

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

УДК 621.5:621.65

ПИСКУН
Игорь Михайлович

**ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ АППАРАТУРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
МОДУЛЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСА С РАБОЧИМ ТЕЛОМ
ВОДЯНОЙ ПАР – ВОЗДУХ**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук
по специальности 05.17.08 – процессы и аппараты химических технологий

Минск 2018

Работа выполнена на кафедре химической техники учреждения образования «Полоцкий государственный университет».

Научный руководитель

Абаев Генрих Николаевич,

доктор технических наук, профессор кафедры химической техники учреждения образования «Полоцкий государственный университет».

Официальные
оппоненты:

Липский Владимир Константинович,

доктор технических наук, профессор кафедры трубопроводного транспорта и гидравлики учреждения образования «Полоцкий государственный университет»;

Калишук Дмитрий Григорьевич,

кандидат технических наук, доцент кафедры процессов и аппаратов химических производств учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Оппонирующая
организация

Государственное научное учреждение «Объединенный институт энергетических и ядерных исследований – Сосны» Национальной академии наук.

Защита состоится 22 марта 2018 г. в 14⁰⁰ в аудитории 240 корпуса 4 на заседании совета по защите диссертаций Д 02.08.02 при учреждении образования «Белорусский государственный технологический университет» (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а). Телефон ученого секретаря совета: +375 17 327 56 20. *E-mail*: dyadenko-mihail@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Автореферат разослан 15 февраля 2018 г.

Ученый секретарь
совета по защите диссертаций
кандидат технических наук, доцент

М. В. Дяденко

ВВЕДЕНИЕ

Экономика Республики Беларусь базируется преимущественно на импорте дорогостоящих энергоресурсов, но при этом огромные тепловые потоки низкопотенциальной энергии безвозвратно уходят в окружающую среду в качестве отходов. Поэтому задача по снижению удельной энергоемкости выпускаемой продукции на промышленных предприятиях является приоритетной в современных условиях для нашего государства.

Как известно, одним из возможных решений по утилизации тепловых отходов на промышленных предприятиях является применение теплонасосных установок, преобразующих низкопотенциальную энергию в теплоту с большим энергетическим потенциалом.

Однако в промышленном производстве тепловые насосы (ТН) не получили широкого применения ввиду того, что в качестве рабочих тел в них используются небезопасные и дорогостоящие вещества: хладоны, аммиак, смеси углеводородов. Переход на экологически чистые, безопасные, а главное доступные и приемлемые по стоимости теплоносители является актуальной, но пока не решенной задачей. На сегодняшний день в промышленности пока не эксплуатируются такие масштабные термокомпрессионные теплонасосные установки.

На кафедре химической техники (ХТ) Полоцкого государственного университета (УО «ПГУ») с 1996 г. проводились работы по созданию теплового насоса компрессионного типа с использованием в качестве рабочего тела смеси паров воды и воздуха, включающего ротационный вакуум-компрессор и струйный аппарат. Пуск первой модели теплового насоса показал его работоспособность, однако он обладал невысокой энергоэффективностью (около единицы).

В настоящее время, несмотря на то, что на многих промышленных предприятиях активно проводится модернизация и внедрение современных энергосберегающих технологий, тема глубокой рекуперации выбрасываемых в окружающую среду тепловых потоков остается актуальной. Поэтому перед автором стояла задача разработки энергоэффективного аппаратно-технологического модуля промышленного теплового насоса, использующего в качестве рабочего тела смесь паров воды и воздуха, что послужило основанием для выполнения данной диссертационной работы.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами (проектами) и темами

Диссертация выполнена в соответствии со стратегической целью в области энергосбережения по снижению энергоемкости ВВП Республики Беларусь, установленной Республиканской программой энергосбережения на 2016–2020 гг. (постановление Совета Министров РБ от 28.03.2016 № 248). Одной из задач программы является со-

здание комплекса технологического оборудования и разработки тепловых технологических решений по использованию тепловых насосов в системах теплоснабжений.

По итогам исследований, выполненных в рамках диссертации, был предложен аппаратно-технологический модуль ТН, на который зарегистрирован патент на изобретение Республики Беларусь № 16833 от 12.11.2012 (МПК F25B 30/02, F24D 11/02) «Компрессионный тепловой насос с рабочим телом в виде смеси паров воды и воздуха».

Цель и задачи исследования

Цель исследования – разработка научных основ создания энергоэффективного аппаратно-технологического модуля промышленного теплового насоса, использующего в качестве рабочего тела смесь паров воды и воздуха, для рекуперации низкопотенциального тепла в химико-технологических системах промышленных предприятий.

Цель обусловила постановку и решение следующих **задач**.

1. Разработать энергоэффективный аппаратно-технологический модуль промышленного теплового насоса с рабочим телом из смеси паров воды и воздуха для рекуперации низкопотенциального тепла с энергетической эффективностью $\varepsilon \geq 3$, включающего такие основные элементы, как ротационно-пластинчатый вакуум-компрессор и струйный аппарат.

2. Обосновать выбор и необходимость модернизации конструктивных элементов типового вакуум-компрессора ДВН-1 с учетом факторов, влияющих на его эффективное функционирование в аппаратно-технологическом модуле теплового насоса, выполнить модернизацию серийного ротационно-пластинчатого вакуум-компрессора ДВН-1 с последующим анализом его рабочих характеристик.

3. На основе обобщенных экспериментальных данных по струйному аэрированию разработать модель (общее выражение) взаимосвязи между коэффициентом эжекции и геометрическими размерами сопла, теоретически аргументировать основные требования при проектировании струйного аппарата для промышленного теплового насоса, установить характер взаимосвязи между гидродинамическими характеристиками эжектируемого потока и уровнем вакуума на головке струйного аппарата.

4. Определить требования к характеристикам вакуум-компрессора и струйного аппарата для их оптимального взаимодействия, а также закономерности построения их суммарной рабочей производительности в схеме модуля ТН.

5. На основе анализа тепловых балансов струйного аппарата и вакуум-компрессора выявить условия и необходимые составляющие для нагрева рабочего тела в системе теплового насоса до температуры 150–180°С.

6. Предложить принципиальные аппаратно-технологические схемы интегрирования модуля паровоздушного теплового насоса в химико-технологические системы промышленных производств и систему оборотного теплоснабжения жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ) и оценить технико-экономические перспективы их использования.

Объектом исследования являлись основные элементы модуля компрессионного теплового насоса – эжекционный струйный аппарат и ротационно-пластинчатый вакуум-компрессор. Выбор объектов исследования обусловлен необходимостью оптимизации согласованности и сочетания их рабочих характеристик для достижения высокой энергетической эффективности модуля теплового насоса ($\Theta \geq 3$).

Предметом исследования явилось изучение и анализ зависимостей функционирования элементов модуля теплового насоса, предназначенного для рекуперации низкопотенциального тепла в промышленных масштабах. Выбор предмета обусловлен оценкой теряемого низкопотенциального тепла в системе водооборота на технологических установках ОАО «Нафтан», а также необходимостью повышения эффективности отопления жилых домов в системе ЖКХ за счет глубокой рекуперации тепла оборотной воды теплофикационного контура.

Научная новизна

1. Разработан энергоэффективный аппаратурно-технологический модуль теплового насоса для рекуперации промышленных тепловых отходов, где в качестве рабочего тела используется смесь паров воды и воздуха, в качестве теплообменника-испарителя – струйный аппарат, а в качестве компрессора – ротационно-пластинчатый вакуум-компрессор. Мощность модуля теплового насоса 20–25 кВт.

2. Впервые научно обоснованы требования, которыми необходимо руководствоваться при проектировании рабочих элементов теплового насоса.

3. Установлена взаимосвязь (общее выражение) между коэффициентом эжекции и геометрическими параметрами сопла струйного аппарата; определена экспоненциальная зависимость величины вакуума на головке струйного аппарата от гидродинамических характеристик эжектируемого потока.

4. Впервые определены закономерности совместного взаимодействия вакуум-компрессора и струйного аппарата как самостоятельных компрессоров в последовательном соединении в схеме модуля теплового насоса.

Положения, выносимые на защиту

1. Научные основы создания энергоэффективного аппаратурно-технологического модуля промышленного компрессионного ТН, позволяющие спроектировать тепловой насос для рекуперации низкопотенциального тепла с энергетической эффективностью $\Theta \geq 3$, включающего такие основные элементы, как ротационно-пластинчатый вакуум-компрессор и струйный аппарат.

2. Закономерности и особенности конструирования струйного аппарата, установленные на основе математического моделирования, включающие выбор сопла, эжекционной шахты, режима истечения из сопла, обеспечивающие достижение коэффициента эжекции $K_e > 7-8$ и интенсификацию процессов тепло- и массообмена в корпусе струйного аппарата.

3. Обоснование и технические рекомендации по модернизации серийного ротационно-пластинчатого вакуум-компрессора, позволяющие повысить его рабочие

характеристики на 5–10% без снижения надежности, что обеспечит эффективное использование модернизированного вакуум-компрессора в схеме теплового насоса.

