Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»

На правах рукописи

Мурманский Илья Борисович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Аронсон Константин Эрленович

Екатеринбург – 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Список принятых обозначений 4

Введение… 6

Глава 1. Состояние вопроса. Постановка задач исследования 16

1.1 Типовые конструкции и характеристики многоступенчатых эжекторов различных турбинных заводов 17

1.2 Направления совершенствования конструкций струйных аппаратов эжекторов 21

1.3 Методики расчёта проточной части и промежуточных охладителей эжекторов 31

1.4 Влияние условий эксплуатации на эффективность функционирования эжекторов конденсационных установок ПТУ 41

1.5 Выводы. Постановка задачи исследования 46

Глава 2. Разработка уточнённой методики расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин 48

2.1 Анализ и обобщение экспериментальных исследований серийных эжекторов конденсационных установок ПТУ 48

2.2 Анализ и обобщение геометрических характеристик серийных эжекторов 60

2.3 Численное моделирование газодинамики в струйном аппарате эжектора ... 66

2.4 Уточнение методики расчёта 76

2.5 Выводы 81

Глава 3. Разработка, экспериментальные исследования и промышленная апробация современного высокоэффективного эжектора для конденсационных установок ПТУ 84

3.1 Обоснование целесообразности разработки нового эжектора 84

3.2 Расчёт эжектора по уточнённой методике 87

3.3 Новые технические решения, заложенные в конструкцию эжектора 89

3.4 Результаты испытаний разработанного эжектора в условиях эксплуатациии. Совместное функционирование эжектора и конденсатора 95

3.5 ВЫВОДЫ 110

Глава 4. Исследование функционирования промежуточных охладителей эжектора 113

4.1 Результаты экспериментальных исследований промежуточных охладителей 113

4.2 Разработка модели повышения давления паровоздушной смеси в промежуточном охладителе многоступенчатого эжектора 118

4.3 Выводы… 132

Глава 5. Оценка технико-экономической эффективности функционирования конденсационных установок с новым эжектором 133

4.1 Функционирование разработанного эжектора в составе конденсационной турбины 133

4.2 Функционирование основных эжекторов в составе теплофикационных турбин…..……136

4.3 Выводы… 142

Заключение 143

Библиографический список 146

Приложения 158

СПИСОК ПРИНЯТЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Определения

Геометрические характеристики – основные геометрические размеры.

Инжектируемый поток – подсасываемая в эжектор среда.

Коэффициент инжекции – отношение расходов рабочего и инжектируемого потоков.

Основной геометрический параметр – отношение площадей сечения цилиндрической части камеры смешения и критического сечения сопла.

Паспортная характеристика – характеристика эжектора, регламентированная заводом-изготовителем эжектора.

Рабочая характеристика – характеристика эжектора, полученная в результате промышленных испытаний (экспериментальная).

Степень сжатия – степень повышения давления в струйном аппарате.

Струйный аппарат – сопло, приёмная камера, камера смешения и диффузор эжектора.

Эффективное сечение – виртуальное сечение в камере смешения, в котором инжектируемый поток разгоняется до скорости звука.

В списке приведены обозначения, используемые в тексте. Обозначения, приведённые в формулах, расшифрованы под формулами.

Обозначения

1-1, 2-2, 3-3, а-а – сечения струйного аппарата I,II,III,А-А, соответственно;

Δ – разность;

μ - коэффициент положения «эффективного сечения» (отношение площади «эффективного сечения» к площади сечения цилиндрической части камеры смешения);

d – диаметр;

F – площадь сечения;

F* – основной геометрический параметр эжектора (отношение площадей сечения цилиндрической части камеры смешения и критического сечения сопла);

G – расход;

l_1 – расстояние между выходным сечением сопла и входным сечением цилиндрической части камеры смешения;

P – давление;

t – температура;

W – скорость потока.

Сокращения

ПТУ – паротурбинная установка;
КУ – конденсационная установка;
ЧНД – часть низкого давления;
ПВС – паровоздушная смесь;
УТЗ – Уральский турбинный завод;
ЛМЗ – Ленинградский металлический завод;
ХТЗ – Харьковский турбинный завод;
КТЗ – Калужский турбинный завод;
МЭИ – Московский энергетический институт;
ВТИ – Всероссийский теплотехнический институт.

Индексы

I – параметры первой ступени эжектора (P_I – давление всасывания эжектора);
0 – начальные параметры;
кр – критический;
вн – внутренний;
вых – выход;
возд – «сухой» воздух;
д – диффузор;
с – сопло;
н – насыщения, всасываемая паровоздушная смесь;
ок – охлаждающий конденсат;
рп – рабочий пар;
пвс – паровоздушная смесь;
пн – пар в паровоздушной смеси;
пр – предельный;
см – паровоздушная смесь;
эфф – эффективное сечение.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время значительная выработка существующими паротурбинными установкам (ПТУ) [1-8] своего паркового ресурса, ограниченность инвестирования средств на поддержание состояния оборудования приводят к появлению трудноустранимых дефектов (коробление фланцев корпуса и др.), вызывающих попадание воздуха в вакуумную систему. В установленных на ТЭС турбоагрегатах повсеместно встречается превышение присосов воздуха свыше нормативных значений до 5-6 раз. При этом эжекторы, функционирующие в составе ПТУ, разработаны в 50х-80х годах и не способны обеспечить нормативное функционирование конденсационных установок в нерасчётных режимах их работы [9-11]. Существующие проблемы эксплуатации определяют необходимость разработки новых высокопроизводительных и экономичных основных и вспомогательных эжекторов, отсасывающих воздух из вакуумных систем турбоустановок.

Результаты исследований режимов работы эжекторов и газодинамических процессов, происходящих в них, широко представлены в работах Абрамовича Г.Н., Миллионщикова М.Д., Васильева Ю.Н., Бермана Л.Д., Соколова Е.Я., Робожева А.В., Дейча М.Е., Зингера Н.М., Шкловера Г.Г., Ефимочкина Г.И., Путилова М.И., Лещинского А.М., Мильмана О.О., Белевича А.И., Цегельского В.Г., Соболева А.В., Александрова В.Ю. и других [12-33].

При этом в последние десятилетия в мире значительно возрос интерес к исследованию эжекторов для их использования в установках различного назначения: холодильных циклах, установках преобразования солнечной энергии, химической энергии топлива в электрическую энергию, нефтеперерабатывающей промышленности и др. [34-59]. Исследования, проводимые в России в области совершенствования эжекторов (струйных насосов), охватывают, в основном, вопросы конструктивного исполнения

струйных аппаратов [30,31] или режимы функционирования эжекторов [29,32,33]. В иностранных публикациях исследуется газодинамика в струйных аппаратах современными экспериментальными методами и с помощью численных расчётов в специализированных программных комплексах [35-40 и др.].

В настоящей работе предложено рассматривать вопросы совершенствования многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин вопросы с позиций их повреждаемости, разработки более надёжных конструкций, обобщении опыта эксплуатации, испытаний, обобщении геометрических характеристик эжекторов, уточнении методики расчёта, особенностей взаимного влияния струйных аппаратов и промежуточных охладителей.

Актуальность совершенствования эжекторов паровых турбин определяется необходимостью поддержания глубокого вакуума в конденсаторах турбин при повышенных присосах воздуха. Эжекторы, разработанные в 50х-80х годах прошлого века, не соответствуют современным требованиям в части надёжности и эффективности конденсационной установки. Новые возможности совершенствования эжекторов связаны с появлением современных методов экспериментальных и расчётных исследований, накопившимся опытом расчёта, разработки, испытаний и эксплуатации эжекторов.

Объектом исследования и разработки являются многоступенчатые пароструйные эжекторы конденсационных установок паровых турбин.

Степень разработанности выбранной темы представлена на блок-схеме проведённых в рамках настоящей диссертационной работы исследований (рис. 1).

