

На правах рукописи

РУЛЕВ АЛЕКСАНДР ВЛАДИМИРОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА, РЕЖИМОВ
И КОНСТРУКЦИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ИСПАРИТЕЛЕЙ
СЖИЖЕННЫХ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ГАЗОВ НА ОСНОВЕ
МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЫСОКОИНТЕНСИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА**

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Саратов 2014

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
Усачев Александр Прокофьевич

Официальные оппоненты: Конахина Ирина Александровна,
доктор технических наук, профессор,
ФГАОУ ВПО «Казанский (приволжский) федеральный университет», заместитель директора центра обучения в сфере энергоэффективности

Парамонов Александр Михайлович,
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет», профессор кафедры «Теплоэнергетика»

Шитов Виктор Васильевич,
доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный университет инженерных технологий», заведующий кафедрой «Промышленная энергетика»

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной технический университет», кафедра «Промышленная энергетика».

Защита состоится «30» июня 2014 г. в 10.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.242.07 при Саратовском государственном техническом университете имени Гагарина Ю.А. по адресу: 410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77, корпус 1, аудитория 414.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. по адресу: 410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77 и на сайте www.sstu.ru.

Автореферат разослан «___» апреля 2014 года

Ученый секретарь
диссертационного совета

Ларин Евгений Александрович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время в мировой практике газоэнергоснабжения промышленных объектов (ПО), которые удалены от основных источников энергоснабжения, все более широко используются децентрализованные системы газоэнергоснабжения потребителей, снабжаемых пропан-бутановыми смесями (ПБС) сжиженного углеводородного газа (СУГ) от резервуарных установок.

Среди промышленных объектов, удаленных от основных пунктов энергоснабжения, значительное развитие получают предприятия с энергопотреблением до 67000 МВт·ч/год, выпускающие промышленную продукцию, изготавливающие строительные материалы и конструкции, мини-цеха модульного типа, перерабатывающие сельскохозяйственную продукцию, производящие сушку древесины, зерно- и животноводческие фермерские хозяйства, предприятия химической промышленности, а также промышленные потребители, использующие СУГ в качестве резервного топлива.

При использовании ПБС СУГ с высоким содержанием бутановых фракций в системах резервуарного газоснабжения он подвергается искусственному испарению в электрических промышленных трубных испарителях (ПТИ) с жидкой промежуточной теплопередающей средой (ПТС) в условиях ее естественной конвекции. Вместе с тем за счет природного тепла окружающего грунта даже СУГ, в котором преобладают бутановые фракции, может быть частично испарен в грунтовых теплообменниках, но в настоящее время теплота грунтового массива для нужд регазификации сжиженного углеводородного газа с высокой концентрацией бутановых фракций никак не используется.

Промышленные трубные испарители устанавливаются в шкафах и эксплуатируются непосредственно на наружном воздухе с температурой до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, при этом в качестве жидкой ПТС используют специальные антифризы, необходимость применения которых предусмотрена правилами безопасности. В существующих ПТИ с ПТС регазификация СУГ протекает в условиях, характеризующихся низкой интенсивностью теплообмена от нагревательных элементов через жидкую промежуточную среду к испарительному устройству с величиной коэффициента теплопередачи в размере 300-350 Вт/м²К. Антифризы, используемые в качестве промежуточных сред, требуют ежегодной замены в течение всего срока службы. В настоящее время отсутствуют конструкции высокоинтенсивных испарителей СУГ, достоверные методы их расчета и режимы регазификации, обеспечивающие максимальную интенсивность теплообмена и энергоэффективность. Не решены вопросы оптимального развития высокоинтенсивных систем промышленной регазификации сжиженных пропан - бутановых смесей в близлежащей перспективе, экономического обоснования границ применения всех типов испарителей в зависимости от энергопотребления предприятий до 67000 МВт·ч/год в условиях временной динамики их развития и неопределенности конвертирования ценовых факторов, не проведена оптимизация их структуры и параметров.

Цель работы: оптимальное развитие высокоинтенсивных систем промышленной регазификации сжиженных ПБС в близлежащей перспективе, которое выражается в обосновании способа высокоинтенсивного проточного испарения, разработке методических положений теплового расчета

трубных испарителей всех типов, в создании конструкций с максимально возможной интенсивностью внутреннего и внешнего теплообмена и формул для ее определения, в экономическом обосновании границ применения конкурирующих вариантов ПТИ в зависимости от энергопотребления предприятий в условиях временной динамики их развития и неопределенности конвертирования ценовых факторов, оптимизации их структуры и параметров, в освоении производства и внедрении ПТИ.

Задачи исследования: 1. Доказать возможность взаимного перехода режимов проточного испарения, происходящих при постоянной и переменной температурах кипения пропан-бутановой смеси и обосновать условия, необходимые для реализации режима испарения с максимальной интенсивностью.

2. Создать методологическую основу для разработки прикладных методик теплового расчета промышленных трубных испарителей СУГ с учетом последовательного изменения степени сухости, температуры кипения и коэффициента теплопередачи пропан-бутановой смеси при различных режимах течения.

3. Обосновать принципы и предложить методические положения по достижению максимально возможного значения коэффициента теплоотдачи в условиях ограничения колебаний давления насыщенной парожидкостной ПБС.

4. Выявить и математически описать влияние режима течения и разности концентраций пропана в паровой и жидкой фазах ПБС на величину коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности ПТИ.

5. Обосновать и апробировать оптимальные условия размещения трубчатых электронагревателей (ТЭН) и испарительного трубного змеевика (ИТЗ) в твердотельной теплопередающей среде с высокой теплопроводностью, необходимые для повышения интенсивности внешнего теплообмена и сокращения массогабаритных характеристик промышленных испарителей.

6. Оценить и математически описать влияние основных геометрических факторов на величину сопротивления теплопередаче между группой трубчатых электронагревателей и испарительным змеевиком в монолитном алюминиевом массиве цилиндрической формы.

7. Разработать математическую модель для обоснования границ зон применимости конкурирующих вариантов промышленных испарителей СУГ в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов.

8. Разработать алгоритм оптимизации независимых геометрических параметров промышленных испарителей СУГ при размещении трубчатых нагревателей в центральной части цилиндрического алюминиевого массива.

9. Доказать принцип и предложить математическое описание энергоэффективного способа комбинированной проточной регазификации пропан-бутановой смеси с низким содержанием пропана путем испарения части жидкой фазы в грунтовом теплообменнике.

Методы исследования и достоверность результатов: электротепловое моделирование процесса теплообмена между ТЭН и ИТЗ, заправленными в алюминиевый массив; системный подход при разработке модели обоснования и оптимизации ПТИ СУГ; численный метод при определении длины испарителя, основанный на методе конечных разностей, математико-статистические методы при обработке экспериментальных данных, градиентный метод поиска экстремума при обосновании оптимальных значений управляющих параметров, натуральный физический эксперимент.

Результаты экспериментов на опытно-промышленном образце промышленного регазификатора СУГ подтверждают адекватность разработанных моделей и хорошую сходимость результатов.

Научная новизна: 1. Доказано существование точки перехода режима проточного испарения при постоянной температуре, равной температуре конца кипения пропан-бутановой смеси, в режим проточного испарения, протекающего в интервале температур от начала до конца кипения ПБС, имеющей место при увеличении критерия Фруда парожидкостного потока СУГ сверх значения $Fr > 5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$ и наоборот.

2. Установлены границы перехода от режима с четким разделением паровой и жидкой фаз к волновому, пленочному, а затем и к дисперсному режимам течения в трубном испарительном устройстве; выявлены значения степени сухости, температуры кипения и коэффициента теплоотдачи парожидкостной пропан-бутановой смеси для каждого из рассмотренных режимов течения. На этой основе разработаны основные положения теплового расчета промышленных трубных испарителей, учитывающие в явном виде последовательное изменение степени сухости, температуры кипения и коэффициента теплоотдачи пропан-бутановой смеси для каждого из исследуемых режимов течения.

3. Оценено влияние режима течения и разности концентраций пропана в паровой и жидкой фазах пропан-бутановой смеси на величину коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности трубного испарительного устройства. Получены уравнения, количественно определяющие коэффициенты теплоотдачи от внутренней поверхности трубного змеевика к кипящей парожидкостной пропан-бутановой смеси, учитывающие влияние изменения разности концентраций пропана в паровой и жидкой фазах смеси при каждом исследованном режиме течения.

4. Обоснованы принципы достижения максимально возможного значения коэффициента теплоотдачи в условиях ограничения колебаний давления насыщенной парожидкостной пропан-бутановой смеси, основанные на использовании двухступенчатого испарительного трубопровода. Получено уравнение для определения длины трубного змеевика, после которой необходимо увеличивать диаметр испарительного двухступенчатого трубопровода с целью достижения максимально возможного значения коэффициента теплоотдачи в условиях ограничения колебаний давления.

5. Обоснована возможность повышения интенсивности внешнего теплообмена в промышленном испарителе на основе размещения трубчатых электронагревателей и испарительного трубного змеевика в твердотельной теплопередающей среде из материала с высокой теплопроводностью, например алюминия, при условии расположения теплообменных поверхностей на минимально допустимых расстояниях, определенных из условия обеспечения однородности металлической заливки в зонах контакта с поверхностями теплообменных труб после завершения процесса кристаллизации.

6. На основе метода электротепловой аналогии установлено и математически описано существенное влияние основных геометрических факторов на величину сопротивления теплопередаче между группой трубчатых электронагревателей и испарительным змеевиком внутри монолитного массива цилиндрической формы из алюминия.

7. Разработана математическая модель обоснования рациональных границ и условий применимости конкурирующих вариантов промышленных испарителей СУГ, позволяющая приводить все конкурирующие варианты к единообразной структуре, учитывать динамику их развития и иерархию функционирования в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов.

8. Доказано противоположно направленное влияние всех независимых геометрических параметров цилиндрического массива из алюминия с расположенными внутри него трубчатыми нагревателями и испарительным змеевиком, на капитальные вложения в твердотельную среду с одной стороны и испарительное трубное устройство с другой. На этой основе разработан алгоритм оптимизации геометрических параметров промышленных испарителей СУГ для случая размещения трубчатых нагревателей в центральной части цилиндрического алюминиевого массива, учитывающий влияние всех независимых геометрических параметров.

9. Доказан принцип и предложено математическое описание комбинированной проточной регазификации пропан-бутановой смеси с низким содержанием пропана, базирующиеся на испарении части жидкой фазы за счет природной теплоты в грунтовом трубном теплообменнике до промежуточной степени сухости, при которой температура смеси пропан-бутан повышается до значения, равного минимальной температуре грунта на отметке заложения грунтового теплообменника, а оставшаяся часть жидкой фазы испаряется в проточном испарителе с искусственным подводом теплоты.

Положения, выносимые на защиту:

1. Доказательство существования точки перехода режима проточного испарения, происходящего при постоянной конечной температуре кипения пропан-бутановой смеси, в режим проточного испарения, протекающий в интервале температур кипения, при увеличении критерия Фруда парожидкостного потока до величины $Fr > 5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$ и наоборот.

2. Методические положения по тепловому расчету промышленного трубного испарителя ПБС, учитывающие в явном виде последовательное изменение степени сухости, температуры кипения и коэффициента теплопередачи пропан-бутановой смеси для каждого из исследуемых режимов течения.

3. Метод достижения максимального значения коэффициента теплоотдачи при испарении СУГ в трубном испарительном змеевике в условиях ограничения колебания давления насыщенной парожидкостной пропан-бутановой смеси и уравнение для определения длины начального участка трубного змеевика, после которого необходимо увеличение диаметра испарительного трубопровода второй ступени.

4. Обоснование и математическое описание влияния режима течения и разности концентраций пропана в паровой и жидкой фазах пропан-бутановой смеси на величину коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности трубного испарительного устройства.

5. Обоснование условий реализации и результаты апробации повышения интенсивности внешнего теплообмена в промышленном испарителе на основе размещения ТЭН и ИТЗ в твердотельной теплопередающей среде из алюминия на минимально допустимых расстояниях из условия обеспечения однородности металлической заливки в зонах теплового контакта.

6. Доказательство и математическое описание существенного влияния ос-

новых геометрических факторов на величину сопротивления теплопередаче между группой трубчатых электронагревателей и испарительным змеевиком внутри монолитного массива цилиндрической формы из алюминия на основе электротеплового моделирования.

7. Математическая модель обоснования границ применения конкурирующих вариантов промышленных испарителей СУГ в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов.

8. Алгоритм оптимизации независимых геометрических параметров промышленных испарителей СУГ для случая размещения трубчатых нагревателей в центральной части цилиндрического алюминиевого массива.

9. Доказательство принципа и математическое описание комбинированной проточной регазификации ПБС с низким содержанием пропана, заключающейся в испарении части жидкой фазы в грунтовом трубном теплообменнике до значения промежуточной степени сухости, при которой температура смеси пропан-бутан повышается до значения, равного минимальной температуре грунта на отметке заложения грунтового теплообменника.

10. Результаты экспериментальной проверки достоверности предложенных теоретических зависимостей, внедрения электрического промышленного испарителя СУГ, новой нормативной технической документации.

Практическая ценность и реализация работы:

1. Проведение режима проточного испарения при значениях критерия Фруда парожидкостного потока, больших, чем $5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$, позволяет обеспечить более низкое значение средней температуры кипения пропан-бутановой смеси и, как следствие, увеличить значение температурного напора в системе «теплоноситель – кипящая смесь пропан-бутана», обеспечить сокращение теплообменной поверхности и металлозатрат в промышленный испаритель на 15-18% по сравнению с режимом проточного испарения, осуществляемого при значениях критерия Фруда парожидкостного потока, меньших, чем $5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$.

2. Методические положения по тепловому расчету промышленного трубного испарителя пропан-бутановой смеси СУГ реализованы в стандарте СТО 03321549-026-2013 «Методика теплового расчета промышленных трубных испарителей СУГ с теплоинтенсивной промежуточной средой на основе алюминия». Количественная оценка, проведенная согласно методическим положениям, показала, что предложенная конструкция ПТИ с двухступенчатыми ИТЗ, с твердотельной промежуточной средой обеспечивает экономию поверхности испарения в 2,5 раза по сравнению с испарением СУГ в существующих ПТИ с одноступенчатыми ИТЗ с жидкой промежуточной средой.

3. Предложенный комплекс принципиальных подходов по повышению интенсивности теплообмена, надежности и безопасности ПТИ СУГ с ПТС, защищенный патентами на полезные модели № RU 59773 U1, № RU 55087 U1, № RU 63486 U1, № RU 74445 U1, использовался при разработке СП 62.13330.2011, ГОСТ Р 54982-2012 и комплекта технической документации на испаритель электрический с твердотельной теплопередающей средой из алюминия марки ИЭПТ-04 для ООО «Наутех» и Ассоциации производителей газового оборудования, Саратов, 2012-2013 гг. Комплекс принципиальных подходов прошел апробацию при разработке ПТИ и реализован в рамках программы «Старт 2008» согласно государственному контракту № 5733 P/8284.

4. Обоснованный принцип применения заплавленных в алюминий ТЭН высокой удельной мощности, функционирующих в режиме малой продолжительности периодов нагрева и охлаждения с непрерывным контролем номинальных температурных условий их эксплуатации позволяет уменьшить количество электронагревателей более чем в два раза, компактно разместить их в центральной части массива и не формировать там цилиндрическую полость.