4. Результаты исследования закономерностей тепловых балансов аппаратурно-технологической схемы, состоящей из струйного аппарата и вакуум-компрессора, позволяющие установить выбор необходимых условий, обеспечивающих нагрев рабочего тела до температур 150–180°C; а также закономерности построения суммарной рабочей характеристики взаимодействия вакуум-компрессора и струйного аппарата при их последовательном соединении, позволяющие обеспечить достижение условий аддитивности работы аппаратов.

5. Практические рекомендации по проектированию и расчету аппаратурно-технологической схемы промышленного теплового насоса, позволяющего рекуперировать низкопотенциальное тепло в химико-технологической системе промышленной установки каталитического риформинга ОАО «Нафтан» для рекуперации теплоты оборотного охлаждения насосно-компрессорного оборудования и в системе теплоснабжения ЖКХ для отопления 9-этажного 2-подъездного жилого дома.

Личный вклад соискателя ученой степени

Соискателем выполнены все приведенные в диссертации экспериментальные исследования и проведена их обработка: разработаны научные основы по проектированию паровоздушного ТН; выявлены закономерности по взаимодействию компрессора и струйного аппарата; на основании лабораторных данных описаны условия, необходимые для создания струйного аппарата с коэффициентом эжекции $K_e \geq 7-8$; установлена взаимосвязь между коэффициентом эжекции, геометрическими размерами сопла и гидродинамическими характеристиками эжектируемого потока.

Экспериментальная часть работы проводилась на производстве завода «Технолит» (г. Полоцк) и в лаборатории УО «ПГУ». В своей работе соискатель учитывал ранее проведенные на кафедре ХТ исследования, а также, при необходимости, данные литературных источников. Научный руководитель участвовал в постановке цели и задач, исследованиях и общем руководстве работы.

Апробация диссертации и информация об использовании ее результатов

Основные результаты работы были доложены на следующих конференциях: IX Республиканской научной конференции студентов и аспирантов Республики Беларусь (г. Гродно, 26–27 мая 2004 г.); Региональной научно-практической конференции студентов, магистрантов, аспирантов (г. Новополоцк, 18 декабря 2007 г.); 8-й конференции молодых исследователей «European and National Context in Research» (г. Новополоцк, 27–28 апреля 2016 г.); 81-й научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов с международным участием (г. Минск, 1–11 февраля 2017 г.).

Опубликование результатов диссертации

Основные результаты исследований содержатся в 13 опубликованных работах, из них: 5 статей в научных рецензируемых журналах, 3 статьи в нерецензируемых

научных журналах, материалы 3 конференций, тезисы 1 доклада, а также 1 патент на изобретение Республики Беларусь № 16833 от 12.11.2012 (МПК F25B 30/02, F24D 11/02) «Компрессионный тепловой насос с рабочим телом в виде смеси паров воды и воздуха». Объем публикаций в рецензируемых научных журналах составляет 3,12 авторского листа, общий объем публикаций – 5,96 авторского листа.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, библиографического списка и приложений. Работа содержит 169 страниц, в том числе 143 страницы текста, 57 рисунков, 24 таблицы, 7 приложений на 14 страницах. Библиографический список насчитывает 163 наименования, включая 13 публикаций соискателя.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ

Во **введении** описываются предпосылки, вызвавшие необходимость рассмотрения в современных условиях вопросов энергосбережения. Описаны приоритетные направления по рекуперации безвозвратно теряемого низкопотенциального тепла на производственных предприятиях. Описывается работа кафедры химической техники УО «ПГУ» по разработке паровоздушного теплового насоса.

В главе 1 «**Литературный обзор**» проведен анализ научно-технической литературы и патентных источников¹, показывающий актуальность выбранного направления по применению тепловых насосов в энергосберегающих технологиях. Отображены широкие возможности по внедрению тепловых насосов для рекуперации как природных низкопотенциальных источников тепла, так и промышленных тепловых отходов. Описаны виды и классификации тепловых насосов. Показаны примеры промышленного использования тепловых насосов в России, описан первый опыт применения тепловых насосов в Республике Беларусь в составе геотермального комплекса мощностью 1 МВт.

Установлено, что в настоящее время мировые инженерные разработки и тенденции в законодательстве направлены на стимулирование и поиск альтернативных рабочих тел для тепловых насосов. Переход от хладонов и аммиака на экологически чистые, безопасные и приемлемые по стоимости хладагенты в термокомпрессионных циклах является актуальной, но пока не решенной задачей. Найдена информация лишь об отдельных случаях использования в качестве рабочих тел тепловых насосов таких сред, как воздух² и паровоздушная смесь³. Также установлены еди-

¹ Глубина поиска 1996–2015 гг. по ведущим странам мира: DE, GB, FR, JP, US, CH, EP (Европейская патентная организация), WO (Всемирная организация интеллектуальной собственности).

² RU 2273809 C2 (2007 г.).

³ RU 2116586 C1 19980727 (1998 г.); WO 2006/049527 A1 (2006 г.); EP 2290305 A1 (2006 г.); US 7866179 B2 (2011 г.).

ничные примеры использования в контуре теплового насоса процесса двухступенчатого компримирования с помощью компрессора и эжектора⁴. Таким образом, несмотря на большое число источников, связанных с созданием и эксплуатацией тепловых насосов, не было найдено описания промышленного теплового насоса, использующего в качестве рабочего тела паровоздушную смесь, в качестве вакуум-компрессора – ротационно-пластинчатый компрессор и в качестве испарителя – струйный аппарат. Наиболее близким аналогом является тепловой насос, рассмотренный в описании к патенту РФ № 16833 от 12.11.2012 (МПК F25B 30/02, F24D 11/02). Данное техническое решение включает двухступенчатое компримирование с помощью струйного эжектора и ротационно-пластинчатого вакуум-компрессора, а рабочим телом является смесь паров воды и воздуха. Эффективность предложенного теплового насоса

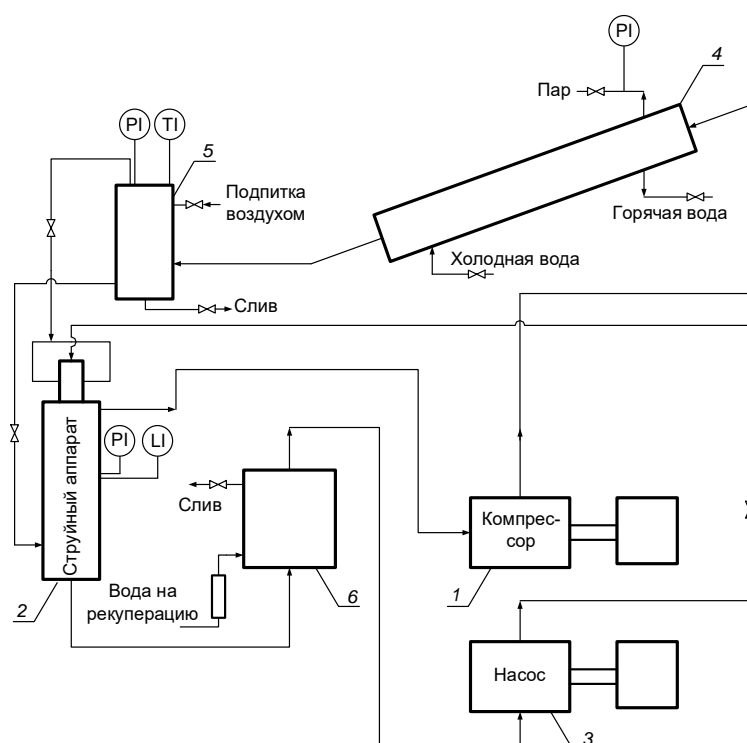


Рисунок 1. – Принципиальная схема лабораторной установки теплового насоса

была невысокой, порядка 1. По мнению авторов патента, основными причинами этого являлись низкие рабочие характеристики ротационно-пластинчатого вакуум-компрессора и его неэффективное взаимодействие со струйным аппаратом.

Поэтому целью работы являлась разработка научных основ создания энергоэффективного модуля промышленного паровоздушного ТН (мощностью порядка 25 кВт и эффективностью не менее 3-х), включающего такие основные элементы, как вакуум-компрессор и струйный аппарат.

В главе 2 «Исследование закономерностей и усовершен-

ствование работы основных аппаратов теплового насоса на основе моделирования процессов компримирования и струйного азрирования» представлены лабораторные исследования, которые проводились на стенде теплового насоса УО «ПГУ» (рисунок 1), работающего следующим образом: «теплая» вода (т. е. низкопотенциальная энергия, поступающая на рекуперацию) с температурой 30–50°C подается в пластинчатый теплообменник 6, где охлаждается до температуры 25–30°C. Охлаждение «теплой» воды по второму контуру теплообменника 6 происходит с использованием циркулирующей в струйном аппарате 2 воды, которая охлаждает-

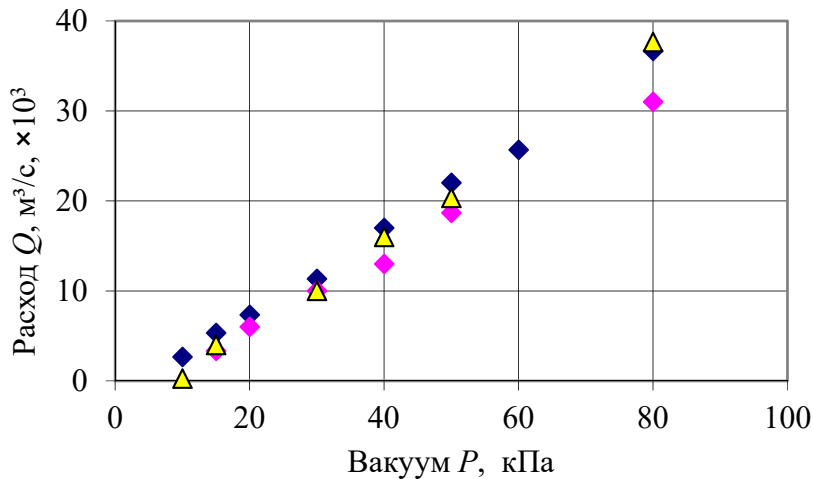
⁴ RU 2161759 C2 20010110 C1 (1998 г.).