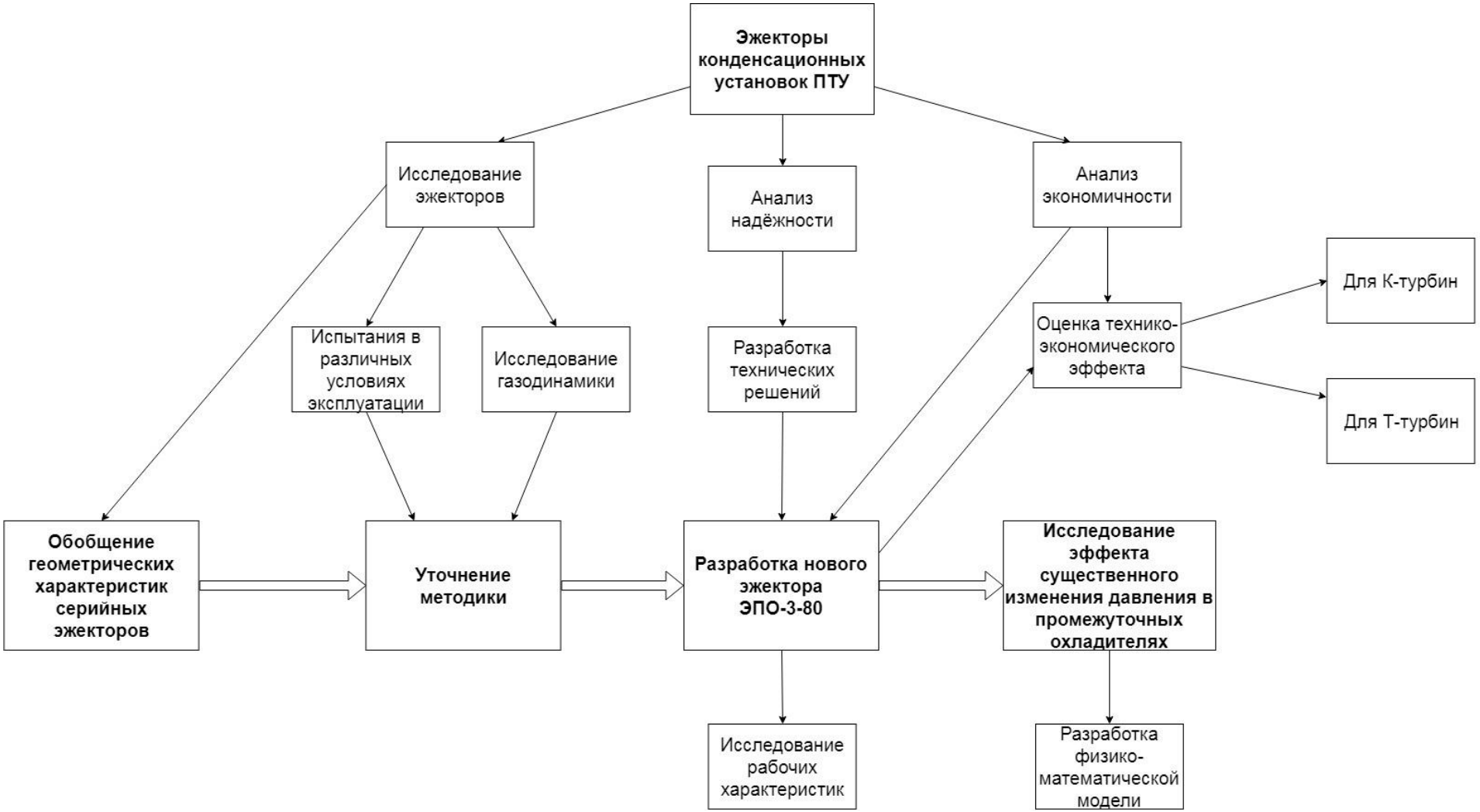

Рис. 1. Блок-схема проведённого исследования

При исследовании эжекторов конденсационных установок ПТУ проведены анализ надёжности, промышленные испытания в различных условиях эксплуатации, обобщение геометрических характеристик и анализ экономичности существующих серийных эжекторов различных заводов-изготовителей, а также численные исследования газодинамики в струйных аппаратах эжекторов. На основе полученных результатов уточнена методика расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов и разработан новый эжектор ЭПО-3-80. При испытаниях нового эжектора ЭПО-3-80 зафиксирован газодинамический эффект существенного изменения давления в промежуточных охладителях эжектора. Для описания полученного эффекта разработана физико-математическая модель.

Целью исследования является совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов для повышения экономичности и надёжности конденсационных установок паровых турбин.

З**адачи исследования** сформулированы следующим образом:

- Проведение обследований и промышленных испытаний различных типоразмеров пароструйных эжекторов в различных условиях эксплуатации ТЭС для оценки показателей эффективности эжекторов и надёжности их функционирования в составе конденсационных установок.
- Обобщение и анализ геометрических характеристик серийных пароструйных эжекторов.
- Исследование газодинамических процессов в струйных аппаратах и промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов.
- Разработка уточнённой методики расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин на основе обобщения результатов испытаний, анализа геометрических характеристик серийных эжекторов и численных исследований газодинамики в струйных аппаратах.
- Разработка нового многоступенчатого пароструйного эжектора повышенной производительности для конденсационных установок паровых

турбин и проведение экспериментальных исследований эжектора в условиях эксплуатации на ТЭС.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- Выявлены и обобщены связи между геометрическими параметрами, рабочими характеристиками и назначением (для конденсационных или теплофикационных турбин) многоступенчатых пароструйных эжекторов. Обобщение проведено на основе исследования 24 серийных конструкций эжекторов в части анализа положения «эффективного сечения», в котором инжектируемая смесь достигает (или преодолевает) скорость звука; основного геометрического параметра эжектора (отношения площадей критических сечений камеры смешения и сопла); различных значений осевого положения сопла; распределения степеней сжатия в многоступенчатых эжекторах; изменения критических диаметров сопел по ступеням эжектора.

- Разработана уточнённая методика конструкторского и поверочного расчётов многоступенчатых пароструйных эжекторов на основе анализа и обобщения результатов проведённых промышленных испытаний, обобщения геометрических характеристик серийных эжекторов, а также численного моделирования. Методика конструкторского расчёта уточнена в части уменьшения расходов рабочего пара, определения положения «эффективного сечения», выбора основного геометрического параметра эжектора, распределения степеней сжатия по ступеням эжектора. Разработанная методика поверочного расчёта позволяет определять характеристики ступеней эжектора при заданных геометрических размерах струйных аппаратов и долях конденсирующегося в промежуточных охладителях пара.

- Выявлен газодинамический эффект существенного изменения давления паровоздушной смеси в промежуточных охладителях эжектора. Давление паровоздушной смеси на выходе из охладителей уменьшается по сравнению с давлением на входе на величину ΔP=1,0-4,0 кПа или увеличивается на

величину ΔР=1,0-8,6 кПа. Разработана физико-математическая модель, описывающая эффект повышения давления, как скачок давления в формируемой на входе в теплообменник двухфазной, двухкомпонентной среде.

Все основные научные результаты подтверждены экспериментально.

Достоверность и обоснованность результатов работы обеспечивается использованием апробированных методик измерений и метрологически поверенных приборов при проведении экспериментальных исследований; хорошим согласованием результатов испытаний эжекторов с данными других авторов, а также с результатами расчетов по уточненной автором методике; успешным функционированием разработанного эжектора ЭПО-3-80 в составе конденсационной установки турбины К-200-130 ЛМЗ Сургутской ГРЭС-1 на протяжении более полутора лет.

Теоретическая и практическая значимость работы**:**

- Разработана уточнённая методика для расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов в широком диапазоне параметров их функционирования.
- Разработана расширенная схема измерений многоступенчатых эжекторов, позволяющая подробно исследовать параметры функционирования эжектора, в том числе газодинамическое сопротивление промежуточных охладителей.
- Зафиксирован газодинамический эффект существенного изменения давления в промежуточных охладителях многоступенчатого эжектора.
- Разработаны и обоснованы мероприятия по совершенствованию конструкций многоступенчатых пароструйных эжекторов.
- Разработаны технические решения, позволяющие повысить эффективность и надёжность многоступенчатых пароструйных эжекторов.
- Обобщены и проанализированы результаты промышленных испытаний 34 серийных эжекторов различных заводов-изготовителей.

Реализация результатов работы. Результаты работы используются при модернизации серийных эжекторов, расчёте и проектировании новых высокоэффективных эжекторов для конденсационных установок турбин ТЭС. Модернизировано и установлено на ТЭС более 50 многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин мощностью от 50 до 500 МВт. Уточнённая методика расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов уже использована для разработки ряда высокоэффективных эжекторов, повышающих экономичность конденсационных установок паровых турбин. Разработанный эжектор ЭПО-3-80 апробирован и успешно функционирует в составе турбины К-200-130 ЛМЗ, в конденсаторе которой поддерживается давление близкое к нормативному, несмотря на присосы воздуха в ЧНД около 120-130 кг/ч при нормативном значении 21 кг/ч. Успешная реализация нового эжектора подтверждена Актом внедрения от Сургутской ГРЭС-1. Разработки в части повышения эффективности и надёжности многоступенчатых пароструйных эжекторов используются ЗАО «Нестандартмаш», ООО «Энерготех-Эжектор» – подтверждено Актами внедрения (Приложение 1).

Ряд полученных результатов используются в ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина» в учебных курсах «Теплообменные аппараты турбоустановок» и «Тепловые и атомные электростанции». Материалы диссертационной работы включены в учебные пособия [61-63].

Личный вклад автора заключается в постановке задач исследования; сборе, обработке и анализе данных о конструктивных и геометрических характеристиках оборудования; выполнении статистических и расчётных исследований; непосредственном участии в апробации результатов исследований; разработке уточнённой методики расчёта эжектора; разработке схемы измерений, планировании и выполнении экспериментальных исследований нового эжектора; обработке и

интерпретации экспериментальных данных; разработке модели для объяснения эффекта повышения давления в промежуточных охладителях эжектора; подготовке публикаций по выполненной работе.

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н.Ельцина и соответствует приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники РФ (производственные и энергосберегающие технологии), а также критическим технологиям РФ (производство электроэнергии и тепла на органическом топливе) из перечня, утвержденного президентом РФ 30.03.2002.

Исследования выполнялись на основе госбюджетных и договорных НИР, а также договоров о научном сотрудничестве с АО «Уральский турбинный завод». Часть исследований выполнена в рамках грантов РФФИ по научным проектам, выполняемые молодыми учеными под руководством кандидатов и докторов наук в научных организациях Российской Федерации.

В диссертационной работе кроме результатов, полученных лично автором, использованы данные полученные совместно с коллегами по работе: д.т.н. Аронсоном К.Э., д.т.н. Бродовым Ю.М., д.т.н. Рябчиковым А.Ю., к.т.н. Брезгиным Д.В., к.т.н. Желонкиным Н.В., инженером Купцовым В.К., сотрудником АО «УТЗ» Степановым М.Ю сотрудниками Университета Флоренции Adriano Milazzo, Andrea Roccetti, Federico Mazzelli, Jafar Mahmoudian, Francesco Giacomelli. При реализации результатов работы большую помощь также оказали сотрудники Сургутской ГРЭС-1, ООО «Энерготех-Эжектор» и ЗАО «Нестандартмаш».

Всем выше названным коллегам, а также сотрудникам кафедры «Турбины и двигатели» автор выражает глубокую признательность за внимание и участие в обсуждении результатов работы.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием (г. Екатеринбург, 2014, 2015, 2016), XX и XXI школах-семинарах молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (г. Звенигород, 2015; г. Санкт-Петербург, 2017); Пятой международной конференции «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках» (г. Казань, 2015); Международной конференции «IX Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике» (г. Казань, 2015); Научно-практической конференции «Энергетика. Экология. Энергосбережения» к 25-летию образования НПВП «Турбокон» (г. Калуга 2016); Первой и Второй научно-технических конференциях молодых ученых Уральского энергетического института (г. Екатеринбург, 2016, 2017); международной конференции ICMF 2016 – 9th International conference of multiphase flow, (Италия, г. Флоренция, 2016); XV Минском международном форуме по тепло- и массообмену» (Белоруссия, г. Минск, 2016); международной конференции Wessex Energy Quest 2016 (г. Анкона, Италия, 2016); юбилейной конференции Национального комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы газодинамики и тепломассообмена»; международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (XIX Бенардосовские чтения) (г. Иваново, 2017); Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (г. Москва, 2017).

Публикации. Основные положения и выводы изложены в 33 печатных работах, в том числе в 6 статьях, опубликованных в научных журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий, определенный ВАК (5 Scopus, 2 WoS), свидетельстве о регистрации программного комплекса, патенте на полезную модель, патенте на изобретение, 2 учебных

пособиях для студентов. Полный список печатных трудов автора состоит из 47 работ (Приложение 2).