5. Математическая модель обоснования границ зон применения конкурирующих вариантов ПТИ СУГ, с помощью которой можно приводить все варианты к единообразной структуре и учитывать динамику их развития в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов, использовалась при разработке СТО 03321549-025-2013 «Обоснование и оптимизация промышленных трубных испарителей пропан-бутановых смесей с промежуточной теплопередающей средой».

6. Модернизация алгоритма оптимизации геометрических параметров промышленных испарителей СУГ для случая размещения ТЭН в центральной части алюминиевого массива без полости позволила на 65% уменьшить толщины торцевых теплообменных слоев сверху и снизу от змеевика.

7. Разработанные рекомендации по экономии электрической энергии на нужды регазификации СУГ с низким содержанием пропана за счет испарения жидкой фазы в грунтовом теплообменнике до промежуточной степени сухости, реализованные в СТО 03321549-026-2013, обеспечивают среднегодовую экономию электрической энергии на регазификацию СУГ в размере 33,7 %.

8. Защищаемые научно-технические решения на практике применяются при чтении курсов «Энергосбережение в системах газоснабжения» для студентов и «Городские, поселковые и внутридомовые системы газоснабжения» для магистрантов в СГТУ имени Гагарина Ю.А.

Апробация работы. Основные научные и прикладные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на 33 международных, всероссийских и региональных конференциях, симпозиумах и семинарах в период с 2004 по 2013 гг., среди которых: Международные научно-практические конференции «Энергоэффективность. Проблемы и решения» в рамках VIII, IX, X, XI, XII Российских энергетических форумов (Уфа, 2008-2012); Международная научно-практическая конференция «Социально-экономические проблемы жилищного строительства» (Саратов, 2009); Научно-практические конференции в рамках XVII-XXII международных специализированных выставок «Газ. Нефть. Технологии» (Уфа, 2009-2012); II Международная научно-практическая конференция «Энергосбережение, электромагнитная совместимость и качество в электрических системах» (Пенза, 2011); II Международная научно-практическая конференция «Наука и просвещение» (Киев, 2011); Всероссийский конкурс научно-исследовательских работ «ЭВРИКА 2011» (Новочеркасск, 2011); XV Всероссийский конкурс «Молодые. Дерзкие. Перспективные» (Санкт-Петербург, 2012); V Международная научно-практическая конференция «Энергетика и энергоэффективные технологии» (Липецк, 2012); научно-технические советы ОАО «Гипронефтегаз» (Саратов, 2004, 2008, 2009, 2011, 2012); ежегодные научно-технические конференции СГТУ (Саратов, 2004-2012).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 43 печатных работах, в том числе 17 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 5 патентах, 2 нормативных документах.

Личный вклад автора заключается в разработке методических положений по тепловому расчету промышленного трубного испарителя пропан-бутановой смеси, обосновании принципов новых технических решений промышленных трубных испарителей с твердотельной теплопередающей средой из алюминия, участии в проведении натуральных экспериментов и обработке опытных данных, обобщении полученных результатов, исследовании внешней и внутренней интенсивности теплообмена в испарителе, в обосновании и оптимизации структуры и параметров предлагаемой конструкции испарителя, в доказательстве принципа проточной комбинированной регазификации пропан-бутановой смеси с низким содержанием пропана, в разработке нормативных документов, технической документации, внедрении результатов исследований.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа включает введение, шесть глав, основные выводы, список использованной литературы, включающий 219 наименований. Содержит 328 страниц машинописного текста, 33 рисунка, 18 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность диссертационной тематики, сформулированы цель и задачи исследований, методы их решения, научная новизна, практическая значимость и положения, выносимые на защиту.

В первой главе приводятся анализ существующего положения и выбор направлений исследований по проблеме повышения интенсивности внешнего и внутреннего теплообмена промышленных испарителей сжиженных пропан-бутановых смесей с промежуточной теплопередающей средой, экономического обоснования границ применения всех типов испарителей в зависимости от энергопотребления предприятий, оптимизации их структуры и параметров, путем совершенствования их методов расчета, режимов работы и конструкций.

Отдельные аспекты этой важной проблемы освещаются в работах Курицына Б.Н., Клименко А.П., Усачева, А.П., Шурайца А.Л., Рубинштейна С.В., Никитина Н.И., Ионина А.А., Богданова В.П., Стаскевича Н.Л., Преображенского, А.Л., Крылова Е.В., Рябцева Н.И., Феоктистова А.А., Фролова А.Ю. Большой вклад в совершенствование методов расчета огневых подогревателей природного газа внесли В.М. Седелкин и О.Ю. Кулешов.

Следует отметить, однако, что имеющиеся решения авторов не ставили своей целью комплексное повышение интенсивности наружного и внутреннего теплообмена до максимально возможной величины, разработку математических моделей теплового расчета, достоверно описывающих процессы тепло-массообмена в созданных высокоинтенсивных испарителях СУГ, обоснования границ применения всех типов испарителей в зависимости от энергопотребления предприятий, а также оптимизации их структуры и параметров.

Изучение и анализ причин низкого уровня интенсивности теплообмена и энергоэффективности существующих промышленных испарителей в условиях

отсутствия разграничения испарителей по энергопотреблению, оптимизации их структуры и параметров, позволили сделать выбор направлений дальнейших научных исследований.

Вторая глава посвящена доказательству существования точки перехода для режимов проточного испарения с обоснованием на этой основе наиболее теплоинтенсивного процесса регазификации, созданию методических положений по тепловому расчету промышленного трубного испарителя пропан-бутановой смеси СУГ, учитывающих в явном виде последовательное изменение степени сухости, температуры кипения и коэффициента теплопередачи пропан-бутановой смеси для режима течения с разделом жидкой и паровой фаз, а также волнового, пленочного и дисперсного режимов течения, разработке уравнений, позволяющих определять коэффициенты теплоотдачи к кипящей смеси СУГ для каждого из исследуемых режимов, описанию метода достижения максимального значения коэффициента теплоотдачи в условиях ограничения колебаний давления в трубном испарительном змеевике.

В результате лабораторных и натуральных исследований выявлено, что процесс испарения ПБС в проточной системе имеет два режима. Первый режим протекает при постоянной температуре, а второй режим – при переменной температуре кипения пропан-бутановой смеси.

Выявлено, что первый режим испарения наблюдается при малых скоростях паровой фазы на выходе из проточного испарителя ω , м/с, и/или больших значениях внутреннего диаметра испарительного канала d , м. Для указанного режима характерна четкая граница раздела паровой и жидкой фаз при изменении степени сухости от нуля до единицы.

При первом режиме испарения СУГ (рис. 1а), поступающая в испаритель жидкая фаза состава $\Psi_1^{\text{ж}}$ с температурой $t_{\text{г.н}}^{\text{п.п}}$, растворяется в массе жидкости состава $\Psi_2^{\text{ж}}$, находящейся в равновесии с парами состава $\Psi_3^{\text{п}}$. Этот процесс протекает по линии 1-2, когда поступающая жидкость нагревается от температуры $t_{\text{г.н}}^{\text{п.п}}$ до температуры $t_{\text{г.к}}^{\text{п.п}}$ при постоянном давлении $P = \text{const}$ в испарителе.

Образовавшаяся в результате подвода теплоты паровая фаза состава $\Psi_3^{\text{п}}$, в виде отдельных пузырьков всплывает в объеме находящейся с ней в равновесии жидкой фазе состава $\Psi_2^{\text{ж}}$, собирается в паровом пространстве, отводится оттуда потребителю. Испарение жидкой фазы протекает по горизонтальной линии 2-3.

Температура кипения имеет постоянное значение, равное $t_{\text{г.к}}^{\text{п.п}}$ и определяемое согласно объединенному закону Дальтона – Рауля и корреляции Антуана:

$$\Psi_3^{\text{п}} = (P_{\text{см}} - 10 \frac{A_{\text{б}} - B_{\text{б}}}{C_{\text{б}} + t_{\text{г.к}}^{\text{п.п}}} - 10 \frac{A_{\text{пр}} - B_{\text{пр}}}{C_{\text{пр}} + t_{\text{г.к}}^{\text{п.п}}}) / (10 \frac{A_{\text{пр}} - B_{\text{пр}}}{C_{\text{пр}} + t_{\text{г.к}}^{\text{п.п}}} - 10 \frac{A_{\text{б}} - B_{\text{б}}}{C_{\text{б}} + t_{\text{г.к}}^{\text{п.п}}}) P_{\text{см}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{см}}$ – давление ПБС СУГ в испарителе, Па; $A_{\text{б}}$, $B_{\text{б}}$, $C_{\text{б}}$, $A_{\text{пр}}$, $B_{\text{пр}}$, $C_{\text{пр}}$ – средне-взвешенные коэффициенты для бутана и пропана в определенном температурном диапазоне.

Второй режим испарения наблюдается при более высоких скоростях па-

ровой фазы на выходе проточного испарителя ω и/или меньших значениях внутреннего диаметра испарительного канала d и характеризуется непрерывно изменяющейся границей раздела паровой и жидкой фаз при изменении степени сухости от нуля до единицы.

Процесс испарения СУГ в этом случае (рис. 1б) происходит при неизменном составе парожидкостной пропан-бутановой смеси на всех участках ее течения в испарительном канале. В связи с этим процесс испарения смеси пропан-бутан при постоянном давлении $P = \text{const}$ изображается на диаграмме «температура – состав» вертикальным отрезком 1-3 (рис. 1б).

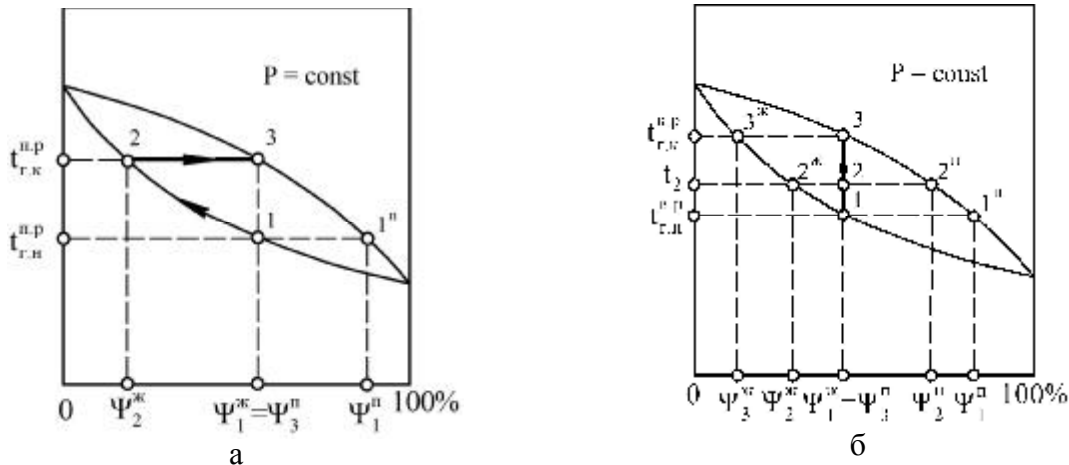


Рис. 1. Режимы проточного испарения пропан-бутановых смесей СУГ и соответствующие им температурные условия кипения: а – первый режим испарения СУГ при постоянной температуре; б – второй режим испарения СУГ при переменной температуре

Точки 1, 2, 3 характеризуют следующие состояния системы: насыщенная жидкость, влажный пар, насыщенный пар, перегретый пар. Каждое состояние смеси в процессе кипения характеризуют равновесные концентрации пропана в жидкой и паровой фазах при повышении температуры смеси от температуры насыщенной жидкости $t_{Г.Н}^{B.P}$ до температуры насыщенного пара $t_{Г.К}^{B.P}$.

Температура начала кипения $t_{Г.Н}^{B.P}$ определяется на основе закона Рауля и корреляции Антуана по формуле

$$\psi_1^{ж} = P_{см} - 10 \frac{A_6 - \frac{B_6}{C_6 + t_{Г.Н}^{B.P}}}{10 \frac{A_{пр} - \frac{B_{пр}}{C_{пр} + t_{Г.Н}^{B.P}} - 10 \frac{B_6}{C_6 + t_{Г.Н}^{B.P}}} \quad (2)$$

Температуры конца кипения для второго $t_{Г.Н}^{B.P}$ и первого режимов испарения $t_{Г.Н}^{П.P}$ при одинаковых давлениях $P = \text{const}$ в процессе регазификации будут численно равны, то есть $t_{Г.К}^{П.P} = t_{Г.К}^{B.P}$ и поэтому $t_{Г.К}^{B.P}$ может быть определена по формуле (1), если вместо $t_{Г.К}^{П.P}$ подставить $t_{Г.К}^{B.P}$, а вместо $\Psi_3^{П}$ для первого режима подставить $\Psi_2^{П}$ для второго режима испарения. Погрешность использования формул (1) и (2) при давлениях в процессе испарения не более 1,0 МПа не превышает 5,6 %.

В качестве параметра, характеризующего температурный режим испарения, принят критерий Фруда $Fr = \omega^2 / (d \cdot g)$.

Для определения численных значений критерия Fr , соответствующих существованию первого или второго режима испарения, были проведены соответствующие экспериментальные исследования на стеклянной трубе постоянного диаметра 25×5 мм. В трубопроводе осуществляли полное испарение жидкой фазы за счет теплопритока при ее движении снизу вверх, после чего снижали давление до низкого и замеряли объемный расход. Температуру начала и конца кипения измеряли с помощью ряда термомпар, установленных по длине трубы. Опыты проводили при изменении критерия Фруда в диапазоне от $2,7 \cdot 10^{-4} \pm 20\%$ до $5,0 \cdot 10^{-2} \pm 20\%$.

Было установлено, что поддержание $Fr < 5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$, обеспечивает испарение внутри канала при постоянной температуре, равной $t_{Г.К}^{п.п}$ и свойственной первому режиму испарения (рис. 1а). При значении критерия Фруда $Fr > 5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$ обеспечивает испарение внутри канала в интервале температур от $t_{Г.Н}^{в.п}$ до $t_{Г.К}^{в.п}$, свойственных второму режиму испарения (рис. 1б).

Проведение второго режима проточного испарения при значениях критерия Фруда парожидкостного потока, больших, чем $5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$, позволяет обеспечить более низкое значение средней температуры кипения пропан-бутановой смеси (см. рис. 1):

$$\frac{t_{Г.Н}^{в.п} + t_{Г.К}^{в.п}}{2} (\text{var}) < t_{Г.К}^{п.п} (\text{const}) \quad (3)$$

при одинаковых давлениях $P = \text{const}$, как следствие, увеличить значение температурного напора в системе теплоноситель – кипящая смесь пропана и бутана, повысить интенсивность теплообмена за счет увеличения доли площади смоченной жидкой фазой и обеспечить сокращение теплообменной поверхности и металлозатрат в промышленный испаритель по сравнению с первым режимом проточного испарения.

Разработка методических положений теплового расчета проточных трубных испарителей осуществлялась для второго режима испарения, то есть при испарении ПБС в интервале температур от начальной $t_{Г.Н}$ до конечной $t_{Г.К}$. Согласно расчетной схеме задачи (рис. 2), насыщенная жидкая фаза СУГ, состоящая из ПБС с расходом G , которая в процессе полного испарения изменяет степень сухости X от начального значения $X_{н.м=1} = 0$ до конечного $X_{к.м=4} = 1,0$, подается в испарительное устройство, изготовленное из трубы внутренним диаметром $d_{вн}$. Изменение степени сухости приводит к следующей смене режимов течения: с четкой границей раздела паровой и жидкой фаз ($m=1$), волновой ($m=2$), пленочный ($m=3$), дисперсный ($m=4$).