ся за счет испарения. Циркуляция воды обеспечивается центробежным насосом 3. Активное испарение воды и насыщение воздуха парами осуществляется благодаря вакууму, развиваемому компрессором 1, и интенсивным процессам барботажа. Таким образом, в корпусе струйного аппарата 2 происходит формирование рабочего тела теплового насоса – смеси паров воды и воздуха. Затем газообразное рабочее тело с температурой 25–30°C поступает на «всасывание» компрессора 1, где сжимается и нагревается до температуры 130–150°C. Далее смесь поступает в теплообменник-конденсатор 4, где происходит ее охлаждение и частичная конденсация водяных паров. Для этого в межтрубное пространство теплообменника-конденсатора 4 непрерывно подается холодный теплоноситель. Окончательное отделение влаги происходит в сепараторе 5, откуда вода и воздух вновь поступают в струйный аппарат 2. Рабочий цикл повторяется. В результате установка вырабатывает «горячую» воду.

Описанная схема ТН была опробована на кафедре химической техники УО «ПГУ» и на ПО «Полимир». Экспериментальные данные подтвердили возможность получения рабочего тела с температурами выше 150°C, но эффективность установки была не высокой (~1). Одной из причин этого являлись низкие характеристики компрессора и струйного аппарата.

В данной главе обобщен материал по подбору, модернизации вакуум-компрессора и соответствующего струйного аппарата, которые совместно смогут обеспечить работу ТН с эффективностью не менее 3-х. Приводятся специальные требования к компрессору, связанные с достижением вакуума до 5–20 кПа, а также требования к конструктивным решениям и выбору материального исполнения элементов компрессора, способных работать при температурах до 150–180°C.

Обосновывается целесообразность выбора ротационно-пластинчатого компрессора ДВН-1, мощностью 4 кВт (завод «Технолит», г. Полоцк). Определяющим фактором выбора явился дополнительный нагрев компримируемой смеси в корпусе компрессора за счет механического трения пластин. Приводится статистический анализ рабочих характеристик серийного компрессора, на основании которого обосновывается необходимость их улучшения путем изменения конструкции и материала пластин для достижения минимальных перепусков газа в корпусе компрессора. Для увеличения объемного расхода, без снижения надежности, пластины были выполнены из металла (сталь 45) взамен текстолита, но с текстолитовыми наконечниками. Это позволило предотвратить повышенный износ корпуса компрессора и одновременно повысить его производительность на 5–10% (рисунок 2). В главе также описывается эксперимент по применению металлических лопаток без защитного наконечника, что привело к износу внутренней поверхности корпуса компрессора и, как следствие, к снижению его производительности (рисунок 2). Для эффективной работы ТН в целом кроме соответствующего компрессора необходим струйный аппарат, способный развить коэффициент эжекции 7–8 и обеспечить вакуум от 80 до 70 кПа. Как было установлено ранее (Е. В. Сафронова, УО «ПГУ»), в первую очередь струйный аппарат



- ◆ – компрессор с металлическими пластинами (эксперимент № 2);
- ◆ – компрессор с текстолитовыми пластинами;
- ▲ – компрессор с металлическими пластинами, оборудованными текстолитовыми вставками

Рисунок 2. – Зависимость объемного расхода (Q) от вакуума (P) для компрессора с различными вариантами материального исполнения пластин

со специально изготовленными шахтами, позволяющими потоку воды наиболее плавно и равномерно распределиться по всему сечению камеры смешения, увеличивая количество захватываемого воздуха, повышая тем самым коэффициент эжекции.

Анализ экспериментальных данных позволил сформулировать следующие требования к эжекционным шахтам, которыми необходимо руководствоваться при проектировании эжектора большего масштаба для теплового насоса:

- эжекционная шахта (камера смешения) должна иметь сечение, соответствующее по форме профилю струи, истекающей из сопла;
- отношение площади сечения камеры смешения к сечению сопла $F_{\text{камеры}} / F_{\text{сопла}}$ должно быть в пределах 3–7;
- расстояние от сопла до входа в эжекционную камеру должно составлять не более 2,5–3,5 калибра сопла (так как сопла являются плоскощелевыми, в качестве калибра для них принята большая длина сечения сопла);
- сопло должно иметь собственную длину, равную 4–6 калибров сопла;
- длина камеры смешения должна равняться 30–35 калибрам (для плоскощелевых шахт калибром принята большая длина сечения камеры).

Также было установлено, что вакуум, создаваемый струйным аппаратом, зависит не только от соблюдения соотношения геометрических размеров элементов эжектора, но и от динамического напора (h), создаваемого в эжекционной камере и на головке струйного аппарата (рисунок 3):

$$h = \frac{\rho_{\text{ГЖ}} \cdot W^2}{2} = \frac{\rho_{\text{ГЖ}}}{2} \cdot \left(\frac{Q_{\text{ГЖ}}}{F_{\text{ЭК}}} \right)^2, \quad (1)$$

должен иметь плоскощелевое сопло, позволяющее вовлечь большее количество воздуха, прилегающего к струе истекающего потока.

Это объясняется тем, что при одинаковых площадях поперечного сечения у плоской струи периметр захвата больше, чем у круглой. А также необходима шахта заданного сечения, по которой сможет беспрепятственно проходить водовоздушная смесь. На лабораторном струйном аппарате была проведена серия экспериментов с соплами различного профиля и сечения,

где $\rho_{гж}$ – плотность газожидкостной смеси, кг/м³;

W – скорость газожидкостной смеси, м/с;

g – ускорение свободного падения, м²/с²;

$Q_{гж}$ – объемный расход газожидкостной смеси, м³/с;

$F_{эж}$ – сечение эквивалентное, м².

Как видно из рисунка 3, для достижения более глубокого вакуума необходим больший газожидкостный напор. Кроме того, для эффективного эжектирования необходимо обеспечить режим развитой турбулентности при истечении воды из сопла ($Re > 10^5$). В таком режиме силы турбулентной вязкости значительно преобладают над молекулярной вязкостью. Поэтому для выражения коэффициента эжекции выбран критерий подобия, не зависящий от вязкости жидкости и характеризующий гидродинамическое состояние потока. По аналогии с газовой динамикой наиболее близким

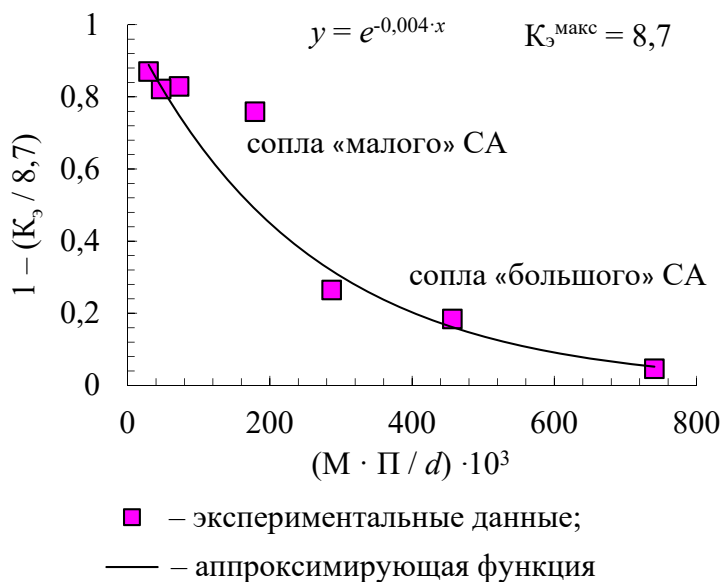


Рисунок 4. – Зависимость предельной эжекции от произведения динамического состояния потока и геометрических параметров сопла

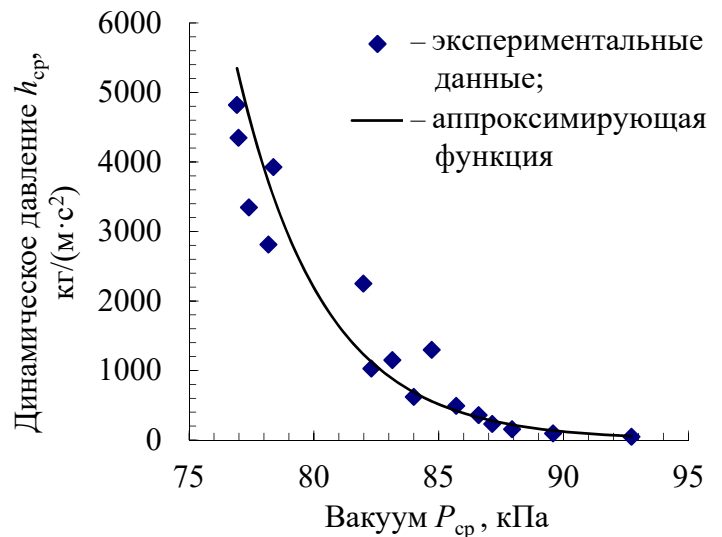


Рисунок 3. – Взаимосвязь развиваемого вакуума ($P_{ср}$) и динамического напора газожидкостной смеси ($h_{ср}$)

по физической сути к полю пульсаций (турбулентностей) в движущемся потоке является звуковое поле. Основной характеристикой звукового поля является число Маха – отношение скорости течения потока к скорости распространения звука в данном потоке.