Основные положения, выносимые на защиту:

- Результаты статистического анализа надёжности оборудования конденсационных установок ПТУ.
- Результаты сравнительных экспериментальных исследований серийных эжекторов конденсационных установок в различных условиях эксплуатации.
- Результаты обобщения геометрических и конструктивных параметров эжекторов.
- Разработанная уточнённая методика конструкторского и поверочного расчётов многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин.
- Результаты экспериментальных исследований разработанного по уточнённой методике эжектора ЭПО-3-80 с изменяющимся осевым положением сопла, в том числе, зафиксированный газодинамический эффект существенного изменения давления в промежуточных охладителях эжектора.
- Физико-математическая модель, описывающая газодинамический эффект повышения давления в промежуточных охладителях многоступенчатых эжекторов.

Структура и объем диссертации. Квалификационная работа состоит из введения, 5 глав, заключения, библиографического списка из 141 наименований и приложения. Весь материал изложен на 176 страницах машинописного текста, включая приложения, содержит 50 рисунков, 12 таблиц.

Глава 1.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования, посвящённые совершенствованию многоступенчатых пароструйных эжекторов можно разделить на следующие направления:

– разработка технических решений, связанных с оптимизацией конструкций и геометрических параметров многоступенчатых эжекторов с промежуточными охладителями [29-33, 67-82];

– исследование газодинамических процессов и совершенствование конструкций струйных аппаратов (рис. 1.1) с помощью современных экспериментальных и расчетных методов [29-59];

– разработка и уточнение конструкторских методик расчёта струйных аппаратов эжекторов (сопел, диффузоров) [12-15,18,26-29] и их промежуточных охладителей [12,64-66].

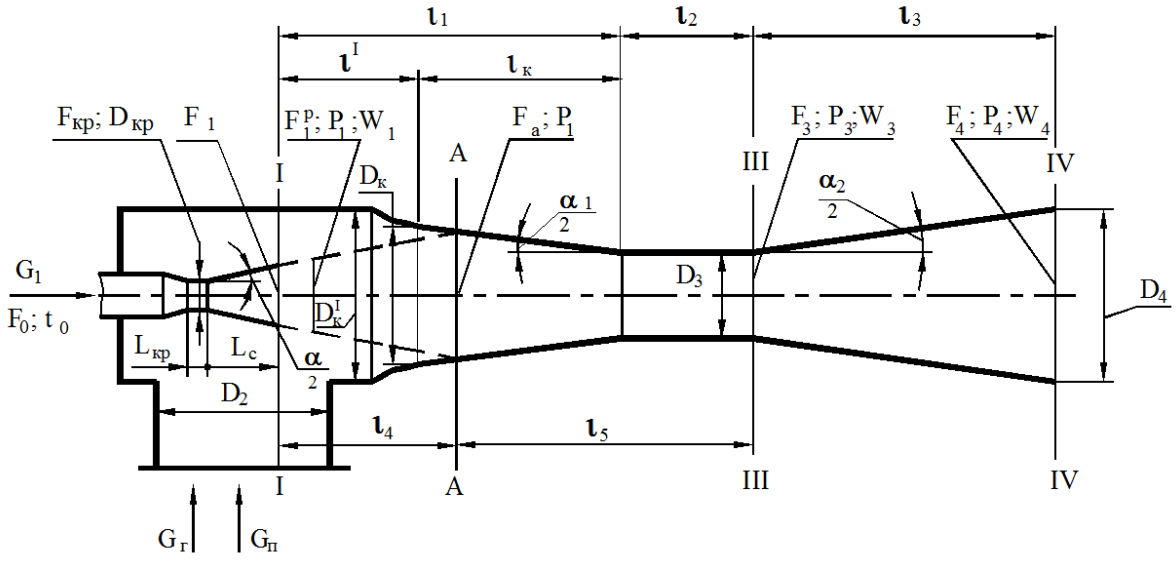

Рис. 1.1. Схема пароструйного аппарата эжектора с обозначением основных геометрических параметров и потоков сред [14]: F – площадь сечения; D – диаметр; P – давление; t – температура; W – скорость потока; G – расход; L – длина элемента; l – длина участка; α – угол. Сечения: I – выходное сечение сопла; A-A – «эффективное сечение»; III – выходное сечение камеры смешения/входное сечение диффузора; IV– выходное сечение диффузора. Индексы: 0 – начальные параметры; кр – критическое сечение; 1,a,3,4 – сечения I,A,III,IV, соответственно.

1.1. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЭЖЕКТОРОВ РАЗЛИЧНЫХ ТУРБИННЫХ ЗАВОДОВ

Большинство пароструйных эжекторов, установленных на ТЭС России, имеют однотипную конструкцию. Они представляют собой трех (или двух) ступенчатый пароструйный аппарат, установленный в одном корпусе с промежуточными охладителями. Достоинства и недостатки этих и других конструкций эжекторов рассмотрены в данном разделе.

Многоступенчатые конструкции

Принцип работы многоступенчатого эжектора схематично представлен на рис. 1.2.

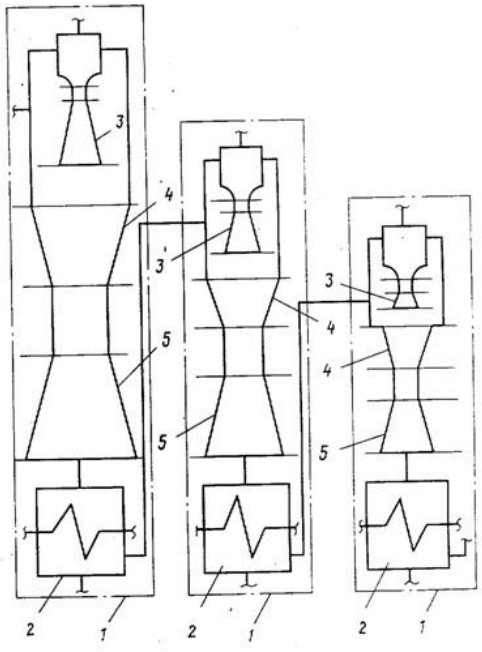

Рис. 1.2. Схема работы многоступенчатого эжектора
1 – ступень эжектора; 2 – промежуточный охладитель; 3 – сопло; 4 – камера смешения; 5 – диффузор.

Известно [12-15], что применение многоступенчатых эжекторов обусловлено необходимостью достижения заданной степени сжатия и минимального расхода рабочего пара $G_{рп}$ на эжектор. Степень сжатия в эжекторе определяется согласно (1.1).

$$\varepsilon = \frac{p_{\partial}}{p^{I}_{\text{к (пр)}}}, \qquad (1.1)$$

где $P_{\partial\ (\text{пр})}$ – предельное противодавление последней ступени;
$p^{I}_{\text{к (пр)}}$ – давление всасывания эжектора.

Применение промежуточных охладителей необходимо для уменьшения расхода подсасываемой в следующую ступень смеси [12-15]. При этом схема включения промежуточных охладителей может различаться. Известны работы [10] по установке охладителя перед первой ступенью – на трубопровод подвода паровоздушной смеси в эжектор – для уменьшения содержания пара в подсасываемой смеси. Предложенное решение интересно для конденсационных установок с высокими присосами воздуха в ЧНД турбины, где значительный расход инжектируемого потока может перегружать эжектор.

Согласно [28], эжекторы конденсационных установок одноконтурных АЭС должны иметь регулируемый расход охлаждающего конденсата на охладитель последней ступени для уменьшения доли конденсирующегося пара и регулирования максимально допустимой концентрации гремучих газов. К примеру, эжектор ЭП-3-100/300 вовсе не имеет охладителя третьей ступени.

Согласно задачам, формулируемым при проектировании эжекторов [14,15,103], оценка эффективности многоступенчатых эжекторов должна производится по максимальной производительности $G_{\text{пвс}}$, давлению $P_{\text{рп}}$ и расходу $G_{\text{рп}}$ рабочего пара на эжектор (т.е. коэффициенту инжекции k_{ε}).

$$k_{\varepsilon} = \frac{G_{\text{ПВС}}}{G_{\text{РП}}}. \qquad (1.2)$$

Повышение показателей эффективности многоступенчатых эжекторов может достигаться перераспределением степеней сжатия между ступенями. Например, в [75] для получения наибольшего коэффициента инжекции рекомендовано уменьшать площади сечения цилиндрических частей камер смешения в 2 раза от ступени к ступени.

Типовые конструкции промежуточных охладителей

По конструктивным различиям расположения промежуточных охладителей можно выделить четыре типа многоступенчатых пароструйных эжекторов [12,18,84-88,103] (рис. 1.3).

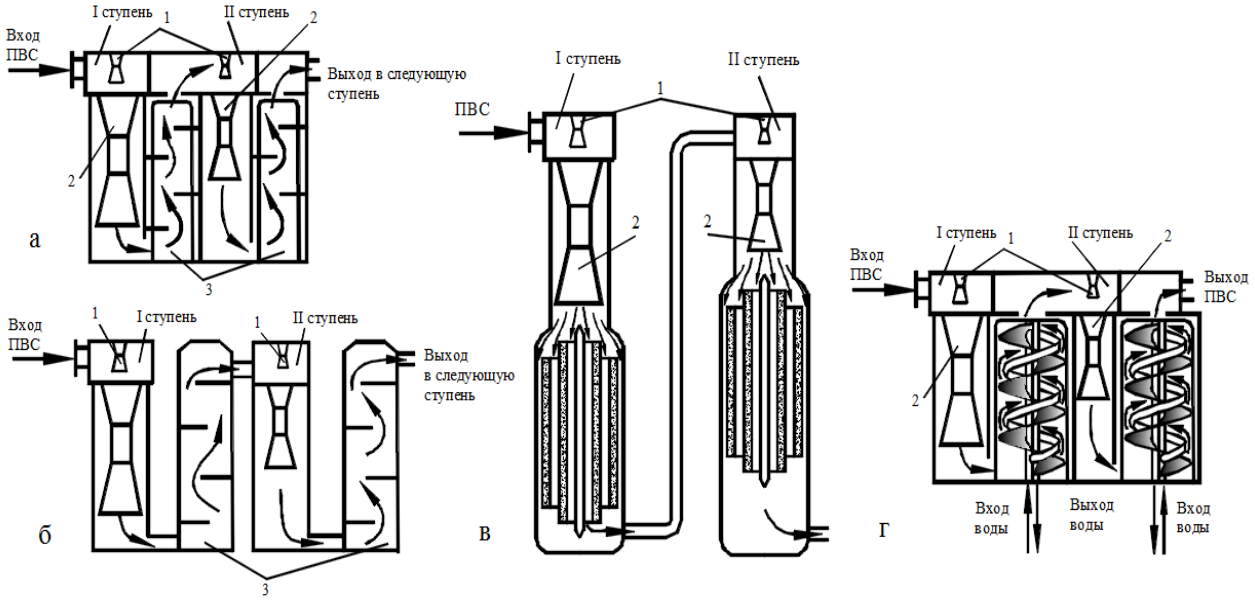

Рис. 1.3. Конструкции промежуточных охладителей многоступенчатых пароструйных эжекторов: а – со встроенным трубным пучком; б – с выносным трубным пучком; в – типа «труба в трубе»; г – с винтовыми трубками

Эжекторы типа «а» со встроенным трубным пучком наиболее распространены и устанавливались на турбины заводов-изготовителей ЛМЗ, ХТГЗ и УТЗ. Охладители эжекторов оснащены U-образными поверхностями теплообмена согласно [28]. К ним относятся ЭП-3-2, ЭП-3-3, ЭП-3-600, ЭП-3-700, ЭПО-3-25/75 и др. Основные преимущества этих эжекторов – компактность и улучшенная по сравнению с типами «в» [84] и «г» [18] ремонтопригодность. Эжекторы типа «г» с винтовыми трубками промежуточных охладителей применяются заводом КТЗ и представляют собой компактную конструкцию, аналогичную типу «со встроенными трубными пучками». Повышенная эффективность конденсации в охладителях такого типа, рассмотренная в работах [104,105], достигается высокими скоростями потока по всей длине теплообменной поверхности,

благодаря чему отсутствуют застойные зоны. При этом, охладители обладают повышенным газодинамическим сопротивлением, а ремонтопригодность данных конструкций значительно осложнена [128].