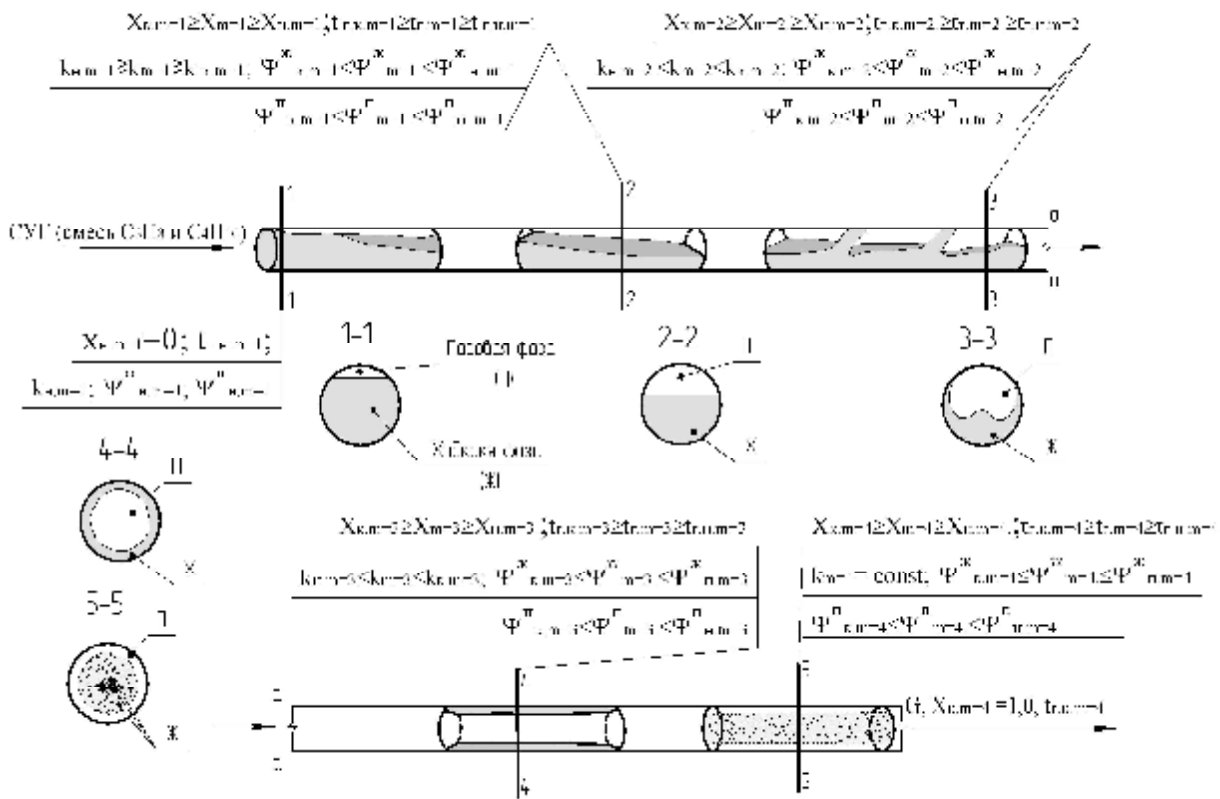


Рис. 2. Расчетная схема к методическим положениям по тепловому расчету ПТИ СУГ, состоящего из пропан-бутановой смеси

В качестве целевой функции принята суммарная длина проточного испарителя, которая в конечно-разностной форме определяется следующим образом:

$$L = \sum_{m=1}^{m=4} L_m = \sum_{m=1}^{m=4} \frac{G}{\pi d_{\text{вн}} k(\alpha_{\text{в.м}})} \times \left[\sum_{i=1}^n \frac{r_{\text{ср.м}} \times \dot{a}}{2} \frac{X_{\text{к.м.и}} - X_{\text{н.м.и}}}{t_{\text{т.к.м.и}} + t_{\text{т.н.м.и}} - \frac{t_{\text{г.к.м.и}} + t_{\text{г.н.м.и}}}{2}} + \sum_{i=1}^n \frac{c_{\text{ср.м}} \times \dot{a}}{2} \frac{t_{\text{г.к.м.и}} - t_{\text{г.н.м.и}}}{t_{\text{т.к.м.и}} + t_{\text{т.н.м.и}} - \frac{t_{\text{г.к.м.и}} + t_{\text{г.н.м.и}}}{2}} \right], \quad (4)$$

где G – мольный расход СУГ, моль/с; $k(\alpha_{\text{в.м}})$ – коэффициент теплопередачи как функция от внутреннего коэффициента теплоотдачи, характерная для участков с режимами течения от $m=1$ до $m=4$, Вт/(м²·К); $X_{\text{н.м.и}}$, $X_{\text{к.м.и}}$ – начальные и конечные значения степени сухости парожидкостной пропан-бутановой смеси для каждого i -го интервала на участках с изменением режимов течения от $m=1$ до $m=4$, в д.е.; $i=1, 2, 3, \dots, n$ – интервалы температур для каждого режима течения m ; $t_{\text{т.н.м.и}}$, $t_{\text{т.к.м.и}}$ – начальные и конечные температуры теплоносителя для каждого i -го интервала кипения на участках ПТИ при изменении режимов течения от $m=1$ до $m=4$, °С; $t_{\text{г.н.м.и}}$, $t_{\text{г.к.м.и}}$ – начальные и конечные температуры кипящей парожидкостной смеси пропан-бутан для каждого i -го интервала кипения на участках ПТИ при изменении режимов течения от $m=1$ до $m=4$, °С; $r_{\text{ср.м}}$ – средние значения скрытой теплоты парообразования жидкой фазы ПБС СУГ на участ-

ках с режимами течения от $m=1$ до $m=4$, кДж/моль; $c_{ср,m}$ – средние значения удельной теплоемкости парожидкостной пропан-бутановой смеси СУГ на участках с режимами течения от $m=1$ до $m=4$, кДж/(моль·К).

Начальные и конечные значения степени сухости на границах перехода режима течения парожидкостных смесей СУГ $m=1$ в $m=2$, а режима $m=2$ в $m=3$, определяются на основе диаграммы, приведенной на рис. 3.

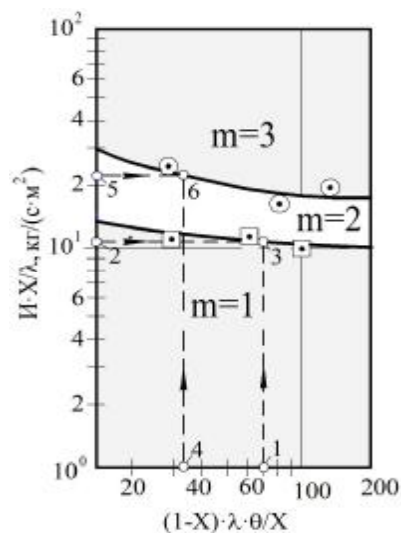


Рис. 3. Диаграмма по определению границы перехода режима течения парожидкостных смесей СУГ $m=1$ в $m=2$, а режима $m=2$ в $m=3$, построенная для диапазона, характерного для трубных испарителей СУГ

Диаграмма представляет график зависимости числовых комплексов $I \cdot X / \lambda$ от $(1-X) \cdot \lambda \cdot \theta / X$, где: I – массовая скорость потока СУГ, кг/(с·м²); X – степень сухости пара, д.е.; λ и θ – безразмерные отношения, определяемые в зависимости от плотности паровой и жидкой фаз СУГ, воды и воздуха, коэффициентов поверхностного натяжения и динамической вязкости воды и ПБС. При построении диаграммы, изображенной на рис. 3, были использованы результаты собственных опытов, полученных при течении кипящей пропан-бутановой смеси с содержанием пропана в смеси $\Psi_{пр}^{ж}=49$ мол.%, а также данные других авторов.

Сначала задается ряд значений степени сухости $X=0,1; 0,15; 0,2; 0,25; \dots 0,5$., входящей в числовые комплексы λ и θ , после вычисляются значения этих комплексов, а затем выбираются те их величины, которые соответствуют граничным кривым на диаграмме. Значение степени сухости на границе пленочного и дисперсного режимов течения в размере 0,981 (точка d на графике рис. 4) определялось согласно проведенным собственным исследованиям

путем нахождения точки резкого изменения температуры стенки трубы в момент исчезновения жидкой пленки на ее внутренней поверхности.

Затем при известных начальных $X_{н,m}$ и конечных $X_{к,m}$ степенях сухости на границах каждого режима течения m по формулам (28)-(30) вычисляются соответствующие им величины начальных $t_{г.н,m}$ и конечных $t_{г.к,m}$ температур кипения.

После этого при известных начальных $X_{н,m}$ и конечных $X_{к,m}$ степенях сухости и начальных $t_{г.н,m}$ и конечных $t_{г.к,m}$ температурах кипения на границах каждого режима течения m вычисляются величины $(X_{к,m,i} - X_{н,m,i})$ в формуле (4) для ряда значений температур кипения начиная от $t_{г.н,m} = t_{г.н,m,i=1}; t_{г.н,m,i=2}; t_{г.н,m,i=3}; t_{г.н,m,i=n} = t_{г.к,m}$ в интервале $i=1, 2, 3, \dots, n$.

Коэффициенты теплопередачи в расчете на м² внутренней поверхности ПТИ для каждого из режимов течения от $m=1$ до $m=4$ определяются по формуле

$$k_m = 1 / d_{вн} \cdot \left[\frac{R_{нр,m}}{d_{нр}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_{нр}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{в,m} \cdot d_{вн}} \right], \quad (5)$$

где $d_{нр}, d_{вн}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры проточного испарительного трубопровода, м; $R_{нр,m}$ – наружное сопротивление теплоотда-

че при изменении режимов течения от $m = 1$ до $m = 4$, $(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$; $\alpha_{\text{в.м}}$ – внутренний коэффициент теплоотдачи при изменении режимов течения от $m = 1$ до $m = 4$, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала (стали) испарительного трубопровода, $\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$.

В условиях высокой интенсивности наружного теплообмена при использовании ПТС значения коэффициента теплопередачи в значительной степени обуславливаются величинами внутренних коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{в.м}}$, с учетом их зависимости от режимов течения ПБС СУГ, изменения их степени сухости, химического состава, определение которых не описано в известной литературе и поэтому требуют детальных исследований.

При режиме течения в трубах с четкой границей раздела паровой и жидкой фаз ($m=1$) механизм теплообмена похож на механизм теплообмена при кипении жидкой фазы СУГ в большом объеме (сечения 1 и 2, рис. 2). Среднее значение внутреннего коэффициента теплоотдачи для ПБС при режиме течения ($m=1$) с учетом влияния изменения степени сухости X и состава парожидкостной смеси ψ определяется по формуле

$$\alpha_{\text{в.ср.м=1}} = 6,4 \cdot [X_{\text{ср.м=1}} / (1 - X_{\text{ср.м=1}})]^{-0,15} \cdot q^{0,7} \cdot \epsilon_R / [(3,3 - 0,0115(t_{\text{нас}} - 100)) \cdot \chi_{\text{ср.м=1}}], \quad (6)$$

где $X_{\text{ср.м=1}} = (X_{\text{к.м=1}} + X_{\text{н.м=1}}) / 2$ – среднее значение степени сухости парожидкостной смеси пропана и бутана на участке трубы с режимом течения с четкой границей раздела паровой и жидкой фаз, определяемое как полусумма начального $X_{\text{н.м=1}}$ и конечного $X_{\text{к.м=1}}$ значений; q – удельный тепловой поток,

$\text{Вт} / \text{м}^2$; $t_{\text{нас}}$ – температура насыщенной жидкости, $^{\circ}\text{C}$; $\chi_{\text{ср.м=1}}$ – среднее значение параметра, учитывающего влияние содержания пропана в парожидкостной смеси СУГ при режиме течения с четкой границей раздела паровой и жидкой фаз ($m=1$); ϵ_R – коэффициент увеличения интенсивности теплообмена в случае использования змеевика в качестве испарительного устройства.

Величины $X_{\text{к.м=1}}$ и $X_{\text{н.м=1}}$ определяются согласно нижней кривой графика, приведенного на рис. 3.

При волновом (сечение 3, рис. 2) и пленочном (сечение 4, рис. 2) режимах течения парожидкостной смеси влияние теплового потока на коэффициент теплоотдачи проявляется в меньшей степени, чем в условиях режима течения $m=1$. Средние значения $\alpha_{\text{ср.м=2}}$ и $\alpha_{\text{ср.м=3}}$ на участках с этими режимами течения существенно возрастают за счет увеличения скорости течения смеси:

$$\alpha_{\text{в.ср.м=2}} = (\lambda / d_{\text{вн}}) \cdot 0,63 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot [X_{\text{ср.м=2}} / (1 - X_{\text{ср.м=2}})]^{0,12} \cdot (q / r \cdot \text{И})^{0,2} \cdot \epsilon_R / \chi_{\text{ср.м=2}}, \quad (7)$$

$$\alpha_{\text{в.ср.м=3}} = (\lambda / d_{\text{вн}}) \cdot 0,55 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot [X_{\text{ср.м=3}} / (1 - X_{\text{ср.м=3}})]^{0,15} \cdot (q / r \cdot \text{И})^{0,2} \cdot \epsilon_R / \chi_{\text{ср.м=3}}, \quad (8)$$

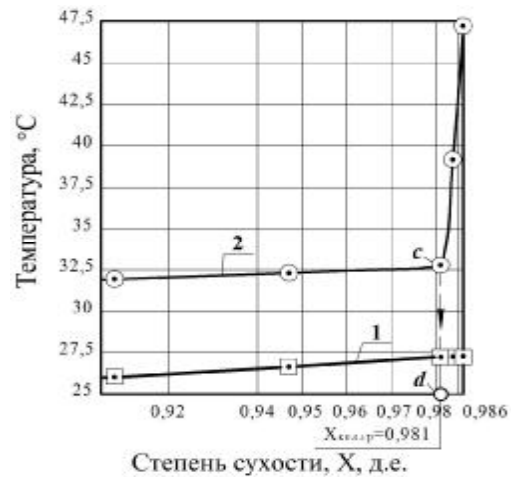


Рис. 4. Диаграмма по определению границы перехода пленочного в дисперсный режим течения парожидкостных смесей:

- 1 – температура парожидкостной смеси пропана и бутана, содержащей $\psi = 49$ об.% пропана;
- 2 – температура внутренней поверхности стенки испарительного трубопровода

где Re , Pr – критерии Рейнольдса и Прандтля при температуре насыщенной жидкости; $X_{ср,m=2}=(X_{к,m=2}+X_{н,m=2})/2$, $X_{ср,m=3}=(X_{к,m=3}+X_{н,m=3})/2$ – средние значения степени сухости парожидкостной смеси на участках трубы соответственно с волновым и пленочным режимами течения. Величина $X_{к,m=2}$ определяется согласно верхней кривой, а величина $X_{н,m=2}=X_{к,m=1}$ – согласно нижней кривой графика, приведенного на рис. 3. Величина $X_{к,m=3}$ определяется по кривой 2 графика, приведенного на рис. 4, а величина $X_{н,m=3}=X_{к,m=2}$ определяется согласно верхней кривой графика, приведенного на рис. 3.