Такая аналогия с газовой динамикой позволила формально описать процесс эжекции для аппаратов различной мощности, оборудованных соплами различного геометрического размера (рисунок 4), единым выражением:

$$K_3 = K_{3, \text{макс}} \cdot \left(1 - e^{-A_1 \cdot M \cdot \frac{\Pi}{d}} \right), \quad (2)$$

где $K_3^{\text{макс}}$ – максимальный коэффициент эжекции, возможный для данного сопла;
 A_1 – безразмерный коэффициент, учитывающий размеры сопла;
 M – число Маха;
 Π – периметр сопла, м;
 d – определяющий геометрический размер сопла, м.

Для расчетов был использован массив экспериментальных данных, выполненных в диссертационной работе, включающий 27 опытов с 2-мя соплами, 9 опытов с 3-мя соплами и 7 опытов с 7-ю различными соплами. Причем найти частные значения коэффициента A_1 и максимальные значения $K_3^{\text{макс}}$ для конкретного эжектора, независимо от его мощности и геометрического размера, можно путем преобразования (линеаризации) выражения (2) к следующему виду:

$$-\ln\left(1 - \frac{K_3}{K_3^{\text{макс}}}\right) = A_1 \cdot M \cdot \frac{\Pi}{d} \quad (3)$$

и дальнейшего построения линейной зависимости (рисунок 5) в координатах $\left(x: M \cdot \frac{\Pi}{d}; y: -\ln\left(1 - \frac{K_3}{K_3^{\text{макс}}}\right)\right)$.

Тангенсом угла наклона полученной зависимости будет значение коэффициента A_1 . Значение $K_3^{\text{макс}}$ находится путем подбора и подстановки в определенном диапазоне значений максимального коэффициента эжекции в выражение (3) до установления наиболее достоверного распределения экспериментальных данных, т. е. нахождения максимального значения величины достоверности аппроксимации R^2 (рисунок 6).

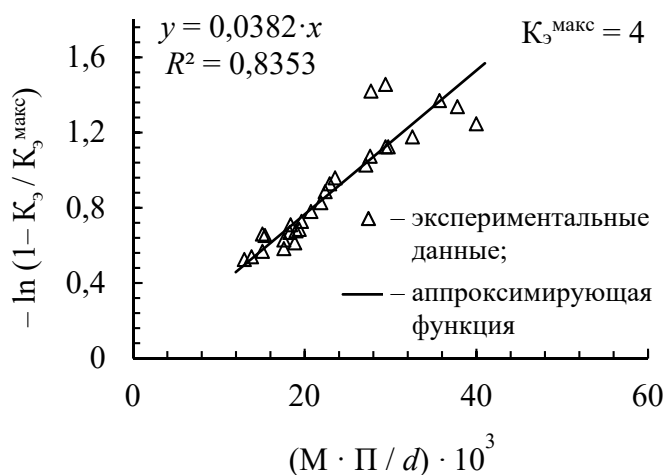


Рисунок 5. – Результат вычисления коэффициента $A = 38,2$ при заданном $K_3^{\text{макс}} = 4$

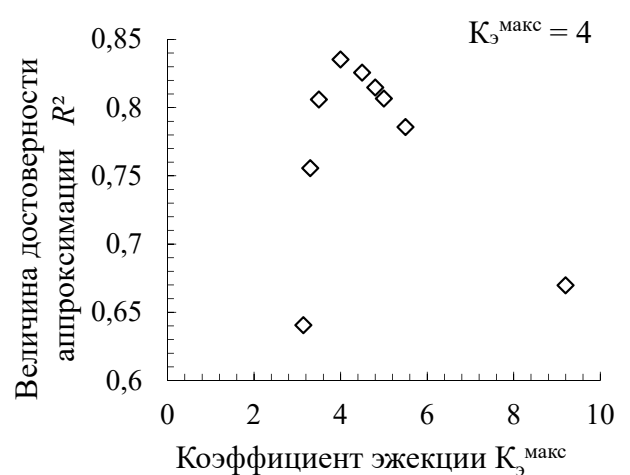


Рисунок 6. – Нахождение экстремума достоверности аппроксимации R^2

Таким образом, экспериментальным и аналитическим методами были получены коэффициенты эжекции ($K_3^{\text{макс}}$, A_1) для плоского и цилиндрического сопла. Сформулированы требования для проектирования основных элементов эжектора,

которыми необходимо руководствоваться для достижения высоких значений коэффициентов эжекции. И показано, что величина K_e зависит не только от динамического состояния потока (M), но и от геометрических параметров сопла (Π / d).

В главе 3 «Исследование закономерностей взаимодействия основных элементов теплового насоса: вакуум-компрессора и струйного аппарата» рассматривается вопрос совместимости рабочих характеристик вакуум-компрессора и струйного аппарата. В схеме ТН струйный аппарат работает не только как аппарат, интенсифицирующий массо- и теплообменные процессы, но и как самостоятельный вакуум-компрессор, позволяющий дополнительно углублять вакуум. И от эффективного взаимодействия струйного аппарата и модернизированного компрессора ДВН-1 будет зависеть эффективность всего ТН. В литературных источниках не найдено описание совместной работы вакуум-компрессора и струйного аппарата. Кроме того, в отличие от примера многоступенчатого сжатия, массовый расход перекачиваемого газа в данном случае не остается постоянным, к эжектируемому струей воды воздуху добавляются водяные пары, образовавшиеся под разрежением в корпусе СА.

Для выявления закономерностей совместной работы компрессора и струйного аппарата было проведено две серии экспериментов с лабораторным струйным аппаратом и ротационно-пластинчатым вакуум-компрессором 2НВР-5ДМ (0,25 кВт). В первой части эксперимента изучали закономерности отдельно работающего компрессора и струйного аппарата, а во второй части эксперимента снимали характеристики при их последовательном соединении. Эксперименты проводились с исходным и модифицированным компрессором, а струйный аппарат поочередно был оборудован двумя плоскощелевыми соплами. В результате получены четыре различные характеристики, по данным которых построены зависимости расход / вакуум (Q / P) (рисунки 7, а, б; 8, а, б).

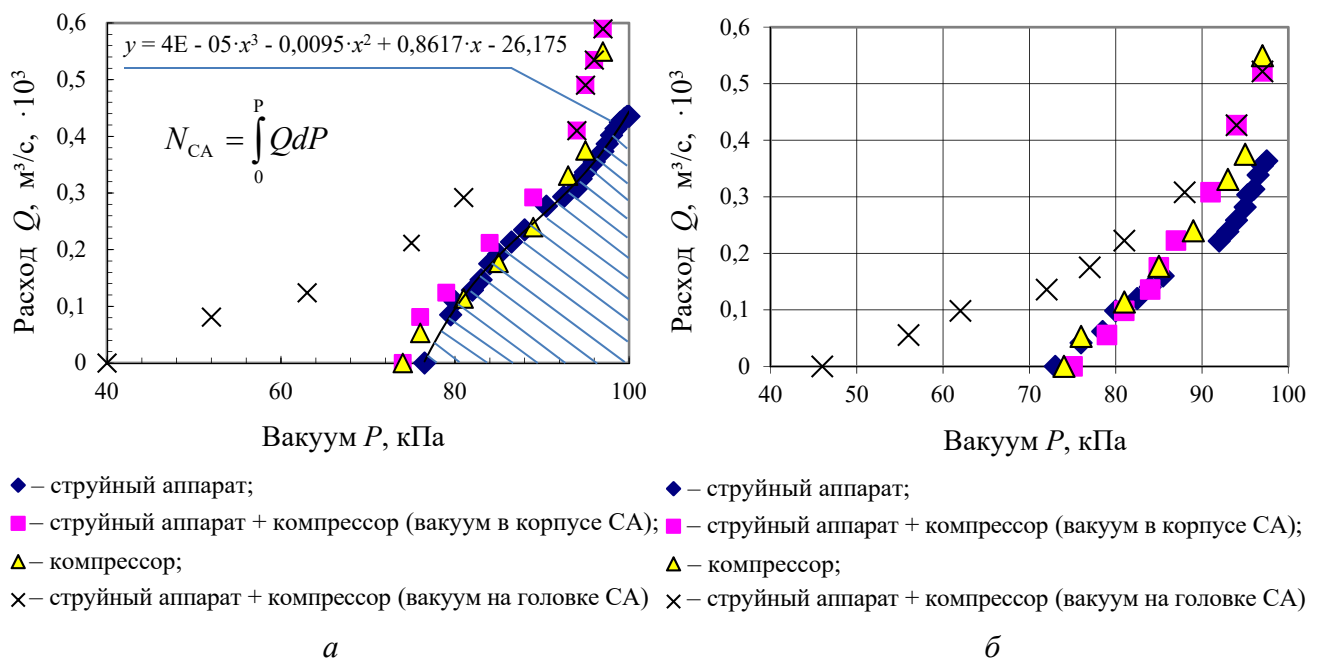


Рисунок 7. – Зависимость объемного расхода (Q) от вакуума (P) при совместной работе исходного компрессора и струйного аппарата с соплом № 1 (а) и № 2 (б)

Площади под характеристиками аппаратов определили, проинтегрировав уравнения их кривых $N = \int QdP$. Полученные значения по размерности (произведение давления (кПа) на объемный расход ($\text{м}^3/\text{с}$)) являются работой в единицу времени, а следовательно – мощностью. В результате установили, что для выполнения правила аддитивности (т. е. соблюдения закономерностей 2-ступенчатой компрессии) при взаимодействии струйного аппарата и вакуум-компрессора необходимо, чтобы начальный расход струйного аппарата был примерно в 2–2,5 раза меньше начального расхода вакуум-компрессора (рисунок 7, а, б).