При анализе рассмотренных конструкций, представляется возможным выделить предположительные конструктивные недостатки. В первую очередь, из-за единого внутрикорпусного пространства эжектора, в собранном состоянии проверка герметичности промежуточных охладителей друг от друга крайне затруднительна, из-за чего нельзя убедиться в отсутствии перетоков паровоздушной смеси между ступенями. Отдельные конструкции (например, ЭП-3-2) оснащены внутренними кожухами для герметичности охладителя.

Для осуществления слива дренажей из промежуточных охладителей в паровое пространство конденсатора и при этом защиты конденсатора от попадания дополнительного количества воздуха, заводами-изготовителями разработаны различные схемы с задвижками и гидрозатворами на трубопроводах дренажей [100]. При этом ряд схем предполагает слив всего расхода дренажа эжектора в конденсатор из первой ступени; конденсат из второй и, в некоторых схемах, третьей ступени каскадом сливается в первую. Данное решение может привести к переполнению охладителя первой ступени и прекращению работы эжектора.

Конструкция типа «б» с выносным трубным пучком выполнена УТЗ в эжекторе ЭПО-3-135 [84] по результатам исследований [67]. Повышенная надёжность может быть обеспечена за счёт герметичной изоляции струйных аппаратов от промежуточных охладителей и друг от друга. При этом в ЭПО-3-135 наклонные выносные охладители установлены с прямыми трубками, что может вызвать напряжение в трубках охладителей при температурных расширениях. Ещё один часто встречающийся в данной конструкции дефект – коррозионный износ наклонных переходных патрубков между струйным аппаратом и промежуточным охладителем.

Эжектор типа «в» – «труба в трубе» также разработан заводом УТЗ [84]. Конструкция реализована в эжекторе ЭПО-3-200 [67]. Ключевым преимуществом эжектора ЭПО-3-200 является высокая производительность $G_{возд}$=200 кг/ч. Также необходимо отметить, что все элементы конструкции, в том числе поверхности теплообмена, выполняются из чёрного металла в отличие от большинства существующих конструкций с поверхностями теплообмена из нержавеющей стали либо латуни. Применение чёрного металла может удешевить конструкцию эжектора при его изготовлении. Основными недостатками ЭПО-3-200 являются его практически полная неремонтопригодность и громоздкость конструкции [67].

1.2. НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ ЭЖЕКТОРОВ

Принципиальные конструкции струйных аппаратов многоступенчатых пароструйных эжекторов описаны в [28,84-87 и др.]. Можно выделить несколько основных параметров, определяющих оптимизацию процессов в струйном аппарате. К таким параметрам относятся: геометрические параметры и осевое положение сопла, формы приёмных камер, камер смешения, диффузора.

Работы, направленные на повышение эффективности струйных аппаратов путём увеличения количества сопел, как правило, представлены в виде патентов на изобретения. В [70] предложен эжектор, состоящий из сопел, каждое из которых направляет поток в свои камеру смешения и диффузор, при этом сопла соединены общей приёмной камерой. Решение является интересным с точки зрения увеличения площади рабочей струи эжектора и расхода подсасываемой смеси. Подобное решение позволяет уменьшить геометрические размеры сопла и диффузора при сохранении

параметров функционирования, но при этом, является достаточно сложным в исполнении.

В работах [72,74] предложены решения, при которых эжектор состоит из нескольких параллельно расположенных сопел и одной камеры смешения с диффузором. Согласно заявленным характеристикам, данные конструкции расширяют диапазон работы устройства путём регулирования подачи активной среды: с помощью штока [72] или используя сопло в качестве газодинамического затвора [74]. При этом не ясно как обеспечивается соосность сопел и камеры смешения с диффузором. Возможно, что применение подобных решений эффективно в эжекторе, условия работы которого принципиально отличаются от эжекторов конденсационных установок. К примеру, если данный эжектор обладает высокой производительностью, но малой степенью сжатия.

Известны работы по исследованию формы приёмных камер эжектора цилиндрических и изобарических. Эффективность применения изобарических приёмных камер показана Александровым В.Ю., Цегельским В.Г., Васильевым Ю.Н. и др. [29-33,89-91]. Под изобарической приёмной камерой понимается приёмная камера, выходное сечение сопла и входное сечение камеры смешения в которых совпадают.

К этому направлению разработок относится также ряд работ, направленных на интенсификацию процесса перемешивания потоков и выравнивание эпюр скоростей. Шкловером Г.Г. и Мильманом О.О. [18] проведены исследования по изменению длины сопла при сохранении всех прочих геометрических характеристик. Экспериментально показано влияние длины расширяющейся части сопла на предположительную форму струи. Установлен рекомендованный диапазон углов раскрытия, которые необходимо выдерживать при проектировании сопла.

В [73] разработана конструкция эжектора с нанесением выступа на внутреннюю поверхность приёмной камеры, а в [71] – с нанесением выступа

на наружную поверхность сопла. Предложенные конструктивные решения способствуют снижению аэродинамических потерь во входном и серединном отсеках приёмной камеры, соответственно. Снижение аэродинамических потерь приводит к повышению коэффициента инжекции.

В ряде работ рассмотрено влияние формы камеры смешения диффузора на интенсивность перемешивания потока и характеристику эжектора. В работах [14,28,29,89], например, показано, что наличие конфузорной части камеры смешения повышает коэффициент инжекции по сравнению с цилиндрической камерой смешения. Эта разработка применена всеми заводами-изготовителями пароструйных эжекторов, существующие в настоящее время серийные эжекторы конденсационных установок оснащены камерами смешения формы «конус-цилиндр», образованной двумя линейными функциями – состоящие, соответственно, из входной конфузорной части и цилиндрического участка.

Широкомасштабные экспериментальные исследования эжекторов с такой формой камеры смешения проведены Соколовым Е.Я., Берманом Л.Д., Шкловером Г.Г., Мильманом О.О., Лещинским А.М. и многими др. [12,14,18,67]. Показано, что камеры смешения подобной формы работают на расчётных характеристиках в широком диапазоне параметров, что актуально для эжекторов конденсационных установок, т.к. в процессе эксплуатации могут изменяться расходы и температуры подсасываемой паровоздушной смеси, а также температуры циркуляционной воды. Вероятно, именно этим, наряду с технологической простотой изготовления, обусловлено применение данной геометрии в конструкциях серийных эжекторов конденсационных установок.

В то же время в ряде современных зарубежных работ [92,94,95] предлагается описывать форму камеру смешения эжектора сложными математическими функциями. Так в [92] профиль камеры смешения описывается кривыми Безье второго порядка, исходя из условия постоянства

значения момента импульса струи по длине камеры смешения. При этом площадь сечения данной камеры непрерывно уменьшается по ходу струи, а участок перехода от камеры смешения к диффузору представляет собой критическое сечение. Данный метод совершенствования эжекторов конденсационных установок ПТУ может рассматривать как перспективный, однако он требует дополнительных исследований, так как был опробован для эжектора, предназначенного для работы в одном фиксированном режиме.

В работе [95] экспериментально исследованы две формы камер смешения: «конус-цилиндр» и «криволинейной». Камеры смешения изучены при двух различных основных геометрических параметрах эжектора. Показано, что переход на «криволинейную» форму камеры смешения при сохранении диаметра её критического сечения повышает коэффициент инжекции до 30%. Однако, изменение коэффициента инжекции несоизмеримо мало по сравнению с его падением при переходе на нерасчётный режим работы аппарата.

Важным направлением работ является поиск оптимального положения сопла – исследование влияния расстояния между срезом сопла и входным сечением цилиндрической части камеры смешения. Такие экспериментальные исследования проведены Лещинским А.М. [67] на стенде УТЗ для определения наиболее эффективных положений сопел в конкретных эжекторах УТЗ. Полученные для эжекторов УТЗ данные качественно описаны эмпирической формулой для запредельного режима функционирования эжектора (1.3).

$$l_1 + L_c = \frac{55{,}79 * d_{\text{д}}^{\text{кр}}}{12{,}64 - (\frac{d_{\text{д}}^{\text{кр}}}{d_{\text{с}}^{\text{кр}}})}, \qquad (1.3)$$

где l_1 – расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения цилиндрической части камеры смешения;

$L_{\text{с}}$ – длина расширяющейся части сопла;

$d_{\text{с}}^{\text{кр}}$ – диаметр критического сечения сопла;

$d_{\text{д}}^{\text{кр}}$ – диаметр критического сечения диффузора.

Экспериментальные исследования основаны на испытаниях конструкций пароструйных аппаратов эжекторов ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200. Можно предположить, что эмпирическая формула подходит для достаточно узкого диапазона соотношений геометрических размеров (например, основного геометрического параметра эжектора).

Согласно экспериментальным исследованиям Путилова М.И. [21,22] при увеличении этого расстояния коэффициент инжекции плавно возрастает до критического значения, после чего резко снижается. В указанных работах оптимальные положения сопел найдены для узких диапазонов функционирования эжекторов. При этом для проектирования струйных аппаратов рекомендуется задаваться запасом по коэффициенту инжекции. Результаты этих исследований могут применяться только в сочетании с зависимостями для определения критической точки положения сопла, т.е. при максимальном коэффициенте инжекции. В то же время в [96] показано отсутствие влияния температур рабочего и подсасываемого потоков на выбор положения сопла.