Параметр $\chi_{ср,m}$ в формулах (6)-(8) учитывает изменение значения внутреннего коэффициента теплоотдачи в зависимости от изменения разности равновесных концентраций в паровой $\psi^п$ и жидкой $\psi^ж$ фазах парожидкостной смеси для различных режимов ее течения. С ростом разности равновесных концентраций пропана в паровой $\psi^п$ и жидкой $\psi^ж$ фазах действующие центры парообразования, средняя скорость роста паровых пузырей, их отрывной диаметр заметно уменьшаются, и, как следствие, происходит существенное снижение внутреннего коэффициента теплоотдачи.

Параметр $\chi_{ср,m}$ при изменении режимов течения от $m=1$ до $m=3$ определяется по формуле

$$\chi_{ср,m}=[1+1,8(r_{б,ср,m}/r_{пр,ср,m})^{0,6}(\psi_{ср,m}^п-\psi_{ср,m}^ж)]^{1,6}, \quad (9)$$

где $\psi_{ср,m}^п, \psi_{ср,m}^ж$ – равновесные содержания пропана в паровой и жидкой фазах в середине участков с режимами течения ($m=1$), ($m=2$) и ($m=3$), мол. д.е., определяемые как $\psi_{ср,m}^п=(\psi_{н,m}^п+\psi_{к,m}^п)/2$ и $\psi_{ср,m}^ж=(\psi_{н,m}^ж+\psi_{к,m}^ж)/2$; $\psi_{н,m}^п, \psi_{н,m}^ж$ – равновесные содержания пропана в паровой и жидкой фазах в начале участков с режимами течения ($m=1$), ($m=2$) и ($m=3$), мол. д.е.; $\psi_{к,m}^п, \psi_{к,m}^ж$ – равновесные содержания пропана в паровой и жидкой фазах в конце участков с режимами течения ($m=1$), ($m=2$) и ($m=3$), мол. д.е.; $r_{б,ср,m}, r_{пр,ср,m}$ – средние значения скрытой теплоты парообразования бутана и пропана в интервалах выкипания парожидкостной смеси при изменении режимов течения от $m=1$ до $m=3$, кДж/моль.

Мольные начальное и конечное содержания пропана в жидкой фазе $\psi_{н,m}^ж$ и $\psi_{к,m}^ж$ определяются на основе закона Рауля и корреляции Антуана по известным температурам $t_{г,н,m}$ и $t_{г,к,m}$, которые, в свою очередь, вычисляются согласно формулам (1)-(2) и (28)-(30).

Система неравенств, которые ограничивают диапазоны изменения параметров в формулах (4), (6)-(9) записывается следующим образом:

$$t_{г,к,m} \geq t_{г,m} \geq t_{г,н,m}; X_{м,к} \geq X_m \geq X_{м,н}; \psi_{м,к}^ж \leq \psi_m^ж \leq \psi_{м,н}^ж; \psi_{м,к}^п \leq \psi_m^п \leq \psi_{м,н}^п. \quad (10)$$

При дисперсном режиме течения парожидкостной смеси коэффициент теплоотдачи $\alpha_{в,m=4}$ при достижении определенной степени сухости стремительно падает до величины, которая характерна для однофазного течения сухого насыщенного пара, и далее сохраняет это значение постоянным до полного испарения жидкой фазы, то есть до $X_{к,m=4}=1$. Здесь значение $\alpha_{в,m=4}$ не зависит от изменения степени сухости и содержания пропана, поскольку внутренняя поверхность ПТИ контактирует только с паровой фазой, а капельки жидкой фазы движутся в центре сечения испарительной трубы (сечение 5, рис. 2). Поэтому его величина определяется так же, как и для течения сухого насыщенного пара:

$$\alpha_{в.м=4} = (\lambda / d_{вн}) \cdot 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \epsilon_R. \quad (11)$$

Подставляя в формулы (6)-(8) начальные значения степени сухости $X_{н.м}$ и параметра $\chi_{н.м}$, а затем промежуточные и конечные значения степени сухости $X_{к.м.i}$; $X_{к.м}$ и параметра $\chi_{к.м.i}$; $\chi_{к.м}$, были определены начальные $\alpha_{в.н.м}$, а затем промежуточные $\alpha_{в.к.м.i}$ и конечные величины коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{в.к.м}$ для режима течения с четкой границей раздела паровой и жидкой фаз $m=1$, волнового $m=2$ и пленочного $m=3$ режимов течения, после чего по формуле (11) определено значение для режима течения $m=4$.

Таким образом, предложенные методические положения теплового расчета проточных трубных испарителей, включающие расчетную схему задачи (рис. 2), целевую функцию (4), допущения, диаграммы границ режимов течения (рис. 3, 4), формулы по определению изменения коэффициентов теплопередачи (5) и теплоотдачи (6)-(9), (11) в зависимости от изменения режимов течения, систему неравенств, описывающих диапазоны изменения переменных параметров (8), ограничения определяющих величин и параметров, позволяют учитывать в явном виде последовательное изменение степени сухости, температуры кипения и коэффициента теплоотдачи пропан-бутановой смеси для каждого из исследуемых режимов течения.

С целью обеспечения максимально возможной интенсивности теплообмена при испарении СУГ в трубном испарителем змеевике с одновременным уменьшением колебаний давления до допустимой величины предложен и обоснован метод, осуществляемый путем повышения значения диаметра по мере возрастания степени сухости парожидкостного потока. Общий вид и геометрические параметры двухступенчатого ИТЗ, выполненного согласно предложенному методу, приведены на рис 5.

Интенсивность внутреннего теплообмена повышается до максимально возможного значения с одновременным уменьшением колебаний давления до допустимой величины путем увеличения диаметра с меньшего d_m на большее значение d_6 .

Расстояние $L_{пер}$, при достижении которого предлагается увеличить диаметр испарительного трубопровода, может быть определено согласно формуле (4), если в качестве конечного значения степени сухости $X_{к.м=3}$ на участке с пленочным режимом течения примем степень сухости $X_{пер}(\Delta P_d)$, соответствующую допустимому значению колебания давления ΔP_d , а в качестве коэффициента теплопередачи примем значение k ($\alpha_{к.м=3 пер}$), которое характеризуется средним значением степени сухости $X_{к.м=3.ср}$ на участке с пленочным режимом течения

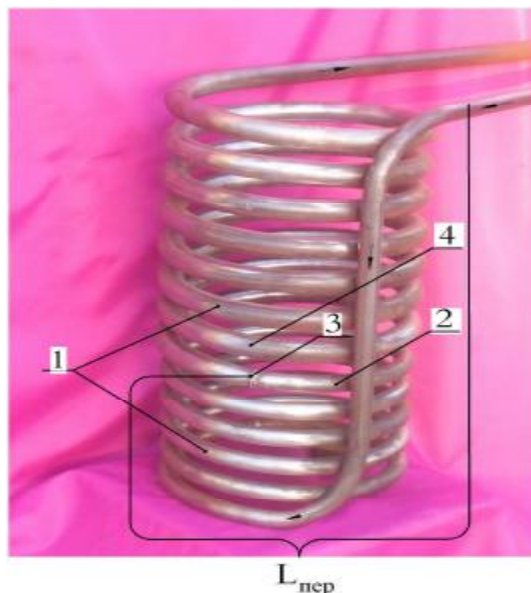


Рис. 5. Схема двухступенчатого ИТЗ, согласно предлагаемому методу
1 – испарительный трубопроводный змеевик; 2 – участок меньшего диаметра (d_m); 3 – место перехода участка меньшего диаметра (d_m) в участок большего диаметра (d_6); 4 – участок большего диаметра (d_6)

смеси пропана и бутана до места перехода участка меньшего (d_m) в участок большего (d_6) диаметров.

По значениям степеней сухости и коэффициентов теплоотдачи для предложенной конструкции двухступенчатого ИТЗ (рис. 5), определенных по формулам (6)-(9), (11) построен график, изображенный на рис. 6.

По известным значениям поверхностей для режимов течения от $m=1$ до $m=4$ определяется среднеинтегральная величина коэффициента теплоотдачи ПТИ. Применительно к двухступенчатому ИТЗ (рис. 5) величина коэффициента теплоотдачи ПТИ вычисляется по формуле

$$\alpha_{\text{ср.инт}}^T = \frac{F_{m=1}^{d_m} \cdot \alpha_{m=1,\text{ср}}^{d_m} + F_{m=2}^{d_m} \cdot \alpha_{m=2,\text{ср}}^{d_m} + F_{m=3}^{d_m} \cdot \alpha_{m=3,\text{ср}}^{d_m} + F_{m=3}^{d_6} \cdot \alpha_{m=3,\text{ср}}^{d_6} + F_{m=4}^{d_6} \cdot \alpha_{m=4,\text{ср}}^{d_6}}{F_{m=1}^{d_m} + F_{m=2}^{d_m} + F_{m=3}^{d_m} + F_{m=3}^{d_6} + F_{m=4}^{d_6}}. \quad (12)$$

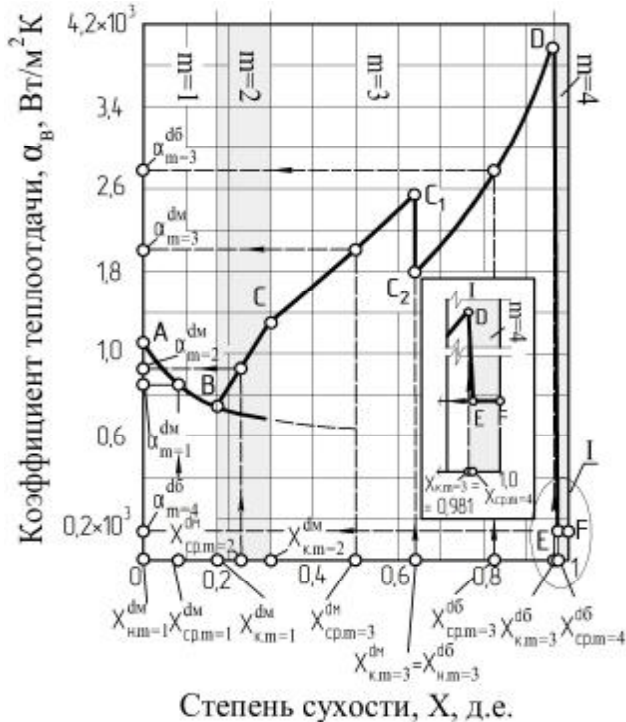


Рис. 6. К определению зависимости α от X для парожидкостной пропан-бутановой смеси с исходным содержанием пропана на входе в испаритель $\psi = 50$ мол.%

сти; влияние геометрических параметров твердотельного массива из алюминия на величину сопротивления теплопередаче в системе вертикальный ИТЗ – группа ТЭН, расположенных в центральной части его внутреннего пространства без образования полости.

В целях повышения интенсивности внешнего теплообмена в ПТИ предложен принцип размещения ТЭН и ИТЗ в твердотельной теплопередающей среде из материала с высокой теплопроводностью, например алюминия. При этом теплообменивающиеся поверхности ТЭН и ИТЗ располагаются друг от друга на минимально допустимом расстоянии δ_3 (рис. 7), при котором достигается минимальное сопротивление теплопередаче в этом слое.

С целью дальнейшего снижения удельной металлоемкости обоснован принцип применения заплавленных в алюминий трубчатых электронагревателей высокой удельной мощности. Для достижения номинальных температурных условий эксплуатация таких ТЭН осуществлялась в режиме малой про-

Разработанные методические положения (4)-(11) теплового расчета трубного ПТИ с предложенной конструкцией двухступенчатого ИТЗ с твердотельной ПТС в условиях, когда $\alpha_{\text{нр.м}} \gg \alpha_{\text{в.м}}$, позволяют более достоверно подойти к расчету их испарительной поверхности и коэффициентов теплопередачи. Проведенная согласно методическим положениям (4)-(11) количественная оценка показывает, что предложенная конструкция ПТИ с ПТС обеспечивает экономию теплообменной поверхности в 2,5 раза по сравнению с испарением СУГ в существующих ПТИ с одноступенчатыми ИТЗ с жидкой промежуточной средой в условиях, когда $\alpha_{\text{нр.м}} \ll \alpha_{\text{в.м}}$.

В третьей главе обоснованы: идея повышения интенсивности внешнего теплообмена в ПТИ; принцип применения заплавленных в алюминий ТЭН высокой удельной мощно-

должительности периодов нагрева и охлаждения, обеспечиваемой системой бесконтактного включения и выключения на основе симисторов.

Такой прием позволяет более чем в два раза увеличить удельную мощность электронагревателей и одновременно уменьшить их количество более чем в два раза, компактно разместить ТЭН в центральной части массива и не формировать там цилиндрическую воздушную полость в отличие от известных аналогов.

С целью определения влияния: расстояния δ_3 между группой U-образных ТЭН, расположенных по окружности, и вертикальным ИТЗ диаметром D_1 ; толщин слоев C_2 и b_2 , соответственно верхнего и нижнего торцов твердотельного массива на величину сопротивления теплопередаче R_{np} в системе «вертикальный ИТЗ – группа ТЭН, заплавленные в цилиндрический массив из алюминия», проведены исследования на установке электротеплового моделирования.

Сопротивление теплопередаче R_{np} между слоями алюминиевой отливки, соприкасающимися с поверхностью группы ТЭН и наружной поверхностью ИТЗ, характеризует интенсивность внешнего теплообмена и является одной из основных величин в формулах (4) и (5). Сопротивление R_{np} учитывает в отличие от известных зависимостей расстояния δ_3 , C_2 , b_2 и определяется по результатам электротеплового моделирования как

$$R_{np} = F/\lambda \cdot h_2 \cdot \Phi(S_2, \delta_2, \delta_3, C_2, b_2), \quad (13)$$

где S_2 – шаг в свету между витками ИТЗ, м; δ_2 – расстояние между боковыми поверхностями ИТЗ и ПТС, м. Здесь: λ – коэффициент теплопроводности алюминиевого массива, Вт/м·К; Φ – величина фактора формы теплообменника в системе «группа ТЭН – ИТЗ»; h_2 – характерный размер теплообменника, в качестве которого принята высота алюминиевой отливки. Система ограничений независимых параметров S_2 , δ_2 , δ_3 , C_2 , b_2 выглядит следующим образом:

$$\delta_2 = \overline{\delta_{2min}, \delta_{2max}}; \delta_3 = \overline{\delta_{3min}, \delta_{3max}}; S_2 = \overline{S_{2min}, S_{2max}}; C_2 = \overline{C_{2min}, C_{2max}}; b_2 = \overline{b_{2min}, b_{2max}}. \quad (14)$$

При электротепловом моделировании объемных стационарных температурных полей в качестве токопроводящей среды использовалась ванна, заполненная водным раствором электропроводящих солей. Электрическая модель изготавливалась геометрически подобной исследуемому промышленному испарителю (рис. 7), здесь размеру h_2 испарителя сопоставим размер $m \cdot h_2$ модели (m – коэффициент подобия модели), разности температур $t_1 - t_0$ соответствует разность электрических потенциалов $V_1 - V_0$, величине λ соответствует значение γ .

Учитывая, что фактор формы геометрически подобных устройств для температурного и электрического полей является одинаковым, исследование на электрической модели сводится к определению его величины согласно формуле (15):

$$\Phi(\delta_2, S_2, \delta_3, C_2, b_2) = I / \gamma(V_1 - V_0) h_2 \cdot m, \quad (15)$$

I – величина электрического тока, А; γ – коэффициент электропроводности водного раствора электропроводящих солей, А/м·В; Φ – величина фактора формы для электрической модели.

Величина фактора формы в формуле (15) численно равна величине фактора формы в формуле (13).

