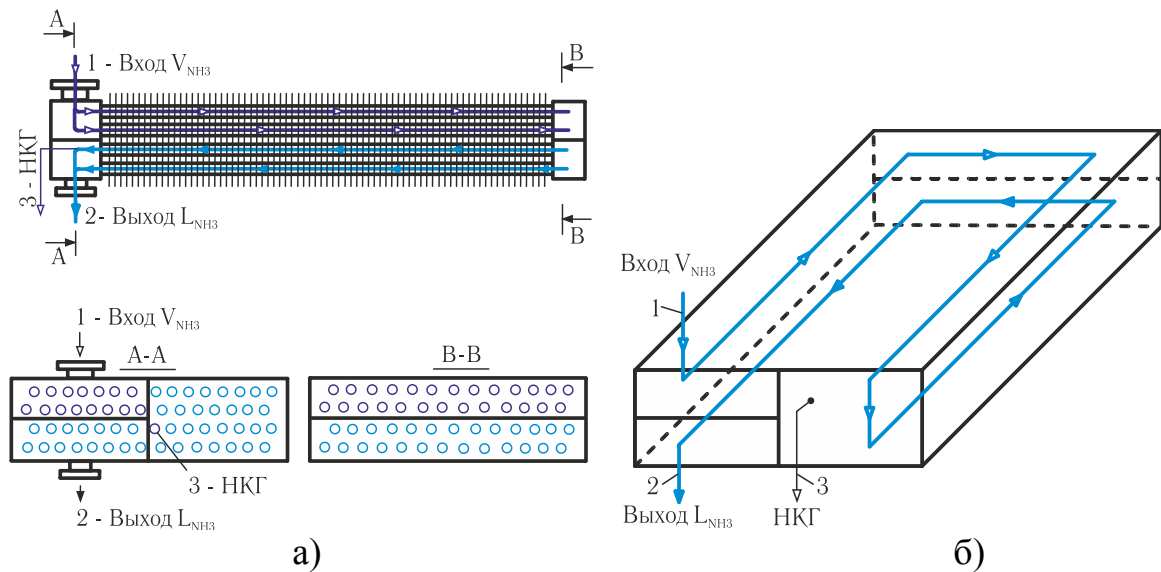


Рис. 1.8. Количество ходов (а) и направление движения аммиака (б) в одном теплообменном пучке конденсатора:

1 — вход аммиака; 2 — выход жидкого аммиака; 3 — выход НКГ для их удаления

Из рис. 1.8,а (см. также рис. 1.б) видно, что НКГ отводятся из третьего ряда труб ближе к середине теплообменника по уравнивательной линии в ресивер. Направления движения аммиака в теплообменном пучке по ходам показаны на рис. 1.8,б.

Согласно конструктивным особенностям теплообменного пучка на процесс конденсации аммиака оказывает влияние очередность включения вентиляторов воздушного охлаждения. При включении одного из двух вентиляторов в работе находится половина теплообменной поверхности в режиме вынужденной конвекции, другая половина — в режиме естественной конвекции. Если суммировать протяжѐнность ходов одной трубы, то в итоге получится 48 м. Известно, что теплообменный пучок многоходовой с 4-мя ходами. Таким образом, конденсация аммиака в нём осуществляется на 8-ми разных участках теплообмена [19].

1.3. Мероприятия по обеспечению стабильной работы АХУ

Поддержание давления в изотермических хранилищах жидкого аммиака обеспечивается двумя центробежными компрессорами

трёхступенчатого сжатия С-1А и С-1В, которые входят в состав холодильной установки комплекса перегрузки аммиака (рис. 1.2,*а*).

Давление до 2 МПа в воздушных конденсаторах 3 (рис. 1.2,*б*) поддерживается на необходимом уровне путём включения/выключения вентиляторов воздушного охлаждения. Воздействие любых внешних и внутренних факторов, способных повлиять на давление в конденсаторах (температура окружающей среды, выпадение осадков, снижение холодопроизводительности установки и т. д.), компенсируется изменением количества работающих вентиляторов.

1.3.1. Алгоритм работы вентиляторов воздушного охлаждения

Рассмотрим существующий алгоритм работы вентиляторов воздушного охлаждения. На рис. 1.9 показаны различные режимы работы теплообменного пучка в зависимости от очередности работы вентиляторов, расположенных по ходу движения аммиака.

На рис. 1.9 цветом залиты площади теплообменной поверхности, работающие при вынужденной конвекции, когда один или оба вентилятора воздушного охлаждения включены. В результате можно выделить следующие четыре режима работы теплообменного пучка:

1. Первый (нечётный) и второй (чётный) вентиляторы отключены. Конденсатор работает в условиях естественной конвекции.

2. Первый вентилятор по ходу движения аммиака включён, второй — выключен. Часть теплообменной поверхности конденсатора работает при вынужденной конвекции, а другая часть — при естественной.

3. Первый вентилятор по ходу движения аммиака отключён, второй включён. Часть поверхности теплообмена работает при естественной конвекции, а другая — при вынужденной.

4. Первый и второй вентиляторы включены. Вся поверхность теплообмена работает при вынужденной конвекции.

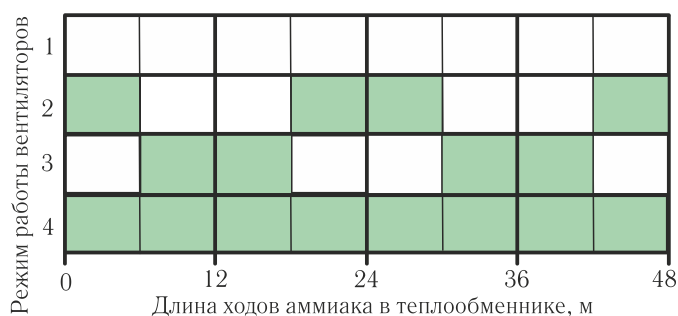


Рис. 1.9. Режимы работы теплообменного пучка в зависимости от очередности включения вентиляторов

Работа воздушного конденсатора E-1 АХУ (рис. 1.2) характеризуется следующими основными контролируемыми параметрами: температурой жидкого аммиака на входе в ресивер; давлением в ресивере; уровнем жидкого аммиака в ресивере; температурой окружающей среды; количеством работающих вентиляторов; нагрузкой по жидкому аммиаку. Перечисленные параметры выведены на монитор оператора, который принимает решение о включение или отключение необходимого количества вентиляторов воздушного охлаждения. Таким образом, происходит регулирование давления конденсации аммиака на выходе из системы воздушных конденсаторов. В табл. 1.1 показаны минимальные, средние и максимальные значения указанных параметров с учётом работы одного (С-1А) или другого (С-1В) компрессора при изменении температуры окружающей среды от минус 10 °С до плюс 20 °С. Анализ работы конденсатора проводился также и в диапазоне изменения температуры окружающей среды от 0 до 33 °С.

При работе компрессора С-1А в активном режиме используются секции воздушного конденсатора E-1А, E-1В, E-1С, E-1D и линейные ресиверы D-4А, D-4В. Интенсивность процесса теплообмена обеспечивается за счёт включения/выключения части вентиляторов воздушного охлаждения. Другие секции конденсатора E-1Е, E-1F, E-1G, E-1Н и линейные ресиверы D-4 С, D-4D работают в пассивном режиме при естественной конвекции.

В случае использования компрессора С-1В в активном режиме в работу включаются секции конденсатора E-1Е, E-1F, E-1G, E-1Н и линейные ресиверы D-4С, D-4D. Секции же воздушного конденсатора E-1А, E-1В, E-

1С, Е-1D и линейные ресиверы D-4А, D-4В при этом переводятся на работу в пассивном режиме.

Таблица 1.1.

Характерные параметры работы конденсатора Е-1 АХУ (рис. 1.3)

Обозначение	С-1А			С-1В			С-1А			С-1В		
	мин	ср	макс	мин	сред	макс	мин	сред	макс	мин	сред	макс
T _{D-4A} , °С	20,28	32	43,34	27,92	32,33	37,01	15,62	26,57	34,86	17,9	35,32	41,19
T _{D-4B} , °С	21,7	34,3	47,2	31,41	35,02	40,33	23,22	30,86	37,52	20,76	36,89	44,51
T _{D-4C} , °С	28,7	35,9	46,2	29,82	34,33	38,6	21,74	33,14	38,35	13,66	31,89	44,22
T _{D-4D} , °С	26,9	35,1	43,6	24,77	30,92	35,84	21,6	33,51	38,48	16,08	32,22	42,44
P _{D-4A} , МПа	1,12	1,28	1,74	1,11	1,25	1,5	1,21	1,28	1,39	1,18	1,34	1,61
P _{D-4B} , МПа	1,13	1,29	1,74	1,12	1,26	1,52	1,21	1,28	1,39	1,2	1,36	1,62
P _{D-4C} , МПа	1,1	1,26	1,68	1,08	1,21	1,45	1,2	1,26	1,37	1,14	1,31	1,57
P _{D-4D} , МПа	1,14	1,3	1,75	1,11	1,25	1,51	1,23	1,29	1,4	1,17	1,34	1,6
L _{D-4A} , %	0,1	34,3	100	0	0,12	1	1,58	44,78	100	0,26	5,29	100
L _{D-4B} , %	3,2	44,6	100	3,44	6,11	100	3,06	43,57	100	1,72	5,27	100
L _{D-4C} , %	2,6	7,9	100	7,16	42,95	100	4,12	12,16	100	6,27	45,33	100
L _{D-4D} , %	2,3	5,9	100	3,73	44,77	100	1,51	4,84	100	1,91	45,36	100
t _{0,c} , °С	-7,4	3,5	12,6	-10,8	-6,2	0,67	0,82	8,95	17,61	-10,9	5,61	20,24
n _{вент} , ШТ	2	14	29	2	8	12	12	22	40	2	17	54
L _{C-1A} , кг/ч	97,81	309,6	397,2	0	0	0	300,1	357,5	389,6	0	0,16	5,94
L _{C-1B} , кг/ч	9,45	10,53	11,61	249,4	310,4	375,3	9,48	10,32	11,51	99,16	318,9	392,7

Вне зависимости от очередности работы компрессоров конденсация аммиака осуществляется во всех секциях воздушного конденсатора Е-1: в одних — при вынужденной конвекции, в других — при естественной. Таким образом, вся поверхность теплообмена конденсатора всегда находится в работе, а интенсивность процесса конденсации регулируется количеством работающих вентиляторов воздушного охлаждения.

Количество жидкого аммиака, конденсирующегося за счёт естественной конвекции, составляет 4 % от нагрузки конденсаторов, работающих при вынужденной конвекции. Количество жидкого аммиака в ресиверах, работающих в активном режиме, в среднем поддерживается на уровне 45 %, в пассивном — до 10 %. Во всех линейных ресиверах уровни жидкого аммиака могут изменяться от 0 до 100 % в зависимости от технологического режима работы холодильной установки.

При работе АХУ в среднем поддерживается давление жидкого аммиака в ресивере 1,3...1,35 МПа при температуре 32 °С. Минимально зафиксированное давление в ресивере в зимнее время года составило 1,08 МПа, в среднем — не ниже 1,15 МПа; максимальное (летом) давление — 1,91 МПа, в среднем — не выше 1,75 МПа. При этом минимальная температура жидкого аммиака в ресивере была равна 14 °С, а максимальная 50 °С.

Следует отметить, что максимальное давление конденсации аммиака не всегда связано с наличием НКГ в системе. Это объясняется тем, что давление конденсации аммиака может повышаться вследствие малого количества работающих вентиляторов.

Количество работающих вентиляторов зависит от температуры окружающей среды и производительности холодильной установки. В качестве примера на рис. 1.10 представлены действительные показатели работы конденсатора АХУ в течение суток.

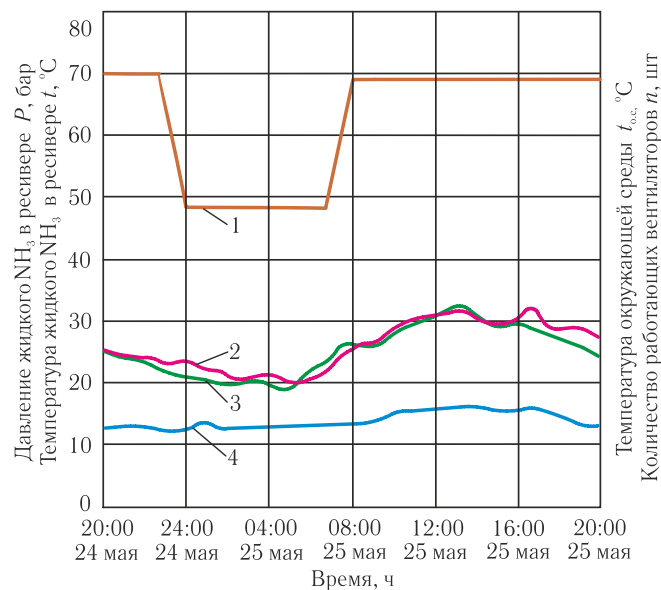


Рис. 1.10. Действительные показатели работы воздушного конденсатора АХУ:

1 — количество работающих вентиляторов; 3 — температура окружающей среды;
2 — температура жидкого аммиака в ресивере; 4 — давление в ресивере;

Из рис. 1.10 видно, что при изменении суточной температуры окружающей среды от 18 до 32 °С изменяется и количество работающих вентиляторов от 48 до 68 шт. При этом линии, характеризующие температуру

окружающей среды и температуру жидкого аммиака в ресивере, неоднократно пересекаются. Это свидетельствует о переохлаждении жидкого аммиака на выходе из конденсатора и наличии термогидравлических колебательных явлений в системе конденсатор-ресивер.

Давление в ресивере поддерживается в диапазоне от 1,25 до 1,75 МПа, в среднем — 1,5 МПа.

Кроме этого, можно заключить, что автоматическое включение вентиляторов по определённому алгоритму приводит к перерасходу электроэнергии, потребляемой электродвигателями вентиляторов, и переохлаждению жидкого аммиака. В связи с этим актуальным является разработка алгоритма включения вентиляторов воздушного охлаждения в зависимости от температуры окружающей среды.

Для решения данной задачи были проанализированы действительные показатели работы конденсатора Е-1 АХУ в течение года (рис. 1.11), разработана математическая модель, описывающая изменение тепловой нагрузки конденсатора при работе его в нерасчётных условиях. Предложен новый алгоритм включения в работу вентиляторов.

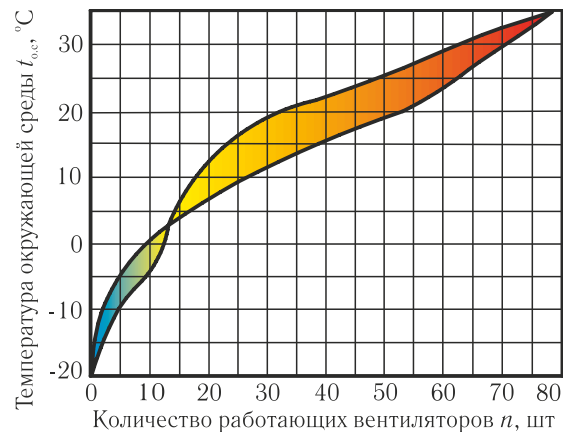


Рис. 1.11. Количество работающих вентиляторов воздушного охлаждения конденсатора в зависимости от температуры окружающей среды

На рис. 1.11 показана область, соответствующая количеству включаемых в работу вентиляторов при работе холодильной установки в течение года. Из графика видно, что при температуре окружающей среды 18 °C в работе может находиться от 28 до 48 вентиляторов, а при

температуре 32 °С — от 68 до 74 шт. Это обусловлено большим количеством факторов, влияющих на работу воздушного конденсатора аммиака.

При снижении температуры окружающей среды до отрицательных значений количество работающих вентиляторов резко снижается. При температуре окружающей среды равной 4 °С можно однозначно определить количество работающих вентиляторов. Диапазон температур окружающей среды от 0 до 5 °С является наиболее экономичным и предпочтительным для работы воздушного конденсатора.

E-1A	E-1B	E-1E	E-1F
E-1C	E-1D	E-1G	E-1H

a)

10	8	6	4	2	10	8	6	4	2	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10
9	7	5	3	1	9	7	5	3	1	1	3	5	7	9	1	3	5	7	9
9	7	5	3	1	9	7	5	3	1	1	3	5	7	9	1	3	5	7	9
10	8	6	4	2	10	8	6	4	2	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10

b)

в)

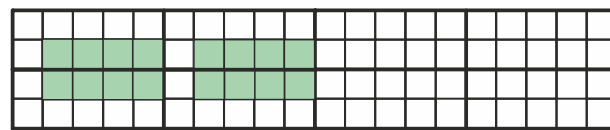
г)

Рис. 1.12. Обозначение секций конденсатора АХУ (а) и нумерация вентиляторов в каждой секции (б). Режимы работы конденсатора:

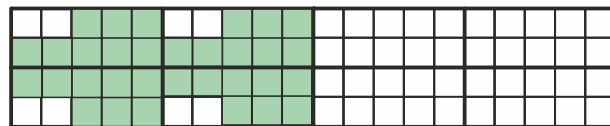
в) — когда все вентиляторы выключены, конденсатор работает при естественной конвекция; г) — когда все вентиляторы включены — вынужденной конвекции

Из рис. 1.12,а видно, что конденсатор АХУ состоит из 8 секций, обозначаемых как E-1A, E-1B, E-1C, E-1D, E-1E, E-1F, E-1G и E-1H, согласно рис. 1.3. Каждая секция имеет 10 вентиляторов. Нумерация вентиляторов производится по ходу движения аммиака от центра конденсатора в обе стороны (рис. 1.12,б). Рис. 1.12,в соответствует режиму работы конденсатора

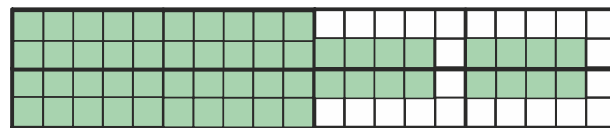
при естественной конвекции, когда все вентиляторы выключены. Такой режим наблюдается редко, однако имеет место в зимний период года при снижении температуры окружающей среды до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Рис. 1.12,а характеризует режим работы конденсатора при вынужденной конвекции, когда все вентиляторы находятся в работе. Данный режим работы реализуется часто, особенно в летний период года при повышении температуры окружающей среды до $30\text{...}35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Рисунки 1.12,в и 1.12,г соответствуют крайним режимам работы воздушного конденсатора АХУ.



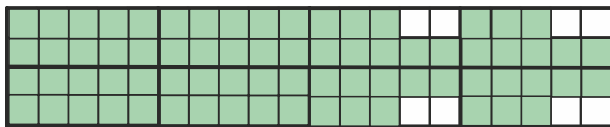
а)



б)



в)



г)

Рис. 1.13. Используемый до сих пор алгоритм включения вентиляторов воздушного охлаждения:

а) — вначале включают последовательно в работу по 4 нечётных вентилятора (1, 3, 5, 7, 9) левой группы секций конденсатора Е-1А – Е-1Д;

б) — затем, аналогично, включают в работу чётные вентиляторы (2, 4, 6, 8, 10) левой группы секций конденсатора Е-1А – Е-1Д;

в) — после этого включают последовательно в работу по 4 нечётных вентилятора (1, 3, 5, 7, 9) правой группы секций конденсатора Е-1Е – Е-1Н;

г) — затем, аналогично, включают в работу чётные вентиляторы (2, 4, 6, 8, 10) правой группы секций конденсатора Е-1Е – Е-1Н

В действительности производительность конденсатора регулируется в следующем порядке. При повышении температуры окружающей среды в работу включают одновременно по 4 вентилятора в шахматном порядке. При этом вентиляторы включают в одной группе секций конденсатора либо E-1A – E-1D, либо E-1E – E-1H в зависимости от работающего аммиачного компрессора C-1A или C-1B (рис. 1.13).

Шахматный порядок подразумевает включение в работу вначале нечётных вентиляторов в каждой секции работающей группы конденсатора, например, 1, 3, 5 и 7, как показано на рис. 1.13,а. После того, когда будут включены все нечётные вентиляторы, которые являются первыми по ходу движения аммиака в теплообменниках (см. рисунки 1.3 и 1.12,б), в работу включают чётные вентиляторы, например, 2, 4, 6 (рис. 1.13,б). Так будет продолжаться до тех пор, пока не будут включены все вентиляторы в левой группе секций конденсатора E-1A – E-1D. После этого аналогичным образом включаются в работу вентиляторы, расположенные в правой группе секций конденсатора E-1E – E-1H: вначале нечётные 1, 3, 5, 7 (рис. 1.13,в), а затем чётные 2, 4, 6 (рис. 1.13,г). При дальнейшем повышении температуры окружающей среды или наличии НКГ в аммиаке в работу включаются все 80 вентиляторов воздушного охлаждения (рис. 1.12,г).

Следует отметить, что не всегда все вентиляторы находятся в работе даже при возникающей необходимости. Это обусловлено проведением ремонтных работ электродвигателей вентиляторов.

Отключение работающих вентиляторов при снижении температуры окружающей среды осуществляется в обратном порядке. Вначале постепенно выключаются по 4 чётных вентилятора правой группы секций конденсатора в следующей последовательности 10, 8, 6, 4, 2, как показано на рис. 1.13,д. Затем выключаются нечётные вентиляторы в обратном порядке 9, 7, 5, 3, 1 (рис. 1.13,е). После того, как на правой группе секций конденсатора будут отключены все вентиляторы, начинают выключать вентиляторы на левой группе секций конденсатора в аналогичном порядке: вначале вентиляторы,

имеющие чётную нумерацию 10, 8 и т. д. (рис. 1.13,б), а затем нечётную 9, 7, 5, 3, 1 (рис. 1.13,а) Отключение ведётся до тех пор, пока все вентиляторы не будут выключены (рис. 1.12,в) при условии обеспечения конденсации аммиака за счёт естественной конвекции (зимний период работы).

Следует отметить, что шахматный алгоритм включения в работу воздушных вентиляторов обладает недостатками, которые приводят к возникновению дополнительных термогидравлических колебательных явлений, усиливающих существующие колебания параметров технологического процесса внутри работающих секций конденсатора. В результате наблюдается дестабилизация работы АХУ и перерасход электроэнергии на привод воздушных вентиляторов, особенно при суточных изменениях температуры атмосферного воздуха (см. рис. 1.10).

В связи с этим актуальным является разработка нового алгоритма включения в работу вентиляторов воздушного охлаждения с целью снижения колебательных явлений в системе конденсатор-ресивер, стабилизации работы воздушного конденсатора и экономии электроэнергии.

1.3.2. Алгоритм работы системы удаления НКГ

Известно, что при работе АХУ в ней могут накапливаться НКГ, которые ухудшают процесс теплообмена и приводят к росту давления в конденсаторе. Своевременное удаление НКГ из конденсатора и ресивера является залогом стабильной работы установки. Однако при удалении НКГ из ресивера с ним теряется часть продуктового аммиака. Эффективность удаления НКГ на факел и очистка их от паров аммиака зависят от работы конденсатора аммиака E-5, расположенного на ресивере D-4, а также от продолжительности и степени открытия клапана сдвухи.

Проанализируем работу линейного ресивера аммиака D-4D, конденсатора аммиака E-5D и существующий алгоритм работы клапана сдвухи неконденсирующихся газов на факел (рис. 1.14).

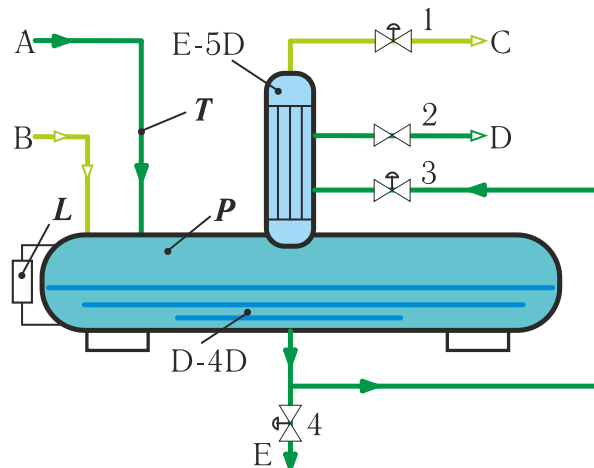


Рис. 1.14. Принципиальная схема линейного ресивера D-4D с расположенным на нём конденсатором E-5D:

A — слив жидкого аммиака из конденсатора;
 B — поступление НКГ из конденсатора;
 C — НКГ на факел;
 D — пары аммиака на всасывание в первую ступень компрессора;

E — жидкий аммиак в сепаратор 9;
 1, 3, 4 — регулирующие вентили;
 2 — запорный клапан;
 P — давление в ресивере;
 T — температура жидкого аммиака;
 L — уровень жидкого аммиака в ресивере

Работа ресивера осуществляется следующим образом. Жидкий аммиак и НКГ из секций конденсатора E-1G/E-1H (рис. 1.3) по коллектору жидкого аммиака A и уравнительному газопроводу B подаются в ресивер D-4D. При этом в автоматическом режиме измеряются температура жидкого аммиака на входе в ресивер и давление аммиака в ресивере, а также контролируется уровень жидкого аммиака в ресивере.

Жидкий аммиак из ресивера D-4D через клапан 4 дросселируется в ресивер второй ступени компрессора (на рис. 1.14 не показано). При удалении НКГ из ресивера в работу включается конденсатор E-5D. Для этого часть жидкого аммиака высокого давления дросселируется в межтрубное пространство указанного вертикального кожухотрубного конденсатора через дроссельный вентиль 3. Пары аммиака, образовавшиеся в результате дросселирования и кипения аммиака в межтрубном пространстве при температуре $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, отводятся на всасывание первой ступени компрессора D-1.

При открытии клапана сдвиги 1 НКГ на факел из удаляемой парогазовой смеси конденсируется аммиак, который самотёком стекает в ресивер, а очищенные НКГ с остаточным содержанием паров аммиака подаются на факел С.

Для удаления НКГ из систем холодильных установок используется низкотемпературная парциальная конденсация парогазовой смеси. Массовая доля НКГ в этой смеси известного состава определяется температурой и общим давлением смеси. Чем ниже температура и выше давление парогазовой смеси, тем большую долю в ней составляют НКГ и тем меньше потери хладагента при их удалении. Именно этот принцип лежит в основе выбора оборудования и схемы его подключения для удаления НКГ из систем холодильных установок.

На рис. 1.15 представлена номограмма, позволяющая определить содержание аммиака в смеси с воздухом в зависимости от давления смеси и её температуры. Каждая кривая, представляющая собой зависимость давления насыщения хладагента от концентрации неконденсируемых газов, соответствует определенному общему давлению парогазовой смеси.

Так, например, при давлении смеси 10 бар и температуре конденсации аммиака 18 °С (состояние А) концентрация НКГ в смеси будет равна 20 %. Это означает, что при удалении каждого 1 м³ парогазовой смеси из конденсатора или ресивера потери аммиака составят 0,8 м³. Снизить потери аммиака можно несколькими путями. Во-первых, за счёт изотермического сжатия парогазовой смеси до более высокого давления — 20 бар (состояние В). При этом концентрация НКГ в смеси увеличится от 20 до 60 %, что приведёт к снижению концентрации аммиака в парогазовой смеси с 80 до 40 %, т. е. в 2 раза. Во-вторых, добиться такого же содержания аммиака в удаляемой смеси можно также охлаждением смеси при неизменном давлении до температуры -2,5 °С (состояние D). В-третьих, в результате одновременного охлаждения до температуры 7,5 °С и повышения давления до 14 бар (состояние С).

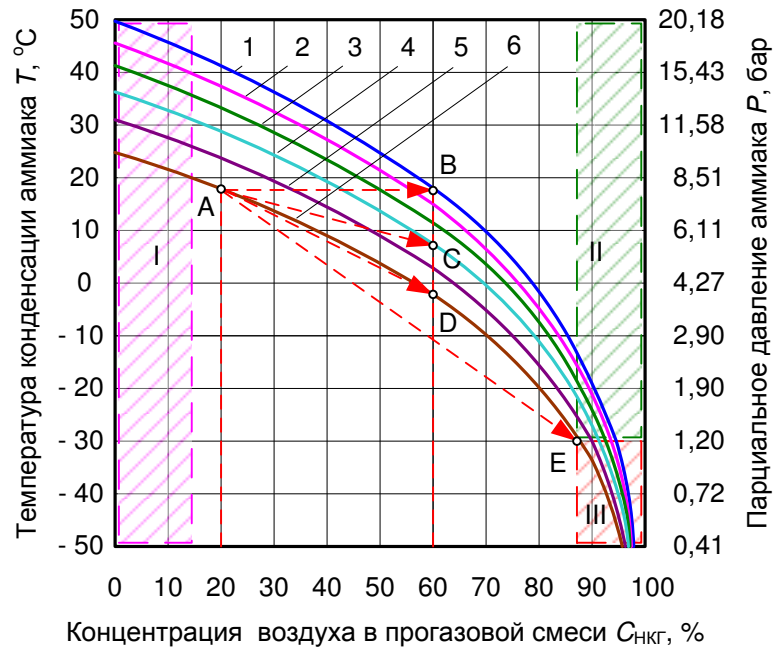


Рис. 1.15. Номограмма для определения показателей смеси аммиак-воздух с линиями постоянных давлений, бар:

- | | |
|---------|--|
| 1 — 20; | 6 — 10; |
| 2 — 18; | I — зона накопления воздуха; |
| 3 — 16; | II — зона эффективного удаления воздуха; |
| 4 — 14; | III — зона потерь аммиака |
| 5 — 12; | |

Анализ номограммы показывает, что уменьшение содержания хладагента в газовой фазе и, соответственно, его потерь при удалении НКГ достигается различными путями: сжатием парогазовой смеси, охлаждением её, комбинированием процессов сжатия и охлаждения.

В аммиачных холодильных установках воздухоотделители работают при рабочем давлении конденсатора, а конденсация аммиака из парогазовой смеси осуществляется за счёт охлаждения её кипящим аммиаком при температуре $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (состояние E). Таким образом, потери аммиака будут определяться отношением парциального давления аммиака к давлению парогазовой смеси в конденсаторе, что составит от 6 до 14 %.

В действительности система удаления воздуха из аммиачной холодильной установки начинает работать при более низких концентрациях

НКГ, которые находятся в диапазоне от 0 до 15 % (зона I). При этом разность давлений между давлением нагнетания и давлением конденсации аммиака составляет от 0,5 до 3 бар, а разность температур, на которую необходимо переохладить парогазовую смесь, изменяется от 1,6 до 6 °С.

При достижении определённого значения перепада давлений либо разности температур при постоянном давлении в работу включается воздухоотделитель, который позволяет снизить давление конденсации и потери аммиака в окружающую среду.

Работа воздухоотделителей организуется таким образом, чтобы обеспечить минимальную концентрацию аммиака в удаляемой парогазовой смеси. Соответственно, максимально достижимая концентрация НКГ в удаляемой смеси будет находиться в диапазоне от 86 до 94 % (зона II). Повысить концентрацию НКГ в парогазовой смеси выше этих значений не удастся, так как она обусловлена температурой кипения аммиака и соответствующим остаточным парциальным давлением аммиака в парогазовой смеси. В связи с этим неизбежные потери аммиака при использовании метода низкотемпературной парциальной конденсации составят от 6 до 14 % (зона III). Причём больший процент потерь соответствует меньшему давлению конденсации и наоборот. Например, при давлении конденсации 20 бар и концентрации НКГ в смеси 15 % потери аммиака составят 7 %, а при давлении 10 бар и той же концентрации НКГ — 14 %.