Из [21] известна эмпирическая формула Путилова М.И., предлагающая расчёт расстояния от выходного сечения сопла до цилиндрического участка камеры смешения.

$$\frac{l_1}{d_3} = \frac{\sqrt{0,072 + 0,104 \cdot u} - 2,268}{0,104 \cdot C} \cdot \frac{F_1}{F_3}, \qquad (1.4)$$

где C = 0,27 — опытная константа для начального участка струи.

Формула (1.4) получена для пароструйных аппаратов с цилиндрическими камерами смешения и входным коническим участком с закругленной входной кромкой. Давление рабочего пара в экспериментах составило $P_{рп}$ = 0,9…1,3 МПа.

По данным [83] с увеличением расстояния между соплом и диффузором расход эжектируемого воздуха при постоянном давлении всасывания на рабочем участке характеристики эжектора (пологий участок)

возрастает, тогда как противодавление и степень сжатия уменьшаются. Если расстояние между соплом и диффузором приближается к минимально возможному расстоянию, то уменьшение производительности эжектора не сопровождается ростом противодавления или степени сжатия. С другой стороны, если сопло слишком удалено от диффузора, то при давлениях, близких к давлению всасывания ненагруженного эжектора, работа аппарата становится неустойчивой.

Также известна формула Соколова Е.Я. [14], представленная как зависимость от коэффициента инжекции и критического диаметра сопла:

$$\begin{aligned} \ell_{c1} &= \left(\sqrt{0,083 + 0,76 \cdot u} - 0,29\right)\frac{d_1}{2a}, \quad \text{при } u \le 0,5 \\ \ell_{c1} &= \frac{0,37 + u}{4,4 \cdot a} \cdot d_1, \qquad\qquad\quad \text{при } u \ge 0,5 \end{aligned} \tag{1.5}$$

где u — расчетный коэффициент эжекции;
d_1 — диаметр выходного сечения сопла;
a = 0,07…0,09.

Формула разработана для струйных аппаратов с цилиндрической формой камеры смешения и основана на определении длины и диаметра свободной струи, выходящей из сопла. Экспериментальные проверки формулы не известны.

Исследованию осевого положения сопла посвящено также большое количество современных экспериментальных иностранных публикаций [37-49]. Приведённые численные и экспериментальные исследования выполнены для различных веществ, используемых в качестве рабочего и подсасываемого потоков, но не для воды и водяного пара.

В России зарегистрировано большое количество патентов на изобретения для изменения осевого положения сопла за счёт перемещения сопла [76-80] либо диффузора [81]. Предлагаемые устройства служат для настройки положения сопла в процессе эксплуатации, не требуют внесения конструктивных изменений в струйный аппарат и могут быть адаптированы

и применены для многоступенчатых эжекторов конденсационных установок. На данный момент публикации по реализации и апробации таких конструкций отсутствуют.

Отдельным современным направлением совершенствования струйных аппаратов эжекторов является численное моделирование газодинамических процессов, протекающих внутри эжекторов. Теоретическими и экспериментальными исследованиями таких процессов с помощью прикладных программных пакетов начали заниматься в начале 1950-х годов. Целью этих исследований было не только изучение фундаментальных основ газодинамики и теплообмена, но и условий работы эжекторов при различных геометрических характеристиках сопла и диффузора, а также условий эксплуатации. В работе [34] представлены одни из первых результатов по исследованию конструкции эжектора с помощью одномерной модели. Однако, эта модель с цилиндрической камерой смешения не позволяет корректно воспроизвести особенности течения среды во всех участках сопла, камеры смешения и диффузора. Как правило, все работы этого периода сконцентрированы на изучении конструкции эжектора, его характеристиках, а также на изучении таких феноменов как «срыв потока», «скачок уплотнений», взаимодействие вязкого пограничного подслоя и ядра потока, процессов перемешивания потоков сред и т.п. В силу ограничений, накладываемых компьютерными мощностями того времени, рассматривались задачи в основном в одномерной постановке, т.е. все процессы исследовались исключительно вдоль оси параллельно движению потоков. Позже, в связи с развитием вычислительных мощностей ЭВМ, появилось множество исследований процессов газодинамики внутри эжекторных групп в двухмерной и трехмерной постановке.

Необходимо отметить, что в западной периодической литературе на сегодняшний момент публикуется достаточно большое количество работ, посвященной этой тематике [34-59]. Из этого следует, что исследования в

прикладных CFD пакетах продолжаются, появляются новые подходы и методики к изучению процессов газодинамики и теплообмена внутри струйных аппаратов численными методами.

Согласно исследованию [35], посвящённому сопоставлению результатов численного моделирования и экспериментальных исследований – численное моделирование может использоваться как для качественной, так и для количественной оценки процессов, происходящих в струйных аппаратах эжекторов. В то же время известна работа [36], в которой авторы подчёркивают необходимость моделирования струйных аппаратов с учётом особенностей используемых сред, так как в противном случае проявляется значительное отклонение результатов расчётов и экспериментов. В частности, коэффициент инжекции пароструйного эжектора в результате численного расчёта на идеальном газе занижен относительно фактического на 20-40%.

Большая часть исследований методами численного моделирования проводится для оптимизации конструкций струйных эжекторов для применения в холодильных циклах. В первых работах на тему подобного применения эжекторов [38,39] показано, что замена компрессоров на эжекторы в установках преобразования тепловой энергии в холодильную повышает надёжность таких систем за счёт отсутствия подвижных элементов. Кроме того, применение эжекторов повышает экономичность за счёт уменьшения потребления электроэнергии на собственные нужды, открывает множество направлений повышения эффективности холодильных установок за счёт оптимизации характеристик эжекторов.

Известны работы, направленные на модернизацию сопел струйных аппаратов [40-43]. Так в [40] сформулированы рекомендации, уточняющие расчёт геометрических характеристик сопел. В частности рекомендовано при проектировании эжектора принимать в выходном сечении сопла число Маха, которое зависит от отношения площадей выходного и критического сечений

сопла. Увеличение значения отношения этих площадей не влияет на коэффициент инжекции, но может повысить степень сжатия ступени.

Интерес представляет исследование [41], в котором кроме известной формы сечения критического сечения сопла «окружность» рассмотрены такие формы как «эллипс», «квадрат», «крестообразная» форма и другие. В результате численного моделирования установлено, что сопло с «крестообразной» формой критического сечения обладает наибольшим коэффициентом инжекции за счёт интенсификации процесса перемешивания в камере смешения.

В работе [42] предложено регулирование диаметра критического сечения сопла в зависимости от требуемого расхода инжектируемого потока. Регулировка осуществляется за счёт передвижного штока, соосного с соплом, и частично перекрывающего подвод рабочей среды.

Анализ влияния давления рабочей среды на характеристики функционирования эжектора представлен в [43]. Экспериментально показано, что при увеличении давления рабочей среды коэффициент инжекции возрастает, а затем падает. При неизменном давлении всасывания и увеличивающемся давлении рабочей среды коэффициент инжекции снижается линейно.

Геометрические характеристики камеры смешения рассмотрены в работах [36,44,45]. В работе [44] предложено сглаживание формы камеры смешения типа «конус-цилиндр» до «криволинейной» формы. Результаты численного моделирования подтверждают, что применение «криволинейной формы» увеличивает эффективность (снижает давление всасывания при неизменном коэффициенте инжекции) эжектора до 5-10% в зависимости от режима работы эжектора.

В работе [36] методами численного моделировании показана возможность повышения коэффициента инжекции до 25% при настройке осевого расстояния между соплом и диффузором. Установлено, что при

удалении сопла от камеры смешения коэффициент инжекции плавно увеличивается, а затем резко падает. В приведённых работах для исследованных эжекторов определено не более одного оптимального положения сопла (с максимальным коэффициентом инжекции). Показано, что увеличение диаметра критического сечения камеры смешения увеличивает коэффициент инжекции. При этом увеличение длины камеры смешения относительно минимального расчётного значения не значительно влияет на характеристики работы эжектора. Отсутствие влияния длины камеры смешения на коэффициент инжекции также экспериментально подтверждено в [45].

Численные исследования струйных аппаратов [46] направлены на исследование геометрических характеристик сопел. При этом следует отметить полученные данные о появлении двух серий скачков давления – во входном участке камеры смешения, где скорость инжектируемого потока не достигла скорости звука и на входе в диффузор, где скорость инжектируемого потока снова опустилась ниже скорости звука. Увеличение расхода рабочего потока смещает вторую зону скачков вглубь диффузора за счёт увеличения скорости инжектируемого потока в камере смешения. Аналогичные результаты получены в [47]. В [48] показано, что за счёт изменения формы камеры смешения возможно значительное снижение скачков давления и практически полное исчезновение второй группы скачков. В работе [49], согласно которой результаты численного моделирования совпадают с экспериментальными данными, также описаны две группы скачков, совпадающих с участками струйного аппарата, где скорости инжектируемого потока дозвуковые. Зафиксированные скачки предложено объединить в две группы и назвать «shock trains».

1.3. МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ЭЖЕКТОРОВ

Несмотря на внешнюю простоту устройства пароструйного эжектора, происходящие в нем термо- и газодинамические процессы сложны и до сих пор не изучены полностью. Исследованию особенностей этих процессов посвящено большое количество экспериментальных и теоретических работ как зарубежных, так и отечественных исследователей [12-15,18,28,29,64-66].

Обзор существующих подходов к расчёту эжекторов

В настоящее время существуют три направления расчёта пароструйных эжекторов. Одно из них (теоретическое) основано на раздельном рассмотрении процессов расширения, смешения и сжатия потоков с детальной количественной оценкой потерь на каждом этапе. Для описания происходящих процессов используются обычные термодинамические зависимости истечения газов и пара. Применительно к эжекторам конденсационных установок паровых турбин такая теория впервые изложена Каула и Робинсоном [97]. Ряд дополнений к ней затем был сделан А. А. Радцигом и М. И. Яновским. В дальнейшем теория была развита и систематизирована А. М. Казанским, В. П. Блюдовым [11].

Детальное рассмотрение процессов в отдельных элементах проточной части эжектора (сопло, камера смешения, диффузор) – достоинство методов теоретического направления. В то же время ряд допущений настолько снижает точность, что громоздкость этих методов становится неоправданной.