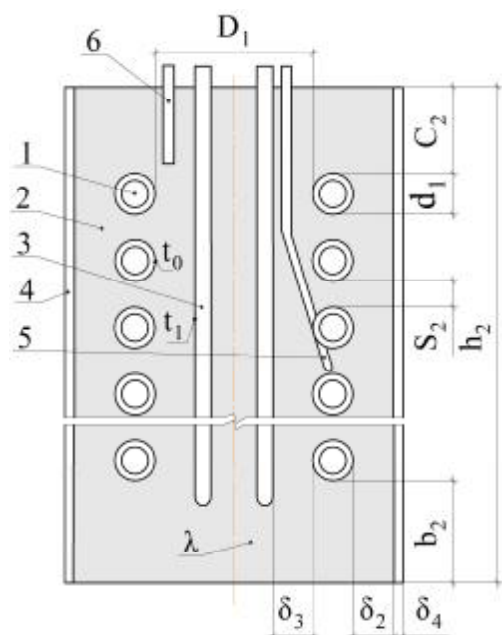


Рис. 7. Расчетная схема к определению сопротивления теплопередаче R_{np} между слоями отливки, соприкасающимися с наружными поверхностями группы ТЭН и ИТЗ
 1 – ИТЗ; 2 – промежуточная среда из алюминия; 3 – группа ТЭН; 4 – корпус; 5 – термодатчик; 6 – термопредохранитель

С целью решения поставленной задачи и изучения теплообмена в электрическом испарителе СУГ с промежуточной средой из алюминия был выполнен ряд исследований на модели, схема которой приводится на рис. 8. При моделировании в качестве залитого алюминием сосуда использовалась ванна, заполненная водным раствором электропроводящих солей. Экспериментальная установка выполнялась с коэффициентом подобия $m = 2,2$.

Разность потенциалов $V_1 - V_0$ измерялась прецизионным вольтметром (V), а соответствующее значение тока I замерялось прецизионным амперметром (A). В результате проведения опытов на установке электротеплового моделирования получены величины фактора формы Φ для ряда значений геометрических параметров $S_2, \delta_2, \delta_3, C_2, b_2$, приведенные в сводной таблице. Фрагмент табулированной зависимости фактора формы Φ для выборочных значений исследуемых геометрических параметров C_2, b_2 выглядит следующим образом.

Зависимость фактора формы Φ для выборочных значений исследуемых геометрических параметров C_2, b_2

| Толщина, δ_2 , мм | Фактор формы Φ | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | Расстояние, C_2 , мм | | | | | | Расстояние, b_2 , мм | | | | | |
| | 10 | 18 | 25 | 40 | 55 | 70 | 10 | 20 | 25 | 40 | 55 | 70 |
| 8 | 0,243 | 0,326 | 0,345 | 0,370 | 0,398 | 0,421 | 0,449 | 0,619 | 0,634 | 0,658 | 0,679 | 0,699 |
| 12 | 0,456 | 0,617 | 0,631 | 0,658 | 0,688 | 0,702 | 0,848 | 1,170 | 1,183 | 1,209 | 1,231 | 1,255 |
| 16 | 0,643 | 0,865 | 0,883 | 0,905 | 0,931 | 0,954 | 1,196 | 1,648 | 1,661 | 1,689 | 1,712 | 1,726 |
| 20 | 0,899 | 1,210 | 1,232 | 1,265 | 1,288 | 1,308 | 1,663 | 2,310 | 2,321 | 2,343 | 2,367 | 2,382 |
| 24 | 1,035 | 1,405 | 1,426 | 1,460 | 1,483 | 1,499 | 1,904 | 2,621 | 2,637 | 2,656 | 2,679 | 2,704 |
| 28 | 1,298 | 1,749 | 1,775 | 1,799 | 1,827 | 1,848 | 2,453 | 3,298 | 3,309 | 3,329 | 3,355 | 3,379 |

Аналоги ТЭН и испарительного змеевика выполнялись из медного провода диаметром 5,0 мм и медной трубки диаметром 10,1 мм соответственно.

Данные, приведенные в таблице, показывают, что начиная с расстояний $C_2 = 0,018$ м и $b_2 = 0,02$ м, величина сопротивления теплопередаче R_{np} в системе «вертикальный испарительный змеевик – трубчатые электронагреватели, заплавленные в цилиндрический массив из алюминия» меняется незначительно. Это позволяет после проведения соответствующего экономического обоснования в главе 5 значительно уменьшить толщины слоев верхнего и нижнего тор-

цов твердотельного массива, которые в существующих аналогах составляют соответственно $C_{2 \text{ суц}} = 0,05$ м и $b_{2 \text{ суц}} = 0,07$ м.

Сопротивление теплопередаче $R_{\text{нр}}$ при известных величинах F , λ , h_2 и значениях Φ , приведенных в сводной таблице, определяется по формуле (13).

В четвертой главе представлены результаты экспериментальной проверки достоверности расчетных формул (12) и (13) по определению интенсивности внутреннего и наружного теплообмена, полученных во второй и третьей главах диссертации. Для проверки расчетных зависимостей был выбран метод натурных наблюдений. Исследования проводились в Экспериментальном Центре института «Гипрониигаз» на опытной установке, приведенной на рис. 9.

Экспериментальные значения среднеинтегрального коэффициента теплоотдачи промышленного испарителя сжиженных газов определялись по формуле

$$\alpha_{\text{ср.инт.}}^3 = q^3 / \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \left[(t_{\text{ст}}^3 - \Delta t_{\text{ст}}) - t_{\text{суг}}^3 \right], \quad (16)$$

где q^3 – плотность теплового потока, Вт/м²; $t_{\text{суг}}^3$ – осредненное значение температуры ПБС в испарительном устройстве, °С, определяемое по показаниям термоэлектрических преобразователей 16, установленных на испарительной трубе согласно рис. 9 (фрагмент В); $\Delta t_{\text{ст}}$ – падение температуры в стенке испарительной трубы, °С, определяемое согласно распределению температуры в цилиндрической стенке, как $\Delta t_{\text{ст}} = q^3 / (2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ст}}) \ln(d_{\text{нр}} / d_{\text{вн}})$; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·К; $d_{\text{нр}}$, $d_{\text{вн}}$ – соответственно, наружный и внутренний диаметры испарительного змеевикового трубопровода, м; $t_{\text{ст}}^3$ – осредненное по периметру и длине трубы (фрагмент В рис. 9б) значение температуры на наружной поверхности испарительного трубопровода, °С.

Удельный тепловой поток к испарительному участку ИТЗ определяется как

$$q^3 = Q^3 / \pi \cdot d_{\text{нр}} \cdot L^3 \quad (17)$$

где L^3 – длина испарительного участка ИТЗ СУГ, м, определяемая по температуре конца кипения ПБС, путем поиска точки по длине испарительного трубопровода, в которой температура ПБС будет равна температуре конца кипения ПБС; Q^3 – количество теплоты, необходимое для испарения СУГ расходом G в

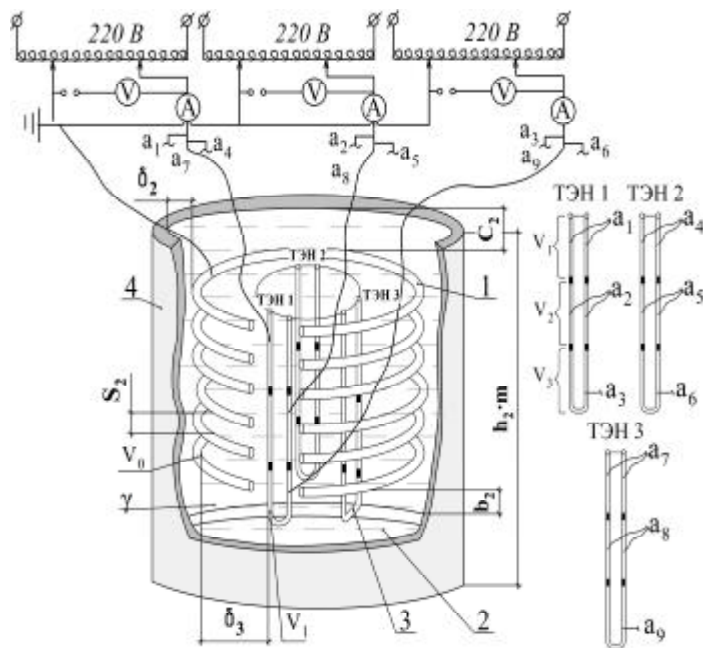


Рис. 8. Принципиальная схема установки электротеплового моделирования
1 – медный змеевик, имитирующий ИТЗ;
2 – водный соляной электропроводящий раствор;
3 – U-образный электрод из меди, имитирующий ТЭН; 4 – корпус

кг/ч и определяемое как теплота, выделяемая группой ТЭН, с учетом теплопотерь в окружающую среду, Вт.

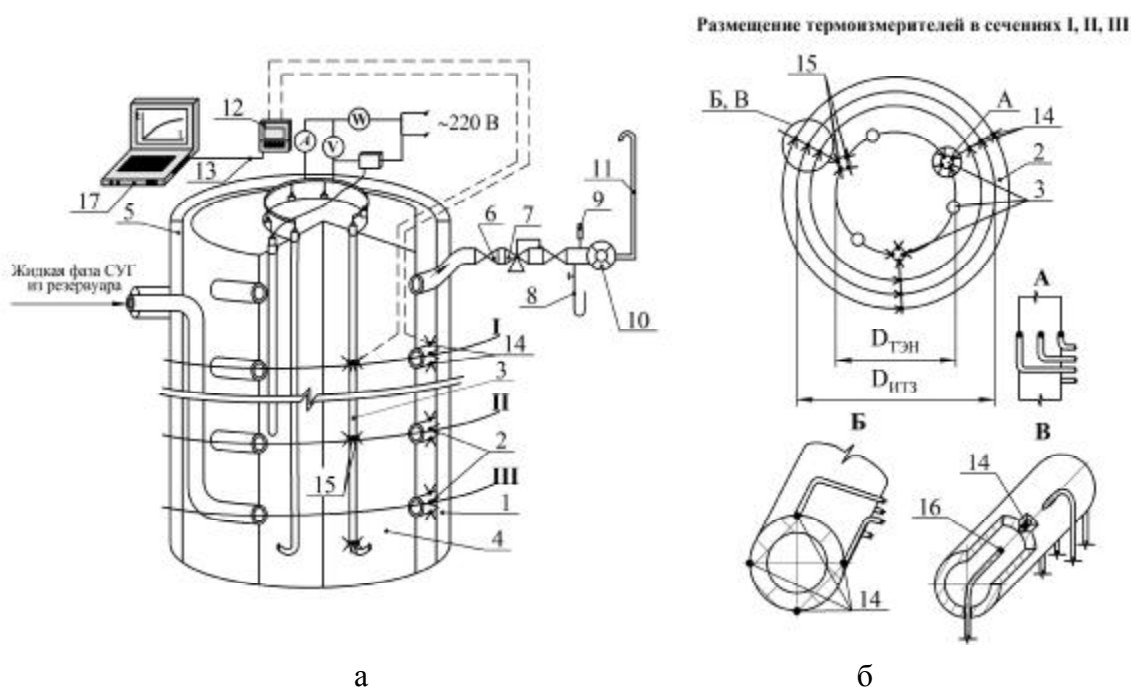


Рис. 9. Схема экспериментальной установки:

1 – опытный образец ПТИ; 2 – ИТЗ; 3 – ТЭН; 4 – промежуточная теплопередающая среда из алюминия; 5 – теплоизоляция; 6 – вентиль; 7 – регулятор давления; 8 – манометр; 9 – термометр; 10 – счетчик газа; 11 – сбросная свеча; 12 – блок многоканальных измерителей температуры; 13 – нуль-модемный кабель; 14 – датчики-термопреобразователи для определения температур на наружной поверхности ИТЗ (фрагмент В рис. 9б) и на стыке наружной поверхности ИТЗ и алюминиевой заливки (фрагмент Б рис. 9б); 15 – датчики термопреобразователи для определения температуры на стыке заливки из алюминия и поверхности электронагревателя (фрагмент А рис. 9б); 16 – датчики-термопреобразователи для определения температуры пропан-бутановой смеси по длине ИТЗ; 17 – переносной компьютер

В результате обработки экспериментов получены средние значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{ср.инт}}^3$ в зависимости от содержания пропана $\psi^{\text{ж}}$ в жидкой фазе ПБС. Сравнение экспериментальных данных $\alpha_{\text{ср.инт}}^3$ (формула (16)) и теоретических значений $\alpha_{\text{ср.инт}}^{\text{T}}$, полученных по формуле (12), показывает, что среднее расхождение составляет 25,3 % с доверительной вероятностью 0,95. Хорошее совпадение аналитических и экспериментальных данных позволяет рекомендовать применение формулы (12) и уравнений (6)-(9), (11) в инженерной практике.

Экспериментальная величина сопротивления теплопередаче определялась по формуле

$$R_{\text{э}} = (t_{\text{ср.нэ}}^3 - t_{\text{ср.зм}}^3) / q^3. \quad (18)$$

$t_{\text{ср.нэ}}^3, t_{\text{ср.зм}}^3$ – соответственно средние значения температур на границе наружной поверхности ТЭН и алюминиевой заливки и алюминиевой заливки и наружной поверхности испарительного участка ИТЗ, $^{\circ}\text{C}$.

Согласно рис. 9, величины $t_{\text{ср.нэ}}^{\text{э}}$ и $t_{\text{ср.зм}}^{\text{э}}$ измерялись в трех горизонтальных плоскостях по высоте испарительного участка ИТЗ: сечение I; сечение II; сечение III. Для каждой плоскости I, II и III выделены три сечения по периметру кольца змеевика для измерения температур на наружных поверхностях ТЭН и ИТЗ (фрагменты А и Б рис. 9б). Длина испарительного участка $L^{\text{э}}$ определялись температурным методом в зависимости от температуры конца кипения пропан-бутановой смеси СУГ.

Среднее расхождение результатов расчетных (13) и экспериментальных (18) зависимостей по определению величины сопротивления теплопередаче составляет 27,6 % с доверительной вероятностью 0,95. Хорошее совпадение аналитических и экспериментальных данных позволяет рекомендовать применение расчетной зависимости (13) в инженерной практике.

Пятая глава посвящена вопросам оптимального развития высокоинтенсивных регазификаторов СУГ в близлежащей перспективе, выражающегося в разработке математической модели по обоснованию границ зон применения для всех типов промышленных испарителей СУГ и дальнейшей оптимизации их структуры и параметров. Модель позволяет на принципах аналогии энергетических систем приводить все конкурирующие варианты к единой структуре и учитывает динамику развития и иерархию функционирования вариантов ПТИ в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов.

В этом случае ПТИ представляет собой единую совокупность элементов p , которые объединяет одна общая цель – полная регазификация жидкой фазы СУГ. Индексы в обозначениях параметров показывают (читаются слева направо) номер варианта системы i , номер элемента p .