Анализ работы системы удаления НКГ с помощью конденсатора Е-5 показал, что эффективность очистки парогазовой смеси методом низкотемпературной парциальной конденсации не может превышать 86 % [2]. Это означает, что 14 % аммиака как минимум теряется при удалении НКГ в лучшем случае, т.е. при наличии НКГ в системе. В худшем случае (при отсутствии НКГ, но открытии клапана сброса) — потери чистого аммиака составляют 100 %.

Недостатком существующего алгоритма открытия клапана сдувки НКГ на факел является то, что он не связан с повышением давления в

конденсаторе, а открывается всего лишь два раза в сутки в определённое время принудительно. При этом вместо НКГ на факел подаются пары чистого аммиака, что приводит к существенным их потерям.

В связи с этим для разработки алгоритма управления клапаном сброса НКГ на факел актуальным является установление признаков, указывающих на наличие НКГ в системе.

1.4. Анализ современных систем воздухоотделения АХУ

Воздухоотделители НКГ служат для удаления неконденсирующихся газов, наличие которых, как отмечалось, в системе холодильной установки ухудшает теплопередачу в конденсаторе, повышает давление в конденсаторе и снижает энергетическую эффективность установки.

Анализ показывает [63-72, 89], что во всех конструкциях воздухоотделителей осуществляется охлаждение парогазовой смеси от температуры конденсации до температуры, близкой к температуре кипения в испарителе. При этом парогазовая смесь обедняется при конденсации из нее паров хладагента. В результате удаление неконденсирующихся газов из системы холодильной установки через воздухоотделители позволяет значительно уменьшить потери хладагента.

Наиболее простой конструкцией обладает змеевиковый воздухоотделитель, применяемый в аммиачных судовых холодильных установках. На судах с аммиачными установками отечественного производства широкое распространение получил четырёхтрубный воздухоотделитель конструкции Кобулашвили [11]. Основным его недостатком — наличие у него ручного регулирования работы. «ВНИХИ» позже разработал автоматический воздухоотделитель марки АВ-2 и последующую его модернизированную модель марки АВ-4.

Существуют также воздухоотделители барботажного типа, работа которых основана на охлаждении аммиачно-воздушной смеси при давлении конденсации. Однако в этом воздухоотделителе в отличие от предыдущих, смесь охлаждается при её барботаже через слой жидкого аммиака, переохлажденного относительно температуры насыщения.

Широкое распространение получили автоматические воздухоотделители марки «ВОА», разработанные фирмой «Химхолодсервис», которые работали по аналогичному принципу. Конденсация в них аммиака осуществлялась за счёт холода, вырабатываемого в отдельной компрессорной холодильной машине.

Для улучшения степени очистки неконденсирующихся газов от паров аммиака могут создаваться одно- и двухступенчатые каскадные схемы отделителей различной конструкции. В качестве примера приведём схему автоматического отделителя НКГ, которая изображена на рис. 1.16.

Из схемы видно, что пары аммиака с НКГ из конденсатора через соленоидный клапан подаются в дренажный ресивер, в котором происходит отделение сконденсированного аммиака. После чего пары аммиака и НКГ поступают в конденсатор отделителя инертных. За счёт кипения жидкого аммиака в испарителе затопленного типа, пары аммиака в конденсаторе конденсируются и отделяются в сепараторе. После сепаратора НКГ сбрасываются в атмосферу через водяной бак, а жидкий аммиак дросселируется в испаритель. Особенность данной схемы отделителя НКГ состоит в том, что конденсатор и сепаратор расположены непосредственно в испарителе затопленного типа, температура кипения аммиака в котором $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

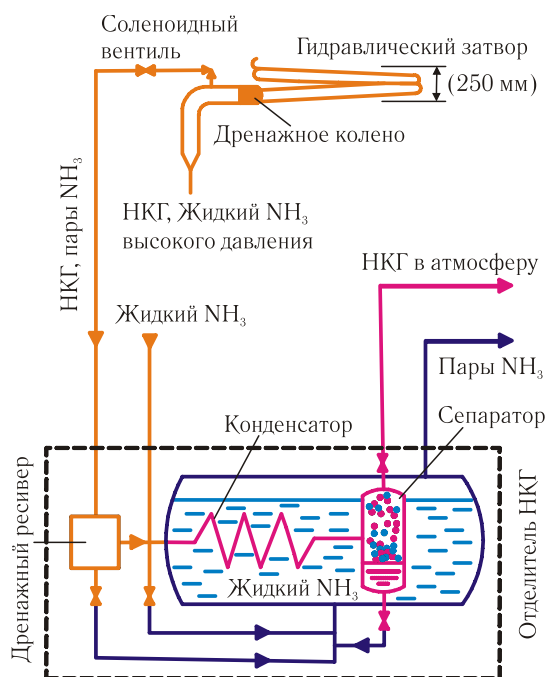


Рис. 1.16. Упрощённая схема автоматического отделителя НКГ

Кроме отечественных разработок, существует современное промышленное оборудование различных фирм-производителей, являющихся мировыми лидерами в производстве отделителей НКГ (рис. 1.17): GEA Refrigeration Technologies (Netherlands); Hansen Technologies Corporation (USA); Armstrong International (USA); Arctos Industriekaelte AG (Germany).

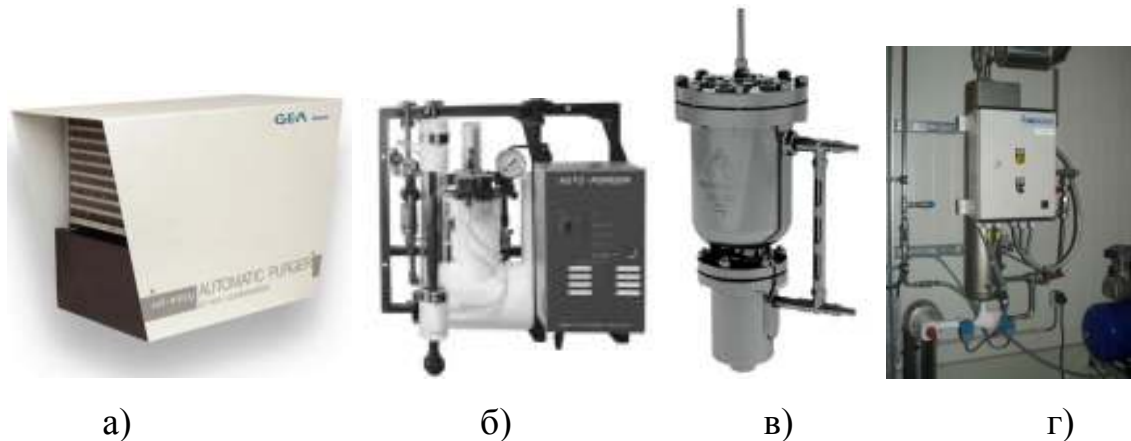


Рис. 1.17 Внешний вид автоматических отделителей НКГ, выпускаемых компаниями:

а) «GEA Refrigeration Technologies»; в) «Armstrong International»;
 б) «Hansen Technologies Corporation»; г) «Arctos Industriekaelte AG»

На рис. 1.18 представлен график, характеризующий целесообразность установки автоматических отделителей НКГ на эксплуатируемых аммиачных холодильных установках.

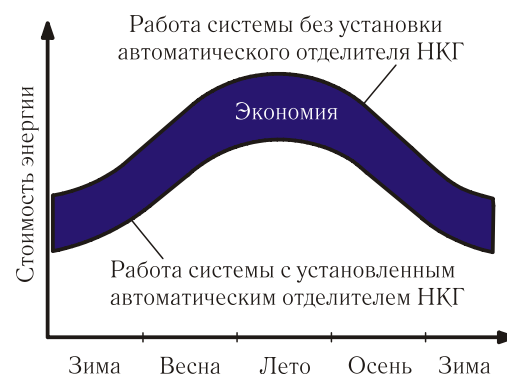


Рис. 1.18. Стоимость расходуемой электроэнергии при работе холодильной установки с автоматическим отделителем НКГ и без него

Из рис. 1.17 видно, что наиболее эффективна работа автоматических отделителей НКГ в летнее время, когда наблюдается высокая температура

окружающей среды. Однако, несмотря на это, экономический эффект от применения воздухоотделителей в весенний или осенний периоды года не менее значителен и по величине соизмерим с летним периодом. Таким образом достигается круглогодичное снижение затрат на потребляемую электроэнергию. Кроме этого, улучшаются условия работы аммиачных конденсаторов, повышается их эксплуатационная эффективность.

Автоматический отделитель НКГ позволяет удалить большее количество неконденсируемых газов из системы за меньший промежуток времени, чем какой-либо другой способ сдувок инертов, чтобы обеспечить снижение давления конденсации.

При отсутствии автоматического отделителя НКГ происходят колебания давления конденсации, что не позволяет поддерживать его на низком уровне (см. рис. 1.19).

Неконденсируемые газы в основном, накапливаются в ряде мест на стороне высокого давления. К ним относятся места, где наблюдается низкая скорость течения газов, а также имеются в наличии переохлаждённые поверхности. Конденсаторы, ресиверы и теплообменные аппараты являются вероятными местами накопления неконденсирующихся газов.

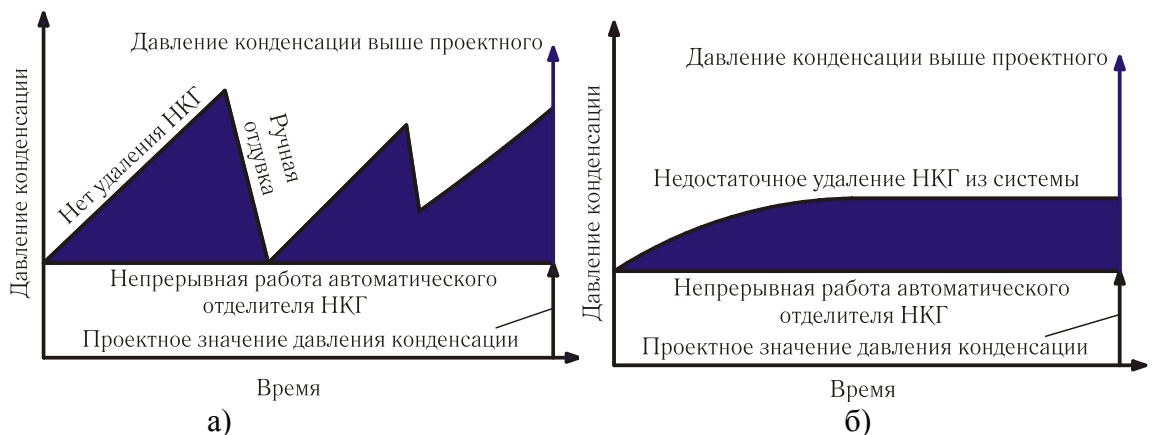


Рис. 1.19. Влияние неконденсирующихся газов на давление конденсации при вариантах их отдувки:

а — ручная (непостоянная);

б — кратковременная

Следует отметить, что многоточечная отдувка неконденсирующихся газов из возможных мест их сбора — единственно эффективный способ

удаления НКГ из системы. Отдувка инертов из каждой точки осуществляется отдельно при закрытых всех вентилях. Иначе это может привести к нарушению работы системы автоматического удаления НКГ (рис. 1.20).

При открытии всех клапанов продувки НКГ, как показано на рис. 1.20, одновременно происходит повышение давления в других местах скопления инертов. Это приводит к тому, что удаление НКГ производится лишь из одной точки сдувки, в которой наблюдается наибольшее давление конденсации газопаровой смеси. Так как давление конденсации часто изменяется и зависит от многих факторов (погодных условий, количества работающих вентиляторов и т.д.), то удаление НКГ оказывается неудовлетворительным. Это приводит к накапливанию НКГ в различных местах конденсатора, ресивера и технологических трубопроводов и, соответственно, повышению давления конденсации.

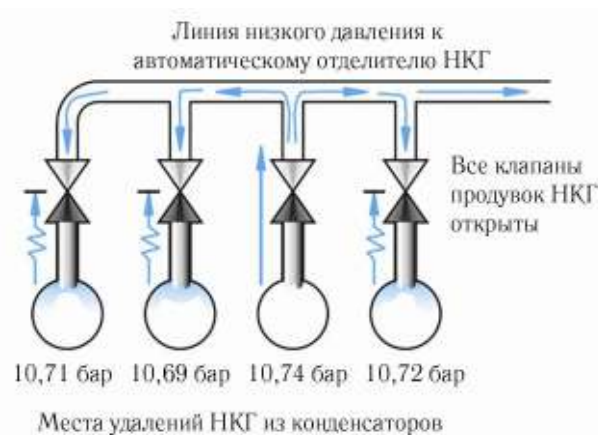


Рис. 1.20. Иллюстрация работы системы удаления НКГ при всех открытых вентилях

Важным вопросом является правильный выбор мест отбора НКГ в аммиачной холодильной установке. Наиболее вероятные места скопления НКГ в конденсаторе и ресивере особо выделены на рис. 1.21. Кроме этого на нём показано, откуда конкретно необходимо осуществлять отбор НКГ для достижения максимальной эффективности их удаления.

Варианты подключения автоматического отделителя НКГ типа АР к промышленной аммиачной холодильной установке для осуществления отдувок с 6-ти точек отбора изображён на рис. 1.22,а. Вентили отдувки

открываются индивидуально. Не допускается открытие всех вентилей одновременно. Удаление НКГ происходит в автоматическом режиме. Каждый клапан должен быть открыт хотя бы один раз в сутки. Более частое открытие клапанов отдувки зависит от количества НКГ в системе и давления конденсации аммиака.

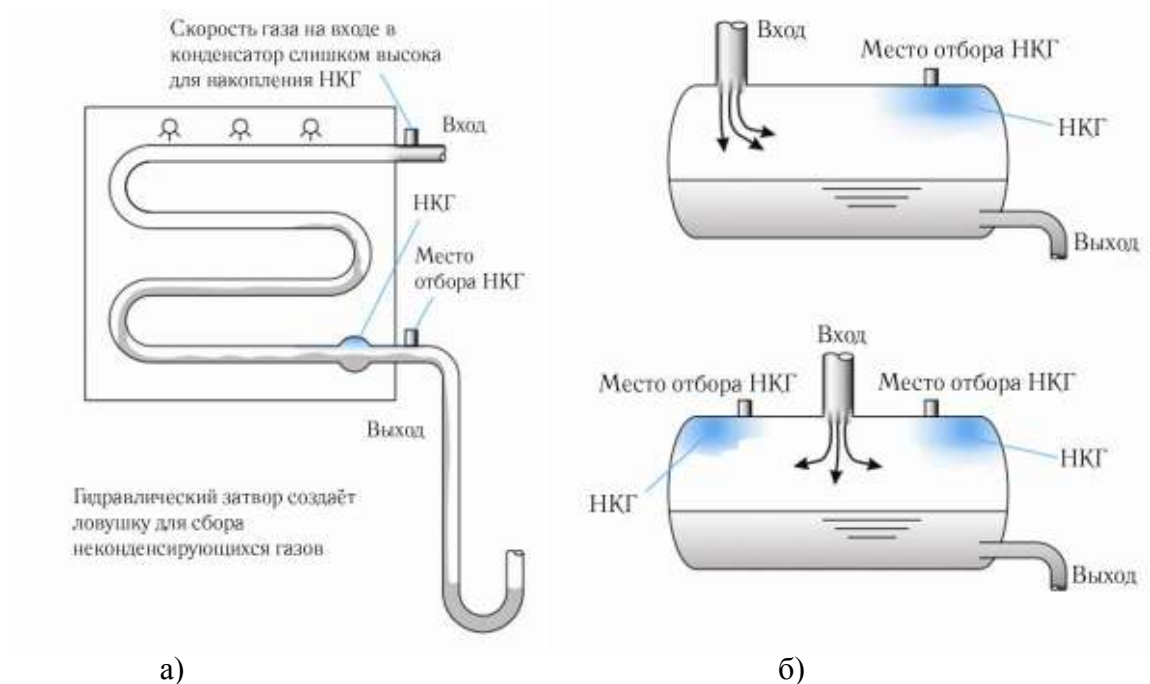


Рис. 1.21. Места отбора НКГ на конденсаторе (а) и горизонтальном ресивере (б)

Для холодильных установок средней и малой производительности разработаны автоматические отделители НКГ типа АРМ. Подключение отделителя НКГ типа АРМ показано на рис. 1.27,б.

Вентили для отдувок инертнов из конденсаторов должны быть установлены на каждом колене (выходе) жидкого аммиака из конденсатора. В данном месте накапливаются НКГ, которые попадают в гидравлический затвор жидкого аммиака в сливном колене конденсатора.

Для обеспечения надлежащего слива жидкого аммиака из конденсатора необходимо, чтобы была уравнивательная газовая линия, соединяющая между собой ресивер и конденсатор. При поступлении некоторого объёма жидкого аммиака из конденсатора в ресивер из него вытесняется такое же количество паров аммиака, содержащих НКГ, в конденсатор. Однако если диаметр

уравнительной газовой линии слишком мал (что очень часто наблюдается), то это может привести к определённым проблемам, а именно повышению давления в ресивере, что в свою очередь ухудшит слив жидкого аммиака из конденсатора.

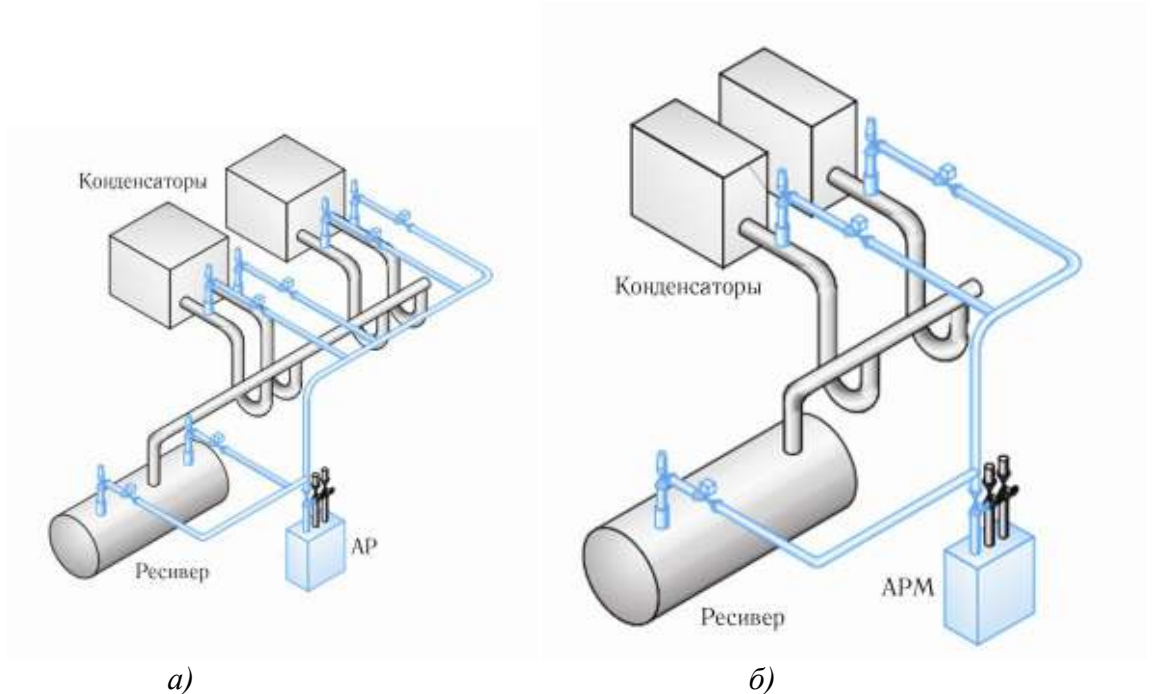


Рис. 1.22. Схемы подключения автоматических отделителей НКГ АР с 6-ью точками отбора (а) и АРМ с 3-мя точками (б)

На рис. 1.23 показана схема, которая характеризует неравномерность распределения давления в конденсаторах и разности давлений между конденсаторами и ресивером.

В представленной схеме жидкий аммиак сливается из нескольких конденсаторов в ресивер. Все сливные патрубки жидкого аммиака находятся на одинаковой высоте, но конденсаторы имеют разные габаритные размеры. У конденсатора К-3 вентилятор отключён. Давления в указанных узлах конденсаторов и ресивера обозначены как P_1 , P_2 и т.д.

Из анализа рис. 1.23, можно заключить, что давление в ресивере P_1 больше, чем давления P_5 , P_6 и P_7 в любом из конденсаторов. Это происходит в результате большой разности давлений в газовой линии. Так как конденсаторы состоят из труб разной длины, то перепады давлений в

конденсаторах неодинаковы. Таким образом $(P2-P5) \neq (P3-P6)$, а давление в нижней части конденсатора К-3 практически равно давлению на его входе, т.е. $P4-P7 \approx 0$, при неработающем вентиляторе. Данная ситуация наблюдается у большинства крупных промышленных систем. Для уменьшения разности возникающих давлений необходимо увеличить размеры сливных колен. Это позволит увеличить эффективность сбора НКГ и их удаления. Кроме этого, обязательным условием является наличие дренажного ресивера.

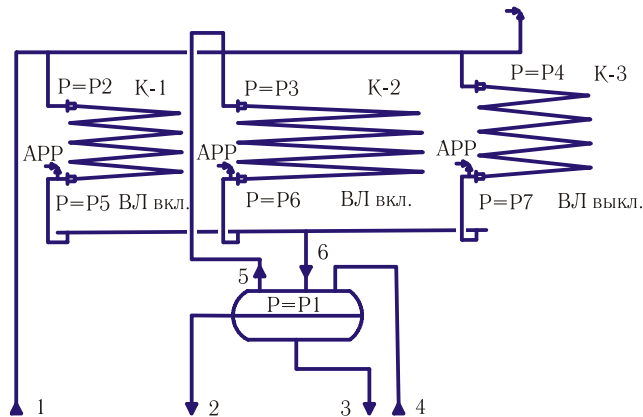


Рис. 1.23. Схема подключения конденсаторов к ресиверу: К-1, К-2, К-3 — конденсаторы;

ВЛ — вентилятор;

АРР — автоматический отделитель НКГ;

1 — горячий газообразный аммиак из компрессора;

2 — жидкостная линия высокого давления;

3 — линия отвода масла в маслоотделитель;

4 — возврат паровой фазы из маслоотделителя;

5 — возврат паров в конденсатор;

6 — общий слив жидкого аммиака из конденсаторов

В результате можно сформулировать основные факторы, влияющие на эффективность работы современных воздухоотделителей НКГ:

1. Не допускается одновременное открытие более одного электромагнитного клапана отдувок НКГ. Клапаны должны открываться последовательно.

2. Разность давлений, существующая между соседними конденсаторами, создаёт условия для «зависания» жидкого аммиака в трубопроводах, что приводит к повышению давления в конденсаторе и, соответственно, открытию отдувочных клапанов, через которые может поступать жидкий аммиак.

3. Уравнительный трубопровод по газовой фазе между конденсатором и ресивером создаёт трудности в прохождении НКГ через их отделитель.

4. Автоматический отделитель неконденсируемых газов должен располагаться строго в горизонтальном положении.

5. Не допускается делать одну общую линию отдувки для всех конденсаторов, так как давление на выходе из такой линии будет выравниваться, в результате чего будет происходить запираание других конденсаторов, сопровождающееся ростом давления.

6. Время отдувок через каждый из вентилях может быть задано индивидуально.

7. Автоматический отделитель неконденсируемых газов должен быть расположен как можно выше, т. е. выше чем самая высокая точка отбора отдувок, и соединён жидкостной линией с ресивером для сглаживания и выравнивания давлений в отдельных конденсаторах.

8. Вентили с сервоприводом должны быть установлены как можно ближе к местам отбора неконденсирующихся газов, чтобы избежать конденсации паров в трубопроводе.

9. Автоматический отделитель неконденсирующихся газов должен быть включён в работу хотя бы один раз в день.

10. Продолжительность работы системы удаления неконденсирующихся газов должна составлять не менее 45 мин один раз в сутки. После этого времени автоматика проверяет необходимость дальнейшей отдувки или же целесообразность закрытия вентиля.

Применение современных автоматических воздухоотделителей без анализа колебаний давления в конденсаторе аммиака и формирования основных признаков, подтверждающих наличие и определяющих концентрацию НКГ в системе АХУ, не целесообразно.

1.5. Цели и задачи исследования

В результате анализа эксплуатационных данных характеристик АХУ установлено, что в ней имеются существенные резервы для повышения её

эффективности и обеспечения стабильности показателей. Для их использования с целью улучшения показателей АХУ необходимо:

1. Снизить потребление энергии компрессором АХУ. В связи с применением для его привода ГТД, это приведёт к уменьшению расхода природного газа. Более экономичную работу компрессора можно обеспечить за счёт достижения стабильности показателей воздушного конденсатора, предотвращением роста давления нагнетания путём использования эффективного алгоритма управления вентиляторами воздушного охлаждения. Это позволит также снизить затраты энергии на привод вентиляторов.

2. Уменьшить амплитуду и частоту термогидравлических колебаний, за счёт обоснования и применения нового алгоритма открытия клапана сдувок НКГ на факел.

3. Создать эффективную двухступенчатую систему выпуска НКГ из АХУ на базе нового компактного воздухоотделителя абсорбционного типа, практически исключаящего потери аммиака с инертами.

1.6. Выводы к разделу

1. На показатели работы АХУ, характеризующие её эффективность, оказывают влияние многие внешние и внутренние факторы. К ним можно отнести изменение температуры окружающей среды, накопление в системе неконденсирующихся газов, конструктивные особенности воздушного конденсатора, алгоритмы работы вентиляторов охлаждения и системы удаления НКГ.

2. Проектом цеха перегрузки аммиака не предусмотрен какой-либо метод контроля наличия НКГ, присутствующих в системе. Косвенным признаком наличия НКГ в системе служил явный избыток находящихся в работе вентиляторов охлаждения конденсаторов, а также повышенное давление в конденсаторах при режимах максимальной нагрузки, когда на конденсаторах задействованы все вентиляторы. В связи с этим АХУ долгое время может

работать с перерасходом энергии на сжатие аммиака до более высокого давления конденсации.

3. Существующий «шахматный» алгоритм включения в работу воздушных вентиляторов обладает недостатками, которые приводят к возникновению дополнительных термогидравлических колебательных явлений, усиливающих существующие колебания параметров технологического процесса внутри работающих секций конденсатора. В результате наблюдается дестабилизация работы АХУ и перерасход электроэнергии на привод воздушных вентиляторов, особенно при суточных изменениях температуры атмосферного воздуха.

4. Эффективность очистки НКГ от паров аммиака методом низкотемпературной парциальной конденсации в лучшем случае составляет 90 %, а потери аммиака достигают 6...14 %. Однако из-за периодичности и непредсказуемости работы системы удаления НКГ на факел данный метод очистки не используется.

5. Недостатком существующего алгоритма открытия клапана сдувки НКГ на факел является то, что он не связан с повышением давления в конденсаторе, а открывается всего лишь два раза в сутки в определённое время принудительно. При этом вместо НКГ на факел подаются пары чистого аммиака, что приводит к существенным их потерям.

6. Применение современных автоматических воздухоотделителей без анализа колебаний давления в конденсаторе аммиака и формирования основных признаков, подтверждающих наличие и определяющих концентрацию НКГ в системе АХУ, не целесообразно.

7. В связи с этим актуальным является разработка новых алгоритмов включения в работу вентиляторов воздушного охлаждения и открытия клапанов сдувки НКГ на факел, с целью снижения колебательных явлений в системе конденсатор-ресивер, стабилизации работы воздушного конденсатора, экономии электроэнергии и снижения потерь аммиака.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА АХУ В НЕРАСЧЁТНЫХ УСЛОВИЯХ

2.1. Разработка математической модели описания основных параметров АХУ при работ её в нерасчётных условиях

Работа любой аммиачной холодильной установки (АХУ), работающей по определённому термодинамическому циклу, зависит от многих внешних факторов, которые оказывают влияние на её эффективность. Проектирование аппаратов, машин и самой установки осуществляется при заданных начальных параметрах. Такие параметры называются расчётными, а режим работы паспортный. В действительности паспортный режим работы установки наблюдается крайне редко. В основном холодильная установка работает постоянно в нерасчётных условиях. При этом важным является оценка и прогнозирование рабочих характеристик аммиачной холодильной установки, работающей в этих условиях, особенно при появлении внутри системы неконденсируемых газов [3, 21-22].

В связи с этим целью исследования является, во-первых, разработка методики расчёта и оценки характерных параметров работы АХУ в нерасчётных режимах, во-вторых, оценка влияния неконденсируемых газов на рабочие параметры установки.

Для этого, во-первых, необходимо определить поверхность теплообмена конденсатора при заданных расчётных (паспортных) параметрах работы, во-вторых, при изменениях температуры окружающей среды от -20 до $+40$ °С найти нерасчётные параметры работы АХУ и сопоставить их с действительными данными.

Разработка математической модели описания основных параметров АХУ при работ её в нерасчётных условиях основывается на известной методике расчёта тепловой нагрузки воздушного конденсатора и уравнениях теплового баланса [9-12, 78, 81-85] с учётом ограничений, обусловленных конструктивными особенностями аппарата. В качестве ограничений рассматриваются существующая поверхность теплообмена и потребляемая

мощность одним вентилятором воздушного охлаждения. Другие параметры, входящие в уравнение теплового баланса, постоянно изменяются, что приводит к работе конденсатора в нерасчётных условиях и возникновению колебательных явлений в системе конденсатор-ресивер АХУ.

Конденсатор с воздушным охлаждением в составе АХУ предназначен для отвода теплоты конденсации аммиака в окружающую среду. Он представляет собой агрегат, состоящий из теплопередающего пучка труб и вентиляторов с автономным приводом.

Отвод теплоты от конденсатора ведётся в трёх его существенно отличающихся зонах. В первой зоне (I) перегретый пар в конденсаторе охлаждается до температуры насыщения; во второй (II) — происходит собственно конденсация аммиака и образуется жидкий аммиак; в третьей (III) — жидкий аммиак переохлаждается на несколько градусов ниже температуры конденсации (рис. 2.1). Каждой зоне должна соответствовать своя поверхность теплообмена, величина которой изменяется в зависимости от температуры конденсации. Для существующего в эксплуатации конденсатора поверхность теплообмена строго определена, исходя из расчётных условий его работы. Она не может изменяться в зависимости от различных условий конденсации. В связи с этим тепловой баланс работы конденсатора при других значениях температур окружающей среды, увеличении или уменьшении тепловой нагрузки обеспечивается изменением температуры конденсации. При этом изменяются давления нагнетания (растут или уменьшаются) и расходы аммиака. Для уменьшения температурного напора в конденсаторе в этих условиях прибегают к включению того или иного количества воздушных вентиляторов.

Рис. 2.1 даёт представление об изменении температур аммиака и воздуха вдоль поверхности теплопередачи при давлении конденсации аммиака равном 1,7 МПа. Температура конденсации соответствует 43,3 °С. Температура атмосферного воздуха на входе в конденсатор принята равной 32 °С, а степень его нагрева 8,4 °С.