Однако, если начальные расходы струйного аппарата и вакуум-компрессора соизмеримы (рисунок 8, а, б), вакуум усиливается в основном только на головке, так как мощности вакуум-компрессора недостаточно для преодоления сопротивления эжекционной камеры и сопротивления газожидкостного слоя. Это объясняется тем, что используемый компрессор является компрессором объемного типа, который перекачивает постоянный объем газа.

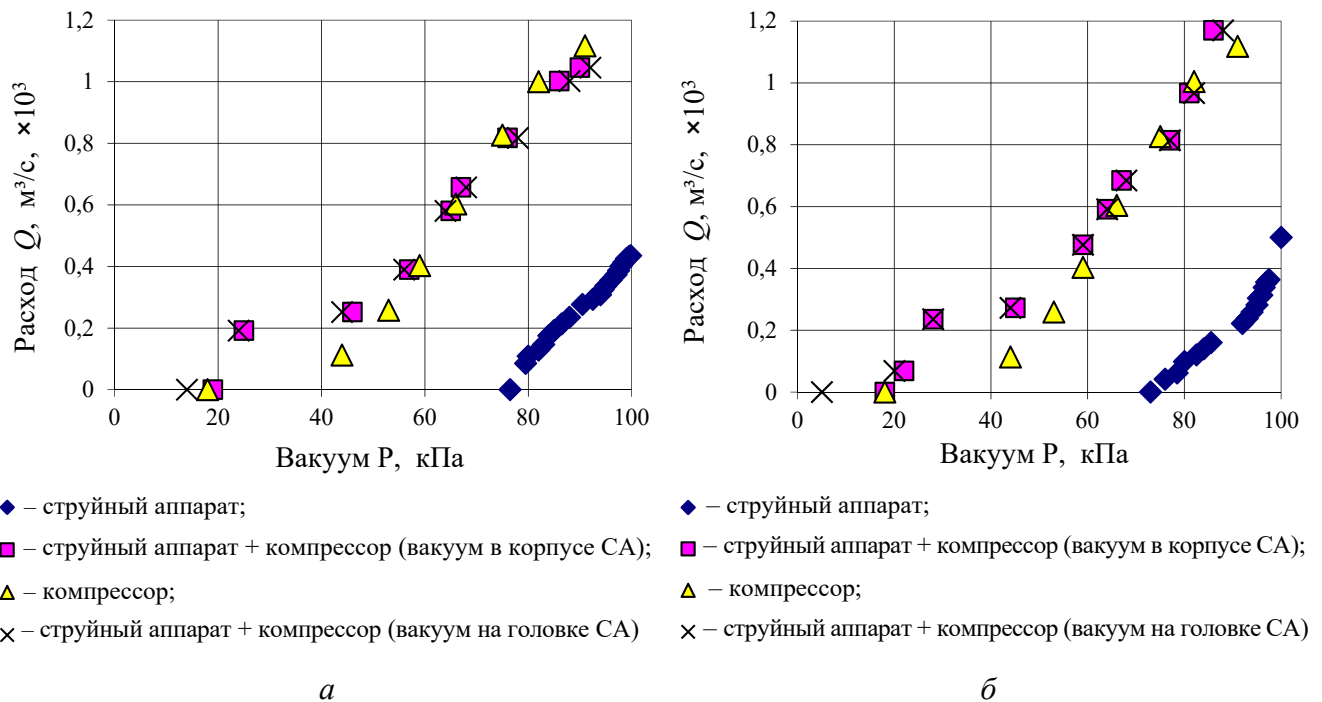


Рисунок 8. – Зависимость объемного расхода (Q) от вакуума (P) при совместной работе измененного компрессора и струйного аппарата с соплом № 1 (а) и № 2 (б)

Для оценки температурных возможностей применения теплового насоса в главе 3 рассмотрены тепловые балансы струйного аппарата и ротационно-пластинчатого вакуум-компрессора. Анализ теплового баланса СА (рисунок 9) позволил определить температурные границы низкопотенциального источника тепла, пригодного для использования в ТН. А тепловой баланс компрессора позволил выявить предельные температуры и составляющие факторы нагрева компримируемой смеси.

Из уравнения (4) теплового баланса СА видно, что температура в корпусе аппарата будет определяться не только температурами эжектируемого воздуха и парового конденсата, поступающих в корпус аппарата, но и коэффициентом эжекции $K_э$. Причем чем выше $K_э$, тем ниже температура $T_{СА}$, что позволит рекуперировать низкопотенциальную энергию с меньшим температурным потенциалом:

$$T_{СА} = 775 \cdot \frac{1}{K_э} \cdot \frac{K \cdot \Delta P + c_{H_2O} \cdot \Delta T}{c_{возд}} + T_{возд} + 0,621 \cdot \frac{P_{в.п}}{P_{возд}} \cdot \frac{c_k \cdot T_k - i_{в.п}}{c_{возд}} - \frac{Q_6}{G_{возд} \cdot c_{возд}}, \quad (4)$$

где K – коэффициент пропорциональности;

ΔP – перепад давления воды на головке эжектора, Па;

c_{H_2O} – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К);

ΔT – разница температур циркулирующей воды до и после теплообменника-рекуператора, К;

$c_{возд}$ – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К);

$T_{возд}$ – температура эжектируемого воздуха, К;

$P_{в.п}$ – парциальное давление водяного пара, Па;

$P_{возд}$ – парциальное давление воздуха, Па;

c_k – удельная теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К);

T_k – температура конденсата, К;

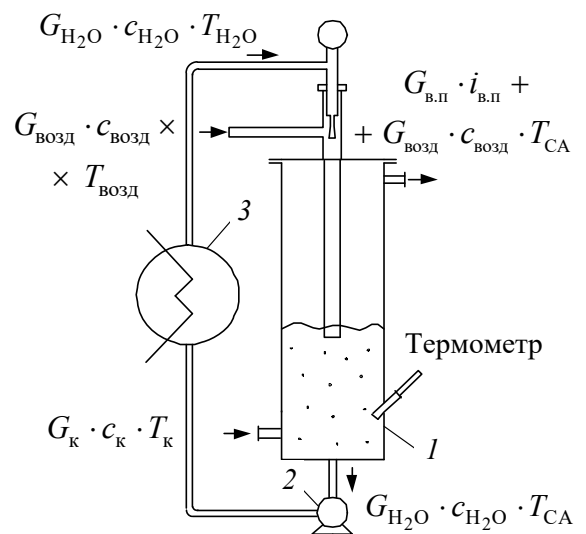
$i_{в.п}$ – энтальпия водяного пара, Дж/кг;

Q_6 – тепловые потери в окружающий воздух от поверхности аппарата, Вт;

$G_{возд}$ – массовый расход эжектируемого воздуха, кг/с.

В тепловом насосе повышение потенциала рабочего тела происходит в компрессоре, поэтому предпочтение было отдано ротационно-пластинчатому компрессору, в корпусе которого происходит нагрев смеси не только за счет термодинамического сжатия, но и за счет механического трения пластин.

Для оценки температурных границ и составляющих нагрева рабочего тела был проведен анализ теплового баланса вакуум-компрессора на примере лабораторного компрессора 2НВР-5ДМ. В экспериментах совместно работали компрессор и струйный аппарат до тех пор, пока не устанавливалось термодинамическое равновесие между теплом, выделяемым от компримирования и трения, и телом, отдаваемым поверхностью компрессора в окружающую среду.