В предлагаемой модели обоснования расчетная цена энергоносителя C_i используется в качестве прямой внешней связи, учитывающей: C_{it} – затраты в пункте отпуска энергоносителя в систему регазификации; B_1 – параметр, который учитывает неравномерность потребления энергоносителей в течение года; B_2 – параметр, который учитывает уровень гарантированности снабжения энергоносителями путем обеспечения резервов во внешней системе; $k_{\text{ст}}$ - коэффициент, показывающий повышение стоимости энергоносителя в перспективе, в t -м году эксплуатации ПТИ, без учета инфляции:

$$C_i = C_{it} B_1 B_2 \prod_t^T k_{\text{ст}}. \quad (19)$$

Коэффициент полезного действия η_i систем регазификации используется в качестве обратной внешней связи. Составляющими элементами математической модели по обоснованию границ зон применения конкурирующих вариантов ПТИ СУГ промышленных объектов являются: расчетная схема задачи, приведенная на рис. 10, целевая функция (20), уравнение внешней связи (19), балансовое уравнение (21), система ограничений управляющих параметров (22), уравнения основных капвложений, дополнительных капвложений (23), эксплуатационных затрат (24). Целевая функция (20) имеет вид

$$Z_i = \sum_{t=1}^T a_t \cdot C_{it} \cdot Q_{ni} \cdot \tau / \eta_{it} + \left\{ \sum_{f=1}^F a_f \left[\sum_{p=1}^{P=P_K} K_{ip} + \sum_{p=P_K}^P J(t=0) \cdot K_{ip, \text{доп}} \right] + \sum_{t=1}^T a_t \cdot J(t) \sum_{m=1}^M I_{im} \right\} \cdot (\delta_{i2}, \delta_{i3}, S_{i2}, C_{i2}, b_{i2}) = \min; \quad (20)$$

$$a_t = (1 + E)^{-t}; a_f = (1 + E)^{-ft_0}, i = 1, I, p = 1, P, t = 1, T,$$

где t, T – расчетный год эксплуатации и срок службы ПТИ, лет; T принимается равным сроку службы резервуарной установки $T_{\text{сл}} = 25$ лет; C_{it} – удельная стоимость энергии в пункте отпуска энергоносителя ПТИ, руб./МВт·ч; Q_{ni} – общее

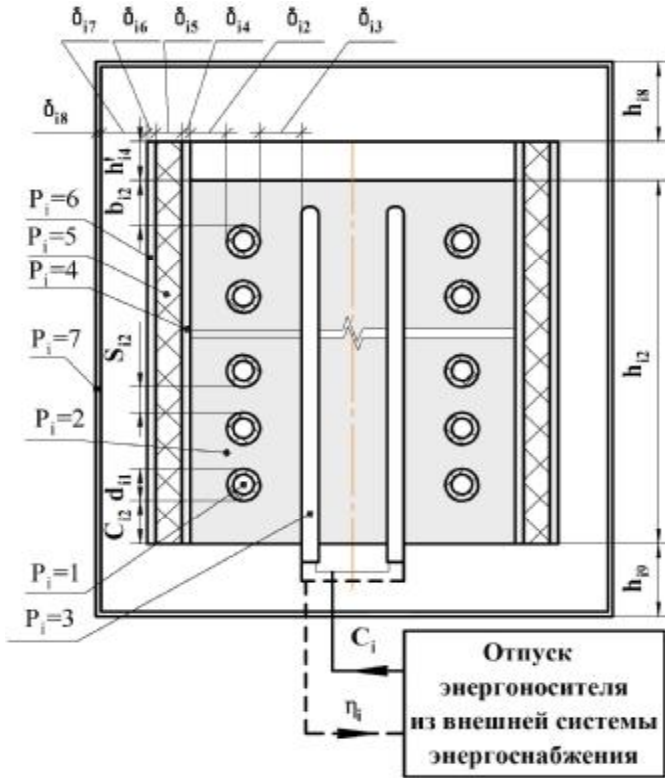


Рис. 10. Расчетная схема i -го варианта ПТИ СУГ с промежуточной теплопередающей средой. Схема включает следующие элементы:

- $P_i=1$ – ИТЗ; $P_i=2$ – промежуточную теплопередающую среду; $P_i=3$ – ТЭН;
- $P_i=4$ – корпус ПТИ; $P_i=5$ – теплоизоляцию;
- $P_i=6$ – кожух для защиты теплоизоляции от увлажнения и повреждений;
- $P_i=7$ – защитный шкаф, предотвращающий проникновение атмосферных осадков

нения цен, для середины срока эксплуатации ПТИ.

Балансовое уравнение энергоносителя, отпускаемого из внешней системы Q_{it} и полезно используемого в i -м варианте испарителя в t -й момент времени:

$$\sum_{t=1}^T Q_{it} = \sum_{t=1}^T Q_{p, it} / \eta_{it} \quad (21)$$

Система ограничений управляющих параметров выражается неравенствами вида $S_{i2, \min} \leq S_{i2} \leq S_{i2, \max}; \delta_{i2, \min} \leq \delta_{i2} \leq \delta_{i2, \max}; \delta_{i3, \min} \leq \delta_{i3} \leq \delta_{i3, \max};$

$$C_{i2, \min} \leq C_{i2} \leq C_{i2, \max};$$

годовое потребление энергоносителя, полезно используемого i -м вариантом ПТИ, МВт; τ – число часов работы ПТИ в течение года, ч; f – количество замен p -го элемента в течение срока службы ПТИ, $f=T/t_p$; t_p – срок службы p -го элемента промышленного трубного испарителя, год; E – норма дисконта, 1/год; принимается равной 0,12, то есть средней кредитной ставке банка; K_{ip} – капвложения в изготовление p -го элемента i -го варианта ПТИ, руб.; $K_{ip, \text{доп}}$ – дополнительные капвложения в монтаж p -го элемента i -го варианта ПТИ, руб.; I_{im} – m -й вид эксплуатационных затрат i -го варианта ПТИ, руб./год; $J(t=0)$ – коэффициент изменения цен, учитывающий увеличение стоимости топливно-энергетических ресурсов при их переводе в мировые цены и характеризующий неопределенность конвертирования цен, для года сооружения ПТИ при $t = 0$ (2013 г.); $J(t)$ – коэффициент, определяющий изменение цен для текущего года эксплуатации t , учитывающий увеличение стоимости топливно-энергетических ресурсов при их переводе в мировые цены и характеризующий неопределенность конвертирования

$$b_{i2,\min} \leq b_{i2} \leq b_{i2,\max} \quad (22)$$

Критерием оптимальности целевой функции в данном случае является минимум интегральных затрат в промышленный трубный испаритель. Основные капвложения в различные элементы промышленного испарителя определялись согласно формулам, полученным в процессе исследований для случая размещения трубчатых нагревателей в центральной части цилиндрического алюминиевого массива без полости. Дополнительные капвложения в p -й элемент монтажных работ для i -го варианта ПТИ, обусловленные его установкой на место работы, находятся как

$$K_{i,\text{доп}} = \sum_{f=1}^F a_f \left[\sum_{p=p_k}^P J(t=0) \cdot K_{ip,\text{доп}} \right] = \sum_{f=1}^F a_f \cdot J(t=0) \cdot \varphi_{im} \cdot \sum_{p=1}^{P=P_k} K_{ip}, \quad (23)$$

где φ_{im} – доля отчислений от капвложений в изготовление p -го элемента на монтаж i -го варианта промышленного трубного испарителя, 1/год.

Эксплуатационные затраты $\sum_{m=1}^M I_{im}$ для i -го варианта ПТИ, обусловленные необходимостью капитального ($m=1$), текущего ($m=2$) ремонта и обслуживания ($m=3$), находятся как

$$\sum_{t=1}^T a_t \cdot J(t) \sum_{m=1}^M I_{im} = \sum_{t=1}^T a_t \cdot J(t) \sum_{m=1}^{m=3} \varphi_{i\alpha} \sum_{f=1}^F a_f \left[\sum_{p=1}^{P=P_k} K_{ip} + J(t=0) \sum_{p=p_k}^P K_{ip,\text{доп}} \right], \quad (24)$$

где $\varphi_{i\alpha}$ – доля годовых отчислений от K_{ip} и $K_{ip,\text{доп}}$ на эксплуатацию p -го элемента i -го варианта ПТИ, 1/год.

При обосновании границ зон применения конкурирующих вариантов промышленных испарителей СУГ на основе математической модели (19)-(24) приняты следующие допущения: монтаж ПТИ производился в течение одного года; постоянные отчисления на эксплуатационные расходы, связанные с обслуживанием, текущим и капитальным ремонтом; управляющие параметры используются в качестве исходных данных, подбираемых согласно известным литературным источникам.

Целевая функция (20) с учетом упрощающих допущений примет вид

$$Z_i = \sum_{t=1}^T a_t \cdot C_{ij} \cdot Q_{ni} \cdot \tau / \eta_{it} + \sum_{f=1}^F a_f \cdot \left(\sum_{p=1}^{P=P_k} K_{ip} + \sum_{p=P_k}^P J(t=0) \cdot \varphi_{im} \cdot \sum_{p=1}^{P=P_k} K_{ip} \right) + \sum_{t=1}^T a_t \cdot J(t) \sum_{m=1}^{m=3} \varphi_{i\alpha} \left(\sum_{p=1}^{P=P_k} K_{ip} + J(t=0) \cdot \varphi_{im} \cdot \sum_{p=1}^{P=P_k} K_{ip} \right) = \min, \quad i = \overline{1, I}; \quad (25)$$

Оценка стоимости энергоносителей при реализации экономико-математической модели осуществлялась в ценах, ориентированных на мировой уровень согласно механизму ценообразования, предложенному Энергоцентром и ИЭИ РАН и выраженных в отечественной валюте, т.е. рублях по курсу 2013 года, без учета инфляционной составляющей.

В отличие от стоимости энергоносителей другие компоненты целевой функции (25), такие как дополнительные капитальные вложения и эксплуатационные затраты, не имеют мировых аналогов. Это обусловлено тем, что к основным составляющим указанных затрат относят: транспортные издержки, стоимость местных материалов, заработную плату и др., которые полностью

определяются федеральными и региональными особенностями. Для определения значений капвложений и эксплуатационных расходов применялись отечественные цены, которые индексировались с помощью коэффициентов $J(t=0)$ и $J(t)$, которые учитывали удорожания топливно-энергетических ресурсов при их переводе на расчетные цены.

Поскольку влияние увеличения стоимости энергетических ресурсов на удорожание капвложений и эксплуатационных расходов в полной мере учесть невозможно, в расчетах применялись две границы затрат:

– нижняя граница, при достижении которой увеличение стоимости энергетических ресурсов не оказывает влияния на ценовую оценку затрат, в связи с чем коэффициент удорожания принимается равным своему минимальному значению: $J(t=0) = J(t=0)^{\min} = 1; J(t) = J(t)^{\min} = 1;$

– верхняя граница, при достижении которой затраты индексируются пропорционально увеличению стоимости топлива и электроэнергии, то есть коэффициент удорожания принимается равным своему максимальному значению $J(t=0) = J(t=0)^{\max}; J(t) = J(t)^{\max}.$

В границах двух уровней затрат образуется зона экономической неопределенности, внутри которой конкурирующие варианты испарителей будут равноэкономичными. Проведенный дополнительный анализ показывает, что максимальная погрешность детерминированного решения задачи при $J(t=0) = (J(t=0)^{\min} + J(t=0)^{\max})/2$ и $J(t) = (J(t)^{\min} + J(t)^{\max})/2$ не превышает 14,0%, что вполне достаточно для практических инженерных расчетов.

Установлено, что максимальная величина коэффициента удорожания затрат для года сооружения $J(t=0)^{\max} = 1,63$, а для середины срока эксплуатации $t=T/2$ составит $J(t)^{\max} = 1,87$.

Обоснование систем регазификации после предварительного сравнения водяных, паровых, огневых и электрических испарителей осуществлялось для двух основных конкурирующих вариантов:

1 – ПТИ на базе огневого испарителя с жидкой промежуточной теплопередающей средой на основе диэтиленгликоля с отдельными теплогенерирующим и испарительным блоками;

2 – ПТИ на базе электрического испарителя с твердотельной промежуточной теплопередающей средой из алюминия.

Результаты аналитических исследований, проводимых в соответствии с целевой функцией (25), когда имеется неопределенность конвертирования стоимостных параметров для двух конкурирующих вариантов, представлены на рис. 11.

Из графика видно, что: 1) при $G_1^H < G_1^{H,\Gamma} = G_2^{B,\Gamma}$ т.е. $G_1^H < 162$ кг/ч вариант 2 (линия 2 на рис. 11) – электрический ПТИ с твердотельной ПТС будет гарантированно эффективнее варианта 1 (линия 1) огневого испарителя с жидкой ПТС; 2) при $G_1^H > G_1^{B,\Gamma} = G_2^{H,\Gamma}$, т.е. $G_1^H > 380$ кг/ч вариант 1 будет гарантированно эффективнее варианта 2; 3) при $G_1^{H,\Gamma} = G_2^{B,\Gamma} < G_1^H < G_1^{B,\Gamma} = G_2^{H,\Gamma}$, т.е. 162 кг/ч $< G_1^H < 380$ кг/ч, имеет место зона, когда варианты 1 и 2 являются равноэкономичными.

Экономический эффект от применения электрического ПТИ СУГ с ПТС из алюминия по сравнению с огневым ПТИ с жидкой ПТС находится по графику (рис. 11) как разность детерминированных затрат. Например, для промышленного трубного электрического испарителя производительностью 100 кг/ч экономический эффект составляет 589 тыс. рублей на один ПТИ.

Выбор варианта испарителя для зоны экономической неопределенности, осуществляемый с учетом надежности, безопасности, удобства эксплуатации, показал, что огневые ПТИ менее надежны вследствие задувания пламени газогорелочных устройств и неустойчивой работы в ветреную погоду, а также засорения пламеискрогасительных сеток и большего объема автоматических устройств.

Таким образом, для промышленных объектов с энергопотреблением до 42000 МВт·ч/год наиболее целесообразным является применение промышленных электрических испарителей с ПТС из алюминия. Свыше этого значения более экономичным будет применение огневых трубных испарителей с жидкой промежуточной средой с отдельными теплогенерирующим и испарительным блоками, рассчитываемых согласно предлагаемым методическим положениям (4)-(12) и обосновываемых в соответствии с (19)-(25).

Для определения экономической эффективности промышленного электрического испарителя на основе формулы (25) и графика (рис. 11) проведены расчеты, результаты которых показывают экономию денежных средств в размере 58,9 млн. рублей в расчете на каждые 100 испарителей.

Основную задачу дальнейших исследований после выбора электрического ПТИ как наиболее экономичного для удаленных промышленных объектов можно сформулировать как проведение оптимизации геометрических параметров испарителя.

В качестве основы были использованы целевая функция (20) и уравнения капитальных вложений, предложенные в 2007 году А.В. Рулевым, уточненные применительно к задачам данных исследований, чтобы они могли учитывать толщины торцевых теплообменных слоев сверху C_2 и снизу b_2 от змеевика, а также толщину теплообменного алюминиевого слоя δ_3 между трубчатыми нагревателями и испарительным змеевиком.