Отличительная черта второго направления (полуэмпирического) — отказ от детальной оценки процессов в отдельных частях проточной части эжектора и применение в расчете газодинамических функций [14,15,27,83]. Авторы этих методик выводят расчетные уравнения для определения зависимости между геометрическими и газодинамическими параметрами в

ряде основных сечений эжектора: в критическом сечении и на выходе из сопла, в начале и конце камеры смешения, за диффузором. В этих работах выводятся расчетные уравнения, в том числе с использованием достижений газовой динамики [16], моделируется на этой основе характер физических процессов в пароструйном эжекторе (предельные режимы), исследуются переменные режимы (характеристики) как одноступенчатого, так и многоступенчатого эжектора, определяется наиболее экономичный (предельный) режим. Принимая, что в двух сечениях проточной части эжектора – в критическом сечении сопла и в цилиндрической части диффузора реализуются критические (со скоростью звука) режимы течения газов, рассчитывается соотношение площади данных проходных сечений. Определение осевых размеров струйных насосов проводится с помощью экспериментальных данных, путем введения различных поправочных коэффициентов. Такой подход существенным образом отличает его от первого направления и накладывает некоторые ограничения, связанные с возможностью расчёта только тех режимов и конструкций, для которых известны необходимые эмпирические величины.

Учитывая сложность газодинамических процессов в сверхзвуковом эжекторе, авторы третьего направления — эмпирического — отказываются от выводов громоздких расчетных уравнений. Эмпирическая методика расчета, основанная на результатах исследования большого количества пароструйных эжекторов, наиболее полно разработана Вигандом [98]. Он установил, что коэффициент инжекции эжектора зависит от трех величин: давления рабочего пара, давления пара на выходе из сопла и давления сжатой смеси. Для практических целей удобнее выражать расход пара в зависимости от соотношений между этими величинами, а именно, от степени расширения $E = P_{рп}/P_1$ пара в сопле и степени сжатия $\varepsilon = P_4/P_1$ паровоздушной смеси в эжекторе. Следовательно, коэффициент инжекции, равный отношению расхода инжектируемой парогазовой смеси к расходу рабочего пара,

определяется функциональной зависимостью (1.6).

$$u_\varepsilon = \mathrm{f}(\mathrm{E}, \varepsilon). \qquad (1.6)$$

Из этого выражения следует, что геометрически подобные эжекторы при одинаковых рабочих условиях имеют одинаковые рабочие характеристики. Функциональная зависимость может (1.6) использоваться для расчёта эжекторов, удаляющих чистый пар, паровоздушную смесь или воздух. Определяемые коэффициенты инжекции несколько занижены относительно реальных, что приводит к увеличению расхода рабочего пара на ступень. По данным В. М. Рамма [82], запас по расходу пара составляет 20—30%, но при этом обеспечивается более надёжное функционирование рассчитанных эжекторов в производственных условиях.

При определении основного геометрического параметра эжектора $F_{кр}/F_3$ ($F_{кр}$ — площадь критического сечения сопла, F_3 — площадь сечения цилиндрического участка диффузора) В.М. Рамм исходит из того, что в обоих сечениях достигается критическая скорость истечения, равная местной скорости звука. Это позволяет использовать простые термодинамические зависимости.

$$F_{\text{кр}} = \frac{G_{\text{р}}}{3600 \cdot 203 \cdot \sqrt{\frac{p_p}{\upsilon_p}}}, \qquad (1.7)$$

$$F_{\text{з}} = \frac{G_{\text{р}} + G_{\text{см}}}{3600 \cdot 199 \cdot \sqrt{\frac{p_4}{\upsilon_4}} \cdot \varphi}, \qquad (1.8)$$

где $G_р$, $G_{см}$ – расход соответственно рабочего пара и эжектируемой смеси, кг/ч;

$p_р$, p_4 – абсолютное давление пара перед соплом и смеси за диффузором, кгс/см^2;

$\upsilon_р$, υ_4 – удельный объем рабочего пара перед соплом и в смеси на выходе из диффузора (принимается как для насыщенного пара при давлении p_0, p_4), м^3/кг;

φ – поправочный множитель, $\varphi = 0{,}95$.

Также примерами эмпирического подхода являются приведённые в [18,99] методики проектирования пароструйных эжекторов, основанные на большом экспериментальном материале. Методика [99] в настоящее время по-прежнему используется разработчиками струйных эжекторов в странах Евросоюза для применения в различных областях техники. Достоинством

эмпирических методов является простота расчета и надежность, а недостатком — ограниченность их применения конкретным диапазоном исследованных конструкций и режимов функционирования эжекторов.

Ряд методик расчета эжекторов, относящихся к полуэмпирическому и эмпирическому направлениям, получил распространение при разработке многоступенчатых воздухоотсасывающих устройств для оборудования паротурбинных установок тепловых электростанций.

Методика Калужского турбинного завода (КТЗ)

Рассматриваемая методика основана на большом объеме экспериментальных данных для двухступенчатых эжекторов. Данные получены для конкретных геометрических характеристик ступени, но могут быть широко использованы на практике для подобных ступеней. Ряд исследований, например ВТИ [12], КТЗ [18], подтвердил, что методика применима в широком диапазоне изменения параметров пара, коэффициентов инжекции и степеней сжатия пароструйных эжекторов.

В результате обработки большого числа экспериментальных данных [18] построена обобщенная диаграмма (рис. 1.4) для расчета ступеней 2-х ступенчатых пароструйных эжекторов. Диаграмма использует данные, полученные при испытаниях эжекторов с проточной частью, выполненной по типу схемы, приведенной на рис. 1.1 при оптимальном расстоянии сопла от камеры смешения. Использование диаграммы существенно упрощает расчет эжекторных ступеней и одновременно обеспечивает высокую надежность данных, которые базируются на результатах многочисленных экспериментов.

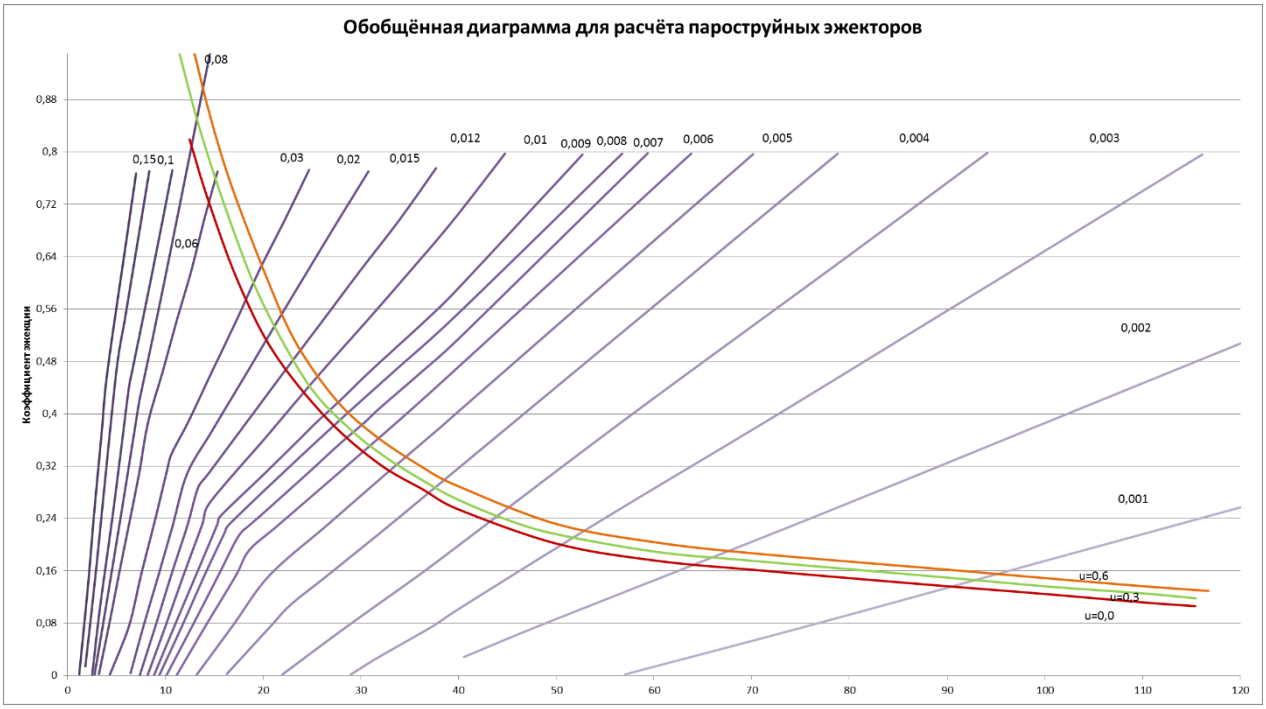

Рис. 1.4. Зависимость коэффициента инжекции от основного геометрического параметра эжектора $F^*=F_З/F_{кр}$

На диаграмме представлены коэффициент инжекции ступени, равный отношению массового расхода инжектируемой среды $G_н$ к массовому расходу рабочей среды $G_р$, относительное значение предельного противодавления ступени эжектора $\overline{P_{пр}} = \frac{P_{пр}}{P_р}$ и нанесены два вида зависимостей: $u = u(F^*)$ при $P_н$ = const (восходящие с ростом F* ломаные линии) и $P_{пр} = P(F^*)$ при u = const (нисходящие кривые).

Важнейшей характеристикой эжектора при заданных параметрах пара является отношение сечения цилиндрической камеры смешения $F_З$ к критическому сечению рабочего сопла $F_{кр}$ (основной геометрический параметр эжектора) (см. рис. 1.1):

$$F^* = \frac{F_З}{F_{кр}} = \left(\frac{d_З}{d_{кр}}\right)^2 . \qquad (1.9)$$

Выбор этого параметра в значительной степени определяет размеры ступени эжектора.

Характеристику пароструйного эжектора можно изменять, меняя расход рабочего пара. Возрастание расхода пара при любом фиксированном положении сопла вызывает увеличение степени сжатия, а также приводит к росту давления всасывания при малых расходах воздуха. С увеличением расхода рабочего пара производительность эжектора уменьшается в области малых давлений всасывания и растет в области повышенных давлений всасывания. Таким образом, для эжекторов любых размеров в области повышенных давлений всасывания можно получить большие расходы эжектируемого воздуха, если увеличить расход рабочего пара. Это дает возможность снижать капитальные затраты за счет уменьшения размеров эжектора, но приводит, в свою очередь, к увеличению эксплуатационных расходов.

Требуемый расход воздуха при заданных давлениях всасывания и сжатия может быть получен при различных соотношениях положений сопла и расходов пара, но лишь при единственном оптимальном соотношении этих параметров обеспечивается требуемая производительность при минимальном расходе рабочего пара.