1 – струйный аппарат;

2 – циркуляционный насос;

3 – теплообменник-рекуператор

Рисунок 9. – Схема тепловых потоков струйного аппарата

Эксперименты проводились как с теплоизолированным, так и с неизолированным компрессором. Тепловой баланс компрессора при установившемся термодинамическом равновесии ($dT/d\tau = 0$) представлен в виде уравнения:

$$G \cdot c \cdot (T_2 - T_1) = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1) \cdot G \cdot \frac{1}{M} - \alpha \cdot F \cdot (T_{\text{ст}} - T_0) + A \cdot I, \quad (5)$$

где $G \cdot c \cdot (T_2 - T_1)$ – изменение мощности за счет изменения теплосодержания рабочего тела в компрессоре, Вт;

G – массовый расход рабочего тела, кг/с;

c – удельная теплоемкость паровоздушной смеси, Дж/(кг·К);

T_2 – температура рабочего тела на «нагнетании» из компрессора, К;

T_1 – температура рабочего тела на «всасывании» в компрессор, К;

$\frac{n}{n-1} \cdot R \cdot (T_2 - T_1) \cdot G \cdot \frac{1}{M}$ – мощность, затрачиваемая на сжатие газа, Вт;

n – показатель политропы рабочего тела (безразмерная величина);

R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);

M – молярная масса рабочего тела, кг/моль;

$\alpha \cdot F \cdot (T_{\text{ст}} - T_0)$ – потери тепла в окружающую среду через поверхность корпуса компрессора, Вт;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

F – площадь поверхности компрессора, м²;

$T_{\text{ст}}$ – температура стенки компрессора, К;

T_0 – температура окружающего воздуха, К;

$A \cdot I$ – потеря мощности на преодоление сил трения пластин о корпус компрессора, приводящая к дополнительному нагреву газа, Вт;

A – коэффициент пересчета I ;

I – сила тока, потребляемого компрессором, А.

Установлено, что ротационно-пластинчатый компрессор с теплоизолированным корпусом способен нагревать рабочее тело до 150–180°С, при этом доля нагрева за счет трения пластин составляет до 37% теплового баланса.

В главе 4 «**Варианты применения модели теплового насоса в отраслях народного хозяйства**», используя установленные в предыдущей главе закономерности по взаимодействию струйного аппарата и вакуум-компрессора, а также соотношение составляющих величин теплового баланса компрессора, перешли к проектированию конкретной модели теплового насоса мощностью 25 кВт и эффективностью не менее 3-х на базе модернизированного компрессора ДВН-1 и соответствующего струйного аппарата для последующего применения в химико-технологических системах нефтеперерабатывающих предприятий и коммунальном хозяйстве (ЖКХ).

Исходя из объемной производительности модернизированного компрессора ДВН-1 и учитывая выводы главы 3 о применимости правила аддитивности, были определены характеристики струйного аппарата. А с учетом коэффициента эжекции $K_e \geq 7-8$ оценен необходимый расход воды и соответственно выбран необходимый центробежный насос (мощностью 2,2 кВт).

Используя уравнение теплового баланса струйного аппарата, определена тепловая мощность паровоздушной смеси после компримирования, что позволило перейти к расчету энергетической эффективности $\mathcal{E} = Q_n / N$ теплового насоса в различных температурных режимах. Проведенные расчеты показали, что определяющее значение на мощность теплового насоса оказывает процентное содержание водяных паров в рабочей смеси. При полном насыщении достигается предельно возможная эффективность. Условия, позволяющие достигать максимального содержания водяных паров в смеси, будут определяться вакуумом и температурой в корпусе струйного аппарата, т. е. рабочими характеристиками вакуум-компрессора и температурой низкопотенциального источника соответственно.

С учетом характеристики совместной работы струйного аппарата и вакуум-компрессора ДВН-1 на едином графике отображены различные режимы работы теплового насоса (рисунок 10).

Данные рисунка 10 показывают, что наиболее эффективный режим работы ТН будет обеспечиваться при температуре воды в корпусе струйного аппарата 35–40°C в диапазоне вакуума от 5 до 10 кПа, эффективность при этом составит 2,4–3,1 для 35°C и 3,6–3,7 для 40°C. В главе 4 рассматриваются также выбор и монтаж узлов ТН. Используя выводы главы 2, спроектирован струйный аппарат диаметром 800 мм, высотой 1800 мм с плоскощелевым соплом и соответствующей шахтой. В качестве теплообменника-конденсатора выбран теплообменник типа «труба в трубе», отличающийся низким гидравлическим сопротивлением. Его изготовление планируется осуществлять на ОАО «Технолит». Для рекуперации низкопотенциального тепла выбран пластинчатый теплообменник, способный работать с невысоким температурным напором ($\Delta t_{cp} = 10-15^\circ\text{C}$) и обладающий компактными размерами. Сборку элементов ТН планируется выполнять на ОАО «Технолит» (рисунок 11).

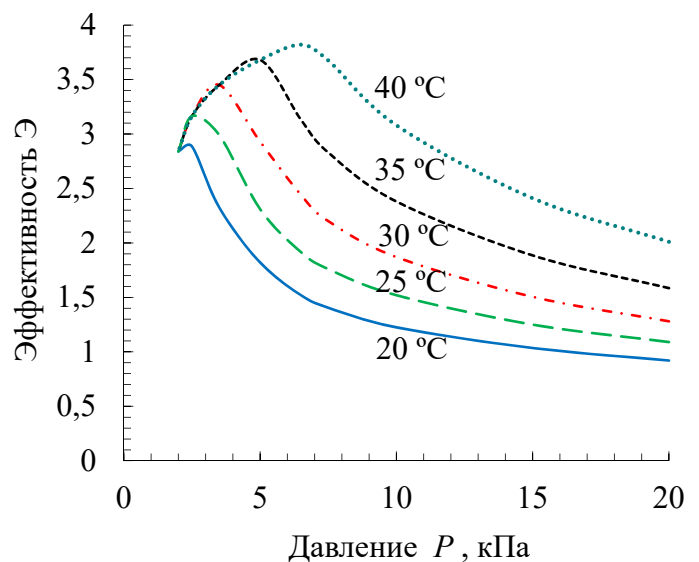
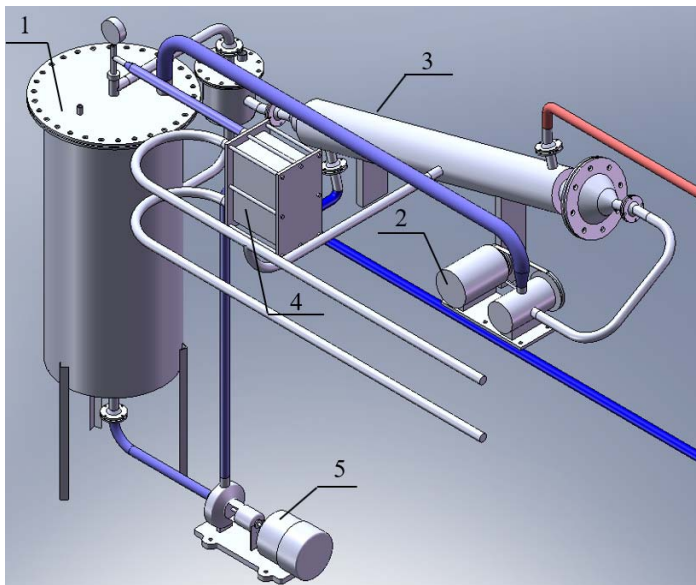


Рисунок 10. – Зависимость эффективности работы ТН от вакуума при различных температурных режимах в корпусе струйного аппарата

Далее в главе описываются варианты интеграции ТН в химико-технологическую систему промышленного производства и систему отопления ЖКХ. В частности, одним из источников низкопотенциального тепла в ОАО «Нафтан» может являться тепло оборотной воды системы охлаждения технологического оборудования и потоков нефтепродуктов.

Анализ потерь тепла в системе водооборота насосно-компрессорного оборудования установки каталитического риформинга показал, что безвозвратно теряется порядка 1,5 МВт низкопотенциальной энергии. Применение традиционных компрессионных ТН для рекуперации такого количества энергии на взрывопожароопасном объекте невозможно, так как это потребует обращения нескольких тонн



1 – струйный аппарат; 2 – вакуум-компрессор;
3 – теплообменник-конденсатор;
4 – теплообменник-рекуператор;
5 – циркуляционный насос

Рисунок 11. – Агрегирование основных узлов теплового насоса на единой раме

высокоопасных и дорогостоящих хладонов. Поэтому особенно важным с экономической и экологической точек зрения может быть внедрение паровоздушного ТН в систему охлаждения оборудования установки риформинга. Модуль ТН на базе компрессора ДВН-1 позволит рекуперировать часть энергии оборотной воды системы, однако его внедрение позволит получить опыт промышленного применения ТН. В будущем необходимо рассмотреть возможность проектирования более мощного ТН для рекуперации промышленных тепловых отходов с использованием компрессора большей производительности, чем вакуум-компрессор ДВН-1.

В главе 4 также рассматривается пример применения ТН в жилищно-коммунальном хозяйстве (ЖКХ) для рекуперации низкопотенциального тепла оборотной теплофикационной воды, идущей от жилых домов обратно к ТЭЦ. При транспортировке тепла по сетям потери достигают до 30% при норме 5–10%. Это во многом определяется тем, что отопительная вода возвращается к ТЭЦ с высокими температурами, составляющими порядка 45–55°C в зависимости от температурных графиков. Рекуперированное тепло предполагается использовать дополнительно для обогрева жилого дома, снижая потребление поступающей от ТЭЦ горячей воды. Вне отопительного сезона теплофикационная вода может использоваться для нагрева питьевой «горячей» воды. При оценке количества ТН установлено, что для типового 2-подъездного 9-этажного дома достаточно одного ТН мощностью 25 кВт.