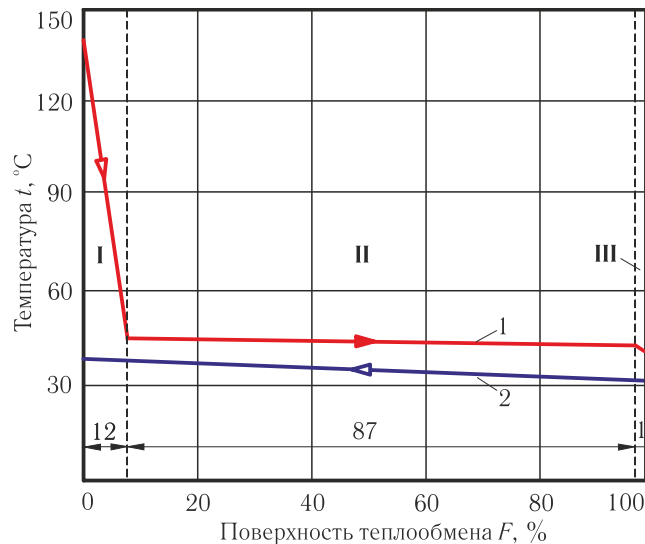


Рис. 2.1. Изменения температуры аммиака (1) и воздуха (2) в конденсаторе с воздушным охлаждением при давлении конденсации аммиака равном 1,7 МПа

При изменении температуры конденсации, соответственно и давления, происходит перераспределение теплообменной поверхности конденсатора по зонам теплообмена. Например, при изменении давления конденсации аммиака от 1,2 до 2,0 МПа для отвода теплоты перегрева необходимо использовать от 8 до 14 % поверхности теплообмена, для процесса конденсации аммиака — от 85 до 91 %, а для переохлаждения жидкого аммиака — до 1 %.

Например, при давлении конденсации 2,0 МПа 14 % поверхности будет использовано для снятия перегрева, 85 % для конденсации, а 1 % для переохлаждения жидкого аммиака. При давлении конденсации 1,2 МПа 8 % поверхности будет использовано для снятия перегрева, 91 % для конденсации, а 1 % для переохлаждения жидкого аммиака.

Для обеспечения эффективной работы конденсатора принято считать, что участок теплообменной поверхности, отвечающий за конденсацию аммиака, должен составлять не менее 85 % всей поверхности теплообмена. Большая площадь поверхности вызывает дополнительное падение давления и соответственно переохлаждение жидкого аммиака на 2...4 °C.

Следует отметить, что общий перепад давления в воздушных конденсаторах крупнотоннажных АХУ эквивалентен почти 4 °C. У рассматриваемой АХУ падение давления в конденсаторе составляет от 0,03 до

0,09 МПа, т. е. в среднем 0,07 МПа. Поэтому все участки ломаной линии 1 (рис. 2.1), характеризующей изменение температуры аммиака в конденсаторе, выполнены под наклоном с учётом снижения давления и температуры.

Известно, что в качестве исходных данных для расчёта конденсаторов обычно задают температуру конденсации хладагента, начальную температуру охлаждающей среды и холодопроизводительность установки или её производительность при работе в режиме ожигения. Это позволяет определить тепловую нагрузку конденсатора. При расчёте конденсатора необходимо задаваться также скоростью и степенью нагрева охлаждающей среды, геометрическими размерами элементов теплопередающей поверхности и др.

Теплопередающая поверхность крупного конденсатора с воздушным охлаждением в основном располагается горизонтально. Для интенсификации процесса теплообмена наружная поверхность труб оребряется. В качестве материала оребрения применяют алюминий. В связи с этим общая толщина трубки состоит из двух составляющих: толщины внутренней стальной трубы и толщины наружной алюминиевой трубы, оребрённой круглыми пластинчатыми рёбрами (рис. 2.2).

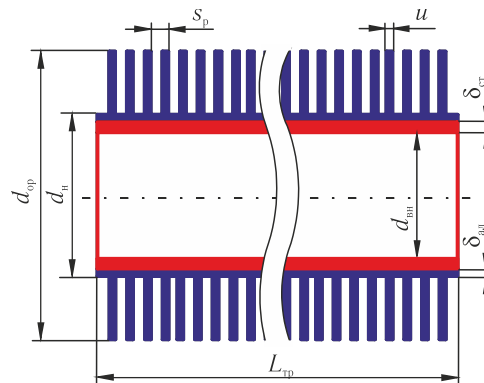


Рис. 2.2. Конструктивные размеры оребрённой трубы

Основные тепловые и конструктивные характеристики одной секции воздушного конденсатора аммиака, разработанной для эксплуатации в расчётном режиме, представлены в табл. 2.1.

Указанные в табл. 2.1 параметры дают полное представление о существующем воздушном конденсаторе аммиака. Они приняты за исходные

данные для определения характеристик конденсатора при работе его в нерасчётных условиях.

Таблица 2.1.

Основные характеристики одной секции воздушного конденсатора

Наименование	Величина
Тепловой поток Q_k , МВт	8,556
Рабочее вещество	NH_3
Расход аммиака G_a , т/ч	22,588
Давление конденсации P_k , МПа	1,7
Соппротивление конденсатора ΔP_k , МПа	0,07
Температура аммиака на входе t_n , °С	142
Температура аммиака на выходе t_k , °С	43,5
Температура воздуха на входе $t_{охл1}$, °С	32,2
Температура воздуха на выходе $t_{охл2}$, °С	40,6
Нагрев воздуха $\Delta t_{охл}$, °С	8,4
Внутренний диаметр трубы $d_{вн}$, мм	25,4
Толщина стенки стальной трубы $\delta_{тр}$, мм	2
Толщина стенки алюминиевой трубы $\delta_{ал}$, мм	1,5
Наружный диаметр трубы d_n , мм	32,4
Толщина ребра u , мм	0,7
Шаг ребра s_p , мм	2,2
Высота ребра h , мм	12,38
Диаметр оребрения $d_{ор}$, мм	57,15
Длина трубы $L_{тр}$, м	12,19
Количество труб $n_{тр}$, шт	154
Фронтальный шаг труб $s_{фр}$, мм	58
Продольный шаг труб $s_{пр}$, мм	46
Скорость воздуха w , м/с	10
Производительность вентилятора, тыс.нм ³ /ч	300,72
Мощность вентилятора $W_{вн}$, кВт	22,1
Количество вентиляторов $n_{вен}$, шт.	10
Внутренняя поверхность теплообмена $F_{вн}$, м ²	1499
Наружная поверхность теплообмена F_n , м ²	32085

Прежде, чем перейти к оценке характеристик работы всей холодильной установки в нерасчётных условиях покажем, как была рассчитана поверхность теплообмена конденсатора в условиях, характеризующих расчётный режим работы.

При тепловом и конструктивном расчёте воздушного конденсатора использовались работы [73-80]. В соответствии с ними тепловую нагрузку конденсатора можно определить по следующим формулам:

$$Q_k = G_a (i_{ex} - i_{бвх}) \quad (2.1)$$

$$Q_k = kF\theta_m \quad (2.2)$$

$$Q_k = G_b c_p (t_{охл2} - t_{охл1}) \quad (2.3)$$

Из выражения (2.1) при известном расходе аммиака, который равен массовому расходу третьей ступени компрессора, можно определить тепловую нагрузку конденсатора Q_k . При этом необходимо учитывать, что при увеличении конечного давления нагнетания центробежного компрессора его производительность снижается, соответственно, изменяется тепловая нагрузка конденсатора.

Из (2.2) может быть определена расчётная поверхность теплопередачи как

$$F_{расч} = Q_k / (\theta_m k_{расч}) \quad (2.4)$$

В качестве поверхности для расчётного режима работы конденсатора будем использовать наружную оребрённую поверхность теплопередачи. Для определения $k_{расч}$ предварительно должны быть найдены значения коэффициентов теплоотдачи со стороны аммиака $\alpha_{ам}$ и воздуха α_b . Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_b рассчитывается по зависимостям, полученным для поперечного обтекания пучков горизонтальных оребрённых труб. Принималось во внимание также то, что в формулы (2.2) и (2.4) в неявном виде входит неизвестная величина θ_a , представляющая собой разность температур конденсации t_k и стенки $t_{ст}$. Поскольку этот параметр входит в критериальную зависимость для определения $\alpha_{ам}$, то для решения данной задачи применяют два метода расчёта: последовательных приближений или графоаналитический [6-7, 33].

Независимо от применяемого метода результатом является нахождение такого значения θ_a , при котором линейные плотности тепловых потоков со стороны аммиака $q_{ам} = f(\theta_a)$ и воздуха $q_b = \varphi(\theta_a)$ равны между собой (рис. 2.3).

Выражение (2.3) при известной тепловой нагрузке Q_k и степени нагрева воздуха $\Delta t_{\text{охл}} = t_{\text{охл}2} - t_{\text{охл}1}$ позволяет найти расход воздуха и, соответственно, количество включенных в работу воздушных вентиляторов охлаждения.

Из рис. 2.3 видно, что координаты точки пересечения являются искомыми значениями величин θ_a и $q_{\text{расч}}$.

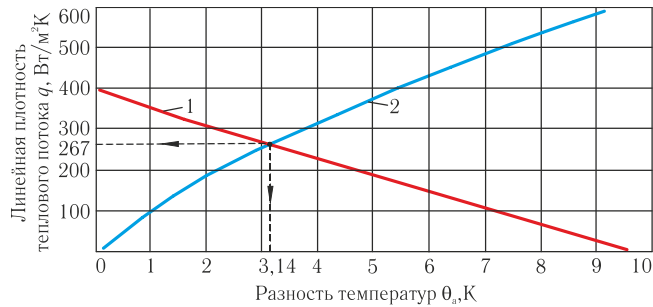


Рис. 2.3. Изменения расчётных плотностей тепловых потоков $q_{\text{расч}}$ в конденсаторе со стороны воздуха (1) и со стороны аммиака (2) в зависимости от θ_a

Таким образом, решая совместно уравнения (2.1)-(2.3), определим теплообменную поверхность конденсатора при расчётных параметрах. При ориентировочных расчётах крупных воздушных конденсаторов можно с учётом рекомендаций [5] выбирать некоторые параметры из диапазонов их значений: скорость охлаждающей среды — 3,5...10 м/с; средняя логарифмическая разность температур — 8...15 °С; степень нагрева охлаждающей среды — 3...4 °С. Результаты расчёта одной секции воздушного конденсатора с использованием указанных рекомендаций и конструктивных особенностей конденсатора (табл. 2.1) сведены в табл. 2.2.

Из таблиц 2.1 и 2.2, а также рис. 2.3 видно, что результаты расчётов внутренней и наружной поверхностей теплообмена совпадают с данными, указанными в табл. 2.1. Это свидетельствует о том, что существующую методику теплового и конструктивного расчёта можно применять для постановки и решения обратной задачи, целью которой является нахождение температуры конденсации и расхода аммиака при изменении температуры окружающей среды, но неизменной поверхности теплообмена, что характерно для так называемых нерасчётных условий.

Результаты расчёта одной секции воздушного конденсатора

Наименование	Величина
Тепловой поток Q_k , МВт	8,556
Расход аммиака G_a , т/ч	22,588
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_a , Вт/(м ² К)	51,17
Приведённый коэффициент теплоотдачи воздуха $\alpha_{пр}$, Вт/(м ² К)	43,81
Линейная плотность теплового потока воздуха $q_v / (\theta_m - \theta_a)$, Вт/(м ² К)	42,02
Линейная плотность теплового потока аммиака $q_a / \theta_a^{0,75}$ Вт/(м ² К)	113
Средняя логарифмическая разность температур θ_m , °С	10
Нагрев охлаждающей среды $\Delta t_{охл}$, °С	3
Разность температур конденсации и стенки θ_a , °С	3,14
Линейная плотность теплового потока $q_{расч} = q_v = q_a$, Вт/(м ² К)	267
Внутренняя поверхность теплообмена $F_{вн}$, м ²	1497
Наружная поверхность теплообмена $F_{н}$, м ²	32066

Для расчёта характеристик АХУ при работе воздушного конденсатора в нерасчётных условиях необходимо располагать следующими параметрами:

- температурой окружающей среды $t_{о.с.}$, которая равна начальной температуре охлаждающего конденсатор воздуха $t_{охл1}$;
- средней логарифмической разностью температур θ_m ;
- степенью нагрева воздуха в конденсаторе $\Delta t_{охл}$;
- температурой конденсации аммиака t_k ;
- давлением конденсации аммиака P_k ;
- сопротивлением межступенчатых аппаратов ΔP_i ;
- степенью сжатия каждой ступени компримирования π_i ;
- давлением нагнетания и всасывания по ступеням сжатия $P_{н.i}, P_{вс.i}$;
- температурами концов сжатия по ступеням t_i ;
- долей пара, образующегося после каждой ступени дросселирования жидкого аммиака x_i ;
- производительностью установки по жидкому аммиаку L_a ;
- производительностью каждой ступени компримирования G_i ;
- расходом жидкого аммиака после каждого сепаратора L_i ;
- тепловой нагрузкой конденсатора Q_k ;
- поверхностью теплопередачи $F_{расч}$;

- общим расходом воздуха V ;
- количеством работающих вентиляторов воздушного охлаждения $n_{\text{вен}}$;
- теплопритоками из окружающей среды к хранилищу жидкого аммиака Q_T ;
- количеством паров, образующихся в результате теплопритоков G_T ;
- потребляемой мощностью компрессором W .

Величины указанных параметров зависят от температуры окружающей среды, выпадения осадков, снижения холодопроизводительности установки, а также конструктивных особенностей конденсатора. Для существующих в эксплуатации конденсаторов единственным неизменяющимся условием является поверхность теплопередачи, найденная в расчётном режиме. Изменение холодопроизводительности установки влияет только на тепловую нагрузку конденсатора, а выпадение осадков или снижение температуры окружающей среды — на температуру и давление конденсации аммиака. В связи с этим наиболее влияющим на работу холодильной установки являются параметры окружающей среды.

Для расчёта характеристик аммиачной холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях была разработана методика, которая позволяет определить показатели установки при изменении температуры окружающей среды.

Кратко представим основные этапы расчёта и уравнения, позволяющие определить искомые параметры:

1. Количество паров, образующихся в результате теплопритоков

$$G_T = Q_T / r \quad (2.5)$$

где r – теплота испарения жидкого аммиака при давлении хранения 0,1034 МПа.

2. Температура конденсации аммиака

$$t_k = (t_{\text{охл}2} e^{\Delta t_{\text{охл}}/\theta_m} - t_{\text{охл}1}) / (e^{\Delta t_{\text{охл}}/\theta_m} - 1) \quad (2.6)$$

3. Давление конденсации

$$P_k = P_n - \Delta P_k \quad (2.7)$$

где P_H – конечное давление нагнетания компрессора; ΔP_K – гидравлическое сопротивление конденсатора.

4. Давления нагнетания и всасывания по ступеням сжатия

$$P_{H,i} = P_{вс,i-1} \cdot \pi_i \quad (2.8)$$

$$P_{вс,i} = P_{H,i-1} - \Delta P_{i-1} \quad (2.9)$$

5. Производительность установки по жидкому аммиаку

$$L_{ам} = L_1 \cdot (1 - x_1) - G_T \quad (2.10)$$

6. Расход жидкого аммиака после каждого сепаратора

$$L_1 = (L_{ам} + G_T) / (1 - x_1) \quad (2.11)$$

$$L_2 = [L_1 - L_{ам} \cdot (1 - x_{ам})] / (1 - x_2) \quad (2.12)$$

$$L_2 = \frac{L_{ам} [(1 - (1 - x_{ам})(1 - x_1)) + G_T]}{(1 - x_1)(1 - x_2)} \quad (2.13)$$

$$L_3 = L_2 / (1 - x_3) \quad (2.14)$$

7. Производительности каждой из ступеней компримирования:

$$G_1 = L_1 \cdot x_1 + G_T \quad (2.15)$$

$$G_2 = G_1 + L_2 \cdot x_2 + L_{ам} \cdot x_{ам} \quad (2.16)$$

$$G_3 = G_2 + L_3 \cdot x_3 \quad (2.17)$$

$$G_3 = L_3 \quad (2.18)$$

8. Тепловая нагрузка конденсатора Q_K определяется по выражению (2.1).

9. Поверхность теплопередачи рассчитывается по формуле (2.4)

10. Общий расход воздуха определяется из (2.3) как

$$V = Q_K / (c_p \Delta t_{охл} \rho_v) \quad (2.19)$$

где ρ_v – плотность воздуха при средней температуре нагрева.

11. Количество работающих вентиляторов

$$n_{вен} = V / V_{вен} \quad (2.20)$$

12. Потребляемая i -ой ступенью компрессора мощность

$$W_i = G_i \cdot \Delta i_i \quad (2.21)$$

где Δi_i – разность энтальпий аммиака на входе и выходе из i -той ступени компримирования;

Тогда мощность привода компрессора

$$W = \sum W_i \quad (2.22)$$

В заключение выполняется проверка тепловых балансов согласно (2.1)-(2.3).

В качестве исходных данных для проведения расчётов были взяты следующие параметры: средняя логарифмическая разность температур $\theta_m=10$ °С; степень нагрева воздуха в конденсаторе $\Delta t_{\text{охл}}=3$ °С.

Давление хранения жидкого аммиака в хранилище близко к атмосферному и составляет 0,1034 МПа. Теплопритоки из окружающей среды к хранилищу жидкого аммиака были приняты равными $Q_T=1000$ кВт при температуре окружающей среды 20 °С. При этом учитывалось, что при повышении температуры окружающей среды на 5 °С теплопритоки увеличиваются на 5 % от предыдущего значения. В связи с этим возрастает количество паров, образующихся в результате теплопритоков G_T .

Давление всасывания паров аммиака в первую ступень центробежного компрессора равно давлению хранения жидкого аммиака в хранилище. Степень сжатия в компрессоре зависит от конечного давления нагнетания и в среднем для первой, второй и третьей ступеней компримирования составляет $\pi_i=4; 2$ и 2 , соответственно. Температуры конца сжатия по ступеням компримирования должны определяться с учётом адиабатного КПД компрессора, который принят равным 0,75.

Падения давлений в межступенчатых охладителях и конденсаторе в среднем составляют $\Delta P_i=0,07; 0,07$ и $0,09$ МПа, соответственно (см. рис. 1.2,а, позиции 1, 2, 3).

Давление жидкого аммиака в аммиакопроводе изменяется от 0,7 до 1,2 МПа. В расчётах принято давление 0,724 МПа и температура 15 °С. Количество принимаемого жидкого аммиака из аммиакопровода $L_{\text{ам}}$ равно количеству жидкого аммиака, выдаваемого на погрузку газовева $L_{\text{ам}}$. Номинальная производительность холодильной установки по жидкому аммиаку составляет 400 т/ч; максимальная — 515 т/ч достигается только при

включении вспомогательных компрессоров. Рассматривать будем режим, при котором нагрузка на холодильную установку составляет $L_{ам}=375$ т/ч.

Давление конденсации аммиака в холодильной установке поддерживается в диапазоне 1,2...2,0 МПа за счёт включения/выключения вентиляторов воздушного охлаждения.

Один из основных параметров холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях — температура конденсации аммиака. Для оценки диапазона возможных значений t_k с использованием выражения (2.6) был построен график изменения температуры конденсации аммиака от температуры окружающей среды (рис. 2.4) в соответствии с принятыми исходными данными.

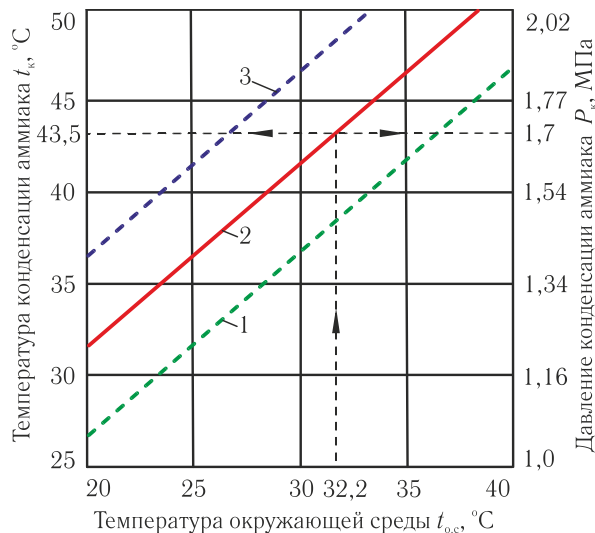


Рис. 2.4. Диаграмма определения температуры конденсации аммиака t_k при изменении температуры окружающей среды $t_{o,c}$:

- | | |
|--|---|
| 1 — линия конденсации аммиака
при $\theta_m=5$ °С и $\Delta t_{охл}=3$ °С; | 3 — линия конденсации аммиака
при $\theta_m=15$ °С и $\Delta t_{охл}=3$ °С |
| 2 — линия конденсации аммиака
при $\theta_m=10$ °С и $\Delta t_{охл}=3$ °С ($\theta_m=6$ °С
и $\Delta t_{охл}=8,4$ °С); | |

Из рис. 2.4 видно, что при увеличении среднелогарифмической разности температур θ_m от 5 до 15 °С и при постоянной степени нагрева охлаждающей среды $\Delta t_{охл}=3$ °С температуры конденсации аммиака,

характеризуемые изображёнными линиями, возрастают от линии 1 до линии 3. С одной стороны, это приводит к уменьшению площади теплопередающей поверхности, с другой — к увеличению необратимых термодинамических потерь, сказывающихся на ухудшении энергетических показателей холодильной установки [14-17, 39].

Аналогичная ситуация наблюдается и при увеличении температурной разности $\Delta t_{\text{охл}}$ от 3 до 10 °С. Эта разность $\Delta t_{\text{охл}}$ оказывает влияние не только на значение θ_m , но и на расход охлаждающей среды, проходящей через конденсатор. При увеличении $\Delta t_{\text{охл}}$ будет уменьшаться расход охлаждающей среды и, при прочих равных условиях, мощность, затрачиваемая на её перемещение. Вместе с тем будет возрастать температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора, следовательно, и температура конденсации. Поэтому при температурной разности $\Delta t_{\text{охл}}=8,4$ °С и начальной температуре охлаждающего воздуха 32,2 °С (см. табл. 2.1) средняя логарифмическая разность температур составит $\theta_m=6$ °С. Линия конденсации аммиака при данных параметрах совпадает с линией 2 (рис. 2.4), которая также характеризует условия конденсации аммиака при $\theta_m=10$ °С и $\Delta t_{\text{охл}}=3$ °С.

Из рис. 2.4 можно установить, что при температуре окружающей среды $t_{\text{о.с}}=32,2$ °С температура конденсации аммиака составит 43,5 °С при давлении 1,7 МПа. Это подтверждается данными табл. 2.1, характеризующими работу воздушного конденсатора крупной аммиачной холодильной установки, находящейся в эксплуатации.

Кроме этого, из рис. 2.4 следует, что при увеличении температуры окружающей среды от 30 до 35 °С, как это происходит в летний период работы установки, температуры и давления конденсации аммиака, согласно линии 2, будут изменяться в диапазоне от 41 до 46,5 °С и от 1,6 до 1,85 МПа, соответственно. С использованием рис. 2.4 и изложенной методики расчёта, согласно рис. 1 и формулам (2.1)-(2.22), были рассчитаны основные характерные параметры работы холодильной установки, представленные в табл. 2.3.

Таблица 2.3.

Результаты расчёта характерных параметров аммиачной холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях

Обозначение параметров	Температура окружающей среды, °С				
	20	25	30	34	38
$L_{ам}$, т/ч	375	375	375	375	375
Q_T , кВт	1000	1050	1103	1158	1216
G_T , кг/с	0,727	0,763	0,801	0,841	0,884
$P_{вс.1}$, МПа	0,1034	0,1034	0,1034	0,1034	0,1034
$P_{н.1}$, МПа	0,408	0,419	0,429	0,439	0,450
$P_{вс.2}$, МПа	0,358	0,359	0,359	0,359	0,360
$P_{н.2}$, МПа	0,717	0,771	0,812	0,838	0,863
$P_{вс.3}$, МПа	0,667	0,701	0,736	0,771	0,806
$P_{н.3}$, МПа	1,27	1,49	1,69	1,89	2,1
$t_{н.3}$, °С	106	118	127	135	142
t_k , °С	31,2	36,5	41,3	45,7	49,6
P_k , МПа	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
x_1	0,0906	0,0908	0,0908	0,0908	0,091
x_2	0,061	0,066	0,072	0,077	0,082
x_3	0,072	0,089	0,103	0,117	0,129
$x_{ам}$	0,070	0,070	0,070	0,070	0,069
G_1 , кг/с	11,17	11,24	11,28	11,33	11,40
G_2 , кг/с	19,65	19,80	19,96	20,12	20,28
G_3 , кг/с	21,18	21,73	22,26	22,78	23,29
Q_k , кВт	27015	27668	28205	28707	29384
$F_{расч}^*$, м ²	24706	24664	25831	25816	26281
W , кВт	7800	8743	9480	10106	10937
$n_{вен}$, шт.	32	33	34	35	37

Примечание: $F_{расч}^*$ — наружная поверхность теплопередачи одной секции конденсатора (указана для удобства сравнения с данными табл. 2.1). В действительности одна группа конденсаторов состоит из четырёх секций.

Из табл. 2.3 видно, что при приёме жидкого аммиака из аммиакопровода в количестве $L_{ам}=375$ т/ч холодильная установка способна обеспечить конденсацию паров, образующихся в результате двухступенчатого дросселирования в хранилища жидкого аммиака, при изменении температуры окружающей среды от 20 до 38 °С. При этом тепловая нагрузка конденсатора может изменяться от 27 до 29,4 МВт, а количество работающих вентиляторов — от 33 до 37 шт. из 40 установленных.

Результаты расчёта наружной теплопередающей поверхности конденсатора $F_{расч}^*$ показали, что при расчётной нагрузке конденсатора, соответствующей приёму жидкого аммиака в количестве $L_{ам}=375$ т/ч, используется не более 82 % установленной площади теплообмена $F_H = 32085 \text{ м}^2$ (см. табл. 2.1).

Это свидетельствует о том, что, во-первых, установка способна конденсировать большее количество аммиака, во-вторых, избыток теплообменной поверхности приводит к переохлаждению жидкого аммиака в конденсаторе относительно своей температуры насыщения. Последнее обстоятельство может привести к возникновению термогидравлических колебательных явлений в системе конденсатор-ресивер и дисбалансу работы аммиачной холодильной установки. Вызвано это тем, что температура жидкого аммиака на выходе из конденсатора может переохлаждаться вплоть до температуры окружающего воздуха, тем самым снижая температурный напор со стороны системы воздушного охлаждения. При этом для поддержания постоянного теплового съёма автоматически в работу будут включены все вентиляторы воздушного охлаждения. Это приведёт к дополнительному охлаждению жидкого аммиака до тех пор, пока его температура не станет ниже температуры воздуха, и он начнёт испаряться. В результате образуется кратковременный газовый затвор внутри конденсатора, который приведёт к возникновению колебательных явлений. После увеличения температурного напора работа установки стабилизируется, и избыточное количество вентиляторов будет отключено.

Из табл. 2.3 следует, что производительность второй ступени компрессора G_2 почти в 2 раза больше производительности первой ступени G_1 . Это обусловлено тем, что в сепаратор второй ступени (рис. 2.1) дросселируется жидкий аммиак из аммиакопровода и сепаратора третьей ступени компрессора (формула (2.16)), что и приводит к существенному увеличению нагрузки на вторую ступень компримирования.

Постоянная производительность холодильной установки при разных давлениях конденсации поддерживается изменением числа оборотов центробежного компрессора, приводимого от газотурбинной установки.

Следует отметить, что разработанная методика расчёта даёт возможность расчётным путём оценить максимальную нагрузку конденсатора и количество перерабатываемого жидкого аммиака. Единственными ограничивающими условиями при этом будут параметры окружающей среды и количество работающих вентиляторов. Результаты расчёта максимальной нагрузки конденсатора и всей холодильной установки при включении в работу всех вентиляторов воздушного охлаждения представлены в табл. 2.4.

Таблица 2.4.

Результаты расчёта максимальной нагрузки конденсатора

Обозначение параметров	Температура окружающей среды, °С				
	20	25	30	34	38
$t_k, ^\circ\text{C}$	31,2	36,5	41,3	45,7	49,6
$P_k, \text{МПа}$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$L_{ам}, \text{т/ч}$	477	457	441	427	411
$G_1, \text{кг/с}$	13,99	13,52	13,11	12,77	12,40
$G_2, \text{кг/с}$	24,76	23,94	23,31	22,77	22,13
$G_3, \text{кг/с}$	26,69	26,27	25,99	25,78	25,41
$Q_k, \text{кВт}$	34045	33443	32933	32490	32058
$F_{расч}^*, \text{м}^2$	31135	30813	30161	30217	30672
$W, \text{кВт}$	9807	10550	11054	11424	11923
$n_{вен}, \text{шт.}$	40	40	40	40	40

Анализ данных табл. 2.4 показал, что при включении в работу всех вентиляторов воздушного охлаждения в количестве 40 шт. и использовании теплообменной поверхности конденсатора на 97% производительность холодильной установки можно увеличить с 375 до 411...477 т/ч.

Суммарная потребляемая мощность при этом составит не более 12 МВт, что не превышает мощности установленного газотурбинного привода.

Следует учитывать, что при работе холодильной установки одна группа конденсаторов находится в работе, а вторая в резерве. Но так как они

соединены одним нагнетательным коллектором высокого давления, то второй конденсатор также находится в работе.

Однако процесс конденсации аммиака в нём осуществляется за счёт естественной конвекции. Его также можно интенсифицировать включением дополнительных вентиляторов охлаждения. В связи с этим количество аммиака, конденсируемого за счёт естественной конвекции во второй группе конденсаторов, составляет от 5 до 10 % производительности первой группы конденсаторов. Таким образом обеспечивается максимальная производительность комплекса по приёму жидкого аммиака в количестве 515 т/ч.

Исследован был также практически важный вопрос: Можно ли обеспечить работу холодильной установки при неработающих вентиляторах воздушного охлаждения? Для ответа на него необходимо определить минимальную температуру окружающей среды (табл. 2.5).

Таблица 2.5.

Количество работающих вентиляторов для одной группы конденсаторов

$t_{o.c.}, ^\circ\text{C}$	$n_{\text{вен}}, \text{шт.}$
40	37...40
30	34...40
20	32...40
10	14...19
0	9...12
-10	6...8
-20	5...6

Из табл. 2.5 видно, что при температуре воздуха $-20\text{ }^\circ\text{C}$ в работе должны находиться 5-6 вентиляторов. И даже при $-40\text{ }^\circ\text{C}$ будут работать, как минимум, 1-2 вентилятора. Это обусловлено тем, что значение коэффициента теплопередачи при естественной конвекции существенно ниже, чем при вынужденной.

Однако работать в данном режиме не целесообразно, так как процесс конденсации аммиака должен постоянно находиться под контролем и поддаваться регулированию при постоянно изменяющейся производительности.

Разработанная методика расчёта характеристик аммиачной холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях показала хорошую сходимость с её эксплуатационными параметрами (см. рис.1.11).

Дальнейшее исследование будет направлено на изучение влияния неконденсирующихся газов на работу конденсатора и холодильной установки при их накоплении и удалении, а также на исследование возникающих термогидравлических колебаний в системе «конденсатор-ресивер».

2.2. Влияние термогидравлических колебаний давлений в конденсаторе на показатели работы АХУ

Возникновение термогидравлических колебаний внутри системы АХУ обусловлено изменениями температуры окружающей среды, показателями работы компрессора, конструктивными особенностями конденсатора, алгоритмами включения/отключения вентиляторов воздушного охлаждения, периодичностью и продолжительностью открытия/закрытия клапанов сброса неконденсирующихся газов (НКГ) на факел из ресиверов высокого давления и наличием НКГ [8, 25-27].

Всё это вызывает рост давления в конденсаторе, сопровождаемый перерасходом энергии. Это воспринимается как наличие НКГ в системе, для удаления которых операторы вынуждены чаще открывать клапаны сброса аммиака, что приводит к его существенным потерям. Более подробно рассмотрим каждую из указанных причин.