Критерием оптимальности целевой функции (20) являются минимальные интегральные затраты в ПТИ с учетом следующих допущений: затраты в отпуск энергоносителя из внешней системы постоянны; расчеты проводятся в детерминированной постановке, когда не учитывается неопределенность исход-

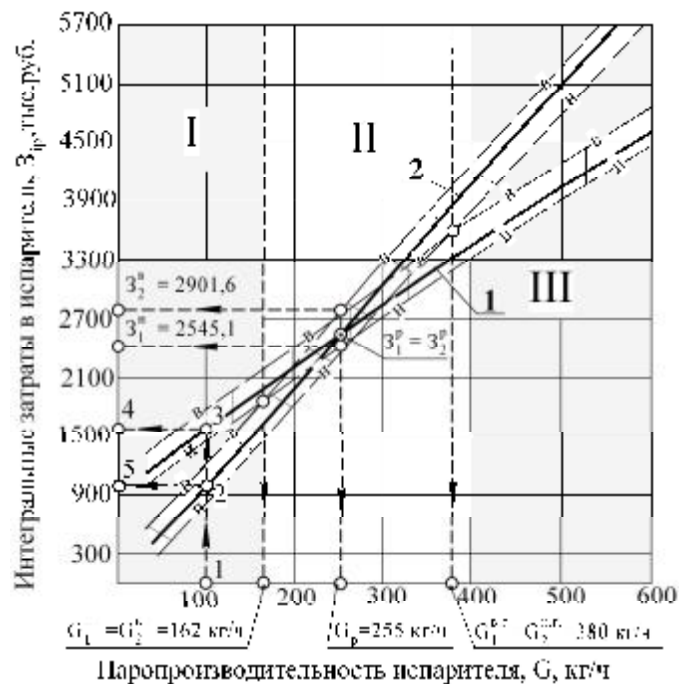


Рис. 11. Обоснование границ зон применения конкурирующих вариантов промышленных испарителей СУГ с ПТС в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов для близлежащей перспективы в 25 лет
 I – зона применения электрического испарителя с твердотельной ПТС; II – зона экономической неопределенности; III – зона применения огневого испарителя с жидкой ПТС. Обозначения: G – паропроизводительность испарителя, кг/ч; и – испаритель; н.г.,

ных ценовых параметров, т.е. $J(t=0)=1$ и $J(t)=1$

$$Z_i = F(S_2, \delta_2, \delta_3, C_2, b_2) \rightarrow \min. \quad (26)$$

Результаты расчетов для промышленного электрического испарителя с ПТС паропроизводительностью 32 кг/ч численным методом показывают, что оптимальные значения независимых параметров составляют $\delta_{2,opt} = 0,010$ м; $S_{2,opt} = 0,012$ м; $\delta_{3,opt} = 0,015$ м; $C_{2,opt} = 0,021$ м; $b_{2,opt} = 0,024$ м. Расчеты согласно (13) показывают снижение сопротивления теплопередаче в 3,2 раза за счет использования заливки трубчатых электронагревателей и испарительного змеевика в цилиндрический массив из алюминия, расположенных на оптимальных расстояниях $\delta_{2,opt}$; $S_{2,opt}$; $\delta_{3,opt}$; $C_{2,opt}$; $b_{2,opt}$.



Рис. 12. Общий вид серийного образца электрического ПТИ с ПТС из алюминия
1 – конденсатосборник; 2 – узел замера давления СУГ;
3 – электромагнитный клапан системы контроля минимальной температуры паровой фазы СУГ;
4 – электромагнитный клапан системы контроля максимального уровня жидкой фазы СУГ;
5 – цилиндрический массив из алюминия с замоноличенными в него ИТЗ и группой ТЭН;
6 – взрывонепроницаемая оболочка;
7 – предохранительный сбросной клапан;
8 – сигнализатор предельного уровня жидкой фазы СУ -507

подачу газа потребителю при неисправности клапана 3 и при попадании жидкой фазы в конденсатосборник 1, установленный на выходе из испарительного змеевика.

Для отключения испарителя от электросети при повышении температуры ПТС выше предельного значения ($105 \div 110^\circ\text{C}$), вследствие выхода из строя терморегулятора или блока управления, предусмотрен термопредохранитель.

По результатам проведенных обоснования и оптимизации ПТИ разработан стандарт СТО 03321549-025-2013 для применения в проектной и эксплуатационной практике. В рамках программы «Старт» налажено производство электрического ПТИ с ПТС из алюминия, которое в дальнейшем осуществляется совместно с опытно-промышленным центром ОАО «Гипрониигаз». Общий вид серийного образца электрического ПТИ с ПТС из алюминия приведен на рис. 12.

Изготовленный серийный образец имеет двухуровневую систему защиты от попадания жидкой фазы потребителю путем установки двух электромагнитных клапанов на входе в испарительный змеевик СУГ, один из которых 3 (рис.12) закрывает подачу газа при понижении температуры перегрева паровой фазы ниже 50°C на выходе из испарительного змеевика, а другой 4 закрывает

Все электрооборудование промышленного испарителя (электромагнитные клапаны 3 и 4, датчик уровня 8, электрические контакты в оболочке 6) изготовлено во взрывозащищенном исполнении типа взрывонепроницаемая оболочка.

Шестая глава посвящена разработке мероприятий по сбережению энергетических ресурсов и денежных средств. При эксплуатации ПТИ использование электрической энергии для испарения СУГ, как следует из рис. 11, является наиболее экономичным. С другой стороны, электрическая энергия является ценным энергоносителем и характеризуется более высокой отпускной стоимостью по сравнению с СУГ, который используется в качестве топливно-энергетического ресурса в огневых испарителях.

В развитие способа экономии теплоты на нужды испарения за счет испарения части жидкой фазы в самом резервуаре хранения 2, разработанного на кафедре ТГВ СГТУ имени Гагарина Ю.А., был обоснован принцип проточной комбинированной регазификации (рис. 13) пропан-бутановой смеси с низким содержанием пропана с использованием грунтового трубного теплообменника 1.

Предложенный способ заключается в испарении части жидкой фазы за счет природной теплоты в грунтовом трубном теплообменнике до промежуточной степени сухости, при которой температура смеси пропан-бутана повышается до значения, равного минимальной температуре грунта на отметке заложения грунтового теплообменника, а оставшаяся часть жидкой фазы испаряется в проточном испарителе с искусственным подводом теплоты. Подача в грунтовый трубный теплообменник 1 жидкой фазы СУГ осуществляется с помощью регулятора давления 6, снижающего и поддерживающего постоянным давление в резервуаре 2.

После снижения давления и, как следствие, температуры насыщенной паровой фазы в резервуаре хранения 2 до расчетной величины регулятор 6 перекрывает поступление паров через трубопровод 5. Под действием образовавшейся разности давлений между резервуаром 2 и испарителем 9 жидкая фаза поднимается в грунтовый трубный теплообменник 1, где СУГ частично испаряется за счет теплоты грунта до промежуточного значения степени сухости $X_{г.т}^{пром}$. При достижении степени сухости промежуточного значения $X_{г.т}^{пром}$ температура кипения пропан-

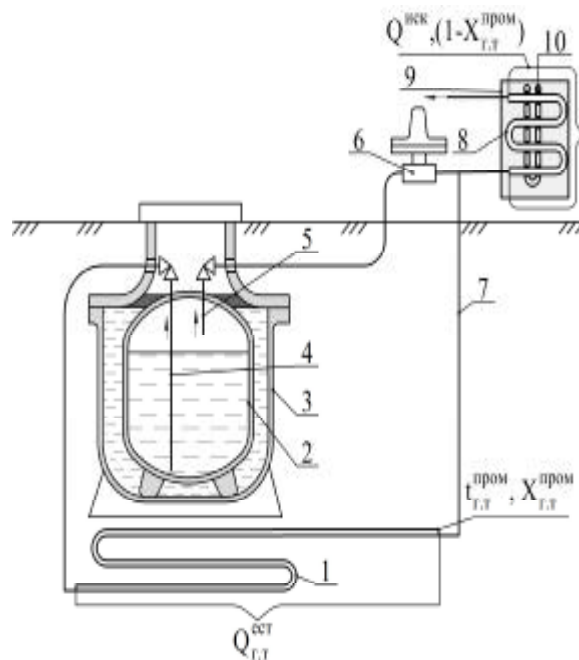


Рис. 13. К обоснованию принципа проточной комбинированной естественно-искусственной регазификации пропан-бутановой смеси с низким содержанием пропана:

- 1 – грунтовый трубный испаритель;
- 2 – стальной резервуар СУГ;
- 3 – полимерный футляр, заполненный антифризом;
- 4, 5 – трубки жидкой и паровой фаз;
- 6 – регулятор давления;
- 7 – соединительный трубопровод;
- 8 – испарительный змеевик;
- 9 – электрический ПТИ с ПТС из алюминия;
- 10 – трубчатые электронагреватели

бутановой смеси $t_{г.т}^{пром}$ на выходе из теплообменника 1 (на входе в испаритель 9) с учетом $\Delta t_{г.т}$ повышается до температуры, близкой к минимальной температуре грунта $t_{гр.мин}$ на оси заложения грунтового трубного теплообменника 1. Здесь $\Delta t_{г.т}$ – поправка на температурный запас, необходимый для устойчивого испарения в теплообменнике 1 части пропан-бутановой смеси до промежуточного значения степени сухости, равного $X_{г.т}^{пром}$. Не испарившаяся в грунтовом испарителе 1 жидкая фаза со степенью сухости $X_{г.т}^{пром}$ поступает через соединительный трубопровод 7 в испарительный змеевик 8, где она полностью испаряется за счет теплоты, подаваемой от трубчатых электронагревателей 10 через слой ПТС из алюминия.

При малых расходах газа грунтовый трубный теплообменник 1 целесообразно прокладывать по дну котлована вокруг резервуара 2, при более высоких паропроизводительностях предлагается его веерное горизонтальное размещение, реализуемое на основе направленного бурения горизонтальных скважин с последующим заключением в них U-образных трубных элементов.

Температура кипения пропан-бутановой смеси на выходе из грунтового трубного теплообменника 1 (на входе в испаритель 9) определяется в зависимости от минимальной температуры грунта на оси его заложения $t_{гр.мин}$ (в марте месяце) по формуле

$$t_{г.т}^{пром} = t_{гр.мин} - \Delta t_{г.т}. \quad (27)$$

Для определения доли жидкой фазы, численно равной степени сухости, которая может быть испарена в грунтовом трубном теплообменнике 1, получена аналитическая формула, позволяющая определять величину промежуточной степени сухости $X_{г.т}^{пром}$ в зависимости от температуры кипения $t_{г.т}^{пром}$ бинарной пропан-бутановой смеси:

$$X_{г.т}^{пром} = P_{см} \cdot \left(\frac{\psi}{D(t_{г.т}^{пром})} + \frac{1 - \psi}{E(t_{г.т}^{пром})} \right); \quad (28)$$

$$D(t_{г.т}^{пром}) = P_{см} - 10^{A_6 - \frac{B_6}{C_6 + t_{г.т}^{пром}}} \quad (29); \quad E(t_{г.т}^{пром}) = P_{см} - 10^{A_{пр} - \frac{B_{пр}}{C_{пр} + t_{г.т}^{пром}}} \quad (30),$$

где $P_{см}$ – давление ПБС СУГ в грунтовом испарителе, Па; ψ – содержание пропана в жидкой фазе исходной пропан-бутановой смеси, мол. д.е.

Экономия электрической энергии на нужды испарения СУГ, получаемая за счет применения грунтового трубного теплообменника 1, определяется как отношение количества теплоты, которая получена за счет естественной испари-

тельной способности проточного грунтового теплообменника $Q_{г.т}^{ест}$, к общему количеству тепловой энергии $Q^{сум} = (Q_{г.т}^{ест} + Q^{иск})$, необходимой для испарения расчетного массового расхода газа G_p :

$$\Delta Q = Q_{г.т}^{ест} / Q^{сум}. \quad (31)$$

Здесь количества теплоты, полученной от проточного грунтового теплообменника $Q_{г.т}^{ест}$ и электрического испарителя $Q_{иск}$, составят:

$$Q_{г.т}^{ест} = X_{г.т}^{пром} \cdot Q^{сум} \quad (32); \quad Q_{иск} = (1 - X_{г.т}^{пром}) Q^{сум} \quad (33).$$

С целью количественной оценки энергоэкономичности естественно-искусственной системы регазификации пропан-бутановой смеси были проведены соответствующие расчеты согласно формулам (27)-(33). Результаты расчетов показывают, что среднегодовая экономия электрической энергии на нужды испарения СУГ при применении предлагаемой схемы в холодном климатическом районе для СУГ с содержанием пропана 35 мол. % составит 33,7 %.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Проведение режима проточного испарения при значениях критерия Фруда парожидкостного потока, больших, чем $5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$, позволяет обеспечить более низкое значение средней температуры кипения пропан-бутановой смеси, как следствие, увеличить значение температурного напора в системе теплоноситель – кипящая смесь пропана-бутана, повысить интенсивность теплообмена за счет увеличения смоченной испарительной поверхности и обеспечить сокращение теплообменной поверхности и металлозатрат в электрический и огневой промышленные испарители на 15-18 % по сравнению с режимом проточного испарения, осуществляемым при значениях критерия Фруда парожидкостного потока, меньших, чем $5,9 \cdot 10^{-3} \pm 20\%$.

2. Разработаны, математически описаны и внедрены предложенные принципиальные подходы и положения, позволяющие повысить интенсивность внутреннего теплообмена до максимально возможного значения за счет испарения СУГ в трубном устройстве, включающем участки большего и меньшего диаметров, при одновременном снижении колебаний давления до допустимой величины путем увеличения диаметра трубы по мере повышения степени сухости парожидкостного потока (№ RU 55087 U1). Полученные уравнения, количественно определяющие коэффициенты теплоотдачи от внутренней поверхности трубного змеевика к кипящей парожидкостной пропан-бутановой смеси хорошо совпадают с данными экспериментов (27,6 %, с доверительной вероятностью 0,95) и реализованы при разработке комплекта технической документации на электрический и огневой испарители с промежуточной теплопередающей средой ИЭПТ-04М и технических условий ТУ 4559-003-43736846-01.

3. Разработаны и внедрены технические предложения по увеличению интенсивности наружного теплообмена путем размещения трубчатых электронагревателей и испарительного змеевика в твердой теплопередающей среде из материала с высокой теплопроводностью, например алюминия, теплообменивающиеся поверхности которых (№ RU 59773 U1) удалены друг от друга на минимально допустимое расстояние, исходя из условий качественного проведения процессов заливки, кристаллизации и обеспечения полного теплового контакта без дополнительных термических сопротивлений.

Предложенные принципиальные подходы и технические предложения по повышению интенсивности теплообмена, надежности и безопасности ПТИ СУГ с ПТС, защищенные патентами на полезные модели № RU 59773 U1, №

RU 55087 U1, № RU 63486 U1, № RU 74445 U1, использовались при разработке СП 62.13330.2011, ГОСТ Р 54982-2012, комплекта технической документации на испаритель марки ИЭПТ-04 для ООО «Наутех» и Ассоциации производителей газового оборудования и реализованы в рамках программы «Старт 2008» и государственного контракта № 5733 Р/8284, связанного с разработкой, освоением и испытанием ресурсоэнергосберегающего и безопасного регазификатора СУГ с теплопередачей от ТЭН к двухступенчатому ИТЗ через слой твердотельной теплопередающей среды.

4. Полученные на основе метода электротеплового моделирования расчетные зависимости по определению сопротивления теплопередаче от заключенной в цилиндрический массив из алюминия группы электронагревательных элементов к трубному испарительному змеевику хорошо совпадают с данными экспериментов (27,6 %, с доверительной вероятностью 0,95) и включены в стандарт СТО 03321549-026-2013 «Методика теплового расчета промышленных трубных испарителей СУГ с теплоинтенсивной промежуточной средой на основе алюминия». Расчеты согласно полученным зависимостям показывают снижение сопротивления теплопередаче в 3,2 раза за счет использования заливки трубчатых электронагревателей и испарительного змеевика в цилиндрический массив из алюминия на минимально допустимом расстоянии из условия обеспечения полного теплового контакта без дополнительных термических сопротивлений.