Однако, применение методики расчета КТЗ, основанной на обобщении большого количества испытаний двухступенчатых эжекторов, вряд ли может быть справедливо для разработки трёхступенчатых эжекторов.

Методика Харьковского турбинного завода (ХТЗ)

Данная методика [101] основана на подходе, использующем оценку параметров потоков в критических сечения струйного аппарата. В качестве исходных данных используются параметры рабочего пара, давление пара в конденсаторе, температура циркуляционной воды на входе в конденсатор, количество и температура основного конденсата, поступающего в охладители эжектора.

В качестве предварительно заданных величин (полученных на основе предварительных оценок) в расчете участвуют расходы рабочего пара по ступеням и степень сжатия смеси, принимаемая одинаковой для всех ступеней эжектора.

При расчете охладителей эжектора величина коэффициента теплопередачи в теплообменнике принимается заданной.

В качестве результатов расчета эжектора рассчитываются диаметры критического сечения и выходного сечения сопла, а также диаметр цилиндрической части диффузора. Другие геометрические характеристики струйного аппарата не представлены.

Описанная методика ХТЗ не может быть использована для расчёта трёхступенчатого эжектора, так как в качестве исходных данных используются величины, которые должны быть определены расчетом – расходы рабочего пара и степени сжатия паровоздушной смеси по ступеням. Кроме того, в методике не представлены алгоритмы расчетов многих геометрических параметров пароструйного аппарата эжектора.

Методика расчета ВТИ

Данная методика представлена в ряде изданий, посвященных эжекторам, в которых изложены теоретические и экспериментальные результаты многочисленных исследований [12,14,16,27,100]. Задачей расчета является определение основных размеров проточных частей пароструйного аппарата, а также поверхности и компоновки его теплообменника, обеспечивающих получение требуемой производительности при удалении неконденсирующихся газов при заданных параметрах эжектируемой паровоздушной смеси. Данная задача решается при различном распределении степеней сжатия в пароструйном аппарате эжектора и при разных поверхностях теплообменника, то есть при различной степени конденсации пара в них.

Расчет эжектора производится в несколько этапов. В данной методике для каждой ступени проводится три группы расчетов: параметров эжектируемой среды, рабочего пара и коэффициента инжекции; охладителя эжектора; предельного противодавления ступени.

На первом этапе определяются оптимальные расходы, параметры и геометрические размеры пароструйных аппаратов всех ступеней эжектора при условии обеспечения ими требуемой характеристики – отсосе заданного количества воздуха.

На втором этапе проводится поверочный расчет системы теплообменников принятой конструкции при исходных данных, соответствующих определенным на первом этапе оптимальным расходам и параметрам паровоздушной смеси. В процессе расчетов определяются расходы и параметры паровоздушной смеси по ходу ее движения в межтрубном пространстве теплообменника, расходы и нагревы охлаждающей воды в трубках теплообменника. Конструкцию теплообменника выбирают при равенстве полученной в результате расчета на втором этапе степени конденсации пара и принятой для расчета пароструйного аппарата на первом этапе.

На третьем этапе рассчитывается предельный коэффициент инжекции при нормированном расходе воздуха и определяется предельное противодавление первой ступени. На этом же этапе определяются характеристики струи рабочего пара в приемной камере эжектора I ступени применительно ко второму предельному режиму течения (коэффициент инжекции). При расчёте используются результаты исследований течения затопленной струи в соответствии с теорией, предложенной в [16], что позволяет наиболее корректно оценивать режимы течения среды в камере смешения струйного аппарата.

Критерием оптимизации распределения степеней повышения давления в пароструйном аппарате эжектора является минимальный суммарный расход

рабочего пара на эжектор. Выбирается вариант сочетания степеней повышения давления паровоздушной смеси, обеспечивающий минимальный расход рабочего пара на эжектор.

Для дальнейшего расчета геометрических размеров пароструйного аппарата эжектора записывается и решается система из 20 уравнений. Для расчета теплообменника (промежуточного охладителя) составляется система из 19 уравнений, а для определения предельного противодавления в I ступени при величине номинального расхода воздуха – система из 37 уравнений. Подробное описание уравнений приведено в [14,27,28]. Всего при использовании методики необходимо решить более 75 уравнений.

Несмотря на массивность решения, методика ВТИ является наиболее полной и самой последней по времени опубликования методикой расчета основных эжекторов турбин. Однако, некоторыми авторами, в частности [14] подчёркивалось, что методика справедлива только для отдельных режимов и геометрических характеристик струйных аппаратов.

Методика расчета МЭИ

Методика [15], разработанная на кафедре МЭИ под руководством профессора Дейча М.Е., также основана на определении газодинамических функций в критических сечениях пароструйного аппарата [14] и подобна методике ВТИ. При расчете многоступенчатого эжектора по данной методике известны: давление в камере смешения первой ступени и рабочее давление за диффузором последней ступени; этими величинами определяется общая степень сжатия эжектора. При этом, возникает вопрос о количестве ступеней и об оптимальном распределении степеней сжатия по отдельным ступеням. В общем виде этот вопрос не решен и в каждом частном случае приходится проводить ряд вариантных расчетов, чтобы из них выбрать оптимальный вариант.

В методике приняты допущения, согласно которым осевая скорость эжектируемой среды пренебрежимо мала, поля давлений и скоростей в сечениях 1–1 и 3–3 (рис. 1.1) равномерны, силы трения газа о стенку проточной части пренебрежимо малы; силовое воздействие стенки входного участка на струю отсутствует. При этом уравнение импульсов и уравнение неразрывности для сечений 1–1 и 3–3 записываются как

$$\frac{G_1}{g} w_{1_m} + \mathrm{P}_1 f_1 + \mathrm{P}_k (F_2 - F_1) = \frac{G_1 + G_3}{g} w_{3_m} + \mathrm{P}_2 F_2, \tag{1.7}$$

$$G_3 = G_1 + G_2 = F_3 \cdot w_{3_m} \cdot \mathrm{P}_3, \tag{1.8}$$

где индекс «m» означает, что скорости теоретические, то есть соответствующие принятым допущениям).

Учитывая значительную протяженность пути перемешивания при большой турбулентности потока допускается, что температурное поле в сечении 3–3 равномерно, следовательно, критические скорости потока, осредняемые по уравнениям энергии: $\mathrm{a}^*_{\text{э}}$, количества движения $\mathrm{a}^*_{\text{кд}}$ и неразрывности $\mathrm{a}^*_{\text{н}}$ равны между собой. В методике [15] также используются известные газодинамические соотношения [14].

Методика позволяет по заданным условиям работы эжектора найти коэффициент инжекции u и затем по уравнению (1.5) определить основной геометрический параметр ступени эжектора $\frac{\mathrm{F_p}}{\mathrm{F_з}}$ (рис. 1.1):

$$\frac{\mathrm{F}_2}{\mathrm{F}_{*\mathrm{c}}} = \frac{\mathrm{q}_0}{(\frac{\mathrm{k}_1+1}{2})^{\frac{1}{\mathrm{k}_1-1}} \cdot \mathrm{p}_\mathrm{к}} \times \left(\mathrm{A}(1+\mathrm{u})\sqrt{\mathrm{r}\tau}\,\psi\,(\lambda_3) + \zeta - \psi(\lambda_1)\right) + \frac{\mathrm{F}_1}{\mathrm{F}_{*\mathrm{c}}}, \tag{1.9}$$

где $\mathrm{A} = \sqrt{\frac{\mathrm{k}_1}{\mathrm{k}_3}\frac{\mathrm{k}_3+1}{\mathrm{k}_1+1}}$ – коэффициент, зависящий от показателей изоэнтропы рабочего пара в сечении 1–1 (k_1) и смеси в сечении 3–3 (k_3);

$\mathrm{r} = \frac{\mathrm{R}_3}{\mathrm{R}_1}$ – отношение газовых постоянных;

R_1 и R_3 – газовые постоянные рабочего тела и смеси;

$\tau = \frac{\mathrm{T}_{03}}{\mathrm{T}_{01}}$ – отношение температур торможения в сечении 1–1 и в сечении 3–3;

$\psi(\lambda_3) = \frac{1}{\lambda_{\text{зн}}} + \lambda_{\text{зн}}\mathrm{a}$ – функция (приведенный импульс), зависящая от скорости $\lambda_{\text{зн}}$ и неравномерности скоростного поля в сечении 3–3;

$\lambda_{зн}$ – безразмерная скорость, осредненная по уравнению неразрывности в сечении 3–3;

$\omega_{зн}$ – действительная средняя скорость смешанного потока в сечении 3-3;

$a_{*зн}$ – критическая скорость в сечении 3–3, осредненная по уравнению неразрывности;

$\alpha = \frac{2k_3\nu_1-(k_3-1)\nu_2^2}{k_2+1}$ – коэффициент, зависящий от неравномерности скоростного поля в сечении 3–3 (где $\nu_1 = \frac{\lambda_{зкд}}{\lambda_{зн}}$; $\nu_2 = \frac{\lambda_{зэ}}{\lambda_{зн}}$);

F – площадь поперечного сечения; индекс при F указывает на расположение сечения.

При использовании методики возникают трудности с предварительной оценкой отдельных величин, входящих в расчётные уравнения. К таким величинам относятся отношение температур торможения и величины функции $\psi(\lambda_3)$, зависящей от неравномерности скоростного поля в сечении 3–3.

Методика [15] основана на определении предельного коэффициента инжекции в ступени исходя из уравнения третьего предельного режима. При этом расходы пара на эжектор оказываются несколько завышены.

1.4. ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭЖЕКТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ПТУ

Основной эжектор конденсационной установки является сложной системой, взаимодействие которой с конденсатором паротурбинной установки, определяется достаточно широким рядом факторов [3,6,13,103]: параметрами рабочего пара, отсасываемой паровоздушной смеси и охлаждающего конденсата.

Параметры рабочего пара

Влияние параметров рабочего пара на характеристики работы эжекторов рассмотрено в [18,28,64,96,103,106-110]. Основным параметром рабочего пара при выборе источника является давление [14,16]. Согласно [108,109],

температура рабочего пара, точнее, величина перегрева пара относительно температуры насыщения при его давлении, значительного влияния на параметры работы эжектора не оказывает. Повышение величины перегрева влечёт уменьшение расхода рабочего пара через сопло из-за увеличения удельного объёма. При этом рабочий пар более высокой температуры обладает большей энергией и повышает коэффициент инжекции. Уменьшение расхода пара и увеличение коэффициента инжекции компенсируют друг друга.