Один из основных параметров, характеризующих работу АХУ, — температура конденсации аммиака. Известно, что средняя логарифмическая разность температур в конденсаторе $\theta_m = \Delta t_{\text{охл}} / \ln[(t_k - t_{в.1})(t_k - t_{в.2})]$, где $\Delta t_{\text{охл}} = t_{в.2} - t_{в.1} = t_{в.2} - t_{о.с}$ — степень нагрева охлаждающей среды, которой является воздух с температурой окружающей среды $t_{о.с} = t_{в.1}$. Отсюда следует, что температура конденсации

$$t_k = t_{о.с} + [\Delta t_{\text{охл}} \exp(\Delta t_{\text{охл}}/q_m)] / [\exp(\Delta t_{\text{охл}}/q_m) - 1]. \quad (2.23)$$

При задаваемых $\Delta t_{\text{охл}}$ и θ_m температура конденсации t_k линейно зависит от $t_{o,c}$, что подтверждает рис. 2.4.

Из рис. 2.4 можно установить, что при температуре окружающей среды $t_{o,c}=32,2$ °С температура конденсации аммиака составит 43,5 °С при его давлении 1,7 МПа. Это подтверждается данными, характеризующими работу воздушного конденсатора крупной аммиачной холодильной установки, находящейся в эксплуатации.

При увеличении температуры окружающей среды от 30 до 35 °С, что характерно для летнего периода работы, температуры и давления конденсации аммиака будут изменяться в диапазоне от 41 до 46,5 °С и от 1,6 до 1,85 МПа, соответственно.

Следует отметить, что при повышении средней логарифмической разности температур θ_m при постоянной степени нагрева охлаждающей среды $\Delta t_{\text{охл}}$ температуры конденсации аммиака, характеризуемые изображённой линией, будут возрастать. С одной стороны, это приведёт к уменьшению площади теплопередающей поверхности, с другой — к увеличению термодинамических потерь от необратимости, сказывающихся на ухудшении энергетических показателей холодильной установки [19].

Аналогичная ситуация будет наблюдаться и при увеличении температурной разности $\Delta t_{\text{охл}}$. Эта разность $\Delta t_{\text{охл}}$ оказывает влияние не только на значение θ_t , но и на расход охлаждающей среды, проходящей через конденсатор. При увеличении $\Delta t_{\text{охл}}$ будет уменьшаться расход охлаждающей среды и, при прочих равных условиях, мощность, затрачиваемая на её перемещение. Вместе с тем будет возрастать температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора, следовательно, и температура конденсации.

Однако в действительности может возникать и обратная ситуация, когда температура конденсации снижается. Это обусловлено тем, что производительность вентиляторов не регулируется, и они всегда работают с полной мощностью. При этом вентиляторы можно либо включить, либо отключить. Поэтому любое изменение температуры окружающей среды и,

как следствие, величины $\Delta t_{\text{охл}}$, которая в большей степени оказывает влияние на эффективность процесса конденсации, вызывает увеличение или уменьшение теплового съёма и, соответственно, изменение температуры конденсации аммиака. Это приводит к колебаниям температуры конденсации аммиака в каждом отдельно взятом теплообменнике воздушного конденсатора, которые соединены между собой по секциям и группам.

Колебание температуры конденсации аммиака при изменении температуры окружающей среды, приводит к колебанию давления конденсации. На рис. 2.5 представлен график зависимости среднесуточного колебания давления конденсации, характерного для летнего периода работы АХУ.

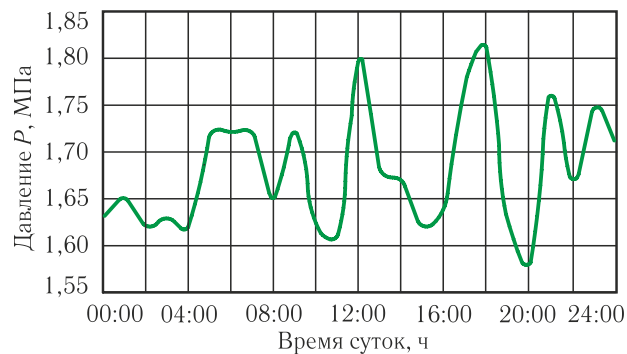


Рис. 2.5. Колебания давления конденсации аммиака в течение суток

Из рис. 2.5 видно, что давление конденсации колеблется от 1,57 до 1,82 МПа и поддерживается в среднем на уровне 1,67 МПа за счёт включения/отключения вентиляторов воздушного охлаждения. Следует отметить, что повышенное давление конденсации аммиака не всегда связано с наличием НКГ в системе. Это объясняется тем, что давление конденсации аммиака может повышаться вследствие малого количества работающих вентиляторов.

Кроме температуры окружающей среды на температуру и давление конденсации аммиака оказывают влияние давление нагнетания компрессора, которое зависит от числа оборотов двигателя, и суммарные гидравлические сопротивления разветвлённой системы трубопроводов конденсатора аммиака.

2.2.1. Влияние изменения числа оборотов двигателя компрессора

В состав холодильной установки комплекса перегрузки аммиака входят два центробежных компрессора трёхступенчатого сжатия С-1А и С-1В,

каждый из которых приводится в действие газотурбинным двигателем с номинальной мощностью 16 МВт. Один компрессор находится постоянно в работе, другой — в резерве.

Конструктивно три ступени сжатия центробежного компрессора расположены на одном валу с двигателем. В связи с этим при изменении числа оборотов двигателя происходит изменение объёмной производительности компрессора и, соответственно, давления нагнетания. Чем выше обороты, тем выше давление нагнетания и ниже производительность, и наоборот, чем ниже обороты двигателя, тем больше производительность компрессора и ниже давление нагнетания. Таким образом, за счёт регулирования частоты вращения двигателя поддерживается постоянное давление конденсации.

Так как линия всасывания первой ступени компрессора через ресивер связана с изотермическими хранилищами жидкого аммиака, то изменение числа оборотов двигателя выполняется для поддержания давления в хранилищах за счёт откачки образующихся паров при дросселировании жидкого аммиака и из-за теплопритоков. Давление в хранилищах жидкого аммиака должно составлять 300...500 мм вод. ст. (в среднем 400 мм вод. ст.).

На рис. 2.6 представлен график колебаний оборотов двигателя центробежного компрессора и температуры конденсации аммиака в зависимости от суточного изменения температуры окружающей среды.

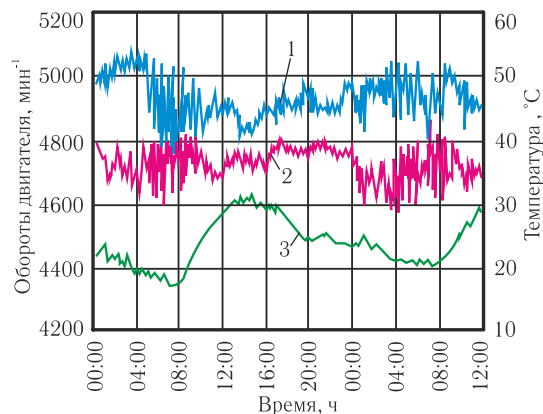


Рис. 2.6. Колебания частоты оборотов ГТД (1) и температуры конденсации аммиака (2) при соответствующих суточных изменениях температуры окружающей среды (3)

Из рис. 2.6 видно, что при изменении температуры окружающей среды от 18 до 32 °С, соответствующей летнему режиму работы установки, обороты двигателя компрессора изменяются от 4800 до 5100 мин⁻¹.

При этом в ночное время суток наблюдается большая амплитуда колебаний, как оборотов двигателя, так и температуры конденсации аммиака. В дневное же время, когда температура воздуха повышается, амплитуда колебаний уменьшается и практически стабилизируется. Это обусловлено тем, что в ночное время при снижении температуры воздуха возрастает температурный напор со стороны воздуха, и жидкий аммиак конденсируется при более низком давлении. Однако системой автоматики поддерживается среднее давление конденсации, в результате чего обороты двигателя автоматически увеличиваются, система разгружается, и давление повышается, достигая верхнего предела регулирования.

Рис. 2.6 показывает, что температура конденсации аммиака в ночное время колеблется от 30 до 40 °С и в среднем составляет 35 °С. Давление конденсации, согласно рис. 2.4, изменяется от 1,15 до 1,55 МПа, т. е. на 0,4 МПа, что свидетельствует о наличии значительных колебаний давления конденсации относительно его среднего значения 1,35 МПа. Давление конденсации 1,15 МПа является нижним пределом регулирования. Ниже данного давления эксплуатировать компрессор запрещено.

Снизить амплитуду колебаний давлений нагнетания (конденсации) аммиака можно несколькими путями. Во-первых, вместо третьей ступени сжатия центробежного компрессора применить отдельный компрессор, который в зимний период года можно отключать и поддерживать низкое давление конденсации, например, 0,8 МПа. Однако данное решение из-за конструктивных особенностей центробежного компрессора, ступени сжатия которого расположены на одном валу с газотурбинным приводом, реализовать невозможно. Во-вторых, установить частотные регуляторы приводов (ЧРП) вентиляторов воздушного охлаждения конденсатора, которые позволят плавно изменять тепловую нагрузку секций конденсатора.

В-третьих, разработать новый алгоритм включения и отключения вентиляторов воздушного охлаждения в соответствии с изменением температуры окружающей среды для обеспечения оптимальных режимов работы теплообменного оборудования.

Последний вариант является, несомненно, актуальным вне зависимости от наличия ЧРП вентиляторов. Безусловно, установка ЧРП вентиляторов в количестве 80 шт. позволит смягчить колебания давлений, однако без соответствующего алгоритма работы их применение не будет эффективным.

Кроме этого, к факторам, вызывающим колебания, можно отнести и конструктивные особенности конденсатора аммиака, обусловленные наличием гидравлических сопротивлений, которые усиливают термогидравлические колебания [23].

2.2.2. Влияние конструктивных особенностей конденсатора

Из рис. 1.11 видно, что при температуре окружающей среды 18 °С в работе может находиться от 28 до 48 вентиляторов, а при температуре 32 °С — от 68 до 74 шт. Это обусловлено большим количеством факторов, влияющих на работу воздушного конденсатора аммиака.

Таким образом, изменения, как числа оборотов двигателя, так и количества работающих вентиляторов, зависящих от температуры окружающей среды, могут приводить к возникновению колебательных явлений внутри системы АХУ [24-28].

Исследуем влияние гидравлических сопротивлений на колебания давления в конденсаторе аммиака. Конструктивные особенности конденсатора рассмотрены в разделе 1.2. Теперь определим величину суммарных потерь давления по ходу движения аммиака. Это позволит найти давления жидкого аммиака на выходе из каждого теплообменного пучка конденсатора, разность давлений между соседними аппаратами, а также давление в ресивере. В результате можно будет сопоставить полученные результаты расчётов с действительными показателями работы АХУ.

Гидравлические сопротивления воздушного конденсатора в основном определяются потерями давления на трение и в местных сопротивлениях, которые зависят от конструкции теплообменника [18, 84].

В общем виде теоретическую модель, описывающую гидравлические сопротивления при движении аммиака внутри труб и каналов разветвлённой системы трубопроводов воздушного конденсатора, можно представить в следующем виде:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}} \quad (2.24)$$

$$\Delta p_{\text{т.р}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (2.25)$$

$$\Delta p_{\text{мс}} = \sum \xi_{\text{мс}} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (2.26)$$

$$\text{Re} = \frac{wd\rho}{\mu} \quad (2.27)$$

$$e = \Delta/d \quad (2.28)$$

$$\lambda = 0,11e^{0,5} \quad (2.29)$$

$$\lambda = 0,11 e + (68/\text{Re})^{0,25} \quad (2.30)$$

Формулы (2.29) или (2.30) используются в зависимости от режима течения аммиака в трубе, который определяется критерием Рейнольдса. Кроме этого необходимо учитывать схему распределения потоков аммиака и его массовые расходы для каждого участка трубопровода.

Нагрузка каждого теплообменника, соответственно, и массовый расход конденсирующегося аммиака определяются в зависимости от режимов работы вентиляторов с учётом данных о расчётах тепловой нагрузки конденсатора при работе его в нерасчётных условиях [23]. Упрощённая схема параллельного распределения потоков аммиака в конденсаторе представлена на рис. 2.7.

Из рис. 2.7 видно, что существующая схема разветвлённой системы трубопроводов конденсатора аммиака имеет 7 параллелей (табл. 2.6). Параметры в точках (а) и (h) характеризуются давлением и температурой газообразного аммиака на линии нагнетания компрессора С-1А/С-1В (а), а также давлением и температурой жидкого аммиака в ресивере D-4 (h).

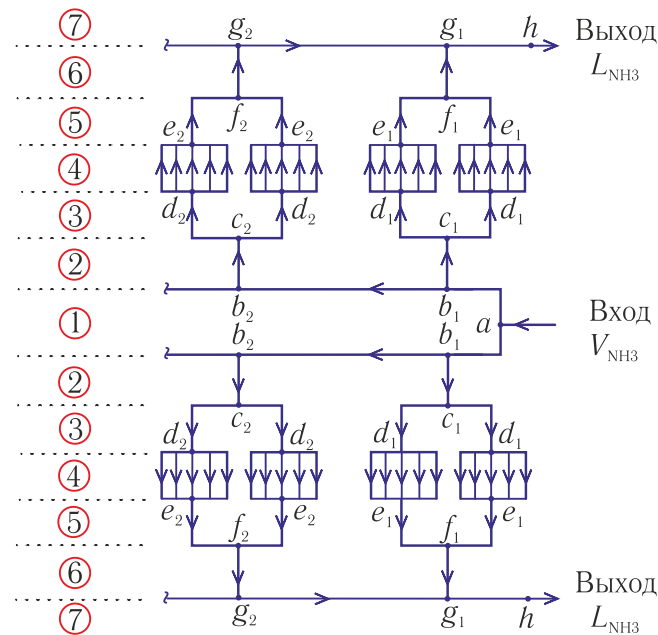


Рис. 2.7. Упрощённая коллекторная схема параллельного соединения потоков аммиака в воздушном конденсаторе АХУ:

1-7 — порядковое обозначение параллелей;

а-н —узловые точки;

индексы: 1, 2, ..., 10 — соответствуют нумерации теплообменников по ходу движения аммиака в конденсаторе;

V_{NH_3} , L_{NH_3} — газообразный и жидкий аммиак, соответственно

Таблица 2.6.

Обозначение параллельных соединений трубопроводов конденсатора аммиака

Параллель	1	2	3	4	5	6	7
Обозначение	a-b _i	b _i -c _i	c _i -d _i	d _i -e _i	e _i -f _i	f _i -g _i	g _i -h

Как уже отмечалось, регулирование работы конденсатора осуществляется изменениями числа оборотов двигателя компрессора и количеством работающих вентиляторов воздушного охлаждения по показаниям давления и температуры жидкого аммиака в ресивере D-4 (h).

Нумерация теплообменных пучков конденсатора осуществляется по ходу движения газообразного аммиака и обозначается 1, 2, ..., 10, соответственно.

Аммиак после сжатия в компрессоре подаётся по коллектору высокого давления в конденсатор E-1. В табл. 2.7, согласно рис. 2.7, сведены основные характерные размеры трубопроводов конденсатора аммиака.

Длины трубопроводов между входами и выходами соседних теплообменников можно определить как $\Delta b = b_{1+i} - b_i$ и $\Delta g = g_{1+i} - g_i$, которые равны между собой, т.е. $\Delta b = \Delta g = 4,775$ м, кроме длины Δb_{6-5} , составляющей 8,775 м. Это обусловлено наличием компенсаторов теплового расширения. Таким образом, используя данные табл. 2.7, можно рассчитать гидравлические сопротивления трению по формуле (2.25).

Таблица 2.7

Основные размеры трубопроводов системы конденсации аммиака

Обозначение	a	a-b _i	b _i -c _i	c _i -d _i	d _i -e _i	e _i -f _i	f _i -g _i	g _i -h
Диаметр, мм	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	D ₇	D ₈
	300	250	100	75	25	50	75	150
Длина, м	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈
	25	51,75*	4	4	48	3	0,5	47,75*

Примечание: * — общая длина трубопровода соответствующего диаметра

Для определения потерь давлений в местных сопротивлениях по формуле (2.26) необходимо учесть наличие всех местных сопротивлений, схема распределения которых, согласно рисункам 1.3, 1.6 и 2.7, представлена на рис. 2.8,б; значения же их сведены в табл. 2.8.

Из рис. 2.8,а видно, что теплообменник имеет четыре ряда трубных пучков с разным числом труб по ходам 39, 38, 39, 38, соответственно. Нумерация рядов осуществляется сверху вниз. При этом максимальное число ходов равно числу рядов. Поэтому на рис. 2.8,б схематично показано 4 хода движения аммиака в теплообменном пучке с указанием местных сопротивлений. Длина оребренной трубы составляет 12 м, соответственно, и одного хода теплообменника. Общая длина четырёх ходов равна 48 м (L₅, табл. 2.7).

Кроме этого, следует отметить, что эффективность работы теплообменной поверхности конденсатора зависит от режимов работы вентиляторов воздушного охлаждения. В связи с этим на рис. 1.9 показаны различные режимы работы теплообменного пучка в зависимости от очередности работы вентиляторов, расположенных по ходу движения аммиака.

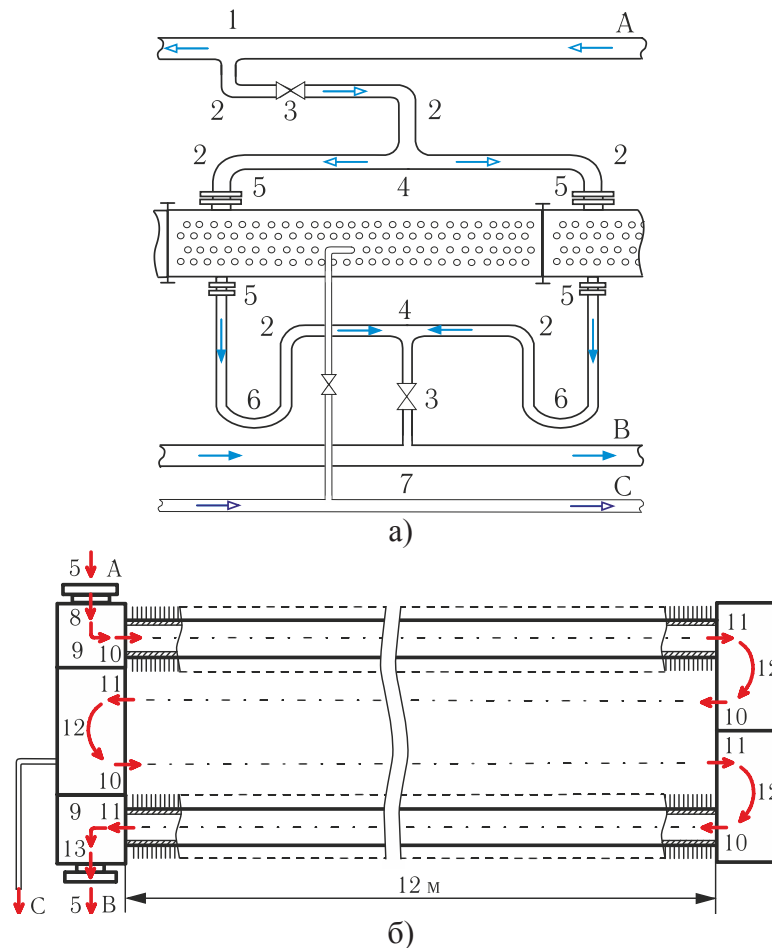


Рис. 2.8. Схемы расположения местных гидравлических потерь давления в коллекторах газообразного и жидкого аммиака (а) и в теплообменном пучке (б):
 А — вход газообразного аммиака; 1 – 13 — обозначение местных сопротивлений
 В — выход жидкого аммиака;
 С — выход НКГ;

На рис. 2.9 показан характер изменения температуры аммиака по длине хода теплообменного пучка в зависимости от режимов работы вентиляторов. В качестве исходных данных принимались расчётные параметры воздушного конденсатора: давление конденсации аммиака — 1,7 МПа; температура конденсации — 43,3 °С; температура атмосферного воздуха 32,2 °С.

Из рис. 2.9 следует, что при работающих или не работающих двух вентиляторах (режимы 1 или 4, линия 1) конденсация аммиака начинается после первого прохода теплообменного пучка, т. е. после 12 м.

При включении в работу только первого вентилятора по ходу движения аммиака (режим 3) конденсация начинается после второго прохода теплообменного пучка, т. е. после 24 м. В случае включения только второго

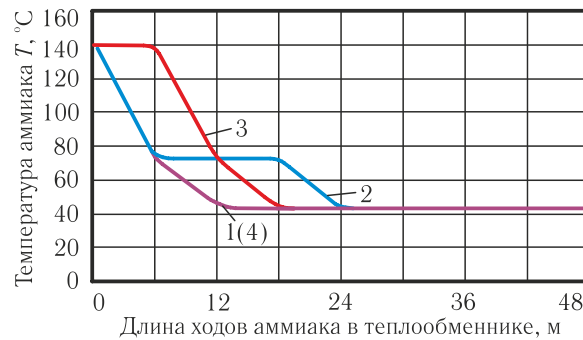


Рис. 2.9. График изменение температуры аммиака в конденсаторе в зависимости от режимов работы вентиляторов:

- 1 — оба вентилятора включены или оба выключены (режимы 1 или 4);
- 2 — первый выключен, второй включен (режим 2);
- 3 — первый включен, второй выключен (режим 3)

вентилятора по ходу движения аммиака (режим 2) конденсация аммиака начинается на середине второго хода приблизительно после 18 м длины трубы. Из анализа характера изменения температур аммиака по длине теплообменного пучка в зависимости от режимов включения вентиляторов можно установить следующее:

Таблица 2.8

Значения коэффициентов местных сопротивлений

№	Характеристика местных сопротивлений	$\xi_{мс}$
1	Внезапное сужение трубопровода	0,2
2	Колено с углом 90°	1,1
3	Нормальный вентиль (полное открытие)	4,1
4	Тройник	1,0
5	Фланцевое соединение	0,5
6	Поворот на 180° в U-образной трубке	0,5
7	Внезапное расширение трубопровода	0,2
8	Входная камера теплообменника	1,5
9	Поворот потока на 90°	0,21
10	Вход потока в трубы	0,5
11	Выход потока из труб	1,0
12	Поворот на 180° между ходами теплообменника	2,5
13	Выходная камера теплообменника	1,5

1. Первые два хода труб теплообменного пучка обеспечивают процесс охлаждения аммиака до температуры конденсации, а следующие два хода труб — процессы конденсации и переохлаждения жидкого аммиака на выходе из теплообменного пучка.

2. Предпочтительнее включать в работу вначале второй вентилятор по ходу движения аммиака (режим 3) по сравнению с первым (режим 2), так как конденсация аммиака начинается раньше и в связи с этим количество отводимого тепла, соответственно, будет больше. Это обусловлено большим значением коэффициента теплопередачи при естественной конвекции на начальном участке трубы по сравнению с последующим.

Результаты расчётов гидравлических сопротивлений теплообменного пучка при давлении конденсации аммиака 1,7 МПа в зависимости от режимов работы вентиляторов воздушного охлаждения (рис. 1.9) и конструктивных особенностей разветвлённой системы трубопроводов конденсатора представлены в табл. 2.9.

Из табл. 2.9 видно, что общее гидравлическое сопротивление теплообменного пучка, определяемое по уравнению (2), изменяется от 0,03 до 15,11 кПа в зависимости от тепловой нагрузки, обусловленной количеством и очередностью работающих вентиляторов.

Таблица 2.9.

Результаты расчётов гидравлических сопротивлений теплообменного пучка в зависимости от режимов работы вентиляторов воздушного охлаждения

D, мм	100	75	25	50	75	$\Sigma \Delta P_{\text{ТО}}$, кПа
L, м	4	4	48	3	0,5	
1	0,018	0,006	0,004	0,0006	0,0008	0,03
2	2,56	0,88	0,50	0,081	0,11	4,14
3	2,66	0,92	0,62	0,084	0,12	4,40
4	9,60	3,30	1,50	0,30	0,42	15,11

Результаты расчётов пошаговых (по отдельным участкам) и общих гидравлических сопротивлений коллекторов газообразного и жидкого аммиака представлены в табл. 2.10.

Таблица 2.10.

Результаты расчётов гидравлических сопротивлений коллекторов газообразного и жидкого аммиака, кПа

NH ₃	ТО	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V	ΔP_V	36,63	0,855	0,675	0,517	0,380	5,759	0,169	0,095	0,044	0,011
	$\Sigma \Delta P_V$	36,63	37,49	38,16	38,68	39,06	44,82	44,99	45,08	45,13	45,14
L	ΔP_L	2,19	0,201	0,159	0,122	0,089	0,547	0,040	0,022	0,010	0,002
	$\Sigma \Delta P_L$	3,38	1,192	0,991	0,833	0,711	0,622	0,074	0,035	0,012	0,002

Из табл. 2.10 следует, что гидравлическое сопротивление в коллекторе газообразного аммиака на входе в первый теплообменник, расположенный по ходу движения аммиака, будет равно 36,63 кПа, а на входе в последний (десятый) — 45,14 кПа. Гидравлическое сопротивление коллектора жидкого аммиака при сливе его от десятого до первого теплообменника составит 3,38 кПа.

Из анализа полученных результатов (см. таблицы 2.9 и 2.10) можно установить максимальную разность давлений между давлением нагнетания компрессора и давлением в ресивере жидкого аммиака D-4, которое в среднем составит $\Sigma \Delta P = \Sigma \Delta P_V + \Sigma \Delta P_{TO} + \Sigma \Delta P_L = 45,14 + 15,11 + 3,38 = 63,63$ кПа. Полученные расчётные значения близки к действительным эксплуатационным показателям, которые изменяются в диапазоне от 0,3 до 0,9 бар (30...90 кПа) в зависимости от времени года и тепловой нагрузки конденсатора.

Результаты расчётов гидравлических сопротивлений конденсатора аммиака по формулам (2)–(8) (см. таблицы 2.9 и 2.10), в соответствии с рис. 2.7, представлены в графическом виде на рис. 2.10.

Рис. 2.10 наглядно показывает существенный рост гидравлических сопротивлений в коллекторе газообразного аммиака 1 на участке между

теплообменниками 5 и 6. Этот участок характеризуется наличием последовательного перехода от одной секции конденсатора к другой, например, от E-1B/E-1D к E-1A/E-1C (рис. 1.3), в котором установлен компенсатор теплового расширения и дополнительная запорная арматура.

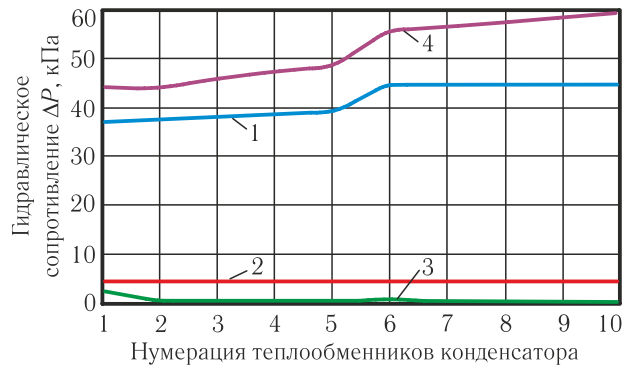


Рис. 2.10. Гидравлические сопротивления в конденсаторе аммиака:

- | | |
|--|--|
| 1 — гидравлические сопротивления коллектора газообразного аммиака; | 3 — гидравлические сопротивления коллектора жидкого аммиака; |
| 2 — гидравлические сопротивления воздушных теплообменников; | 4 — суммарное гидравлическое сопротивление конденсатора |

Кроме этого темп роста гидравлических сопротивлений в коллекторе газообразного аммиака, относящийся к первой по ходу движения аммиака секции конденсатора (E-1B/E-1D), более выражен по сравнению со второй секцией (E-1A/E-1C). Это обусловлено резким снижением расхода аммиака практически в 2...10 раз в коллекторе газообразного аммиака, относящегося к секциям конденсатора E-1A/E-1C [20].

Аналогичная ситуация наблюдается и в коллекторе жидкого аммиака 3. Однако она отличается тем, что между выходами теплообменников 5 и 6 отсутствует компенсатор теплового расширения. Потери давления, как можно заметить, возрастают на выходе из коллектора при сливе жидкого аммиака в ресивер. Это обусловлено увеличением массового расхода жидкого аммиака.

Потери давления в теплообменниках при их параллельном соединении, характеризуемые линией 2, во всех аппаратах одинаковы при условии равномерного распределения тепловой нагрузки. В случаях изменения

тепловой нагрузки, которая зависит от режимов работы вентиляторов, гидравлические сопротивления теплообменников, согласно табл. 2.9, будут также изменяться от 0,03 до 15,13 кПа. Линия 4 характеризует распределение суммарных гидравлических сопротивлений по участкам конденсатора аммиака. При этом, чем дальше расположен теплообменник по ходу движения аммиака, т.е. ближе к концу последних секций конденсатора, тем больше будет гидравлическое сопротивление, которое необходимо преодолеть для слива жидкого аммиака в ресивер.

Анализ графика распределения гидравлических сопротивлений конденсатора Е-1, изображённого на рис. 2.10, позволяет сделать два заключения.

Во-первых, слив жидкого аммиака из конденсатора и расположение ресиверов D-4 целесообразно осуществлять с конца конденсатора, а не с его начала. Это позволит, с одной стороны, реализовать прямоточную схему движения аммиака, а не противоточную, тем самым снизить амплитуду термогидравлических колебаний, возникающих вследствие запираания жидкого аммиака в теплообменниках, расположенных в конце конденсатора и, соответственно, в коллекторах жидкого аммиака. С другой стороны, иметь равномерный характер снижения давлений в коллекторе жидкого аммиака от большего к меньшему давлению, а не наоборот.

Во-вторых, соединение секций конденсатора должно быть параллельным, а не последовательно-параллельным (рис. 1.3), что приводит к скачкообразным потерям напора на переходных участках между секциями конденсатора, например, между теплообменниками 5 и 6 (рис. 2.10). Для оценки эффективности данного предложения на рис. 2.11 смоделирована ситуация, характеризующая работу двух рассматриваемых схем соединения секций конденсатора. Давление нагнетания аммиака было принято 1760 кПа.

Из рис. 2.11 хорошо заметно существенное отличие двух схем соединений секций конденсатора. В первом случае, характеризуемом линией 1 (А-В-С-Д), расчётно установлено наименьшее давление конденсации

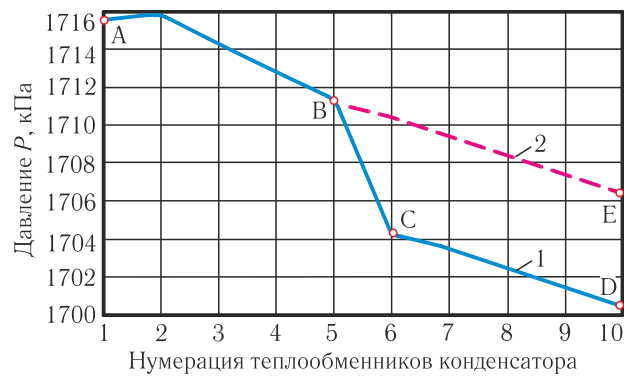


Рис. 2.11. Распределение давлений в коллекторе жидкого аммиака:

1 — кривая давлений, характеризующая используемое в АХУ последовательно-параллельное соединение секций конденсатора; 2 — кривая давлений, характеризующая предлагаемое параллельное соединение секций конденсатора; А, В, С, D, Е — узловые точки

аммиака равно ~ 1700 кПа (1,7 МПа). Во втором, — которому отвечает линия 2 (А-В-Е), наименьшее давление конденсации может изменяться от ~ 1706 (точка Е) до ~ 1711 кПа (точка В) в зависимости от количества теплообменников, располагаемых в одной секции конденсатора. Таким образом, разность давлений, возникающая в коллекторе жидкого аммиака, может быть снижена в 1,5...3 раза, т. е. от 16 до 5...10 кПа.