В заключение выполнена оценка прибыли и срока окупаемости от внедрения в производство рассмотренного ТН. Установлено, что срок окупаемости при его круглогодичном использовании на технологической установке ОАО «Нафтан» составит 3,4 года, а в ЖКХ, в системе отопления и нагрева «горячей» сетевой воды типового 9-этажного дома – 1,8 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. Разработан энергоэффективный аппаратурно-технологический модуль промышленного паровоздушного ТН для рекуперации низкопотенциального тепла с энергетической эффективностью $\Xi \geq 3$, основными элементами которого являются: теплообменник-рекуператор (подвод низкопотенциального тепла) → циркуляционный насос → струйный аппарат (рекуперация тепла испарением воды и формирование рабочего тела) → вакуум-компрессор (повышение потенциала рабочего тела) → теплообменник-конденсатор (формирование энергоносителей повышенного потенциала) [1, 2, 5, 11].

2. Статистический анализ экспериментальных данных серийного вакуум-компрессора ДВН-1 и оценка его конструктивных особенностей как компрессора объемного типа позволили установить, что определяющее значение на его рабочие характеристики оказывают перепуски газа в корпусе компрессора, обусловленные материальным исполнением рабочих лопаток и техническими условиями на их изготовление. Это явилось обоснованием необходимости модернизации компрессора не только для увеличения его рабочих характеристик, но и повышения температурного предела применимости компрессора в схеме ТН. Анализ характеристик работы модернизированного вакуум-компрессора показал рост его рабочих характеристик на 5–10% без снижения надежности, что позволит эффективно использовать модернизированный вакуум-компрессор в схеме теплового насоса [1, 7, 9].

3. На основе обобщенных экспериментальных данных по струйному аэрированию разработана модель (общее выражение) взаимосвязи между коэффициентом эжекции и геометрическими размерами сопла. Аргументированы основные требования, необходимые для проектирования струйного аппарата: использование плоскощелевых сопел; соблюдение геометрических форм и пропорций между основными элементами струйного аппарата; режим истечения жидкости из сопла должен быть автомодельным ($Re > 10^5$).

Установлена экспоненциальная зависимость вакуума на головке струйного аппарата от гидродинамических характеристик эжектируемого потока. Это свидетельствует о том, что вакуум, создаваемый струйным аппаратом, зависит не только от соблюдения основных принципов соотношения геометрических размеров элементов эжектора, но и от мощности гидродинамического напора [6, 7].

4. Установлено, что суммарная рабочая характеристика взаимодействия вакуум-компрессора и струйного аппарата при их последовательном соединении в схеме теплового насоса может быть получена путем сложения характеристик отдельно работающих аппаратов. При этом вакуум-компрессор должен обладать большей начальной объемной производительностью, чем у струйного аппарата примерно в 2–2,5 раза [2, 3, 4, 5].

5. На основе анализа тепловых балансов струйного аппарата и вакуум-компрессора установлено, что для эффективного взаимодействия и нагрева рабочего тела в системе теплового насоса до температур 150–180°C определяющую роль играют:

- глубокий вакуум, создаваемый в системе вакуум-компрессором и СА (вакуум не менее 5–10 кПа);
- нагрев рабочего тела за счет трения пластин о корпус (составляет до 37% в тепловом балансе компрессора);
- высокий коэффициент эжекции в струйном аппарате ($K_3 = 7–8$);
- теплоизоляция корпуса вакуум-компрессора [4, 5].

6. Предложены принципиальные аппаратурно-технологические схемы использования модуля промышленного теплового насоса в химико-технологической системе промышленной установки ОАО «Нафтан» для рекуперации теплоты обратного охлаждения насосно-компрессорного оборудования и в системе теплоснабжения ЖКХ для отопления 9-этажного 2-подъездного жилого дома.

При оценке технико-экономических показателей от внедрения рассмотренного модуля ТН на базе вакуум-компрессора ДВН-1 установлено, что при его круглогодичном применении на технологической установке ОАО «Нафтан» срок окупаемости составит ~3,4 года, а в ЖКХ порядка 2-х лет (~1,8 года) [5, 8, 10, 11].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Модуль промышленного теплового насоса мощностью 25 кВт можно применить для рекуперации низкопотенциального тепла в ЖКХ и химико-технологических системах промышленных предприятий.

1. В системе ЖКХ рекомендуется внедрение единичного теплового насоса в систему отопления типового 9-этажного 2-подъездного жилого дома для рекуперации тепла обратной отопительной воды, возвращаемой к ТЭЦ.

2. Предложено конкретное решение по использованию единичного теплового насоса в водооборотной системе охлаждения насосно-компрессорного оборудования на технологической установке каталитического риформинга ОАО «Нафтан». Тепловой насос сможет вырабатывать горячую воду для нужд данной установки.

3. Используя полученные в работе выводы и рекомендации, к изготовлению опытного образца теплового насоса мощностью 25 кВт приступил Полоцкий за-

вод ОАО «Технолит». После отладки, испытания и доработки модуля опытного образца планируется серийное производство тепловых насосов для их последующей реализации и внедрения в системе ЖКХ и на промышленных предприятиях.

4. Результаты научно-исследовательской работы использованы в учебном процессе кафедры технологии и оборудования переработки нефти и газа учреждения образования «Полоцкий государственный университет».

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи

1. Пискун, И. М. Моделирование компрессора теплового насоса с рабочим телом смесь паров воды и воздуха / И. М. Пискун, Г. Н. Абаев // Тр. молодых специалистов / Полоц. гос. ун-т. – Новополоцк, 2005. – Вып. 11 : Промышленность. – С. 33–36.

2. Пискун, И. М. Компрессионный тепловой насос с рабочим телом: смесь паров воды и воздуха / И. М. Пискун, Г. Н. Абаев // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. Промышленность. – 2007. – № 2. – С. 77–81.

3. Абаев, Г. Н. Взаимодействие вакуум-компрессора и струйного аппарата в схеме теплового насоса / Г. Н. Абаев, И. М. Пискун // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. Промышленность. – 2009. – № 2. – С. 148–152.

4. Пискун, И. М. Взаимодействие основных узлов паровоздушного теплового насоса (вакуум-компрессора и струйного аппарата) / И. М. Пискун, Г. Н. Абаев // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2009. – № 12. – С. 22–26.

Piskun, I. M. Interaction of key units of water vapor-air thermal compression pump / I. M. Piskun, G. N. Abaev // Chem. and Petrol. Eng. – 2009. – Vol. 45, issue 11–12. – P. 760–767.

5. Пискун, И. М. Тепловой насос с рабочим телом смесь паров воды и воздуха / И. М. Пискун, Г. Н. Абаев // Хим. пром-сть. – 2010. – № 4. – С. 194–203.

Piskun, I. M. Pump with Working Body: Mixture of Steam and Air / I. M. Piskun, G. N. Abaev // Russ. J. of Appl. Chem. – 2010. – Vol. 83, no. 9. – P. 1698–1706.

6. Пискун, И. М. Проектирование струйного аппарата как элемента теплового насоса / И. М. Пискун, Г. Н. Абаев // Хим. пром-сть. – 2011. – № 8. – С. 412–417.

Piskun, I. M. Designing of the Jet Device as the Element of the Heat Pump / I. M. Piskun, G. N. Abaev // Russ. J. of Appl. Chem. – 2012. – Vol. 85, no. 3. – P. 527–532.

7. Пискун, И. М. Метод расчета теплового насоса, использующего ротационно-пластинчатый вакуум компрессор и струйный аппарат / И. М. Пискун, Г. Н. Абаев // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2013. – № 13. – С. 3–9.

Piskun, I. M. Method for Thermocompressor Analysis Using Sliding-Vane Vacuum Compressor and Jet Blower / I. M. Piskun, G. N. Abaev // Chem. and Petrol. Eng. – 2013. – Vol. 49, issue 1–2. – P. 3–13.

8. Конева, Н. С. Современные тенденции развития теплонасосной техники / Н. С. Конева, И. М. Пискун // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Приклад. науки. Промышленность. – 2015. – № 11. – С. 133–139.

Материалы конференций

9. Абаев, Г. Н. Компрессионный тепловой насос с рабочим телом смесь паров воды и воздуха / Г. Н. Абаев, И. М. Пискун // Инновационное развитие Придвинского края : регион. науч.-практ. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, 18–19 дек. 2007 г. : сб. науч. тр. / Полоц. гос. ун-т ; редкол.: Д. Н. Лазовский (пред.) [и др.]. – Новополоцк, 2007. – С. 280–285.

10. Piskun, I. Recent trends of industrial use of the heat pump technologies / I. Piskun // European and national dimension in research : materials of VIII Jun. Researchers' Conf., Novopolotsk, 27–28 Apr. 2016 : in 3 pt. / Polotsk State Univ. ; publ. board: D. Lazouski (chairperson) [et al.]. – Novopolotsk, 2016. – Pt. 3 : Technology. – P. 132–136.

11. Пискун, И. М. Современные тенденции применения теплонасосной техники в промышленности / И. М. Пискун // Химическая технология и техника : материалы 81-й науч.-техн. конф. профес.-преподават. состава, науч. сотрудников и аспирантов (с междунар. участием), Минск, 1–12 февр. 2017 г. / Белорус. гос. технол. ун-т ; редкол.: И. В. Войтов. – Минск, 2017. – С. 46–47.