5. Разработанные методические положения по тепловому расчету промышленных электрических и огневых трубных испарителей пропан-бутановой смеси СУГ и алгоритм по определению коэффициентов теплоотдачи, учитывающие изменение температурных условий кипения, степени сухости, коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи, химического состава парожидкостной пропан-бутановой смеси СУГ для последовательно сменяющихся друг друга режима с четкой границей раздела паровой и жидкой фаз, волнового, пленочного и дисперсного режимов течения включены в стандарт СТО 03321549-026-2013 «Методика теплового расчета промышленных трубных испарителей СУГ с теплоинтенсивной промежуточной средой на основе алюминия». Проведенная, согласно методическим положениям, количественная оценка показывает, что предложенная конструкция ПТИ с ПТС из алюминия обеспечивает экономию теплообменной поверхности в 2,5 раза по сравнению с испарением СУГ в существующих ПТИ с одноступенчатыми ИТЗ с жидкой промежуточной средой.

6. Предложенная математическая модель оптимального развития высокоинтенсивных регазификаторов СУГ в близлежащей перспективе, обоснования границ зон применения конкурирующих вариантов электрического и огневого промышленных испарителей СУГ, с помощью которой можно приводить все конкурирующие варианты к единообразной структуре и учитывать временную динамику их развития и иерархию функционирования в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов, включена в стандарт СТО 03321549-025-2013 «Обоснование и оптимизация промышленных трубных испарителей пропан-бутановых смесей с промежуточной теплопередающей средой». Согласно этой модели, зоной применения являются: для электрического испарителя СУГ с твердотельной промежуточной средой – удаленные промышленные объекты с расчетным расходом до 380 кг/ч; для огневого испари-

теля СУГ – удаленные промышленные объекты с расчетным расходом свыше 380 кг/ч.

7. Уточненный алгоритм оптимизации геометрических параметров промышленных испарителей СУГ для случая размещения трубчатых нагревателей в центральной части цилиндрического алюминиевого массива без полости реализован в стандарте СТО 03321549-025-2013 «Обоснование и оптимизация промышленных трубных испарителей пропан-бутановых смесей с промежуточной теплопередающей средой» и позволяет в отличие от известных зависимостей определять все геометрические параметры ПТС, включая и толщины торцевых теплообменных слоев сверху и снизу от змеевика, толщину теплообменного алюминиевого слоя между трубчатыми нагревателями и испарительным змеевиком.

8. Предложенные рекомендации по экономии электрической энергии на нужды регазификации СУГ с низким содержанием пропана за счет испарения жидкой фазы в грунтовом проточном теплообменнике до промежуточной степени сухости, реализованные в СТО 03321549-026-2013, обеспечивают среднегодовую экономию электрической энергии на регазификацию СУГ в размере 33,7%.

9. Внедрение результатов исследований по использованию электрических и огневых трубных испарителей в практику проектных и эксплуатационных организаций Российской Федерации улучшает структуру и параметры систем регазификации удаленных промышленных предприятий и сопутствующих им объектов социальной инфраструктуры, улучшает экологическую обстановку, совершенствует уровень инженерного сервиса. Так, применение электрического испарителя при расходе 100 кг/ч обеспечивает народнохозяйственный эффект в размере 58,9 млн. рублей в год в расчете на каждые 100 испарителей.

Основные положения и результаты диссертации изложены в следующих публикациях:

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. Рулев, А.В. Разработка методических положений по тепловому расчету промышленных трубных испарителей смесей сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // НТЖ Тепловые процессы в технике. – 2013. – Т. 5. – № 8. – С. 343-353.

2. Рулев, А.В. Моделирование испарительного трубопроводного змеевика сжиженного углеводородного газа с максимально возможной интенсивностью внутреннего теплообмена [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. – 2012. – № 4. – С. 428-436. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Usachev/Usachev_1.pdf

3. Рулев, А.В. Разработка математической модели оптимизации промышленных регазификаторов сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Промышленная энергетика. – 2012. – № 3. – С. 42-45.

4. Рулев, А.В. Метод разработки новых теплоэнергетических установок с максимально возможными показателями на основе системного подхода [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев, А.Л. Шурайц и др. // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2008. – № 1 (31). – Вып. 2. – С. 187-198.

5. Рулев, А.В. Исследование теплообмена в электрическом промышленном регазификаторе на основе метода электротепловой аналогии [Текст] / А.В. Рулев // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. – 2012. – № 4. – С. 449-456. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Rulev/Rulev_1.pdf

6. Рулев, А.В. Повышение экономической эффективности электрического промышленного регазификатора сжиженного углеводородного газа с твердотельным теплоносителем [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев, А.Л. Шурайц и др. // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2008. – № 1 (31). – Вып. 2. – С. 198-205.

7. Рулев, А.В. Системный анализ возникновения источников свободной воды и ее накопления в подземных резервуарных установках сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев, А.Л. Шурайц, А.П. Усачев и др. // Нефтегазовое дело. – 2009. – № 1. – Т. 7. – С. 98-101.

8. Рулев, А.В. Математическая модель теплового расчета проточного трубного испарителя сжиженного углеводородного газа, состоящего из пропан-бутановой смеси [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Промышленная энергетика. – 2011. – №8. – С. 36-40.

9. Рулев, А.В. Определение интенсивности теплообмена в проточных испарителях пропан-бутановых смесей с кипением жидкой фазы внутри труб [Текст] / А.П. Усачев, А.В. Рулев // Нефтегазовое дело: Электронный научный журнал. – 2012. – № 6. – С. 376-385. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Usachev/Usachev_6.pdf

10. Рулев, А.В. Оценка достоверности предлагаемого метода теплового расчета промышленных трубных регазификаторов сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2011. – № 4 (59). – Вып. 1. – С. 164-171.

11. Рулев, А.В. Разработка алгоритма обоснования зон применения конкурирующих вариантов промышленных регазификаторов сжиженного газа в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Промышленная энергетика. – 2012. – №10. – С. 26-30.

12. Рулев, А.В. Основы инженерного расчета поверхности теплообмена промышленного регазификатора с кипением сжиженного углеводородного газа внутри труб [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2011. – № 4 (59). – Вып. 1. – С. 185-190.

13. Рулев, А.В. Разработка ресурсосберегающего регазификатора на основе системного подхода [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Промышленная энергетика. – 2012. – №11. – С. 33-38.

14. Рулев, А.В. Сравнительный анализ условий кипения в промышленных проточных регазификаторах сжиженного углеводородного газа из смесей пропана и бутана [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – № 1 (69). – С. 146-148.

15. Рулев, А.В. Разработка методических рекомендаций по определению интенсивности теплообмена в трубных электрических испарителях смесей сжиженного углеводородного газа с твердотельной промежуточной средой [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Труды Академэнерго. – 2013. – № 2. – С. 20-30.

16. Рулев, А.В. Использование теплоты грунта в системах резервуарного газоснабжения с искусственным испарением сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев, А.Л. Шурайц // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – № 1 (69). – С. 148-152.

17. Рулев, А.В. Определение границ режимов течения парожидкостной пропан-бутановой смеси в проточных трубных испарителях [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. – 2013. – №1. – С. 547-554. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Usachev/Usachev_7.pdf.

Патенты

18. Патент на полезную модель № RU 59773 U1. Испарительное устройство сжиженного углеводородного газа / А.П. Усачев, А.Ю. Фролов, А.В. Рулев, А.А. Феоктистов и др. Опубликовано 14.09.2006 г.

19. Патент на полезную модель № RU 55087 U1 Испарительное устройство сжиженного углеводородного газа / А.П. Усачев, А.Ю. Фролов, А.В. Рулев, А.А. Феоктистов и др. Опубликовано 27.07.2006 г.

20. Патент на полезную модель № 63486 U1. Испарительное устройство сжиженного углеводородного газа / А.П. Усачев, А.Ю. Фролов, А.В. Рулев, Т.А. Феоктистов и др. Опубликовано 27.05.2007 г.

21. Патент на полезную модель № RU 74445 U1. Испарительное устройство сжиженного углеводородного газа / А.П. Усачев, А.В. Рулев, А.А. Феоктистов и др. Опубликовано 27.06.2008 г.

22. Патент на полезную модель RU 116962. Подземный резервуар для хранения и испарения сжиженного углеводородного газа / А.В. Рулев, А.П. Усачев, А.Л. Шурайц и др. Опубликовано 10.06.2012 г.

Прочие публикации

23. Рулев, А.В. Определение зон применения промышленных регазификаторов сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев // Социально-экономические проблемы жилищного строительства и пути их решения в период выхода из кризиса: материалы Международ. симпозиума, 17 октября 2010 г. – Саратов: СГТУ, 2010. – С. 126-132.

24. Рулев, А.В. Определение зон применения ресурсо-энергосберегающих испарителей сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев, И.В. Ганина // Строительство и архитектура XXI века: перспективы развития и инновации: матер. VII Международ. науч.-практ. конф. – Орел: Изд-во ООО ПФ «Картуш», 2010. – С. 359-365.

25. Рулев, А.В. Сравнение промышленных регазификаторов сжиженного углеводородного газа в условиях неопределенности конвертирования ценовых факторов [Текст] / А.В. Рулев // Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности систем транспорта нефти, нефтепродуктов и газа: матер. науч.-практ. конф., 25 мая 2011 г. в рамках XIX Нефтегазового форума. – Уфа: Изд-во ИПТЭР, 2011. – С. 374-376.

26. Рулев, А.В. Определение поверхности промышленного трубного испарителя пропан-бутановых смесей [Текст] / А.В. Рулев // Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности систем транспорта нефти, нефтепродуктов и газа: матер. науч.-практ. конф., 25 мая 2011 г. в рамках XIX Нефтегазового форума. – Уфа: Изд-во ИПТЭР, 2011. – С. 377-378.

27. Рулев, А.В. Моделирование теплового взаимодействия нагревательных и испарительных элементов энергосберегающего регазификатора сжиженных углеводородных газов [Текст] / А.В. Рулев // Энергосбережение, электромагнитная совместимость и качество в электрических системах: матер. II Международ. науч.-практ. конф., февраль 2011 г. – Пенза: Приволжский дом знаний, 2011. – С. 28-30.

28. Рулев, А.В. Определение экономического эффекта от применения энергосберегающего электрического регазификатора сжиженных углеводородных газов [Текст] / А.В. Рулев // Энергосбережение, электромагнитная совместимость и качество в электрических системах: матер. II Международ. науч.-практ. конф., февраль 2011 г. – Пенза: Приволжский дом знаний, 2011. – С. 51-53.

29. Рулев, А.В. Обоснование экономически целесообразного варианта системы регазификации сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев // Наука и просвещение: материалы II Международ. науч.-практ. конф., 15 мая 2011 г. Ч. 1. – Киев: ООО «Prostobook», 2011 – С. 160-165.

30. Рулев, А.В. Решение задачи теплообмена в проточном трубном испарителе сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев // Наука и просвещение: материалы II Международ. науч.-практ. конф., 15 мая 2011 г. Ч. 1. – Киев: ООО «Prostobook», 2011 – С. 155-160.

31. Рулев, А.В. Анализ температурных границ кипения пропан-бутановых смесей в проточных регазификаторах сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев // Энергоэффективность. Проблемы и решения: матер. XI Всерос. науч.-практ. конф. 19 октября 2011 г. в рамках XI Российского энергетического форума. – Уфа: Изд-во ИПТЭР, 2011 г. – С. 269-270.

32. Рулев, А.В. Разработка испарительного змеевика СУГ с максимально возможной интенсивностью теплообмена и минимальной металлоемкостью [Текст] / А.В. Рулев, П.М. Баутин // Теплогазоснабжение: состояние, проблемы, перспективы: сб. материалов Всерос. науч.-практ. конф. – Оренбург: ООО «НикОС», 2011. – С. 132-137.

33. Рулев, А.В. Разработка ресурсоэнергосберегающего и безопасного испарителя сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев // Сборник работ победителей отборочного тура Всероссийского конкурса научно-исследовательских работ «ЭВРИКА 2011». – Новочеркасск: Лик, 2011. – С. 183-286.

34. Рулев, А.В. Разработка технических решений по снижению металлоемкости испарительных устройств [Текст] / А.В. Рулев, П.М. Баутин // Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе региона: сб. науч. тр. по материалам II Всерос. науч.-практ. конф. – Саратов: СГТУ, 2012. – С. 126-130.

35. Рулев, А.В. К выбору места установки датчика предельно допустимой минимальной температуры паровой фазы в конструкции регазификатора сжиженных углеводородных газов [Текст] / А.В. Рулев // Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности систем транспорта нефти, нефтепродуктов и газа: материалы науч.-практ. конф., 26 мая 2012 г. в рамках XX Нефтегазового форума. – Уфа: Изд-во ИПТЭР, 2012. – С. 364-367.

36. Рулев, А.В. Разработка теплообменного оборудования систем регазификации сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев // Исследователь будущего: материалы Всероссийской открытой конкурс-выставки научно-технического творчества молодежи для молодых ученых. – Владивосток: Изд. дом Дальневост. федерал. ун-та, 2012. – С. 79-80.

37. Рулев, А.В. К выбору оптимального метода проточной регазификации сжиженного углеводородного газа [Текст] / А.В. Рулев // Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе региона: сб. науч. тр. по материалам II Всерос. науч.-практ. конф. – Саратов: СГТУ, 2012. – С. 130-133.

38. Рулев, А.В. Повышение энергоэффективности и безопасности резервуаро-испарителей [Текст] / А.В. Рулев, А.Л. Шурайц, М.А. Усачев // Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе региона: сб. науч. тр. по материалам II Всерос. науч.-практ. конф. Саратов: СГТУ, 2012. – С. 118-121.

39. Рулев, А.В. Определение поверхности теплообмена ресурсоэнергосберегающих испарителей сжиженного углеводородного газа в зависимости от изменений режимов течения парожидкостной смеси и содержания в ней отдельных компонентов [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Энергетика и энергоэффективные технологии: сб. докл. V Междунар. науч.-практ. конф. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2012. – С. 64-65.

40. Рулев, А.В. Разработка новой конструкции электрического испарителя сжиженного газа с минимальной материалоемкостью [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев // Энергетика и энергоэффективные технологии: сб. докл. V Междунар. науч.-практ. конф. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2012. – С. 66-67.

41. Рулев, А.В. Выбор способа проточной регазификации сжиженного углеводородного газа с минимальной температурой кипения [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев, А.Л. Шурайц // Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности систем транспорта нефти, нефтепродуктов и газа: матер. науч.-практ. конф., 26 мая 2012 г. в рамках XX Нефтегазового форума. – Уфа: Изд-во ИПТЭР, 2012. – С. 362-364.

42. Рулев, А.В. Отбор конкурирующих вариантов установок регазификации сжиженного газа для сравнения в зависимости от энергопотребности промобъектов [Текст] / А.В. Рулев // Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности систем транспорта нефти, нефтепродуктов и газа: матер. науч.-практ. конф. 28 мая 2013 г. в рамках XXI Нефтегазового форума. – Уфа: Изд-во ИПТЭР, 2013. – С. 362-364.

43. Рулев, А.В. Выбор оптимального варианта установок регазификации при энергообеспечении сжиженным газом удаленных промышленных объектов [Текст] / А.В. Рулев, А.П. Усачев, А.Л. Шурайц // Проблемы и методы обеспечения надежности и безопасности систем транспорта нефти, нефтепродуктов и газа: матер. науч.-практ. конф. 28 мая 2013 г. в рамках XXI Нефтегазового форума. – Уфа: Изд-во ИПТЭР, 2013. – С.367-369.