Анализ распределения гидравлических сопротивлений в конденсаторе аммиака показывает, что их можно условно разделить на два типа: статические (не регулируемые) и динамические (регулируемые).

К «статическим» гидравлическим сопротивлениям можно отнести гидравлические сопротивления, обусловленные конструктивными особенностями воздушных теплообменников и схемой их соединения.

К «динамическим» гидравлическим сопротивлениям можно отнести сопротивления, обусловленные изменением технологических параметров работы АХУ, таких как давление, температура, расход, тепловая нагрузка, которые в большей степени зависят от температуры окружающей среды и алгоритма работы вентиляторов воздушного охлаждения.

Первый тип сопротивлений можно уменьшить при проектировании нового оборудования или при глубокой модернизации существующего, что

весьма проблематично. Скорее всего, они останутся неизменными на протяжении всего срока эксплуатации. Второй тип сопротивлений можно уменьшить за счёт обеспечения оптимальных режимов (алгоритмов) работы вентиляторов воздушного охлаждения. В связи с этим рассмотрим влияние алгоритма работы вентиляторов воздушного охлаждения на возникновение термогидравлических колебаний внутри системы.

2.2.3. Влияние алгоритма работы вентиляторов воздушного охлаждения

Проанализируем работу воздушного конденсатора при работе его в нерасчётных условиях [41-47]. Методика расчёта тепловой нагрузки воздушного конденсатора основывается на основных уравнениях теплового баланса с учётом ограничений, обусловленных конструктивными особенностями аппарата. В качестве ограничений рассматриваются существующая поверхность теплообмена и потребляемая мощность одним вентилятором воздушного охлаждения. Другие параметры, входящие в уравнение теплового баланса, постоянно изменяются, что приводит к работе конденсатора в нерасчётных условиях и возникновению колебательных явлений в системе конденсатор-ресивер АХУ [28-36, 85].

Проанализируем работу теплообменного пучка, изображённого на рис. 2.2, при изменении температуры окружающей среды от -20 до $+35$ °С. Основные уравнениями теплового баланса (2.1)-(2.3) позволяют описать тепловую нагрузку конденсатора системой уравнений:

Уравнение (2.1) характеризует количество конденсируемого аммиака в теплообменном пучке и зависит от температуры конденсации аммиака и температуры аммиака на входе в аппарат. Уравнение (2.2) учитывает влияние температурного напора и коэффициента теплопередачи на количество передаваемого тепла. Коэффициент теплопередачи зависит от режима работы вентиляторов и температуры окружающей среды [48-52].

На рис. 2.9 показан характер изменения температуры аммиака по длине хода теплообменного пучка в зависимости от количества и характера размещения вентиляторов, согласно рис. 2.7.

Из рис. 2.9 видно, что при работе двух вентиляторов (режим 4) конденсация аммиака начинается после первого прохода теплообменного пучка, т. е. после 12 м. При включении в работу только первого вентилятора по ходу движения аммиака (режим 2) конденсация начинается после второго прохода теплообменного пучка, т. е. после 24 м. В случае включения только второго вентилятора по ходу движения аммиака (режим 3) конденсация аммиака начинается на середине второго хода приблизительно после 18 м длины трубы. Из анализа характера изменения температур аммиака по длине теплообменного пучка в зависимости от режимов включения вентиляторов можно установить следующее.

Во-первых, верхние два ряда труб теплообменного пучка обеспечивают процесс охлаждения аммиака до температуры конденсации, а нижние два ряда труб — процессы конденсации и переохлаждения жидкого аммиака на выходе из теплообменного пучка.

Во-вторых, предпочтительнее включать в работу вначале второй вентилятор по ходу движения аммиака (режим 3) по сравнению с первым (режим 2), так как конденсация аммиака начинается раньше и в связи с этим количество отводимого тепла, соответственно, будет больше.

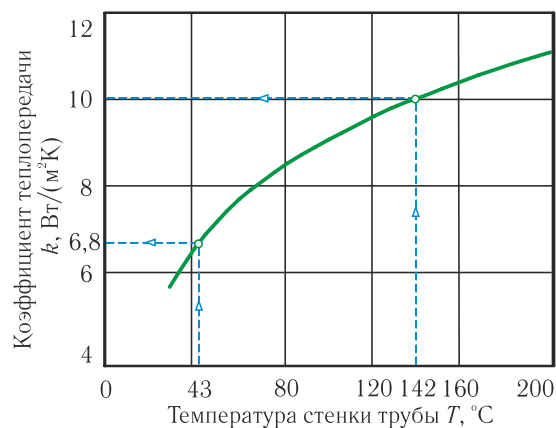


Рис. 2.12. Коэффициент теплопередачи конденсатора при естественной конвекции

Это обусловлено большим значением коэффициента теплопередачи при естественной конвекции на начальном участке трубы по сравнению с последующим. Из рис. 2.12 видно, как изменяется коэффициент теплопередачи при естественной конвекции, в зависимости от температуры

стенки трубы при температуре окружающего воздуха 20 °С. В качестве примера на этом рисунке штрихпунктирными линиями показаны температуры аммиака на входе и выходе из конденсатора при давлении 1,7 МПа. Как можно заметить из графика, значения коэффициентов теплопередачи отличаются в 1,5 раза.

При вынужденной же конвекции коэффициенты теплопередачи для каждого участка теплообменной поверхности будут различными. На рис. 2.13 показано изменение коэффициента теплопередачи по длине теплообменного пучка в зависимости от режимов работы вентиляторов, а в табл. 2.11 приведены расчётные значения среднелогарифмической разности температур и суммарной тепловой нагрузки теплообменного пучка. Результаты расчётов получены при следующих исходных данных: давление конденсации аммиака 1,7 МПа; температура конденсации аммиака 43 °С; температура окружающей среды 32,2 °С.

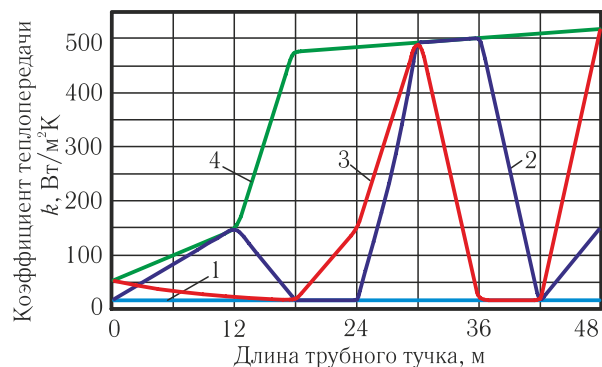


Рис. 2.13. Изменение коэффициента теплопередачи при вынужденной конвекции в зависимости от режима работы вентиляторов:

- | | |
|---|---|
| 1 — первый и второй вентиляторы
выключены; | 3 — первый включен, второй
выключен; |
| 2 — первый выключен, второй
включен; | 4 — первый включен, второй
включен |

Из табл. 2.11 видно, что тепловая нагрузка теплообменного пучка при естественной конвекции (режим 1) равна 75 кВт, что составляет 4,4 % от теплообменной нагрузки, соответствующей вынужденной конвекции (режим 4). Кроме этого, при работе вентиляторов в режиме 3 тепловая нагрузка

Таблица 2.11.

Температурный напор q_m и тепловая нагрузка Q_k теплообменного пучка (рис. 1.8)

Режим работы вентиляторов	Участки теплообмена (рис. 1.9)								Тепловая нагрузка Q_k , кВт
	1	2	3	4	5	6	7	8	
	Общая длина трубы, м								
	6	12	18	24	30	36	42	48	
	Температурный напор θ_m , °C								
1	109,9	39,5	12,2	12,1	11,9	11,7	11,5	11,3	75
2	109,9	39,5	39,4	39,3	11,9	11,7	11,5	11,3	885
3	109,9	109,8	39,4	12,1	11,9	11,7	11,5	11,3	902
4	109,9	39,5	12,2	12,1	11,9	11,7	11,5	11,3	1712

конденсатора будет больше на 2 % по сравнению с эксплуатацией вентиляторов в режиме 2. Это свидетельствует о том, что при выключенных вентиляторах воздушного охлаждения количество конденсирующегося аммиака будет составлять не менее 4,4 % от 100-процентной нагрузки теплообменного пучка при скорости ветра равном 1 м/с. Также подтверждается вывод о том, что предпочтительнее включать вначале в работу второй по ходу движения аммиака вентилятор (режим 3).

Уравнение (2.3) позволяет определить расход воздуха, подаваемого вентиляторами воздушного охлаждения при изменении температуры окружающей среды. Однако его расход связан с мощностью, потребляемой электродвигателем вентилятора, которую можно представить как

$$P = \frac{QH}{\eta_v \eta_{II}} \quad (2.31)$$

$$Q = F \cdot v \quad (2.32)$$

$$H = \frac{v^2 \rho}{2} \quad (2.33)$$

Потребляемая вентилятором мощность не должна превышать 16,22 кВт. По уравнениям (2.31)–(2.33) была определена производительность одного вентилятора воздушного охлаждения (табл. 2.12).

Из табл. 2.12 видно, что при снижении температуры окружающей среды плотность воздуха увеличивается, а объёмный расход, подаваемый одним вентилятором, снижается. При этом снижается скорость воздуха в узком

Таблица 2.12.

Результаты расчётов производительности вентилятора при изменении температуры окр. среды

$t_{o.c.}, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$v, \text{м/с}$	$Q, \text{м}^3/\text{ч}$	$m, \text{кг/ч}$	$H, \text{Па}$	$P, \text{кВт}$
32,2*	1,156	10,04	300720	347635	58,26	16,22
35	1,145	10,07	301639	345520	58,09	16,22
30	1,164	10,02	299994	349320	58,41	16,22
25	1,184	9,96	298330	353228	58,73	16,22
20	1,204	9,90	296647	357246	59,06	16,22
15	1,225	9,85	294945	361382	59,41	16,22
10	1,247	9,79	293223	365640	59,75	16,22
5	1,269	9,73	291480	370026	60,11	16,22
0	1,293	9,67	289715	374547	60,48	16,22
-5	1,317	9,61	287929	379209	60,85	16,22
-10	1,342	9,55	286120	384019	61,24	16,22
-15	1,368	9,49	284287	388986	61,63	16,22
-20	1,395	9,43	282430	394118	62,04	16,22

сечении межрёберного пространства и увеличивается массовый расход. Потребляемая мощность на валу вентилятора остаётся постоянной при всех режимах работы. Анализируя данные табл. 2.12, можно заключить, что увеличение массового расхода воздуха при понижении температуры окружающей среды не пропорционально увеличению его плотности. Ограничивающим условием является потребляемая мощность вентилятора, равная 16,22 кВт.

Другим ограничивающим условием является удельная тепловая нагрузка при конденсации аммиака (2.1), которая представляет собой разность энтальпий аммиака на входе и выходе из конденсатора, соответственно, при температурах нагнетания $t_{н.з}$ и конденсации t_k аммиака. Значения удельной тепловой нагрузки при конденсации аммиака для давлений конденсации 1,2...2,0 МПа представлены в табл. 2.13.

Из табл. 2.13 видно, что при изменении давления конденсации аммиака в диапазоне от 1,2 до 2 МПа удельное количество тепла, отводимого от аммиака, изменяется незначительно — в среднем на 0,6 %. Это означает, что даже самое незначительное изменение со стороны окружающей среды приводит

Таблица 2.13.

Удельная теплота конденсации аммиака

$t_{o.c.}, ^\circ\text{C}$	20	25	30	34	38
$p_{н.з.}, \text{МПа}$	1,27	1,49	1,69	1,89	2,1
$t_{н.з.}, ^\circ\text{C}$	106	118	127	135	142
$t_{к.}, ^\circ\text{C}$	31,2	36,5	41,3	45,7	49,6
$p_{к.}, \text{МПа}$	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$q_{к.}, \text{кДж/кг}$	1350	1346	1339	1331	1322

к колебанию давления конденсации аммиака в конденсаторе. Степень влияния параметров окружающей среды на эффективность работы воздушного конденсатора можно оценить, используя данные табл. 2.14, в которой приведены результаты расчётов тепловой нагрузки конденсатора в зависимости от изменения температуры окружающей среды и температурного напора со стороны воздуха.

Таблица 2.14.

Изменение тепловой нагрузки Q_k теплообменного пучка при работе одного вентилятора в зависимости от температуры окружающей среды и температурного напора со стороны воздуха

Темпер-ый напор, $\Delta t_v, ^\circ\text{C}$	Температура окружающей среды $t_{o.c.}, ^\circ\text{C}$												
	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	32,2*
4	431	426	421	416	411	407	402	398	394	390	386	382	384
6	647	639	632	624	617	610	604	597	591	585	579	573	576
8	863	853	842	833	823	814	805	796	788	780	772	764	768
10	1079	1066	1053	1041	1029	1017	1006	995	985	975	965	-	-
12	1295	1279	1264	1249	1235	1221	1208	1195	1182	1170	1158	-	-

Из табл. 2.14 видно, что при проектных условиях (*), когда температура окружающей среды равна $32,2 ^\circ\text{C}$, а температурный напор со стороны воздуха принят $\Delta t_v=8 ^\circ\text{C}$ тепловая нагрузка теплообменного пучка составляет 768 кВт. При снижении температуры окружающей среды тепловая нагрузка увеличивается до 12 %. В связи с этим можно заключить, что большее влияние на тепловую нагрузку теплообменного пучка оказывает изменение температурного напора воздуха. При этом тепловая нагрузка изменяется в диапазоне 50...150 % при снижении или увеличении температурного напора на $2...4 ^\circ\text{C}$ (рис. 2.14).

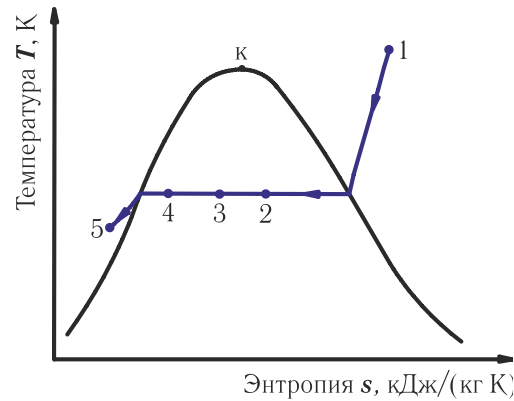


Рис. 2.14. Изображение в T,s — диаграмме процесса конденсации аммиака. Процессы 1–2, 1–3, 1–4 и 1–5 характеризуют увеличение теплового съёма теплообменного пучка при работе с одним вентилятором в условиях снижения температуры воздуха ниже $20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рис. 2.14 характеризует эффективность процесса конденсации аммиака при работе одного вентилятора воздушного охлаждения в зависимости от температуры окружающей среды. Таким образом, может возникать ситуация, когда работы одного вентилятора достаточно для осуществления полной конденсации аммиака.

Это показывает, что включение второго вентилятора в работу приведёт к перерасходу электрической энергии и переохлаждению жидкого аммиака. Поэтому целесообразно включать только по одному вентилятору в каждом теплообменном пучке во всех секциях Е-1А – Е-1Н конденсатора, а уже затем при увеличении тепловой нагрузки последовательно включать и вторые по ходу движения аммиака вентиляторы.

В зимнее же время при изменении температуры воздуха от 0 до $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ тепловая нагрузка теплообменного пучка при работе одного вентилятора увеличивается в $3\dots 7$ раз, т. е. от 2 до 5 МВт. В связи с этим для предотвращения снижения давления конденсации ниже $1,25$ МПа и более глубокого переохлаждения жидкого аммиака отключают часть теплообменных пучков конденсатора.

Кроме этого на эффективность работы воздушного конденсатора существенное влияние оказывают загрязнения, которые приводят к наличию

высокой неравномерности теплового съёма с различных участков поверхности теплообменного пучка. Об этом свидетельствуют значения тепловых потоков по поверхности теплового съёма, которые отличаются между собой в 3...7 раз. Степень загрязнения пучка оребрённых трубок увеличивается в межочистной период и в самое жаркое время года, с июня по август, становится максимальной. При этом эффективность охлаждения снижается в 1,5...2 раза по сравнению с проектными условиями.

Также следует отметить и другой немаловажный фактор, оказывающий постоянное воздействие на работу конденсатора — скорость и направление ветра. От этих данных зависит интенсификация теплового съёма с верхних рядов труб, а также подсос и рециркуляция воздуха в соседних (боковых и диагональных) теплообменных секциях [34-41].

Разработанная методика позволяет определять тепловую нагрузку конденсатора аммиака, необходимый расход воздуха и количество работающих вентиляторов. Однако на тепловой съём конденсатора и эффективность его работы оказывает влияние не только общее количество работающих вентиляторов, но и алгоритм включения их в работу, который описан в разделе 1.3.1. (рис. 1.13)

Результаты расчётов давлений в коллекторе жидкого аммиака в зависимости от существующего (шахматного) алгоритма работы вентиляторов воздушного охлаждения, при прочих равных условиях, представлены на рис. 2.15.

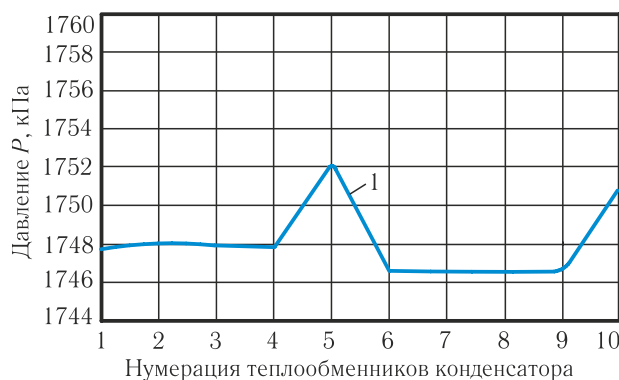


Рис. 2.15. Характер изменения давлений в коллекторе жидкого аммиака при существующем (шахматном) алгоритме работы вентиляторов

При шахматном алгоритме включения вентиляторов, как показано на рис.2.15, давления на выходе из теплообменников 5 и 10 выше, чем в других теплообменниках. Это приводит к возникновению дополнительных гидравлических сопротивлений в середине коллектора жидкого аммиака, ухудшающих слив его из теплообменников 6-10 [87].

2.2.4. Влияние алгоритма работы системы удаления НКГ

Анализ рабочих параметров системы удаления инертных холодильной аммиачной установки цеха перегрузки аммиака показал, что температура конденсации аммиака зависит от температуры окружающей среды и количества работающих вентиляторов воздушного охлаждения [2].

В связи с этим давление конденсации постоянно изменяется в небольшом диапазоне $\pm 10\%$. Однако при этом температура конденсации поддерживается на одном температурном уровне, который в среднем составляет 35°C .

Давления в ресиверах между собой отличаются не более чем на 1...2,5%. Меньшее значение отклонения давлений соответствует той паре ресиверов, которые обслуживают соответствующий компрессор.

Например, при работе компрессора С-1А в основном нагружены ресиверы D-4А и D-4В. Поэтому давления в них практически одинаковы и отличаются между собой незначительно, менее 1%. В то время как в ресиверах D-4С и D-4D давление может отличаться более значительно (до 2%), так как жидкий аммиак поступает в них из конденсаторов, которые работают при естественной конвекции.

Обратная ситуация справедлива при работе компрессора С-1В, который работает на свою группу конденсаторов и ресиверов D-4С и D-4D, а конденсаторы компрессора С-1А работают при естественной конвекции.

Конденсаторы и ресиверы связаны между собой уравнительными линиями. Поэтому изменение давления в одном из ресиверов невозможно без изменения давления в другом. При работе соответствующей пары

конденсаторов и ресиверов ситуация, при которой давление в одном ресивере существенно больше, чем в другом, не наблюдалась.

Давление в ресиверах увеличивается и снижается равномерно с одинаковым темпом в зависимости от условий конденсации аммиака.

Температура жидкого аммиака, сливаемого в ресиверы из конденсаторов, может быть ниже температуры конденсации. Это обусловлено рядом причин. Во-первых, конструктивными особенностями аппаратов воздушного охлаждения. Во-вторых, количеством работающих вентиляторов. В-третьих, термогидравлическим сопротивлением, создающим препятствие на пути слива жидкого аммиака в ресивер.

В первом случае следует отметить, что жидкий аммиак из конденсаторов всегда сливается в переохлаждённом состоянии. Это обусловлено конструкцией теплообменника воздушного охлаждения. Данный факт легко подтвердить сопоставлением температуры жидкого аммиака с температурой конденсации аммиака, определяемой по давлению в ресивере.

Температура жидкого аммиака будет ниже температуры конденсации, что свидетельствует о переохлаждении жидкого аммиака относительно своего равновесного давления.

Во втором случае, очевидным является большое количество включённых в работу вентиляторов воздушного охлаждения, которые снижают температуру конденсации и переохлаждают жидкий аммиак. При отключении части вентиляторов температура конденсации и жидкого аммиака стабилизируются и становятся близкими к равновесной температуре.

Третий фактор переохлаждения жидкого аммиака обусловлен зависанием жидкого аммиака в сливном коллекторе ввиду малого проходного сечения уравнивающего газообразного трубопровода, связывающего между собой группу конденсаторов и ресивер.

Это приводит к накоплению жидкого аммиака в конденсаторах и последующему его переохлаждению. При этом наблюдается повышение

давления конденсации до тех пор, пока не будет преодолено сопротивление в уравнительном трубопроводе. Затем происходит стремительная («залповая») подача жидкого аммиака в ресивер, что подтверждается резким повышением уровня жидкости в ресивере.

В результате нормализуется работа системы «конденсатор-ресивер», температура жидкого аммиака повышается, а давление снижается, некоторое количество избыточно работающих вентиляторов отключаются.

В такие моменты для стабилизации работы установки открывают продувочный вентиль РС401 (РС411, РС421, РС431) и выполняют сброс паров аммиака на факел. Это позволяет понизить сопротивление в уравнительном трубопроводе и обеспечить слив жидкого аммиака из конденсаторов.

Следует отметить, что кроме плановых продувок, которые выполняются 2 раза в сутки (раздел 1.3.2), существуют и текущие продувки по мере необходимости. В результате этого потери аммиака составляют 720 кг/сут, а в течение года 262 т. Любое открытие и закрытие клапанов сдувки НКГ на факел приводит к термогидравлическим колебаниям давления в системе «конденсатор-ресивер».

2.3. Влияние НКГ на показатели работы АХУ

Проведённые исследования показывают и подтверждают тот факт, что в большинстве случаев термогидравлические колебания давлений в конденсаторе, величина которых автоматически регистрируется по датчику давления, расположенному в ресивере, воспринимаются как наличие НКГ. Это приводит к более частому открытию клапана сброса НКГ на факел и большим потерям продуктового аммиака. В связи с этим целесообразно рассмотреть влияние только НКГ на работу АХУ вне зависимости от термогидравлических колебаний давлений в конденсаторе.

Известно, что перед началом погрузки судна-газовоза из трюма судна берётся несколько проб газовой среды для проведения лабораторного

анализа с целью определения концентрации НКГ. В действительности определяется концентрация аммиака, которая в основном составляет 99...100 %, а всё остальное относится к примесям, формирующим НКГ. При этом максимально допустимая массовая концентрация НКГ, содержащихся в парах аммиака, должна быть не более 5 %. При превышении этой концентрации НКГ с парами аммиака сжигаются на факеле, минуя холодильную установку.

Отметим, что это единственный контроль состава газовой среды, поступающей на всасывание в АХУ, который выполняется каждый раз при погрузке судов-газовозов. Других анализов с целью определения концентрации НКГ в АХУ не предусмотрено. Это позволяет сделать вывод о том, что при поступлении парогазовой смеси на всасывание компрессора АХУ, содержащей указанную максимальную концентрацию НКГ — 5 %, давление в конденсаторе аммиака будет максимальным, а именно 2 МПа. В связи с этим парциальное давление конденсации аммиака составит 1,9 МПа, а парциальное давление НКГ — 0,1 МПа, что характеризует работу установки в летний период года, когда температура окружающей среды достигает отметки 35 °С.

Если предположить, что максимальное превышение давления конденсации составляет 0,1 МПа при различных режимах работы установки, обусловленных изменением температуры окружающей среды, соответственно, и давлением конденсации аммиака, которое может изменяться в диапазоне 1,2...1,9 МПа, то можно найти интервал допустимых концентраций НКГ на входе в установку (рис. 2.16).

На рис. 2.16 область, выделенная точками А-В-С-Д, характеризует накопление НКГ от 0 до 5...7,7%. При этом давление конденсации аммиака увеличится на 0,1 МПа и будет равно давлению в конденсаторе. В табл. 2 представлены результаты расчётов диапазона концентраций НКГ, соответствующих возможному увеличению давления в конденсаторе на 0,1...0,3 МПа (1...3 бара) [13,37].

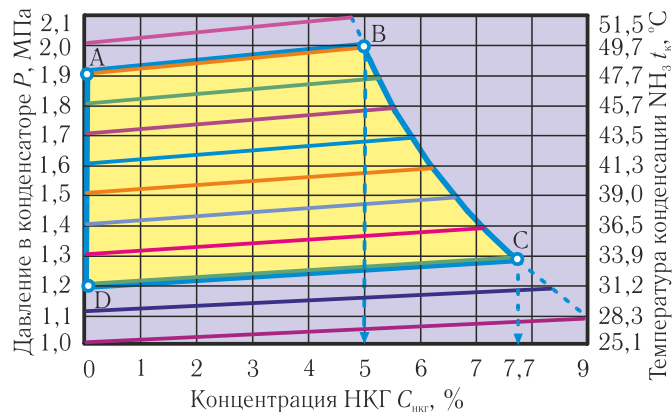


Рис. 2.16. Диапазон изменения концентраций НКГ при повышении давления в конденсаторе на 0,1 МПа

Анализируя рис. 2.16 и данные табл. 2.15 можно заключить, что чем выше давление конденсации аммиака, обусловленное температурой окружающей среды, тем меньше количество (концентрация) НКГ оказывает большее влияние на давление в конденсаторе.

Таким образом, при работе АХУ в летнее время уже при превышении 5 % НКГ в системе потребуется удаление их на факел.

Отметим ещё раз, что под 5-ью процентами НКГ подразумевается абсолютное количество НКГ, которое поступает из трюма судна-газовоза через линию всасывания в компрессор АХУ, соответственно, и на вход в конденсатор аммиака. Однако известно, что при конденсации аммиака в теплообменнике относительная концентрация НКГ изменяется по длине хода теплообменника, а абсолютное количество НКГ остаётся постоянным до момента его удаления.

Таблица 2.15.
Изменения концентраций НКГ при повышении давления конденсации аммиака на 0,1...0,3 МПа

ΔP , МПа	P_k , МПа	$C_{НКГ}$, %
0,1	1,2...1,9	5...7,7
0,15	1,2...1,8	7,7...10
0,2	1,2...1,8	10...14,3
0,25	1,2...1,7	12,3...17,3
0,3	1,2...1,7	15,8...21

В связи с этим актуальным является определение изменения относительной концентрации НКГ по длине хода теплообменника и предельно допустимой концентрации, при которой нарушается работоспособность теплообменника (рис. 2.17).

На рис. 2.17 изменение концентрации НКГ по длине теплообменника показано линией 1, а конденсации аммиака при наличии НКГ — линией 2. Точка пересечения двух линий (а) характеризует предельно допустимую концентрацию НКГ, при которой теплообменник дальше работать не будет. Это обусловлено тем, что температура жидкого аммиака сравнялась с температурой окружающей среды и дальнейшая конденсация аммиака не возможна. При этом рост концентрации НКГ по длине теплообменника соответствует рост давления в конденсаторе.

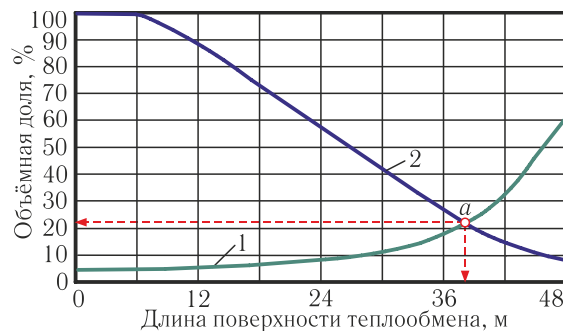


Рис. 2.17. Влияние НКГ (1) на процесс конденсации аммиака (2) в теплообменнике

Кратко на примере рассмотрим влияние НКГ на процесс конденсации аммиака. В качестве исходных данных будем использовать параметры, представленные на рис. 2.4, где при температуре окружающей среды $t_{o,c}=32,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура конденсации аммиака составит $43,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ при давлении $1,7\text{ МПа}$, учитывающем наличие НКГ на входе в теплообменник равном $5\text{ }\%$.

Из рис. 2.17 следует, что при конденсации аммиака из парогазовой смеси концентрация НКГ будет расти до определённого значения, например, до $8\text{ }\%$, соответствующего температуре воздуха на выходе из конденсатора $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Дальнейшая конденсация аммиака возможна только при повышении давления в конденсаторе и снижении температуры конденсации, которые обеспечиваются регулированием числа оборотов двигателя компрессора и

количеством работающих вентиляторов, что в действительности и наблюдается на практике.

Допустимое максимальное давление в конденсаторе составляет 2 МПа. При таком давлении в конденсаторе и работе всех вентиляторов воздушного охлаждения наступает момент, когда жидкий аммиак переохлаждается до температуры окружающей среды (точка а, рис. 2.17). При этом объёмная доля парогазовой смеси составляет 21 %, в которой относительная концентрация НКГ равна 21 %.

В результате наличие НКГ привело к увеличению давления в конденсаторе на 0,3 МПа по сравнению с первоначальным давлением конденсации чистого аммиака 1,7 МПа, что соответствует концентрации НКГ на выходе из теплообменника 21% и совпадает с расчётными данными, представленными в табл. 2.15.

Следует также учитывать, что, во-первых, температура жидкого аммиака на выходе из конденсатора за всё время эксплуатации изменялась в пределах от 25 до 48 °С и ниже 25 °С никогда не снижалась. Во-вторых, в летний период года, температура воздуха на входе в теплообменник, как правило, выше температуры окружающей среды, поэтому и давление в конденсаторе выше расчётных значений[74].

На основе предельно допустимой концентрации НКГ, которые поступают вместе с парами аммиака на всасывание в компрессор АХУ, определим количество НКГ при их накоплении в одном теплообменнике конденсатора от 0 до 5 % (табл. 2.16).

Из табл. 2.16 видно, что максимальное количество НКГ для одного теплообменника составляет 371 кг.

При этом одна секция конденсатора состоит из 5 теплообменников. Суммарное количество НКГ при равномерном их распределении на каждый теплообменник секции составит 1855 кг.

Определить количество НКГ, которые поступают в систему АХУ, можно только при оценке содержания их в трюме судна-газовоза, так как АХУ соединена с ним, как сообщающиеся сосуды, через изотермические хранилища жидкого аммиака.

Таблица 2.16.