Тезисы докладов

12. Пискун, И. М. Моделирование теплового насоса с рабочим телом смесь водяного пара и воздуха / И. М. Пискун, Д. А. Липовский // IX Респ. науч. конф. студентов и аспирантов Респ. Беларусь «НИРС–2004» : тез. докл., Гродно, 26–27 мая 2004 г. : в 8 ч. / Гродн. гос. ун-т [и др.] ; под ред. А. И. Жука. – Гродно, 2004. – Ч. 2. – С. 109–110.

Патент РБ

13. Компрессионный тепловой насос с рабочим телом в виде смеси паров воды и воздуха : пат. ВУ 16833 / Г. Н. Абаев, И. М. Пискун. – Опубл. 28.02.2013.

РЭЗІЮМЭ

Піскун Ігар Міхайлавіч

Энергаэфектыўны апаратурна-тэхналагічны модуль цеплавой помпы з працоўным целам вадзяная пара – паветра

Ключавыя словы: энергаберажэнне, цеплавая помпа, нізкапатэнцыйнае цяпло, тэрмакампрэсійны цыкл, струменны апарат, вадзяная пара, паветра, выпарэнне, кандэнсацыя, вакуум.

Мэта даследавання: распрацоўка навуковых асноў стварэння энергаэфектыўнага апаратурна-тэхналагічнага модуля прамысловай цеплавой помпы (ЦП), якая выкарыстоўвае ў якасці працоўнага цела сумесь пароў вады і паветра, для рэкуперацыі нізкапатэнцыйнага цяпла ў хіміка-тэхналагічных сістэмах прамысловых прадпрыемстваў.

Метады даследавання і выкарыстаная апаратура: лабараторныя даследаванні і стэндавыя выпрабаванні на вытворчасці і ў УА «ПДУ», матэматычнае мадэляванне, фотаздымка; манавакуметры, манометры, ратацыйныя і барабанныя газавыя лічыльнікі, тахометр гадзіннікавы, тэрмометры тэхнічныя, манометры дыферэнцыяльныя, штангенцыркуль, фотакамера.

Атрыманыя вынікі і іх навізна: распрацаваны энергаэфектыўны апаратурна-тэхналагічны модуль цеплавой помпы з працоўным целам, якое складаецца з сумесі пароў вады і паветра, для рэкуперацыі нізкапатэнцыйнага цяпла з эфектыўнасцю не менш за 3. ЦП уключае такія асноўныя элементы, як ратацыйна-пласціністы вакуум-кампрэсар і струменны апарат. Абгрунтаваны выбар і неабходнасць мадэрнізацыі тыпавага вакуум-кампрэсара ДВН-1 для яго эфектыўнага функцыянавання ў тэхналагічнай схеме цеплавой помпы. Выканана мадэрнізацыя і далейшы аналіз працоўных характарыстык вакуум-кампрэсара. На аснове абагульненых эксперыментальных даных па эжэкцыі распрацавана мадэль (агульны выраз) узаемасувязі каэфіцыента эжэкцыі з геаметрычнымі памерамі сапла, тэрэтычна абгрунтаваны асноўныя патрабаванні пры праектаванні струменнага апарата для цеплавой помпы, вызначаны характар узаемасувязі паміж гідрадынамічнымі характарыстыкамі эжэкцыйнага патоку і ўзроўнем вакууму на галоўцы струменнага апарата. Упершыню сфармуляваны патрабаванні да характарыстык вакуум-кампрэсара і струменнага апарата для іх аптымальнага ўзаемадзеяння, а таксама заканамернасці пабудовы іх сумарнай рабочай прадукцыйнасці ў схеме ЦП.

Рэкамендацыі па выкарыстанні: прапанаваны прынцыповыя апаратурна-тэхналагічныя схемы інтэгравання парапаветранай цеплавой помпы ў хіміка-тэхналагічныя сістэмы прамысловых вытворчасцей і сістэму абаротнага цеплазабеспячэння жыллёва-камунальнай гаспадаркі (ЖКГ), ацэнены тэхніка-эканамічныя перспектывы іх выкарыстання.

Галіна выкарыстання: прамысловыя вытворчасці, якія валодаюць непатрэбным нізкапатэнцыйным цяплом; сістэмы абаротнага цеплазабеспячэння ЖКГ.

РЕЗЮМЕ

Пискун Игорь Михайлович

Энергоэффективный аппаратно-технологический модуль теплового насоса с рабочим телом водяной пар – воздух

Ключевые слова: энергосбережение, тепловой насос, низкопотенциальное тепло, термокомпрессионный цикл, струйный аппарат, водяной пар, воздух, испарение, конденсация, вакуум.

Цель исследования: разработка научных основ создания энергоэффективного аппаратно-технологического модуля промышленного теплового насоса (ТН), использующего в качестве рабочего тела смесь паров воды и воздуха, для рекуперации низкопотенциального тепла в химико-технологических системах промышленных предприятий.

Методы исследования и использованная аппаратура: лабораторные исследования и стендовые испытания на производстве и УО «ПГУ», математическое моделирование, фотосъемка; мановакуумметры, манометры, ротационные и барабанные газовые счетчики, тахометр часовой, термометры технические, дифференциальные манометры, штангенциркуль, фотокамера.

Полученные результаты и их новизна: разработан энергоэффективный аппаратно-технологический модуль теплового насоса с рабочим телом, состоящим из смеси паров воды и воздуха, для рекуперации низкопотенциального тепла с эффективностью не менее 3. ТН включает такие основные элементы, как ротационно-пластинчатый вакуум-компрессор и струйный аппарат. Обоснован выбор и необходимость модернизации типового вакуум-компрессора ДВН-1 для его эффективного функционирования в технологической схеме теплового насоса. Выполнена модернизация и последующий анализ рабочих характеристик вакуум-компрессора. На основе обобщенных экспериментальных данных по эжектированию разработана модель (общее выражение) взаимосвязи коэффициента эжекции с геометрическими размерами сопла, теоретически аргументированы основные требования при проектировании струйного аппарата для теплового насоса, установлен характер взаимосвязи между гидродинамическими характеристиками эжектируемого потока и уровнем вакуума на головке струйного аппарата. Впервые определены требования к характеристикам вакуум-компрессора и струйного аппарата для их оптимального взаимодействия, а также закономерности построения их суммарной рабочей производительности в схеме ТН.

Рекомендации по использованию: предложены принципиальные аппаратно-технологические схемы интегрирования паровоздушного теплового насоса в химико-технологические системы промышленных производств и систему оборотного теплоснабжения жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ), оценены технико-экономические перспективы их использования.

Область применения: промышленные производства, обладающие бросовым низкопотенциальным теплом; системы оборотного теплоснабжения ЖКХ.

SUMMARY

Piskun Igor Mikhaylovich

Energy-efficient hardware-technology module of the heat pump with a working medium of water vapor – air

Keywords: energy efficiency, heat pump, low-grade heat, thermocompression cycle, jet apparatus, water vapor, air, evaporation, condensation, vacuum.

The object-matter of research: development of scientific basis for creation of model for energy-efficient air-steam heat pump (HP), that use water vapor-air mixture as working medium for recuperation of low-grade heat in chemical-engineering systems at industrial plants.

Research methods and used equipment: laboratory study and bed tests in industries and at EI “PSU”, mathematic modeling, photographic surveying; pressure-vacuum gauge, pressure gauges, rotary and drum-type gas meters, clock-type tachometer, industrial thermometers, differential pressure gauge, vernier caliper, photcamera.

The obtained results and their novelty: energy-efficient hardware-technology module for heat pump with working medium: water vapor-air mixture, for low-grade heat recuperation with efficiency not less than 3, including such main elements, as rotary-vane vacuum compressor and jet apparatus are developed.

Choice and necessity of typical vacuum compressor DVN-1 revamp for its efficient operation in heat pump process flow diagram are proved. Revamp and following analysis of vacuum compressor performance curves are executed.

On the basis of integrated data for ejection were developed the model (common expression) of entrainment ratio and nose geometrical dimensions association, main requisitions for designing of jet apparatus for heat pump theoretically argued, association nature for ejected flow hydrodynamic characteristics and vacuum level on the nose of jet apparatus are found.

For the first time requisitions to vacuum compressor and jet apparatus characteristics are set for its optimal integrity and also pattern for tracing of total working capacity in the heat pump cycle.

Recommendations for use: basic process flow diagrams for integration of steam-air heat pump in chemical-engineering systems of industrial plants and systems of revolving heating in housing and utilities sector are presented; technical-and-economic indexes of its application are estimated.

Field of application: the industrial productions having waste low-potential heat; systems of reverse heat supply of housing and public utilities.

Научное издание

Пискун Игорь Михайлович

**ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ АППАРАТУРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
МОДУЛЬ ТЕПЛООВОГО НАСОСА С РАБОЧИМ ТЕЛОМ
ВОДЯНОЙ ПАР – ВОЗДУХ**

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук
по специальности 05.17.08 – процессы и аппараты химических технологий

Ответственный за выпуск И. М. Пискун

Подписано в печать 13.02.2018. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать ризографическая.
Усл. печ. л. 1,5. Уч.-изд. л. 1,0.
Тираж 60 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.