Результаты расчётов количества и концентраций НКГ на входе и выходе из воздушного теплообменника конденсатора АХУ

$C_{\text{НКГ}}^{\text{in}}$	$C_{\text{НКГ}}^{\text{out}}$	V	L	$G_{\text{НКГ}}$
%	%	%	%	кг
5	21,04	21,04	78,96	371
2,5	17,32	13,59	86,41	189
1	16,45	3,54	96,46	76
0,5	15,58	2,43	97,57	38
0,25	10,12	1,6	98,4	19

При грузоподъёмности судна-газовоза 30 тыс. т жидкого аммиака оценочное количество НКГ в трюме судна при 5 % их содержания составит 1644 кг. Если сопоставить данное количество НКГ с производительностью третьей ступени компрессора 80...90 т/ч, то его массовая концентрация в конденсаторе не превысит 2 %.

В связи с этим можно заключить, что большее влияние на дестабилизацию работы АХУ комплекса перегрузки аммиака оказывают термогидравлические колебания давлений, чем наличие НКГ, которые, безусловно, также ухудшают работу установки, но в меньшей степени.

2.4. Изменения рабочих параметров АХУ, указывающие на наличие НКГ или термогидравлических колебаний в системе

Известно, что при работе АХУ в ней могут накапливаться НКГ, которые ухудшают процесс теплообмена и приводят к росту давления в конденсаторе. Своевременное удаление НКГ из конденсатора и ресивера является залогом стабильной работы установки. Однако при удалении НКГ из ресивера с ним теряется часть продуктового аммиака. Эффективность удаления НКГ на факел и очистка их от паров аммиака зависят от работы конденсатора аммиака E-5, расположенного на ресивере D-4, а также от продолжительности и степени открытия клапана сдвухи. Проанализируем работу линейного ресивера аммиака D-4D, конденсатора аммиака E-5D. После этого рассмотрим предлагаемый алгоритм работы клапана сдвухи неконденсирующихся газов на факел (рис. 1.14).

Работа ресивера осуществляется следующим образом. Жидкий аммиак и НКГ из секций конденсатора E-1G/E-1H (рис. 1.14) по коллектору жидкого аммиака А и уравнительному газопроводу В подаются в ресивер D-4D. При этом в автоматическом режиме измеряются температура жидкого аммиака на входе в ресивер и давление аммиака в ресивере, а также контролируется уровень жидкого аммиака в ресивере.

Жидкий аммиак из ресивера D-4D через клапан 4 дросселируется в ресивер второй ступени компрессора (на рис. 1.14 не показано). При удалении НКГ из ресивера в работу включается конденсатор E-5D. Для этого часть жидкого аммиака высокого давления дросселируется в межтрубное пространство указанного вертикального кожухотрубного конденсатора через дроссельный вентиль 3. Пары аммиака, образовавшиеся в результате дросселирования и кипения аммиака в межтрубном пространстве при температуре $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, отводятся на всасывание первой ступени компрессора D. При открытии клапана сдувки 1 НКГ на факел из удаляемой парогазовой смеси конденсируется аммиак, который самотёком стекает в ресивер, а очищенные НКГ с остаточным содержанием паров аммиака подаются на факел С.

Анализ работы системы удаления НКГ с помощью конденсатора E-5 показал, что эффективность очистки парогазовой смеси методом низкотемпературной парциальной конденсации не может превышать 86 % [2]. Это означает, что 14 % аммиака как минимум теряется при удалении НКГ в лучшем случае, т.е. при наличии НКГ в системе. В худшем случае (при отсутствии НКГ, но открытии клапана сброса) — потери чистого аммиака составляют 100 %.

В связи с этим для разработки алгоритма управления клапаном сброса НКГ на факел актуальным является установление признаков, указывающих на наличие НКГ в системе.

Для этого с учётом температуры жидкого аммиака определено равновесное давление насыщения аммиака $P = f(T)$, а также найдена разность давлений между давлением насыщения и давлением в ресивере ΔP . По

показаниям разности давлений ΔP рассчитана концентрация НКГ в парогазовой смеси как отношении $СНКГ = \Delta P/P$ (рис. 2.18).

Расчётное значение концентрации НКГ (см. рис. 2.18) имеет также и отрицательные значения. Это обусловлено наличием жидкого аммиака, переохлаждённого относительно своего равновесного давления из-за гидравлических сопротивлений, имеющих в конденсаторе и коллекторе жидкого аммиака.

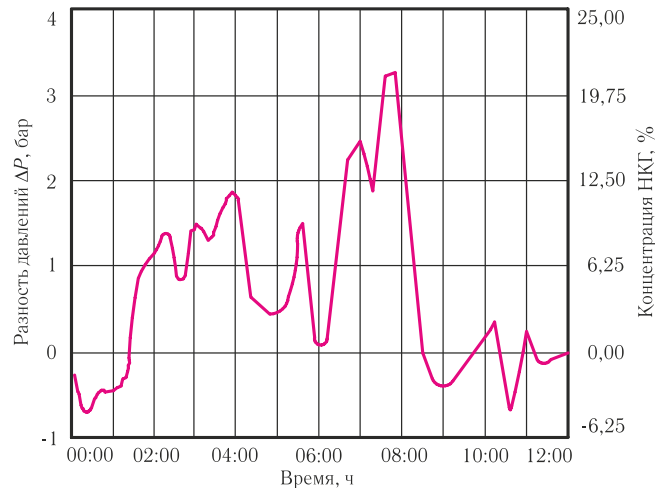


Рис. 2.18. Характер изменения концентрации НКГ в ресивере

Эти расчётные данные использовались для управления клапаном сдувки ресиверов. При концентрации НКГ в диапазоне 15...20 % клапан отдувки открывается, и парогазовая смесь сбрасывается из ресивера на факел, что приводит к стабилизации работы системы удаления НКГ (рис. 2.19).

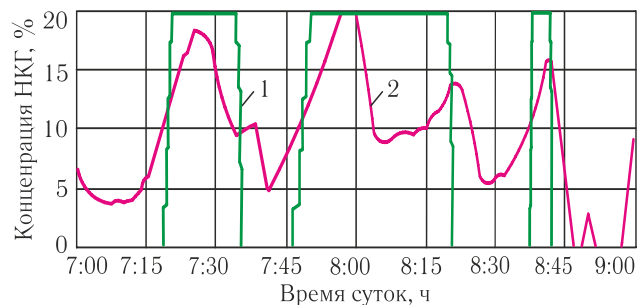


Рис. 2.19. Изменение концентрации НКГ в конденсаторе АХУ:

1 — степень и продолжительность
2 — расчётная концентрация НКГ
открытия клапана сдувки;

Однако, как показал анализ собранных данных, давление в ресивере после сдувки парогазовой смеси на факел не всегда понижается, а повышается температура жидкого аммиака. Это свидетельствует о наличии

термогидравлического сопротивления на пути слива жидкого аммиака из конденсаторов. Таким сопротивлением является малое проходное сечение уравнильного трубопровода. В результате происходит запираание жидкого аммиака в конденсаторах с последующим его переохлаждением.

В такой ситуации складывается ложное впечатление, что концентрация НКГ очень велика из-за низкой температуры переохлаждённого жидкого аммиака и высокого давления в ресивере. Однако в действительности это вызвано запираанием жидкого аммиака в сливном трубопроводе и конденсаторах.

Для подтверждения этого факта была определена равновесная температура паров аммиака при давлении в ресивере $T=f(P)$. Её сравнение с действительной температурой жидкого аммиака показало, что жидкий аммиак подаётся в ресивер с переохлаждением на $3,5 \dots 6,2$ °С.

Кроме этого было проведено сравнение температур жидкого аммиака, находящегося в рабочих ресиверах D-4А и D-4В или D-4С и D-4D. В результате установлено, что при равных давлениях в ресиверах из-за наличия гидравлических затворов жидкий аммиак оказался переохлаждённым на $5 \dots 10$ °С. Это является сигналом для открытия клапана и сдувки давления. При этом сопротивление уравнильного трубопровода, связывающего паровые объёмы конденсатора и ресивера, снижается, и жидкий аммиак сливается в ресивер.

Признаком запираания жидкого аммиака в сливном коллекторе и конденсаторах является также длительное отсутствие изменения уровня в одном из ресиверов с последующим резким увеличением его объёма на $50 \dots 95\%$.

Расчёт изменения уровня жидкого аммиака в ресиверах подтвердил факт переохлаждения жидкого аммиака и запираание его в конденсаторах. Момент резкого увеличения уровня жидкого аммиака в ресивере предваряет или совпадает с открытием клапана продувки. Для иллюстрации данного наблюдения был выбран зимний период работы установки, который отчётливо указывает на хорошо выраженные колебания уровня жидкого

аммиака в ресивере, степень открытия клапана сдувки и разность температур жидкого аммиака между соседними ресиверами (рис. 2.20, табл. 2.17).

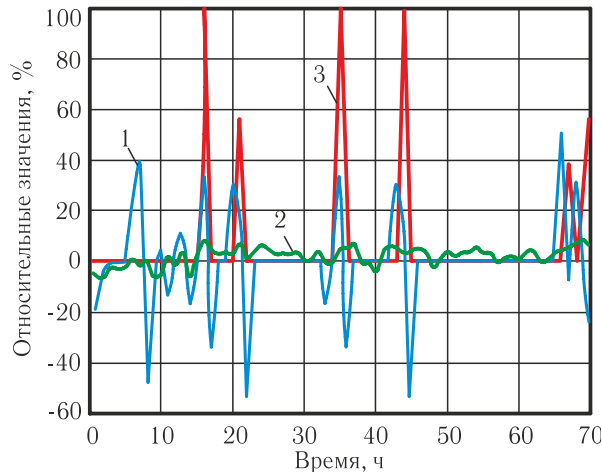


Рис. 2.20. Зависимость изменения уровня жидкого аммиака (1) в ресивере D-4D, разности температур (2) жидкого аммиака между соседними ресиверами D-4C и D-4D, а также степени открытия сдувки (3)

Из рис. 2.20 видно, что уровень жидкого аммиака в ресивере постоянно изменяется (2.23), так как происходит его заполнение (со знаком «+») либо опорожнение (со знаком «-») на величину, указанную в процентах относительно своего первоначального объёма.

Резкое увеличение уровня жидкости свидетельствует о термогидравлическом зависании жидкого аммиака в конденсаторе и последующем его стремительном сливе в ресивер. Данное явление сопровождается переохлаждением жидкого аммиака, что подтверждается наличием существенных разностей его температур (2) между соседними ресиверами, отличающихся на 6...8 °С. Поэтому необходимо для устранения неустойчивости открыть продувочный клапан (3), после которого происходит сброс давления и снижение уровня жидкости в ресивере [86].

Данные табл. 2.17 подтверждают указанные выше явления, свидетельствующие о наличии термогидравлических колебаний давления и последующей стабилизации работы системы конденсатор-ресивер после открытия клапана сброса. Однако они не объясняют и не подтверждают наличие НКГ в ресивере. В связи с этим под сомнение ставится сам факт

наличия столь высокого содержания НКГ в системе (рис. 2.18) и его влияния на работу АХУ, поскольку указанные процессы описывались расчётно.

Таблица 2.17.

Показатели работы ресиверов D-4С и D-4D

Время суток, ч	T_{D-4C} , °C	T_{D-4D} , °C	P_{D-4C} , МПа	P_{D-4D} , МПа	L_{D-4C} , %	L_{D-4D} , %	$T_{o.c.}$, °C	F, т/ч	PC_{D-4D} , %
23:00	34,67	28,54	1,19	1,22	9,1	33,6	-9,9	361	100
0:00	32,59	26,54	1,12	1,16	52,7	46,7	-9,5	369	0
1:00	35,39	29,85	1,24	1,28	7,8	31,9	-10,0	372	0
2:00	33,75	24,77	1,17	1,21	100	95,6	-9,8	361	0
3:00	35,41	27,63	1,22	1,25	7,6	4,31	-10,2	361	100
4:00	35,59	26,44	1,26	1,3	7,6	99,9	-10,8	360	0
5:00	36,34	29,2	1,25	1,29	50,0	5,6	-10,6	362	100

Для определения действительных концентраций НКГ в ресивере был выполнен отбор пробы в момент сдвжки НКГ на факел с последующим лабораторным анализом состава парогазовой смеси (рис. 2.21).

Рис. 2.21 показывает, что в 14:00 был открыт клапан сдвжки НКГ на факел. После этого расчётное значение концентрации НКГ резко снизилось, что обусловлено снижением давления в ресивере. В 14:15 был сделан отбор проб парогазовой смеси с целью определения содержания аммиака в ней.

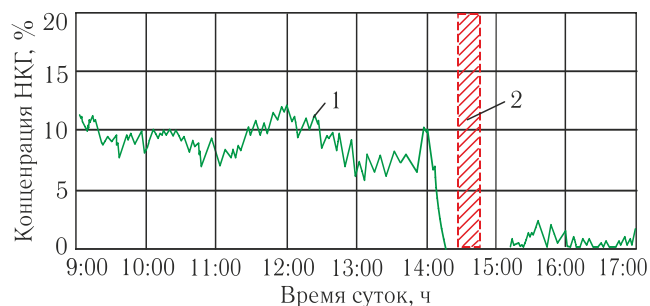


Рис. 2.21. Характер изменения концентрации НКГ до открытия клапана сдвжки НКГ на факел и после отбора парогазовой смеси на анализ:

1 — расчётное изменение
2 — период отбора проб для проведения лабораторного анализа

Анализы указали на наличие в смеси 100 % аммиака, что свидетельствует об отсутствии НКГ. Это позволяет сделать вывод о том, что определять концентрацию НКГ в системе только расчётным методом некорректно, так как рост и изменение давления в конденсаторе в большинстве случаев обуславливается термогидравлическими колебаниями, которые воспринимаются как ложное подтверждение наличия НКГ.

В результате проведённого анализа можно сформулировать и выделить основные причины изменения рабочих параметров холодильной установки, указывающие на наличие НКГ или на начало термогидравлических колебаний в системе:

1. Нестабильная работа системы конденсации аммиака из-за возникающих термогидравлических колебаний объясняется низкими температурами жидкого аммиака (ниже равновесной температуры на 5...6 °С) и длительным отсутствием ощутимого изменения уровня жидкости в ресиверах с последующим скачкообразным его повышением.

2. Наличие НКГ в системе проявляется в виде высоких давлений и температур конденсации, которые с некоторым запаздыванием начинают снижаться после введения в работу максимально возможного количества вентиляторов (рис. 2.22).

Рис. 2.22 показывает, как НКГ влияют на давление в конденсаторе АХУ по сравнению с изменением давлений, вызванных термогидравлическими колебаниями.

При росте температуры окружающей среды (2.1) и наличии НКГ давление в конденсаторе заметно растёт (2.2), и для его стабилизации в работу включаются вентиляторы воздушного охлаждения (2.3). Если рост давления вызван термогидравлическими колебаниями давлений в системе конденсатор-ресивер, то через некоторое время часть вентиляторов отключается, так как установке нужно время для преодоления гидравлических сопротивлений. При наличии НКГ давление растёт до верхнего предела регулирования, и в работу

включаются все имеющиеся вентиляторы воздушного охлаждения. В данном случае необходимо выполнять сброс НКГ на факел. Степень открытия клапана сброса при этом может изменяться от 30 до 100% по решению оператора. Продолжительность открытия клапана зависит от наблюдаемого темпа снижения давления в ресивере и уровня жидкого аммиака в нём. При резком подъёме уровня жидкого аммиака в ресивере до 100 % клапан продувки закрывается во избежание выброса жидкого аммиака на факел.

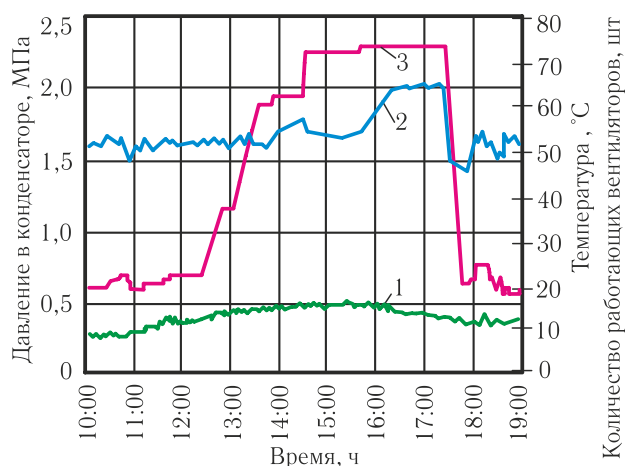


Рис. 2.22. График, подтверждающий наличие НКГ в конденсаторе АХУ:

1 — температура окружающей среды; 3 — количество работающих вентиляторов
2 — давление в конденсаторе;

Таким образом, можно заключить, что автоматическое открытие продувочного клапана необходимо перевести в режим периодической сдвиги НКГ только по мере необходимости, а не принудительно два раза в сутки, как записано в технологическом регламенте установки. При этом следует учитывать действительное превышение давления в заданном диапазоне, например, 1,75...2 бара, которое наблюдается не менее одного часа и подтверждается большим количеством работающих вентиляторов. Кроме этого, удаление НКГ на факел должно выполняться только из одного ресивера, а не из всех ресиверов одновременно. В противном случае могут появляться дополнительные гидравлические сопротивления и колебания давления в конденсаторе. При использовании этой рекомендации на 60% сократится количество открытий клапанов и в итоге в 10 раз снизятся годовые потери аммиака.

Другой вариант организации работы системы удаления НКГ, который является наиболее эффективным, заключается в переводе работы клапана сдувки на постоянный режим, когда клапан сброса полностью открыт. При этом будет обеспечиваться постоянная проточность конденсатора и ресиверов АХУ, что позволит снизить амплитуду термогидравлических колебаний и стабилизировать работу установки в летний период года. Реализовать работу удаления НКГ в таком режиме можно за счёт применения новой абсорбционной системы удаления НКГ [87].

2.5. Выводы к разделу

1. Для расчёта характеристик аммиачной холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях была разработана методика, которая позволяет определить показатели установки при изменении температуры окружающей среды и количества работающих вентиляторов. Разработанная методика показала хорошую сходимость её с эксплуатационными параметрами.

2. Возникновение термогидравлических колебательных явлений в АХУ обусловлено изменениями температуры окружающей среды, показателями работы компрессора, конструктивными особенностями конденсатора, алгоритмами включения/отключения вентиляторов воздушного охлаждения, периодичностью и продолжительностью открытия/закрытия клапанов сброса НКГ на факел из ресиверов высокого давления и наличием НКГ.

3. Термогидравлические колебательные явления вызывают рост давления в конденсаторе, сопровождаемый перерасходом энергии. Это воспринимается как наличие НКГ в системе, для удаления которых операторы вынуждены чаще открывать клапаны сброса аммиака, что приводит к его существенным потерям.

4. Анализ распределения гидравлических сопротивлений в конденсаторе показал, что в среднем они составляют 63,63 кПа.

5. Слив жидкого аммиака из конденсатора Е-1 и расположение ресиверов D-4 целесообразно осуществлять с конца конденсатора, а не с его начала. Это

позволит, с одной стороны, реализовать прямоточную схему движения аммиака, а не противоточную, тем самым снизить амплитуду термогидравлических колебаний, возникающих вследствие запираания жидкого аммиака в теплообменниках, расположенных в конце конденсатора и, соответственно, в коллекторах жидкого аммиака. С другой стороны, иметь равномерный характер снижения давлений в коллекторе жидкого аммиака от большего к меньшему давлению, а не наоборот.

6. Соединение секций конденсатора должно быть параллельным, а не последовательно-параллельным, что приводит к скачкообразным потерям напора на переходных участках между секциями конденсатора.

7. Существующий «шахматный» алгоритм включения вентиляторов приводит к возникновению дополнительных гидравлических сопротивлений в середине коллектора жидкого аммиака, ухудшающих слив его из теплообменников.

8. Для стабилизации работы установки открывают продувочный вентили РС401 (РС411, РС421, РС431) и выполняют сброс паров аммиака на факел. Это позволяет понизить сопротивление в уравнительном трубопроводе и обеспечить слив жидкого аммиака из конденсаторов.

9. Любое открытие и закрытие клапанов сдувки НКГ на факел приводит к термогидравлическим колебаниям давления в системе «конденсатор-ресивер». При плановых продувках, которые выполняются 2 раза в сутки потери аммиака составляют 720 кг/сут, в течение года 262 т.

10. Накопление НКГ в системе от 0 до 5...7,7% приводит к увеличению давления конденсации аммиака на 0,1...0,3 МПа (1...3 бара).

11. Чем выше давление конденсации аммиака, обусловленное температурой окружающей среды, тем меньше количество (концентрация) НКГ оказывает большее влияние на давление в конденсаторе.

12. Максимальная объёмная доля парогазовой смеси на выходе из одного теплообменника конденсатора составляет 21 %, в которой относительная концентрация НКГ равна 21 % или 371 кг.

13. В действительности массовая концентрация НКГ в конденсаторе не превышает 2 %.

14. Большее влияние на дестабилизацию работы АХУ комплекса перегрузки аммиака оказывают термогидравлические колебания давлений, чем наличие НКГ, которые, безусловно, также ухудшают работу установки, но в меньшей степени.

3. РАЗРАБОТКА ПРЕДЛОЖЕНИЙ ПО СТАБИЛИЗАЦИИ РАБОТЫ АХУ

3.1. Разработка нового алгоритма автоматического удаления НКГ

Анализ материального баланса работы холодильной аммиачной установки ЦПА при её нагрузке по жидкому аммиаку от 150 до 520 т/ч показал, что неизбежные потери аммиака, сдуваемого на факел вместе с инертными газами, составляют 0,6% от количества паров аммиака, поступающих в конденсатор-испаритель Е-5.

В свою очередь количество паров аммиака, проходящих через трубное пространство конденсатора Е-5, зависит от производительности аммиачной установки и в среднем составляет 1%. Расход же жидкого аммиака, подаваемого в межтрубное пространство конденсатора Е-5 для обеспечения его работоспособности, равен 80% от расхода аммиака в трубном потоке.

При производительности холодильной аммиачной установки 320 т/ч количество аммиака, подаваемого в трубное пространство конденсатора Е-5, составит $320 \text{ т/ч} \times 1 \% = 3,2 \text{ т/ч}$, а количество аммиака, теряемого с инертами при их сдувке, составит $3,2 \text{ т/ч} \times 0,6 \% = 19,2 \text{ кг/ч}$. Расход жидкого аммиака в межтрубном пространстве конденсатора Е-5 будет равен $3,2 \text{ т/ч} \times 80 \% = 2,56 \text{ т/ч}$. Найденная величина потерь справедлива при условии работоспособности конденсаторов аммиака Е-5 при температуре кипения аммиака -30°C . В течение года проектные потери аммиака должны составлять не менее $19,2 \text{ кг/ч} \times 24 \text{ ч} \times 365 \text{ дней} = 168 \text{ т/год}$.

Если при удалении инертов из ресивера D-4 конденсатор Е-5 не работает, жидкий аммиак не подаётся в межтрубное пространство, и конденсация аммиака в трубном пространстве не осуществляется, то потери аммиака пропорциональны пропускной способности клапана продувки и степени его открытия. При открытии клапанов продувки на 30% потери аммиака составят 0,36 т/ч. Завод длительное время работал в режиме плановых продувок, которые осуществлялись 2 раза в сутки. Длительность каждой продувки составила 1 час. В это время открывались все клапаны продувок на четырёх ресиверах. В результате при минимальной оценке потери аммиака составляли $0,36 \text{ т/ч} \times 2 \times 365 \text{ дней} = 262,8 \text{ т/год}$, что в 1,5 раза больше проектных.

Это свидетельствует о том, что конденсаторы Е-5 должны постоянно находиться в работе, а также необходимо совершенствовать алгоритм работы системы удаления инертов с целью снижения потерь аммиака и обеспечения стабильной работы холодильной аммиачной установки.

Стабилизация работы заключается в снижении цикличности и амплитуды колебательных и пульсационных явлений, возникающих в конденсаторе и ресивере установки из-за термогидравлических сопротивлений, обусловленных несвоевременным снижением давления в уравнительном трубопроводе. Эти явления напрямую связаны с организацией постоянной либо периодической сдувки паров аммиака на факел.

В результате годовые потери аммиака в 2013 г. составили **277 т**. Включение в работу конденсатора Е-5 позволит в 4 раза снизить потери аммиака.

Однако для снижения потерь аммиака предлагается сдувку паров аммиака осуществлять не на факел, а на всасывание первой ступени компрессора. Это позволит снизить потери аммиака и нагрузку на компрессор. В результате конденсатор Е-5 может не работать, так как нет необходимости в конденсации паров аммиака, отходящих из ресиверов. Это обусловлено тем, что для работы конденсатора Е-5 необходимо в 3...5 раз больше расходовать жидкого аммиака (1,0...1,5 т/ч) в межтрубном пространстве с последующей подачей образовавшихся паров на всасывание первой ступени компрессора, чем просто байпасировать пары аммиака из ресивера на всасывание (0,36 т/ч).

При возникновении ситуации, подтверждающей наличие инертов, сдувку необходимо осуществлять на факел, в данном случае байпасирование на всасывание закрыто, предварительно включив в работу конденсатор Е-5 по разработанному алгоритму.

Следует отметить, что можно и не дожидаться момента накопления инертов и выполнять их удаление периодически 1 раз в сутки (2...3 часа), 1 раз в неделю (5...10 часов) или 1 раз в месяц (24 часа). При этом годовые потери аммиака составят:

— при отдувке инертов на факел 1 раз в сутки: $19,2 \text{ кг/ч} \times 3 \text{ часа} \times 365 \text{ дней} = 21 \text{ т/год}$;

— при отдувке инертов на факел 1 раз в неделю: $19,2 \text{ кг/ч} \times 10 \text{ часов} \times 52 \text{ недели} = 10 \text{ т/год}$;

— при отдувке инертов на факел 1 раз в месяц: $19,2 \text{ кг/ч} \times 24 \text{ часа} \times 12 \text{ месяцев} = 5,5 \text{ т/год}$.

Даже в случае перевода работы конденсатора E-5 на ресивер D-2, что снизит температуру кипения жидкого аммиака в межтрубном пространстве конденсатора и степень очистки парогазовой смеси до 70...80%, ориентировочные потери аммиака на факел составят 40...60 т/год.

Выполнение предлагаемых мероприятий позволит снизить потери аммиака на 100 т/год по сравнению с потерями, заложенными в проекте (168 т/год), и более того — на 200 т/год по сравнению с текущими потерями аммиака (277 т/год). Кроме этого будет повышена надёжность и эксплуатационная безопасность работы холодильной аммиачной установки ЦПА за счёт снижения влияния на неё циклических термогидравлических явлений, приводящих к перерасходу мощности компрессора и дестабилизации её работы.

С 11 декабря 2013 г. работа системы удаления инертов была переведена с планового режима продувок на режим продувок по необходимости, т.е. при достижении критического условия. Таким условием является достижение концентрации инертов в системе в диапазоне 15...20%. При этом инерты сбрасываются только с тех ресиверов, в которых выполняются указанные условия. Сброс инертов с других ресиверов не происходит.

Это позволило сократить, как минимум, в 4 раза число сбросов инертов на факел и, соответственно, потери аммиака. Вместо открытия 4-ёх клапанов продувки, расположенных на каждом ресивере, 2 раза в сутки происходит открытие клапана продувки на одном ресивере один или два раза в сутки. При этом степень открытия клапана продувки составляет 100% вместо 30%, что позволяет ускорить процесс стабилизации работы системы удаления инертов.

Однако клапан продувки не всегда открывался на 100%. Имеются случаи, когда он был открыт всего лишь на 38,75% или 56,25%. Это приводило к тому, что необходимо было в течение последующих нескольких часов повторно открывать клапан на соответствующую величину.

Периодичность открытия клапана продувки ресивера D-4A при работе компрессора С-1А стала составлять 1 раз в течение 2...5 суток или ещё более того 1 раз в течение 5...12 суток, например, с 27.12.2013г. по 08.01.2014г.

Продувки ресиверов D-4С и D-4D не выполнялись с 11.12.2013г. по 20.01.2014г., т.е. больше месяца, так как не было в этом необходимости. Это обусловлено тем, что при работе компрессора С-1А продувки парогазовой смеси осуществляются в основном из ресиверов D-4А и D-4В, так как они являются рабочими, а другие ресиверы осуществляют незначительную косвенную конденсацию аммиака за счёт естественной конвекции.

Аналогично, при работе компрессора С-1В продувки выполняются из ресиверов D-4С и D-4D. Следует отметить, что возникают ситуации, когда необходимо сбрасывать одновременно парогазовую смесь, как из «рабочих» ресиверов, так и из «косвенных» [88-89].

Дополнительный анализ параметров, характеризующих степень открытия клапана подачи жидкого аммиака из D-4В(А) в D-3А и D-4D(С) в D-3В, показал, что он в среднем открыт на 40...43% и практически не изменяется.

Кроме этого разность давлений между давлением нагнетания 3-ей ступени компрессора С-1А (С-1В) и давлением в конденсаторах Е-1 в среднем составляет 0,6 бар (0,5...0,9 бар).

3.2. Разработка нового алгоритма работы вентиляторов воздушного охлаждения

Актуальным является разработка нового алгоритма включения в работу вентиляторов воздушного охлаждения с целью снижения колебательных явлений в системе конденсатор-ресивер, стабилизации работы воздушного конденсатора и экономии электроэнергии.

Для решения поставленной задачи предлагаются два алгоритма включения вентиляторов воздушного охлаждения. Первый подразумевает последовательное включение в работу вначале нечётных вентиляторов симметрично от центра конденсатора, а затем уже чётных. Второй — включение в работу вначале чётных вентиляторов симметрично от центра конденсатора, а затем уже нечётных. Кратко рассмотрим предлагаемые алгоритмы включения в работу вентиляторов воздушного охлаждения.

Первый алгоритм (нечётный). Симметрично от центра включаются вначале нечётные вентиляторы 1, 3, 5, 7 и т. д. в секциях E-1B, E-1D, E-1E, E-1G (рис. 3.1,*а*), затем в секциях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H. После того, как будут работать все нечётные вентиляторы, в работу вводят чётные вентиляторы в порядке 2, 4, 6 и т. д., Очерёдность включения аналогична: вначале в секциях E-1B, E-1D, E-1E, E-1G (рис. 3.1,*б*), а затем в секциях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H (рис. 3.1,*в*) до полного включения в работу всех вентиляторов (рис.1.12,*з*).

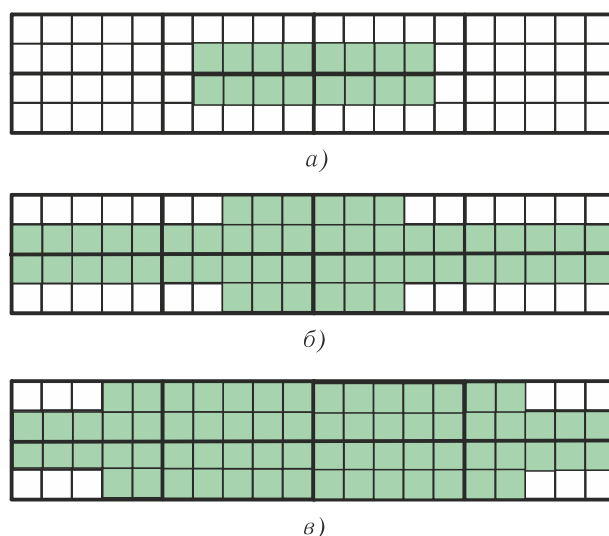


Рис. 3.1. Иллюстрация первого (нечётного) алгоритма включения вентиляторов воздушного охлаждения:

- а) — вначале включают последовательно в работу нечётные вентиляторы 1, 3, 5, 7 в секциях конденсатора E-1B, E-1D, E-1E, E-1G;
- б) — после включения всех нечётных вентиляторов также и в секциях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H в работу включают чётные вентиляторы 2, 4, 6, 8, 10 в секциях E-1B, E-1D, E-1E, E-1G;
- в) — чётные вентиляторы продолжают включать в секциях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H до полного включения всех вентиляторов

Алгоритм отключения вентиляторов реализуется в обратной последовательности. Вначале отключаются чётные вентиляторы 10, 8, 6, 4, 2 в секциях Е-1А, Е-1С, Е-1F, Е-1Н (рис. 3.1,в), а затем в секциях Е-1В, Е-1D, Е-1Е, Е-1G (рис. 3.1,б). Только после этого отключают последовательно нечётные вентиляторы 9,7, 5, 3, 1 в секциях Е-1А, Е-1С, Е-1F, Е-1Н и Е-1В, Е-1D, Е-1Е, Е-1G (рис. 3.1,а).

Второй алгоритм (чётный). Симметрично от центра включаются вначале чётные вентиляторы 2, 4, 6, 8, 10 в секциях Е-1В, Е-1D, Е-1Е, Е-1G (рис. 3.2,а), затем в секциях Е-1А, Е-1С, Е-1F, Е-1Н. После того, как будут работать все чётные вентиляторы, в работу вводят нечётные вентиляторы в порядке 1, 3, 5, 7, 9. Очередность включения аналогична, вначале в секциях Е-1В, Е-1D, Е-1Е, Е-1G (рис. 3.2,б), затем в секциях Е-1А, Е-1С, Е-1F, Е-1Н (рис. 3.2,в) до полного ввода в работу всех вентиляторов (рис.1.12,з).

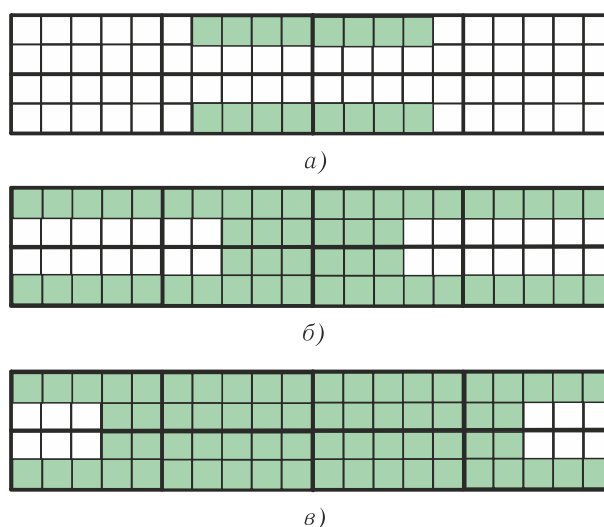


Рис. 3.2. Иллюстрация второго (чётного) алгоритма включения вентиляторов воздушного охлаждения:

- а) — вначале включают последовательно в работу чётные вентиляторы 2, 4, 6, 8, 10 в секциях конденсатора Е-1В, Е-1D, Е-1Е, Е-1G;
- б) — после включения всех чётных вентиляторов также и в секциях Е-1А, Е-1С, Е-1F, Е-1Н в работу включают нечётные вентиляторы 1, 3, 5, 7, 9 в секциях Е-1В, Е-1D, Е-1Е, Е-1G;
- в) — нечётные вентиляторы продолжают включать в секциях Е-1А, Е-1С, Е-1F, Е-1Н до полного включения всех вентиляторов

Алгоритм отключения вентиляторов реализуется в обратной последовательности. Вначале отключаются нечётные вентиляторы 9, 7, 5, 3, 1 в секциях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H (рис. 3.2,в), затем в секциях E-1B, E-1D, E-1E, E-1G (рис. 3.2,б). Только после этого отключают последовательно чётные вентиляторы 10, 8, 6, 4, 2 в секциях E-1A, E-1C, E-1F, E-1H и E-1B, E-1D, E-1E, E-1G (рис. 3.2, а) до полного отключения всех вентиляторов рис.1.12,в).

Из двух рассмотренных алгоритмов включения вентиляторов, с учётом конструктивных особенностей конденсатора, второй (чётный) алгоритм является наиболее предпочтительным.

Переход на новый алгоритм включения вентиляторов позволит более эффективно регулировать тепловую нагрузку конденсатора, стабилизировать работу воздушного конденсатора и снизить расход электроэнергии на привод вентиляторов. При этом данный способ включения вентиляторов можно распространить и на отдельные группы секций конденсатора, например, вначале на секции E-1A, E-1B, E-1C, E-1D, затем на E-1E, E-1F, E-1G, E-1H.

3.3. Разработка новой системы удаления НКГ абсорбционного типа

С целью повышение эффективности работы холодильной установки, а также системы воздухоотделения с одновременным снижением потерь аммиака предлагается компактная малогабаритная абсорбционная система малой производительности, предназначенная только для обеспечения постоянной проточности конденсаторов и ресиверов аммиачной холодильной установки (снижение удельных энергозатрат) и возврата паров аммиака в жидком виде в ресивер [53-62].

Применение новой абсорбционной системы удаления НКГ позволит [4]:

Во-первых, обеспечить постоянный режим работы отделителя НКГ, а соответственно и его эффективность.

Во-вторых, осуществлять продувку НКГ как со стороны высокого, так и со стороны низкого давлений при этом обеспечивать эффективную работу как самой абсорбционной системы удаления инертнов, так и комплекса по перегрузке аммиака.

В-третьих, обеспечить высокую степень очистки продувочных газов от паров аммиака, соответственно свести к минимуму потери аммиака в окружающую среду.

В-четвёртых, поддерживать требуемую концентрацию воды в отгружаемом жидком аммиаке в соответствии с ГОСТ 6221-90, за счёт возврата жидкого аммиака из абсорбционной системы удаления инертных в существующие ресиверы D-4А, D-4В, D-4С или D-4D. По ГОСТ 6221-90 для жидкого аммиака марки Ак, массовая доля воды в нём должна быть не более 0,2...0,4%.

Система воздухоотделения аммиачной холодильной установки малой производительности (рис. 3.3) работает следующим образом. Парогазовая смесь, состоящая из аммиака и воздуха, из ресивера D-4 аммиачной холодильной установки цеха перегрузки аммиака подаётся в нижнюю часть абсорбера 1, который заполнен структурированной насадкой для увеличения поверхности массообмена.

Сверху абсорбер 1 орошается слабым водоаммиачным раствором, который обогащается за счёт поглощения паров аммиака из смеси. В результате крепкий водоаммиачный раствор выводится из нижней части абсорбера 1 при помощи насоса 3, в котором сжимается до давления 20 бар и направляется в десорбер 2, пройдя предварительно теплообменник 4. Очищенная от аммиака парогазовая смесь, содержащая в основном чистый воздух, сбрасывается из верхней части абсорбера 1 в атмосферу.

В десорбере 2 за счёт подвода теплоты в кипятильнике 6, представляющем собой электронагреватель, крепкий водоаммиачный раствор кипит и из него выделяются пары аммиака, которые направляются в воздушный конденсатор 7.

В конденсаторе 7 за счёт естественной конвекции происходит конденсация аммиака. Жидкий аммиак из конденсатора 7 сливается обратно в ресивер D-4 аммиачной холодильной установки цеха перегрузки аммиака. Из нижней части десорбера 2 слабый водоаммиачный раствор подаётся в

теплообменник 4, после которого дросселируется в воздушный холодильник 5 и направляется на орошение абсорбера 1.

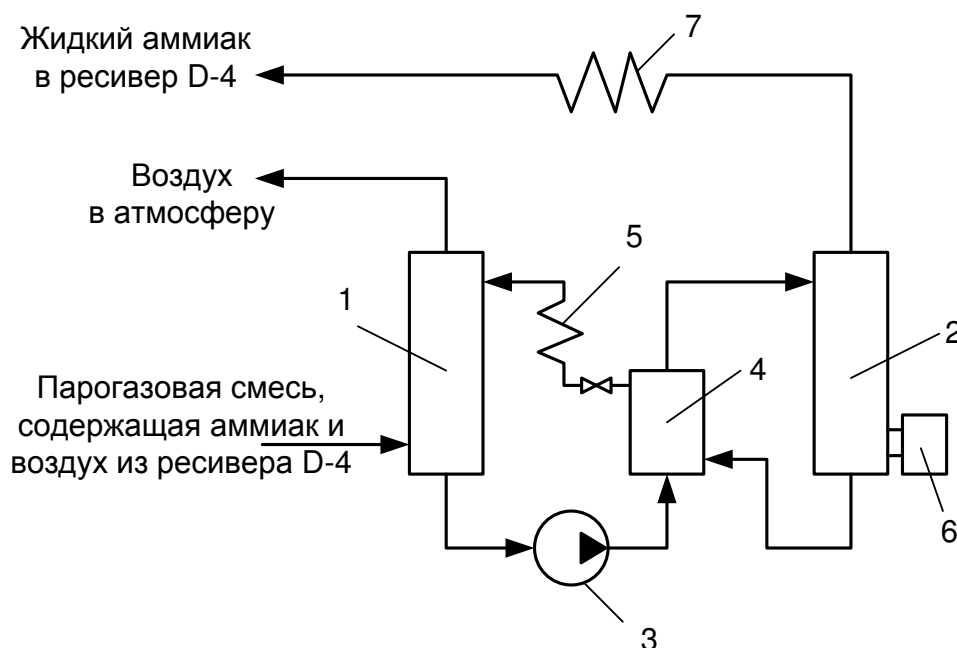


Рис. 3.3. Схема абсорбционной системы воздухоотделения малой производительности:

- | | |
|--------------------|------------------|
| 1 — абсорбер; | 5 — холодильник; |
| 2 — десорбер; | 6 — кипятильник; |
| 3 — насос; | 7 — конденсатор |
| 4 — теплообменник; | |

Давление в абсорбере составляет 4 бара, в конденсаторе 7 — 20 бар. Температура конденсации аммиака равна 49°C. Максимально допустимая массовая концентрация аммиака в крепком водоаммиачном растворе составляет 45%.

При работе абсорбционной системы воздухоотделения организуется постоянная продувка ресивера D-4, что не позволяет накапливаться воздуху в системе АХУ цеха перегрузки аммиака. Благодаря этому поддерживается минимальное давление конденсации паров аммиака, что приводит к снижению удельных энергозатрат на 7%. Кроме этого практически отсутствуют потери аммиака, связанные со сбросом воздуха в атмосферу, так как аммиак после его извлечения из парогазовой смеси возвращается в жидком виде в ресивер D-4.

Удельный расход электроэнергии в такой системе абсорбционного воздухоотделения составит 0,32 кВтч/кг аммиака. Производительность системы воздухоотделения по жидкому аммиаку может изменяться от 5 до 30 кг/ч. При этом максимальная потребляемая мощность не будет превышать 10 кВт.

3.4. Внедрение и экспериментальное исследование разработанных предложений

Для иллюстрации причин возникновения и саморазрушения термогидравлических колебательных явлений рассмотрим характер изменения давлений на выходе из теплообменников конденсатора аммиака на примере двух секций E-1A/E-1B или E-1C/E-1D при работе вентиляторов воздушного охлаждения по существующему «шахматному» алгоритму (рис. 1.12), и предложенному — «чётному» (рис. 3.2). При этом будем учитывать изменение тепловой нагрузки конденсатора, обусловленной изменением температуры окружающей среды и, соответственно, количеством работающих вентиляторов (рис. 3.2).

В связи с этим, в качестве примера рассмотрим только 4 варианта работы вентиляторов: А — в работе находятся 4 вентилятора; В — 6; С — 8 и D — 10, соответственно (рис. 3.4).

При «шахматном» алгоритме в работе будут находиться по 2 вентилятора в каждой секции 1, 2 и 6, 7 в случае варианта А. При варианте В — по 3 вентилятора: 1, 2, 3 и 6, 7, 8. вариант С — по 4 вентилятора: 1, 2, 3, 4 и 6, 7, 8, 9, а при варианте D — по 5 вентиляторов — 1-10. При «чётном» алгоритме работы вентиляторов варианту А будет соответствовать работа 1-4 вентиляторов, В — 1-6, С — 1-8 и D — 1-10. Одна секция конденсатора включает в себя 5 теплообменников, две — 10 (рис. 1.3).

Из рис. 3.4 видно, что сплошная линия показывает характер изменения давления на выходе из теплообменников конденсатора в зависимости от количества и алгоритмов работы вентиляторов. Штрихпунктирная линия характеризует максимальное давление, которое необходимо преодолеть для слива жидкого аммиака из теплообменников конденсатора, а заштрихованная область — разность давлений и величину термогидравлических колебаний.

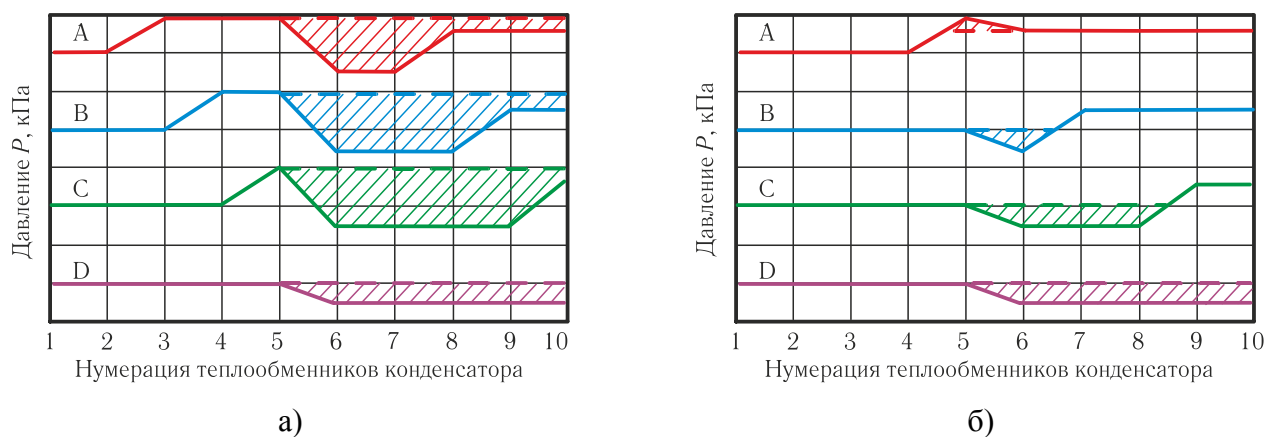


Рис. 3.4. Характер изменения гидравлических сопротивлений в коллекторе жидкого аммиака в зависимости от алгоритмов работы вентиляторов воздушного охлаждения:

- а) — шахматный (старый, рис. 1.13); А, В, С, D — количества работающих вентиляторов в каждой секции конденсатора 2, 3, 4, 5, соответственно
 б) — чётный (новый, рис. 3.2);

Анализ рис. 3.4,а показывает, что чем больше в работу вводится вентиляторов воздушного охлаждения (варианты А — В — С), предотвращающих значительный рост температуры окружающей среды, тем большее влияние на давление в конденсаторе оказывают термогидравлические колебания (заштрихованная область). При работе всех вентиляторов (вариант D) гидравлические сопротивления обусловлены только конструктивными особенностями и схемой соединения теплообменников конденсатора.

Из рис. 3.4,б видно, что при реализации «чётного» алгоритма работы, когда происходит увеличение количества работающих вентиляторов, в последних теплообменниках, расположенных по ходу движения аммиака, давление становится выше, чем в первых. Это создаёт положительный напор для слива жидкого аммиака в ресивер, тем самым снижаются термогидравлические колебания внутри системы на 10...30 кПа.

На основании выполненного анализа причин возникновения и саморазрушения термогидравлических колебания, а также наличия и влияния НКГ на работу АХУ можно заключить, что стабилизировать работу АХУ

можно за счёт снижения амплитуды и частоты колебаний давления в конденсаторе (рис. 3.5).

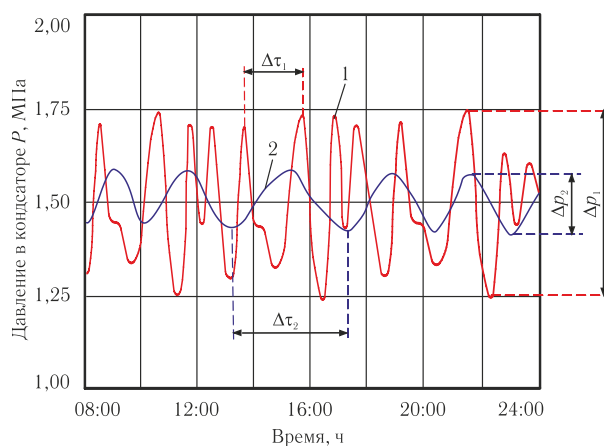


Рис. 3.5. Результаты стабилизации работы АХУ:

- | | |
|------------------------------------|--|
| 1 — существующий режим работы АХУ; | $\Delta P_1, \Delta P_2$ — амплитуды колебания давлений в конденсаторе; |
| 2 — новый режим работы установки; | $\Delta \tau_1, \Delta \tau_2$ — частоты колебаний давлений в конденсаторе |

Для снижения амплитуды колебания давлений в конденсаторе ΔP_1 предложен новый алгоритм работы вентиляторов воздушного охлаждения (чётный, рис. 3.2). Для снижения их частоты $\Delta \tau_1$ — новый алгоритм открытия клапана сдвухи НКГ на факел. В результате это позволит снизить разность давлений между давлением нагнетания газообразного аммиака на входе в конденсатор и давлением жидкого аммиака в ресивере на 30 кПа (0,3 бара), а также уменьшить частоту открытия клапана сдвухи НКГ на факел в 10 раз.

Внедрение нового алгоритма работы в технологический процесс позволило получить следующие данные, которые представлены в табл. 3.1 и на рисунках 3.6-3.8.

Из рис. 3.6 видно, что количество работающих вентиляторов изменяется плавно и практически поддерживается на одном уровне, а температура конденсации аммиака пропорционально изменяется по отношению к температуре окружающей среды. Колебания температуры конденсации, соответственно и давления в ресивере вызвано снижением

нагрузки системы по жидкому аммиаку с последующим её увеличением. При этом давление в ресивере изменялось от 1,2 до 1,67 МПа, а производительность по жидкому аммиаку от 90 до 320 т/ч (табл. 3.1), т.е. более чем в 3 раза.

Таблица 3.1.

Показания датчиков температуры, давления, уровня, расхода и т.д.

Дата и время	T411.PV	PC411.PV	L411.PV	T007.PV	FC203.PV	PC411.OP	N_E1_P.PV
05.11.2015 7:00	23,11	1,22	64,49	3,37	175,88	0	14
05.11.2015 7:20	33,15	1,24	48,82	3,29	172,26	0	14
05.11.2015 7:40	30,04	1,24	39,89	3,27	174,91	0	14
05.11.2015 8:00	32,63	1,22	47,86	3,98	142,83	0	14
05.11.2015 8:20	29	1,21	43,44	4,01	144,08	0	14
05.11.2015 8:40	30,58	1,22	49,57	4,94	147,09	0	14
05.11.2015 9:00	33,49	1,28	31,87	5,76	112,3	0	10
05.11.2015 9:20	17,67	1,3	28,18	6,57	102,3	0	10
05.11.2015 9:40	22,77	1,33	63,01	7,08	101,08	0	10
05.11.2015 13:00	18,69	1,35	48,35	11,82	102,19	0	12
05.11.2015 13:20	18,26	1,37	83,34	12,08	101,41	0	12
05.11.2015 13:40	36,26	1,39	40,02	12,48	99,93	0	12
05.11.2015 14:00	37,01	1,46	20,08	12,79	100,09	0	12
05.11.2015 14:20	20,99	1,4	10,53	12,74	101,73	0	12
05.11.2015 14:40	23,68	1,45	68,03	13,31	150,19	0	12
05.11.2015 15:00	34,55	1,64	27,64	13,4	147,42	0	12
05.11.2015 15:20	40,51	1,56	27,64	13,51	146,33	0	15
05.11.2015 15:40	36,62	1,59	78,9	13,26	145,57	0	15
05.11.2015 16:00	29,81	1,44	46,76	12,16	126,52	0	15
05.11.2015 16:20	23,67	1,31	45,22	10,73	110,68	0	15
05.11.2015 16:40	16,3	1,32	47,66	10,39	101,78	0	15
05.11.2015 17:00	14,27	1,28	60,03	10,1	100,06	0	15
05.11.2015 17:20	13,15	1,24	38,99	9,79	102,1	0	15
05.11.2015 17:40	29,1	1,25	44,8	8,96	100,01	0	15
05.11.2015 18:00	33,18	1,29	51,71	8,69	92,53	0	15
05.11.2015 18:20	28,88	1,3	32,81	8,42	90,34	0	15
05.11.2015 18:40	15,44	1,24	50,67	8,14	90,27	0	15
05.11.2015 19:00	20,25	1,27	47,1	7,6	90,49	0	12
05.11.2015 19:20	29,49	1,25	33,44	7,46	90,76	0	12
05.11.2015 19:40	12,3	1,23	42,58	8,02	90,76	0	12
05.11.2015 20:00	12,46	1,27	71,14	9,14	89,91	0	9
05.11.2015 20:20	35,64	1,33	40,91	9,67	108,29	0	9
05.11.2015 20:40	35,99	1,36	25,22	9,18	106,78	0	9
05.11.2015 21:00	37,44	1,48	1,27	9,13	105,82	0	9
05.11.2015 21:20	32,02	1,44	1,15	8,77	99,31	0	9
05.11.2015 21:40	17,52	1,37	0,98	8,51	100	0	9
05.11.2015 22:00	12,15	1,33	0,89	7,62	109,13	0	9
05.11.2015 22:20	34,28	1,49	1,16	7,97	217,79	0	9
05.11.2015 22:40	32,54	1,64	11,04	7,47	322,01	100	14
05.11.2015 23:00	18,54	1,67	100	6,94	332,57	0	16
05.11.2015 23:20	27,31	1,52	34,12	6,34	328,87	0	16
05.11.2015 23:40	23,06	1,44	37,07	5,74	315,36	0	16

Клапан сдувки НКГ на факел открывался с целью стабилизации давления в конденсаторе, а не для удаления инертных газов из системы. Закрытие клапанов обусловлено ростом уровня жидкого аммиака в ресивере.

Изменения как температуры жидкого аммиака от 12 до 40°C, так и давления от 1,2 до 1,67 МПа свидетельствуют о наличии термогидравлических колебаний, которые особенно явно проявляются при изменении производительности системы по жидкому аммиаку.

Анализ рис. 3.7 показал, что колебания давления в ресивере в среднем равны 0,05 МПа (но не более 0,1 МПа), а изменения уровня жидкого аммиака в ресивере (рис. 3.8) имеет более стабильный характер и в основном составляет 25% (но не более 50%). Эти показатели свидетельствуют о стабилизации работы установки.

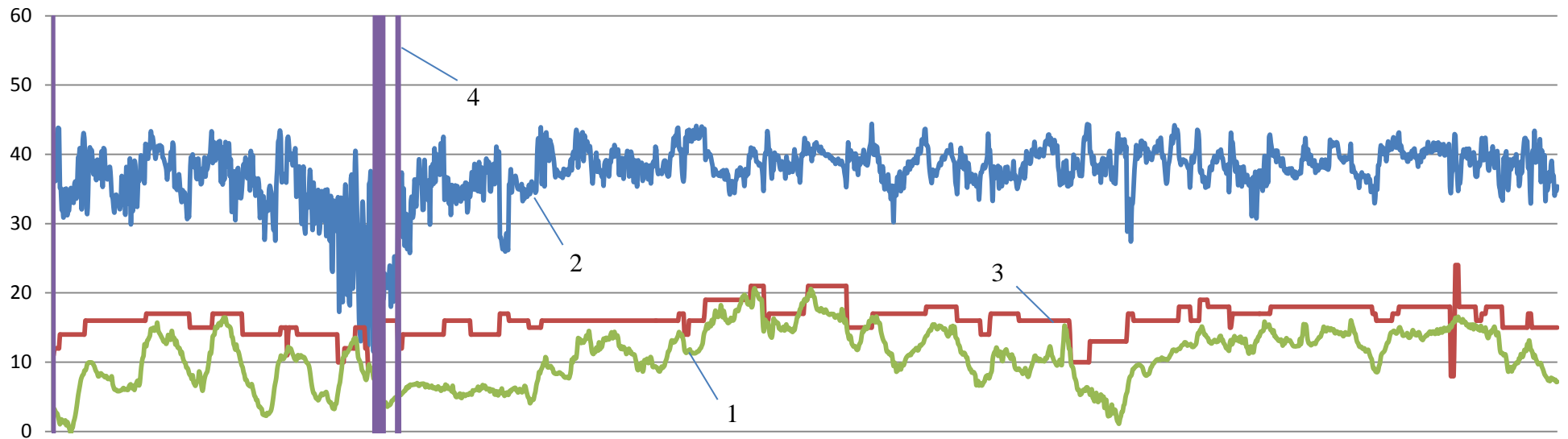


Рис. 3.6. Изменения температуры окружающей среды (1), температуры конденсации аммиака (2), количества работающих вентиляторов (3) и степени открытия продувочного клапана (4) в течение ноября 2015 г.

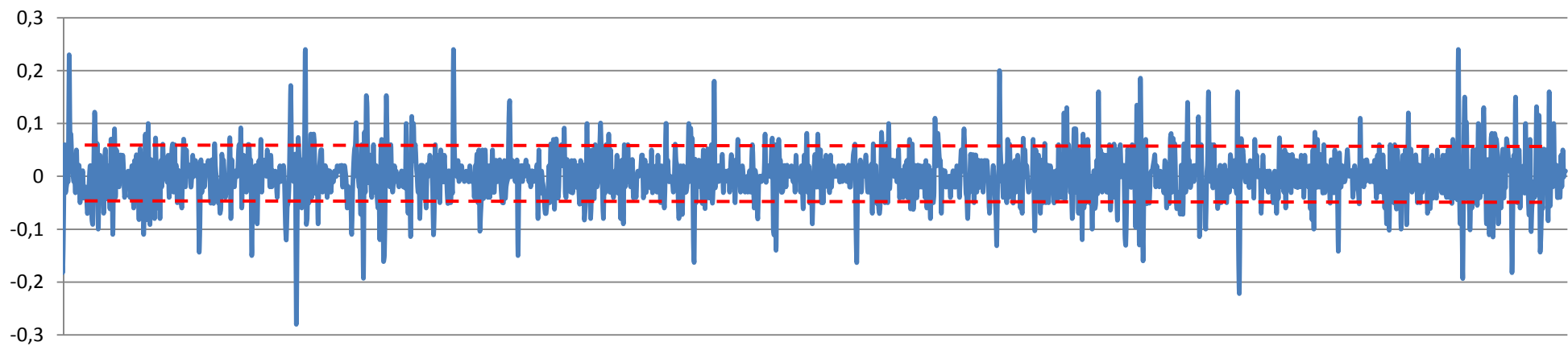


Рис. 3.7. Изменения разности давлений в ресивере ΔP (МПа) в течение ноября 2015 г.

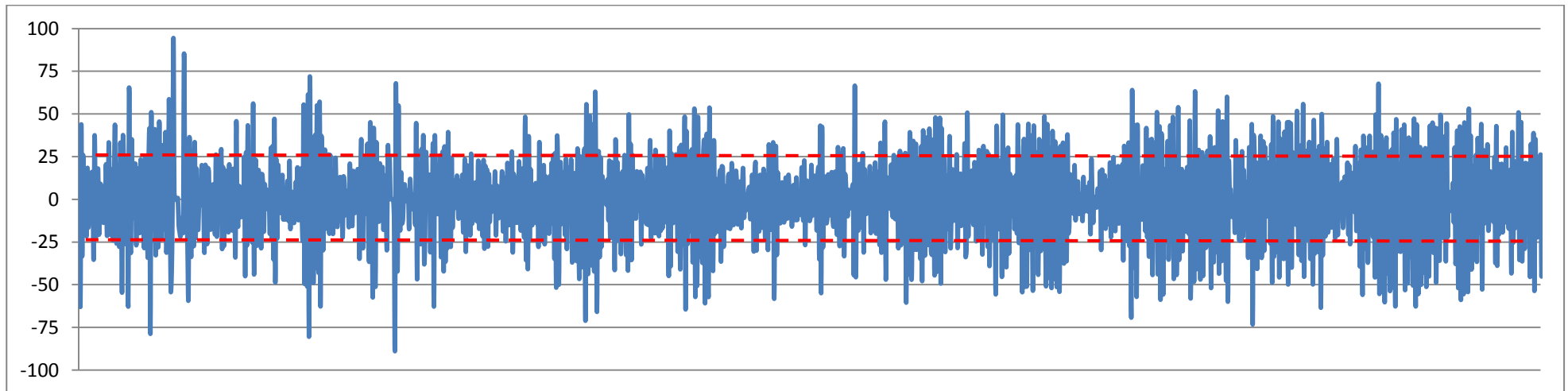


Рис. 3.8. Изменения уровня жидкого аммиака в ресивере ΔL (%) в течение ноября 2015 г.

3.5. Технико-экономическая оценка разработанных предложений по стабилизации работы АХУ комплекса перегрузки аммиака

Расчёты показали, что количество паров аммиака, теряемого при одной продувке конденсатора Е-5, составляет 360 кг; в сутки потери достигают 720 кг. В течение года эта величина возрастает до 262,8 т/год. При стоимости аммиака 500 USD/т годовые финансовые потери составили 131 400 USD/год от нереализованного продуктового аммиака.

Для утилизации указанного количества аммиака на факеле сжигается природный газ в среднем 300 т/год или 440 000 нм³/год. При стоимости природного газа 386 USD/1000 нм³ дополнительные финансовые потери составили 169 840 USD/год.

В итоге суммарный расход финансов за 2013 г. составил не менее 300 000 USD/год.

Анализ работы системы удаления инертнов показал, что она нуждается в совершенствовании и модернизации. В среднем количество инертнов, накапливаемое в системе, составляет 15%. Это приводит к ухудшению процесса конденсации аммиака и перерасходу энергии на сжатие его до более высокого давления в компрессоре.

Увеличение давления конденсации на 1...3 бар приводит к перерасходу потребляемой электроэнергии на 2,5...7%. Так как компрессор аммиачной холодильной установки имеет газотурбинный привод, который потребляет в среднем 3600 нм³/ч природного газа, то перерасход природного газа составит 252 нм³/ч при работе установки в летний период года.

Для снижения потерь аммиака при продувке инертнов предлагается пары аммиака, образуемые в межтрубном пространстве конденсатора Е-5, отводить в ресивер D-2 вместо ресивера D-1.

Модернизацию существующей системы удаления инертнов можно осуществить в два этапа.

Первый этап заключается в переводе работы конденсатора Е-5 с ресивера D-1 на D-2. Это позволит эффективно использовать в работе

конденсатор Е-5 при 100% открытии продувочного клапана и сократить потери аммиака в 4 раза с 360 до 90 кг/ч при существующем алгоритме продувок. Годовые потери аммиака снизятся от 262 т до 65 т.

Второй этап подразумевает ввод в эксплуатацию системы автоматизации, которая будет открывать продувочный клапан при действительном превышении давления в заданном диапазоне 1,75...2 бар, а не принудительно 2 раза в сутки. Это позволит сократить на 60% количество открытий клапана и в итоге снизить потери аммиака в 10 раз. Годовые потери аммиака снизятся до 26 т.

Применение компактного воздухоотделителя абсорбционного типа в качестве системы удаления НКГ позволит осуществлять сдувку НКГ не только из конденсатора и ресиверов, но также из абсорбера и переохладителей.

Таким образом, существует возможность организовать удаление НКГ со стороны высокого и низкого давлений, на что не способны стандартные отделители НКГ, которые работают только на стороне высокого давления.

В начале 2014г. был внедрён в работу второй этап модернизации системы удаления инертных газов, как наиболее эффективный из разработанных мероприятий, позволяющий на порядок снизить потери аммиака.

Результаты работы системы удаления инертных газов аммиачной холодильной установки ЦПА по предложенному алгоритму в течение всего 2014г. представлены в табл. 3.2.

Из данных табл. 3.2 видно, что действительные потери аммиака с инертными газами на факел в течение 2014 г. составил 26,94 т/год, а расход природного газа — 32,54 т/год.

Кроме этого в весенне-летний период была сделана попытка, вернуться на старый режим работы системы удаления инертных газов, что привело к увеличению сбрасываемых газов на факел, и соответственно потерь аммиака. В связи с этим можно заключить, что количество сдуваемых на факел газов, по предложенному

алгоритму сдувок, не превышает 26 т/год. При этом расход природного газа на сжигание указанных выбросов составит не более 32 т/год.

Таблица 3.2.

Количество сбрасываемых инертных газов на факел по коллектору высокого давления F642B и природного газа для их сжигания (2014 год)

Наименование	Расход, т	
	Инерты с аммиаком	Природный газ
Январь	0,29	8,87
Февраль	1,75	
Март	1,64	
Апрель	8,41	7,44
Май	3,75	
Июнь	7,79	
Июль	1,74	7,49
Август	0,29	
Сентябрь	0,26	
Октябрь	0,41	8,74
Ноябрь	0,33	
Декабрь	0,27	
Итого:	26,94	32,54

Чтобы корректно оценить результаты работы по снижению потерь аммиака, сдуваемого на факел вместе с инертными газами, за счёт внедрения нового алгоритма работы, системы удаления инертов, необходимо сравнить полученные результаты испытаний (табл. 3.2) с данными, характеризующими работу установки до внедрения разработанных предложений.

Для этого в табл. 3.3 приведено наглядное сравнение годовых показателей работы системы удаления инертов до и после модернизации.

Анализируя данные табл. 3.3 можно заключить, что в результате работы модернизированной системы удаления инертов в течение 2014 г. потери аммиака были снижены на 260 т/год, а расход природного газа на 320 т/год.

Данные показатели подтверждаются как теоретическими расчётными значениями, так и фактическими показателями расходомеров. Таким образом, в результате организации рациональной работы системы удаления инертов потери аммиака, сдуваемые на факел вместе с инертами, и расход

природного газа были снижены в 10 раз с 286 до 26 т/год и с 352 до 32 т/год, соответственно.

Таблица 3.3.

Результаты снижения потерь аммиака и природного газа при работе модернизированной системы удаления инертных газов в течение 2014 г.

Наименование	Расход, т	
	Инерты с аммиаком	Природный газ
2011 г.	296,00	386,92
2012 г.	285,84	351,75
2013 г.	277,59	318,01
Среднее значение (с 2011 по 2013 гг.)	286,48	352,23
2014 г.	26,94	32,54
Расход снижен на:	260	320

При стоимости аммиака 500 USD/т и природного газа 386 USD/1000 нм³ экономический эффект от внедрения нового алгоритма работы системы удаления инертных газов позволил в 2014 г. сэкономить 300 000 USD/год.

При этом использовались существующие в эксплуатации датчики температур и давлений, а также система КИПиА. Закупка нового оборудования и изменение технологической схемы работы не производились. Выполнялась отладка и внедрение нового алгоритма работы системы удаления инертных газов аммиачной холодильной установки ЦПА.

Выполненные работы позволили также повысить экологическую эффективность реализуемых процессов, обусловленную снижением выбросов продуктов сгорания природного газа в окружающую среду. В результате снижения расхода природного газа, подаваемого на факел в количестве 320 т/год (445 000 нм³/год) эмиссия диоксида углерода в окружающую среду в 2014 г. была снижена на 880 т CO₂/год.

В 2015 г. был внедрён новый алгоритм («чётный») работы вентиляторов воздушного охлаждения, который позволил снизить амплитуду

колебания давления в конденсаторе-ресивере до 0,05 МПа, тем самым стабилизировав его работу.

3.6. Выводы к разделу

Исследования характеристик АХУ показали, что при обеспечении стабильности её работы нужно добиваться предельно возможного уменьшения потерь аммиака при удалении инертных газов и снижения затрат энергии, расходуемой на привод компрессоров аммиачной установки.

На основании выполненного анализа причин возникновения и саморазрушения термогидравлических колебаний, а также влияния НКГ на работу АХУ можно заключить, что большее влияние на дестабилизацию работы АХУ комплекса перегрузки аммиака оказывают термогидравлические колебания давлений, чем наличие НКГ, которые, безусловно, ухудшают работу установки, но в меньшей степени. В связи с этим стабилизировать работу АХУ необходимо за счёт снижения амплитуды и частоты колебаний давления в конденсаторе.

Для снижения амплитуды колебаний давлений в конденсаторе предложен новый алгоритм работы вентиляторов воздушного охлаждения — «чётный». Для снижения частоты их включения — новый алгоритм открытия клапана сброса НКГ на факел. При этом сформулированы основные причины изменения рабочих параметров холодильной установки, указывающие на наличие НКГ или на начало термогидравлических колебаний в системе.

Внедрение предложенных алгоритмов работы позволило получить следующие результаты:

Снижена разность давлений между давлением нагнетания газообразного аммиака на входе в конденсатор и давлением жидкого аммиака в ресивере на 30 кПа (0,3 бара).

Стабилизированы колебания давления в ресивере на уровне 0,05 МПа (но не более 0,1 МПа), а также колебания уровня жидкого аммиака в ресивере на уровне 25% (но не более 50%).

Снижены потери аммиака на 260 т/год (с 286 до 26 т/год).

Снижен расход потребляемого газа на 320 т/год (с 352 до 32 т/год), т.е. на 445 000 нм³/год.

Снижена эмиссия CO₂ в окружающую среду на 880 т CO₂/год.

Отсутствуют затраты на покупку нового оборудования. Использовалось существующее в эксплуатации оборудование, КИПиА.

Экономический эффект от внедрения составил 300 000 USD/год.

В ходе выполнения работы были разработаны и предложены мероприятия по вводу в работу конденсаторов E-5 системы удаления инертных и нового алгоритма удаления инертных на факел, а также:

— определено количество аммиака, неизбежно теряемого вместе с инертными газами, сдуваемыми на факел (проектное, действительное, плановое);

— сформулированы признаки определения наличия и концентрации инертных газов в системе холодильной установки.

— сформулированы признаки определения термогидравлических колебаний и зависания жидкого аммиака в системе конденсатор-ресивер, снижающие эффективность работы установки.

— разработано и предложено технологическое решение по снижению потерь аммиака, стабилизации работы системы «конденсатор-ресивер» и холодильной аммиачной установки в целом.

Модернизацию существующей системы удаления инертных предлагалось осуществить в два этапа.

Первый этап заключается в переводе работы конденсатора E-5 с ресивера D-1 на D-2. Это позволит эффективно использовать в работе конденсатор E-5 при 100% открытии продувочного клапана и сократить потери аммиака в 4 раза с 360 до 90 кг/ч при существующем алгоритме продувок. Годовые потери аммиака снизятся от 262 т до 65 т.

Второй этап подразумевает ввод в эксплуатацию системы удаления инертных нового алгоритма работы, который обеспечивает открытие

продувочных клапанов при действительном превышении давления в заданном диапазоне 1,75...2 бар, а не принудительно 2 раза в сутки. Это позволило сократить на 60% количество открытий клапана и в итоге снизить потери аммиака в 10 раз. Годовые потери аммиака снизились до 26 т.

Полностью с решением поставленной задачи, а именно с обеспечением минимальных потерь аммиака (практическое их отсутствие) при минимальном перерасходе энергии справится внешняя компактная абсорбционная система воздухоотделения, которая позволит текущие потери газообразного аммиака возвращать в полном объёме в жидком виде в ресивер D-4.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решена актуальная для холодильной техники научно-прикладная задача совершенствования крупнотоннажной АХУ с воздушным конденсатором, входящей в состав комплекса перегрузки жидкого аммиака на суда-газовозы, путём снижения влияния на характеристики установки термогидравлических колебательных процессов и неконденсирующихся газов, удаляемых из конденсатора и ресивера.

1. Использование атмосферного воздуха для отвода тепла конденсации в крупнотоннажной АХУ предопределяет существенную нестабильность её характеристик, обусловленную непрерывным изменением параметров окружающей среды: температуры и влажности воздуха, направления и скорости ветра, наличия или отсутствия осадков и др. Поскольку на показатели конденсатора АХУ и самой холодильной установки можно воздействовать лишь путём включения/выключения вентиляторов воздушного охлаждения и периодической сдувкой НКГ на факел, необходимо использовать с этой целью разработанные новые эффективные алгоритмы управления вентиляторами и клапанами удаления НКГ в окружающую среду.

2. Для определения характеристик АХУ и её конденсатора в нерасчётных условиях целесообразно использовать разработанную методику, которая обеспечивает удовлетворительное согласование расчётных данных с экспериментальными. В методике учитываются конструктивные особенности конденсатора, параллельно-последовательная коллекторная схема соединения воздушных теплообменников, наличие НКГ в системе, имеющиеся существенные различия в расходах жидкого аммиака после каждого сепаратора установки, а также — газообразного аммиака, который последовательно компримируется в трёх ступенях центробежного компрессора.

3. Слив жидкого аммиака из конденсатора в ресиверы D-4 необходимо производить в конце конденсатора, а не в его начале. Это позволит, во-первых, реализовать прямоточную схему движения аммиака вместо противоточной. При переходе к такой конструкции можно снизить амплитуду

термогидравлических колебаний, возникающих вследствие запираания жидкого аммиака в конечных теплообменниках и коллекторах конденсатора. Во-вторых, будет обеспечиваться равномерное снижение давлений в коллекторе жидкого аммиака от большего к меньшему его значению.

4. Соединение секций конденсатора в АХУ должно быть параллельным, а не последовательно-параллельным, что приводит к скачкообразным потерям напора на переходных участках между секциями конденсатора, например, между теплообменниками 5 и 6 (рис. 2.10).

5. Основное влияние на дестабилизацию характеристик АХУ и её воздушного конденсатора оказывают термогидравлические колебательные процессы в системе «конденсатор — ресивер». Наличие НКГ в системе также ухудшает характеристики установки, но в меньшей степени. В связи с этим для обеспечения стабильности работы АХУ следует снижать амплитуду и частоту колебания давления в воздушном конденсаторе.

6. Для уменьшения амплитуды колебаний давления в конденсаторе необходимо применять новый более экономный алгоритм ввода в работу вентиляторов обдува теплообменников, формирующих поверхность конденсатора. Алгоритм, называемый чётным, характеризуется включением в работу вначале чётных вентиляторов, расположенных вторыми по ходу движения аммиака, а затем — нечётных. Вентиляторы должны включаться в работу симметрично от центра конденсатора. Это позволило снизить колебания давлений конденсации на 0,5 бар.

7. Снижения частоты колебаний давления в конденсаторе осуществлено внедрением нового алгоритма открытия клапана сдувки НКГ на факел, что позволило снизить потери аммиака в 10 раз (на 260 т/год).

8. Для полного исключения потерь аммиака в процессах сдувки НКГ из конденсатора и его ресиверов разработана двухступенчатая система их удаления, в которой конечным элементом является отделитель НКГ абсорбционного типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксёнов П.А. Аппараты воздушного охлаждения нового поколения. Оптимальное сочетание параметров теплообменного блока и вентиляторной установки. Снижение энергопотребления аппарата и удобство его эксплуатации [Текст] // Нефтегаз. — 2003. — №2. — С. 109–111.
2. Андрусенко А.Н., Мнацаканов Г.К. Исследование и моделирование процессов конденсации аммиака в присутствии неконденсируемых примесей внутри горизонтальных труб [Текст] // Холодильная техника и технология. — 2006. — № 6. — С. 19-25.
3. Боришанский В.М. и др. Теплопередача и гидравлические сопротивления при движении двухфазного пароводяного потока в каналах различной формы [Текст]. "Труды ЦКТИ", вып.101. — 1970. — С.132-136.
4. Бадылькес И.С. Рабочие вещества и процессы холодильных машин [Текст]. М.: "Пищевая промышленность". — 1962. — 210 с.
5. Гачилов Т.С. Исследование влияния инея на теплопередачу в оребренных воздухоохладителях [Текст] / Холодильная техника / 1971. — № 16. — С.15-18.
6. Гоголин А.А. Об эффективности ребер при конденсации на них влаги [Текст] / Холодильная техника/ 1961. — № 1. — С.29-32.
7. Кошкин В.К., Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Нестационарный теплообмен [Текст] / М.: Машиностроение. — 1973. — 326 с.
8. Крупников А.В., Ваняшов А.Д., Январев И.А. Анализ эффективности регулирования режимов работы аппаратов воздушного охлаждения газа на компрессорных станциях [Текст] // Химическое и нефтегазовое машиностроение.—2010. —№1. — С. 20–23.
9. Кутателадзе С.С., Боришанский В. Справочник по теплопередаче [Текст] / Л.-М.: Госэниздат. — 1959. — 414 с.
10. Кутателадзе Г.Г. Теплопередача при конденсации и кипении [Текст] / М.-Л.: Машгиз. — 1952. — 231 с.

11. Кобулашвили Ш.Н. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Техника производства искусственного холода [Текст] / М.: Госторгоиздат. — Том 1. — 1960. — 544 с.
12. Михеев М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.-Л.: Государственное энергетическое изд-во. — 1956. — 392 с.
13. Павлов Р.В. Использование воздушной среды для конденсации хладагентов в крупных холодильных машинах [Текст] / Холодильная техника. — 1974. — № 12. — С.13.
14. Исаченко В. П. Теплообмен при конденсации [Текст] / М.: Энергия. — 1977. — 240 с.
15. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ [Текст]: справ. / [С.Н. Богданов и др]. — [4-е изд.]/ — СПб.: СПбГАХПТ. — 1999. — 320 с.
16. Кунтыш В.Б. Интенсификация теплоотдачи шахматных пучков труб периферийной насечкой спиральных ребер [Текст] / Изв. ВУЗов. Энергетика. 1993. — № 5-6. — С. 111-117.
17. Миловидова Л.В. Современное состояние систем воздушного охлаждения в химической промышленности зарубежом [Текст] /Химическая промышленность за рубежом, 1980. — № 12. — С. 35-41.
18. Термодинамика и теплопередача в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности [Текст] / Тр. МИНХ и ГП, Вып. 114. — М.:1975. — 285 с.
19. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. О снижении влияния инертов на характеристики аммиачных холодильных установок[Текст] // Технические газы. — 2014. — № 2. — С. 20–29.
20. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. Анализ систем воздухоотделения аммиачной холодильной установки[Текст] // Технические газы. — 2014. — №3. — С. 18–23.

21. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. Оценка характеристик аммиачной холодильной установки при работе конденсатора в нерасчётных условиях [Текст] // Технические газы. — 2015. — № 2. — С. 25–35.
22. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. Особенности нерасчётных режимов работы воздушного конденсатора крупнотоннажной аммиачной холодильной установки [Текст] // Технические газы. — 2015. — № 4. — С. 12–26.
23. Лавренченко Г.К., Копытин А.В., Тимошевская Л.В. Снижение влияния термогидравлических колебательных явлений на характеристики крупнотоннажной аммиачной холодильной установки с воздушным конденсатором [Текст] // Технические газы. — 2016. — № 1. — С. 16–28.
24. Лавренченко Г.К. Влияние неконденсирующихся газов на работу крупнотоннажной аммиачной холодильной установки [Текст] / Г.К. Лавренченко, А.В. Копытин, Л.В. Тимошевская // Технические газы. — 2016. — №2. — С. 24-33.
25. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст] / Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат. — 1990. — 367 с.
26. Бахмат В.Г., Ерёмин Н.В., Степанов О.А. Аппарат воздушного охлаждения на компрессорных станциях [Текст] / СПб: Недра. — 1994 — 102 с.
27. Степанов О.А., Иванов В.А. Охлаждение газа и масла на компрессорных станциях [Текст] / Л.: Недра. — 1982. — 143 с.
28. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения [Текст]. — М.: Химия. — 1983. — 168 с.
29. Марголин Г.А., Вайсман В.Е. Методика теплового и аэродинамического расчёта аппаратов воздушного охлаждения [Текст]. М.: ВНИИ Неф-темаш. — 1982 — 45 с.
30. Теплообменные аппараты холодильных установок [Текст] / Г.Н. Данилова и др. — Л.: Машиностроение. — 1986. — 245 с.
31. Интенсификация теплообмена [Текст] / Вилемас Ю.В. и др. Вильнюс: МОКСЛАС. — 1988. — 248с.

32. Разработка рекомендаций и техдокументации для повышения эффективности и надёжности АВО на месторождении Медвежье [Текст]: Отчёт о НИР ЦКБН: Подольск. — 1993. — 81 с.

33. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э. Теплоотдача и сопротивление пучков труб с высокими ребрами [Текст] // Литовская академия наук. Энергетика. 1992. — № 1. — С. 67-73.

34. Результаты исследования теплообменных труб с разрезными поперечными ребрами [Текст] / Б.И.Кокорев, В.Г.Вишневский, С.М.Семенов и др. // Теплоэнергетика. — 1978. — №2. — С. 35-37.

35. Бамбушек Е.М., Бухарин Н.Н., Герасимов Е.Д. и др. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин [Текст] / Под общ. ред. И.А. Сакуна. — Л.: Машиностроение. — 1987. — 423 с.

36. Калинин А.Ф., Фомин А.В. Оценка эффективности работы вентиляторов нового поколения для АВО типа 2АВГ-75 [Текст] // Территория нефтегаз. — 2011. — № 2. — С. 18–21.

37. Ванчин А.Г. Методы оценки работы аппаратов воздушного охлаждения газа при разных вариантах включения вентиляторов [Текст] // Нефтегазовое дело. — 2012. — № 5. — С. 279–286.

38. Кошкин Н.Н., Сакун И.А., Бамбушек Е.М. и др. Холодильные машины [Текст] / Под. общ. ред. И.А. Сакуна. — Л.: Машиностроение. — 1985. — 510 с.

39. Герасимов Е.Д. Совершенствование алгоритма расчёта конденсаторов и испарителей холодильных машин [Текст] // Холодильная техника. — 1986. — №8. — С. 35–37.

40. Методика теплового и аэродинамического расчёта аппаратов воздушного охлаждения [Текст]. — М.: ВНИИ Нефтемаш, 1982. — 97 с.

41. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчёт оребренных теплообменников воздушного охлаждения [Текст]. — Спб.: Энергоатомиздат. — 1992. — 280 с.

42. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения [Текст] / М.: Энергоатомиздат. — 1988. — 288 с.

43. Белоусов В. С., Ясников Г. П., Островская А. В. и др. Термодинамика, энергетическая эффективность и экология [Текст] / Екатеринбург: Свердловэнергонадзор: УГТУ—УПИ. — 1999. — 204 с.

44. Ауэрбах А. Л., Бродов Ю. М., Ясников Г. П. Снижение необратимых потерь в теплообменных аппаратах турбоустановок [Текст] // Тяжелое машиностроение. — 2002. — № 2. — С. 41

45. Чернышевский И. К. КПД и эффективность теплообменных аппаратов [Текст] // Энергомашиностроение. — 1964. — № 8. — С.24—26.

46. Разработка, исследование и комплексное обоснование оптимальных решений совершенствования энергетических теплообменных аппаратов [Текст] / Бродов Ю. М., Рябчиков А. Ю., Аронсон К. Э. и др. / Теплообмен / Минск: ИТМО АНБ. — 2000. — Т.10. — С. 132—141.

47. Чумак И.Г., Коханский А.И. Занько О.Н. Математическая модель холодильной установки с непосредственным испарением. Исследование работы судовых холодильных установок [Текст] / Вып.3. Калининградское книжное изд-во. — 1974. — С.32-37.

48. Чуклин С.Г., Никульшина Д.Г., Чумак И.Г. Примеры расчетов холодильных установок [Текст] / Пищевая промышленность. — 1964. — 381 с.

49. Чуклин С.Г., Мартыновский В.С., Мельцер З.И. Холодильные установки [Текст]. М.: Торгиздат. — 1961. — 472 с.

50. Чумак И.Г., Осипович Ю.М. Термогидравлические процессы в горизонтальных трубах длинношланговых батарей при верхней подаче аммиака [Текст]./ В кн: Холодильная техника и технология. Вып. II /Техника. — 1971. — С.44-50.

51. Чумак И.Г., Коханский А.И. Методика определения коэффициентов тепло- и массообмена теплообменных аппаратов [Текст] / Холодильная техника. — 1973. — № 3. — С.31-34.

52. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы / Л.В. Галимова. — Астрахань: Изд-во АГТУ. — 1997. — 226 с.

53. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин [Текст] / [Е.М. Бамбушек и др.]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд. — 1987. — 423 с.
54. Коханський А.І. Перспективи застосування на морських судах абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) [Текст] / А.І. Коханський, Г.М. Редунов, О.С. Тітлов // Наукові праці ОНАХТ. — 2009. — Вип. 35. — Т. 1. — С. 132-136.
55. Моделирование и эксергетический анализ одноступенчатой аммиачной экспериментальной холодильной машины [Текст] / [Л.В. Галимова, А.А. Камнев и др.] // Вестник АГТУ. — 2008. — № 2. — С. 114-121.
56. ASHRAE Handbook / Refrigeration. — 2006. — 565 P.
57. ASHRAE Handbook / HVAC Applications. — 2007. — 998 P.
58. ASHRAE Handbook / HVAC Systems and Equipment. — 2008. — 328 P.
59. ASHRAE Handbook / Fundamentals. — 2009. — 980 P.
60. G. M. Franklin and W. B. Munn, Problems with heat exchangers in low temperature environments [Текст] / Chem. Eng. Prog. 1974. — Vol. 70. — No. 7.
61. Sathyabhama A. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system [Text] / A. Sathyabhama, T.P. Ashok Babu // Thermal science. — 2008. — Vol. 12. — № 3. — P. 45-53.
62. G.M. Franklin, W.B. Munn. Air cooled heat exchangers [Text] // Oil and Gas Journal, 1974. V.72. — № 25. — P.140-142.
63. Jun-De Li, Mohammad Saraireh, Graham Thorpe. Condensation of vapor in the presence of non-condensable gas in condensers [Text] // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2011. — Vol. 54. — № 17-18. — P. 4078–4089.
64. Xue-Hu Ma, Xing-Dong Zhou, Zhong Lan, Yi-Ming LI, Yu Zhang. Condensation heat transfer enhancement in the presence of non-condensable gas using the interfacial effect of dropwise condensation [Text] // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2008. — Vol. 51. — № 7-8. — P. 1728–1737.
65. Gianfranco Caruso, Damiano Vitale Di Maio, Antonio Naviglio. Condensation heat transfer coefficient with noncondensable gases inside near horizontal tubes [Text] // Desalination. — 2013. — Vol. 309. — P. 247–253.

66. Seungmin Oh, Shripad T. Revankar Experimental and theoretical investigation of film condensation with noncondensable gas [Text] // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2006. — Vol. 49. — № 15-16. — P. 2523–2534.

67. Ilpo K. Huhtiniemi, Michael L. Corradini. Condensation in the presence of noncondensable gases [Text] // Nuclear Engineering and Design. — 1993. — Vol. 141. — № 3. — P. 429–446.

68. Kim D.S. Air-cooled solar absorption air conditioning [Text] / [D.S. Kim, C.A. Ferreira]// Final report. Novem contract BSE – NEO 0268-02-03-0008.Delftuniversity of technology. — 2005. — 230 p.

69. F.L. Rubin. Winterising air cooled heat exchangers [Text]// Jornal Hydrocarbon Processing. — 1980. — V. 59. — № 10. — P.147-149.

70. Reindl D. T., Denkmann J. L. Automatic purgers in refrigeration systems [Text] // ASHRAE Journal. — 2001. — Vol. 43. — No. 8. — P. 30–36.

71. M. M. Awad, H. M. Mostafa, G. I. Sultan et al. Performance Enhancement of Air-cooled Condensers [Text] // Acta Polytechnica Hungarica. — 2007. — Vol. 4. — No. 2. — P. 125–142.

72. Rathod Pravin Pa, Ravi Kumarb, Akhilesh Guptac, Ramani B. Md. Experimental investigation for the condensation heat transfer of r-245fa over horizontal plain tube [Text] // International Journal of Advanced Engineering Technology. — 2011. — Vol. 2. — No. 2. — P. 245–249.

73. Ali Kiliçarslan, ve İrfan Kurtbaş. Comparison of superheating effect of water as a refrigerant with the other refrigerants [Text] // J. off Therrmall Science and Technollogy. — 2011. — Vol. 31. — P. 33–40.

74. Yenco J. Purging non condensable gases// Heating, Piping and Air Conditioning [Text]. — 1989. — Vol. 61. — No. 2. — P. 75–79.

75. He J., Lin G., Bai L. et al. Effect of non-condensable gas on startup of a loop thermosiphon [Text] // Intern. Journal of Thermal Sciences. — 2013. — Vol. 72. — P. 184–194.

76. Love R. J., Cleland D. J., Merts I., Eaton B. What is the optimum compressor discharge pressure set point for condensers? [Text] // EcoLibrium. — 2005. — P. 24–29.

77. Cong-gui X. Heat Transfer Technology Research Development in Horizontal Ammonia Condenser [Text] // Petro-Chemical Equipment. — 2013. — Vol. — №1. — P. 011–021.

78. Kim Y., Kang B. H. Numerical Analysis of an Aircooled Ammonia Condenser with Plate Fins [Text] // Intern. Journal Of Air-Conditioning and Refrigeration. — 1998. — Vol. 6. — P. 104–112.

79. Kuntysh V. B., Sukhotskii A. B., Samorodov A. V. Engineering Method for Thermal Analysis of an Air Cooler in a Regime of Free–Convective Heat Exchange [Text] // Chemical and Petroleum Engineering. — 2014. — Vol. 49. — No. 11–12. — P. 773–779.

80. Philpott C., Deans J. The enhancement of steam condensation heat transfer in a horizontal shell and tube condenser by addition of ammonia [Text] // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. — 2004. — Vol. 47. — No. 17. — P. 3683–3693.

81. Hahne E., Zhu O. Natural convection heat transfer on finned tubes in air [Text] // Intern. J. Heat and Mass Transfer. — 1994. — Vol. 37. — P. 59–63.

82. David A. Yashar, Hong Hyun Cho. Air-side velocity distribution in finned-tube heat exchangers [Text] / NISTIR 7474. — 2007. — P. 32–46

83. Kayansayan N. Thermal characteristic of fin-and-tube heat exchanger cooled by natural convection [Text] // Exp. Therm. and Fluid Sci. — 1993. — Vol. 7. — №3. — P. 177–188.

84. Chiriac F., Ilie A., Dumitrescu R. Ammonia condensation heat transfer in air-cooled mesochannel heat exchangers [Text] // International Mechanical Engineering Congress and Exposition / ASME — 2003. — №8. — P. 109–117.

85. Martin C. S. Condensation-induced water hammer in a horizontal pipe [Text] // Kerntechnik. — 2012. — V. 77. — No. 2. — P. 94–100.

86. G.M. Franklin, W.B. Munn. Air cooled heat exchangers [Text] // Oil and Gas Journal. — 1974. — V. 72. — № 25. — P. 140–142.

87. Heppner, J.D., Walther, D.C. and Pisano, A.P. The design of Arctic: a rotary compressor thermally insulated micro-cooler [Text]. / Sensors and Actuators A. — 2007. — Vol. 134. — pp. 47-56.

88. Manoj Kumar Chourasia, Tridib Kumar Goswami. Efficient design, operation, maintenance and management of cold storage [Text] // E Journal of Biological Sciences. — 2009. — V.1. — № 1. — P.70-93.

89. Refrigeration systems and applications [Text] / Ibrahim Dincer, Mehmet Kanoglu // Second Edition. — 2010. — 484 P.

УКРАИНА

ПУБЛИЧНОЕ
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ОДЕССКИЙ
ПРИПОРТОВЫЙ ЗАВОД»

А/я № 304, Главпочтамт, г. Одесса, 65001
Телефон: справочная завода: 758-60-09
приемная: 758-60-58

Факс: 758-60-08

Т/с № 26005300136269 в Филиале -
Одесское областное управление АО

„Ошадбанк“, МФО 328845

Код ЄДРПОУ №00206539

E-mail: office@opz.odessa.ua



УКРАЇНА

ПУБЛІЧНЕ
АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«ОДЕСЬКИЙ
ПРИПОРТОВИЙ ЗАВОД»

А/с № 304, Головопоштамт, м. Одеса, 65001
Телефон: довідка заводу: 758-60-09
приймальня: 758-60-58

Факс: 758-60-08

П/р № 26005300136269 в Філії -
Одеське обласне управління АТ

„Ошадбанк“, МФО 328845

Код ЄДРПОУ №00206539

E-mail: office@opz.odessa.ua

№ 3329 от 29.08.16

На № _____ от _____

Председателю специализированного
учёного совета Д41.088.03 в ОНАПТ,
д.т.н., профессору Б.В. Косому
ул. Дворянская, 1/3,
г. Одесса, Украина

Глубокоуважаемый Борис Владимирович!

· ПАО «Одесский припортовый завод» является одним из крупнейших производителей высоколиквидной химической продукции (карбамид, аммиак). В состав завода входит комплекс перегрузки жидкого аммиака на суда-газовозы, оснащённый крупнотоннажной аммиачной холодильной установкой с воздушным конденсатором.

Специалистами завода постоянно ведутся поисковые НИР и ОКР с целью совершенствования работы холодильной установки комплекса перегрузки аммиака, а именно — уменьшению удельных затрат энергии и потерь аммиака из-за его сброса на факел вместе с неконденсирующимися газами. Решение этих задач особенно актуально в настоящее время, когда наблюдается рост стоимости природного газа, который является основным источником сырья.

Всё это обуславливает повышенный интерес к диссертационной работе Л.В. Тимошевой «Улучшение показателей крупнотоннажной аммиачной холодильной установки с воздушным конденсатором комплекса перегрузки аммиака».

Сообщаю Вам, что Л.В. Тимошева передала нам разработанные новые алгоритмы автоматического управления вентиляторами воздушного охлаждения конденсатора Е-1 и клапанами сдвиги неконденсирующихся газов (НКГ) на факел, а также рекомендации по совершенствованию находящейся в эксплуатации системы удаления НКГ на факел. Внедрение совместно со специалистами завода новых алгоритмов работы вентиляторов воздушного охлаждения и клапанов сдвиги НКГ, позволило получить значительный экономический эффект, заключающийся в снижении потерь аммиака на 260 т/год и расхода природного газа на 0,45 млн. м³/год в 2014 г.

В настоящее время нами изучается вопрос об использовании предоставленных материалов по созданию двухступенчатой системы очистки неконденсирующихся газов от аммиака, позволяющей полностью снизить потери аммиака за счёт применения нового отделителя абсорбционного типа.

К преимуществам разработанных алгоритмов автоматического управления вентиляторами воздушного охлаждения конденсатора и клапанами сдвиги НКГ на факел следует отнести и то, что они не требуют модернизации оборудования, а вносят изменения только в управление КИПиА. Кроме этого внедрение указанных разработок позволило снизить разность давлений между давлением нагнетания газообразного аммиака на входе в конденсатор и давлением жидкого аммиака в ресивере на 30 кПа, стабилизировать колебания давления в ресивере на уровне 0,05 МПа.

И.о. главного инженера

Л.В. Лисовский