Первые многоступенчатые пароструйные эжекторы завода ЛМЗ (ЭП-3-600, ЭП-2-400), применяемые для конденсационных установок, и традиционно рассчитываемые на давление рабочего пара $P_{рп}$=1,3 МПа [12,14], позднее по разработкам, описанным в [110], заменены на конструкции эжекторов с давлением пара $P_{рп}$=0,49 МПа. Эжекторы с таким давлением рабочего пара чаще всего устанавливаются на современных турбинах, т.к. в качестве рабочего тела может быть использован пар, отбираемый с головок деаэратора при давлении около $P_{рп}$=0,6-0,7 МПа [28,84].

Трёхступенчатые пароструйные эжекторы разработаны УТЗ и ХТЗ – на давление рабочего пара $P_{рп}$=0,49-0,51 МПа, за исключением эжекторов ХТЗ для турбин АЭС; давление рабочего пара у этих эжекторов составляло до $P_{рп}$=0,82 МПа [28,84-86].

Некоторые эжекторы, например ряд эжекторов КТЗ, рассчитанных на давление рабочего пара $P_{рп}$=1,6 МПа [18,28,87], спроектированы под конкретные условия работы и источники рабочего пара.

Известен ряд работ, связанных с переводом эжекторов на пониженные давления рабочего пара. В работе [111] не только выполнен расчёт струйных аппаратов для давления рабочего пара $P_{изб}$=0,5 МПа, но и предложены конструкторские решения выполнения новых струйных аппаратов для эжектора ЭП-3-600, расчётное давление которого составляет $P_{рп}$=1,3 МПа.

При этом замена струйных аппаратов на новые, рассчитанные на давление $P_{рп}$=0,5 МПа, осуществляется без конструктивных изменений в корпусе эжектора. Т.к. выходной диаметр сопла первой ступени значительно увеличен, сопло выполняется сборным.

Интересно отметить, что согласно [112], фактические значения давлений рабочего пара, подаваемого на эжекторы в процессе эксплуатации, часто завышены по сравнению с расчётными. Исходя из данных [14], это, также как и понижение давления ниже расчётного, может приводить к ухудшению эффективности функционирования эжектора – повышению давления всасывания.

Параметры охлаждающего конденсата

Важной особенностью работы многоступенчатых эжекторов является температура основного конденсата турбины, использующегося в качестве охлаждающей воды основных эжекторов [27,28]. Изменение температуры связано с тем, что охладители эжектора являются первой ступенью системы регенеративного подогрева турбины [13,84,100].

Известен ряд работ [65,66], в т.ч. иностранных [114], предлагающих расчёт теплообменных аппаратов конденсирующего типа, но не применимых к расчёту промежуточных охладителей эжектора из-за неполной конденсации пара.

Часть известных методик расчёта многоступенчатых эжекторов [14,15] предлагают при расчёте второй и последующих ступеней эжектора задаваться фиксированным значением доли конденсирующегося в предыдущем промежуточном охладителе пара – 95%. При этом принимается [84], что температура охлаждающего конденсата на входе в охладители не оказывает влияния на процесс конденсации до определённых предельных значений, заданных в [100].

В работе [64] предложена модель расчёта зависимости давления всасывания следующих за охладителями ступеней в зависимости от площади охлаждения, согласно которой температура охлаждающего конденсата на входе учитывается только для определения температурного напора в охладителе. При этом не учитывается, что промежуточный охладитель является теплообменным аппаратом с неполной конденсацией пара.

Согласно [1,3,6], для ряда теплофикационных турбин на расчётных режимах работы (в теплофикационных режимах), давление в конденсаторе достаточно высокое (более $P_к$=5 кПа). В таких режимах температура основного конденсата на входе в охладители эжекторов повышена, что может приводить к ухудшению процесса конденсации. Исходя из [28], наиболее значительное влияние оказывается в режимах, когда температура охлаждающего конденсата близка или превышает температуру насыщения, соответствующую давлению, которое создаётся первой ступенью в промежуточном охладителе. В таком случае доля конденсирующегося пара стремится к нулю, весь пар поступает в следующую ступень, перегружая её.

Наряду с повышенной температурой охлаждающего конденсата, особенностью работы эжекторов в составе теплофикационных турбин является значительно меньшее влияние давления в конденсаторе на эффективность турбоустановки [84,115].

Для нормальной работы эжектора необходимо обеспечить соответствующий расход охлаждающего конденсата [100]. Согласно рекомендациям [84,103], при обеспечении номинального расхода основного конденсата на эжектор нагрев в охладителях не должен превышать Δt=5°C.

Из инженерной практики известны предложения по переключению эжекторов по охлаждающей воде на коллектор химочищенной воды или циркуляционную воду, как на более холодный источник.

Использование циркуляционной воды для промежуточных охладителей эжекторов должно привести к загрязнению внутренней поверхности трубок,

особенно в зоне U-образных гибов, являющихся основой большинства существующих конструкций. Использование химочищенной воды также не рационально, т.к. её температура превышает 35-40°С, т.е. выше температуры основного конденсата на расчётных режимах работы турбоустановки. При этом, требуемый расход охлаждающей воды для эжекторов превышает расход подпиточной химочищенной воды на большинстве ТЭС.

Параметры паровоздушной смеси

Ещё одним параметром, который способен повлиять на функционирование эжектора является температура подсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси [96,115]. Увеличение температуры подсасываемой среды определяет повышение содержания пара в смеси, отсасываемой из конденсатора паровой турбины. Для обеспечения минимальной температуры подсасываемой среды необходимо оптимальное расположение патрубка отсоса паровоздушной смеси из конденсатора – из зоны воздухоохладителя [18,84,103].

В [96] приведены результаты экспериментального исследования влияния температуры подсасываемого потока на давление, создаваемое эжектором. В работе проведены экспериментальные исследования эжектора на стенде, позволяющем использовать воздух, пар или паровоздушную смесь в качестве инжектируемых газов. При этом сделан вывод, что при изменении параметров подсасываемой среды в эжекторе изменяется принятый в расчёте параметр μ, характеризующий положение критического сечения инжектируемого потока, где он достигает скорости звука за счет взаимодействия с рабочим потоком. Это требует пересмотра положения существующих методик расчёта о постоянстве коэффициента μ.

1.5. ВЫВОДЫ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1. Существующие конструкции серийных эжекторов заводов-изготовителей УТЗ, ХТЗ, ЛМЗ, КТЗ имеют различные конструктивные особенности, влияющие на эффективность и надёжность функционирования эжектора. Необходимо проведение исследований, направленных на повышение надёжности многоступенчатых эжекторов путём разработки новых технических решений. Целесообразна разработка новой, более современной конструкции многоступенчатого эжектора, учитывающей существующие недостатки серийных исполнений.

2. Значительное количество исследований, направленных на оптимизацию функционирования струйных аппаратов эжекторов предлагает различные технико-конструкторские решения, такие как изменение геометрических параметров и осевого положения сопла, модернизацию формы приёмных камер и камер смешения, и другие. Для оценки эффективности изменения традиционно принятых форм струйных аппаратов необходимо проведение исследований газодинамических процессов численными методами.

3. Проведён анализ большинства известных методик расчёта газоструйных эжекторов, применяемых заводами-изготовителями паровых турбин. Ряд методик из-за принятых допущений и неточностей не могут быть адаптированы для расчёта многоступенчатых эжекторов. Необходима разработка уточнённой методики расчёта наиболее полно учитывающей все параметры газодинамических и теплофизических процессов в многоступенчатых пароструйных эжекторах.

На основе проведённого обзора сформулированы **задачи исследования**:

- Проведение обследования и промышленных испытания различных типов пароструйных эжекторов в различных условиях эксплуатации ТЭС для

оценки показателей их эффективности и надёжности функционирования в составе конденсационных установок.

- Анализ и обобщение геометрических характеристик серийных пароструйных эжекторов.
- Исследования газодинамики в струйных аппаратах и промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов.
- Разработка уточнённой методики расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин на основе обобщения результатов испытаний и анализа геометрических характеристик серийных эжекторов, численных исследований газодинамики в струйных аппаратах эжекторов.
- Разработка нового многоступенчатого пароструйного эжектора повышенной производительности для конденсационных установок паровых турбин и проведение экспериментальных исследований эжектора в условиях эксплуатации на ТЭС.

Глава 2.

РАЗРАБОТКА УТОЧНЁННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

2.1. АНАЛИЗ И ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ СЕРИЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ПТУ

В рамках диссертационного исследования проведено обследование более 100 серийных эжекторов, а также расширенные промышленные испытания 34 серийных эжекторов ПТУ в различных условиях эксплуатации на ТЭС.

Обследование включало в себя разборку и осмотр струйных аппаратов, трубных систем, а также корпусов и водяных камер эжекторов различных заводов-изготовителей: УТЗ (ЭП-3-2, ЭП-3-3), ЛМЗ (ЭП-3-600, ЭП-3-700, ЭП-3-750), ХТЗ (ЭПО-3-25/75, ЭПО-3-50/150) и КТЗ (ЭО-50). В обследованных эжекторах струйные аппараты встроены в единый корпус с промежуточными охладителями. По результатам анализа и обобщения выявленных дефектов проведена оценка надёжности работы серийных конструкций эжекторов.

Промышленные испытания эжекторов включали в себя уточнение методики проведения испытаний, уточнение схемы измерений, оценку погрешностей приборов, получение рабочих характеристик и других параметров функционирования многоступенчатых пароструйных эжекторов. В процессе проведения испытаний в различных условиях эксплуатации измерялись следующие параметры функционирования эжектора: давление

рабочего пара, расходы и температуры охлаждающего конденсата, температуры удаляемого из промежуточных охладителей дренажа.

2.1.1. АНАЛИЗ НАДЁЖНОСТИ СЕРИЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Для разработки технических решений по совершенствованию конструкций эжекторов проведен анализ повреждаемости и основных недостатков серийных многоступенчатых пароструйных эжекторов. Анализ и обобщение статистической информации за 25-летний период работы более 500 турбин мощностью от 100 до 500 МВт проведен по данным [117,118] и данным, полученных автором. Анализ характерных повреждений серийных эжекторов проведен непосредственно на предприятии ЗАО «Нестандартмаш» при восстановительном ремонте эжекторов.

На рис. 2.1 приведено распределение повреждений (отказов) различных технологических подсистем ПТУ [117,118]. Наибольший процент отказов (37%) приходится на долю собственно турбины, до 23% отказов вызывается повреждениями питательного насоса, по 13 и 15% относятся, соответственно, к конденсационной установке и системе регенерации турбины, 9% отказов - трубопроводы и арматура и 3% отказов – маслосистема.

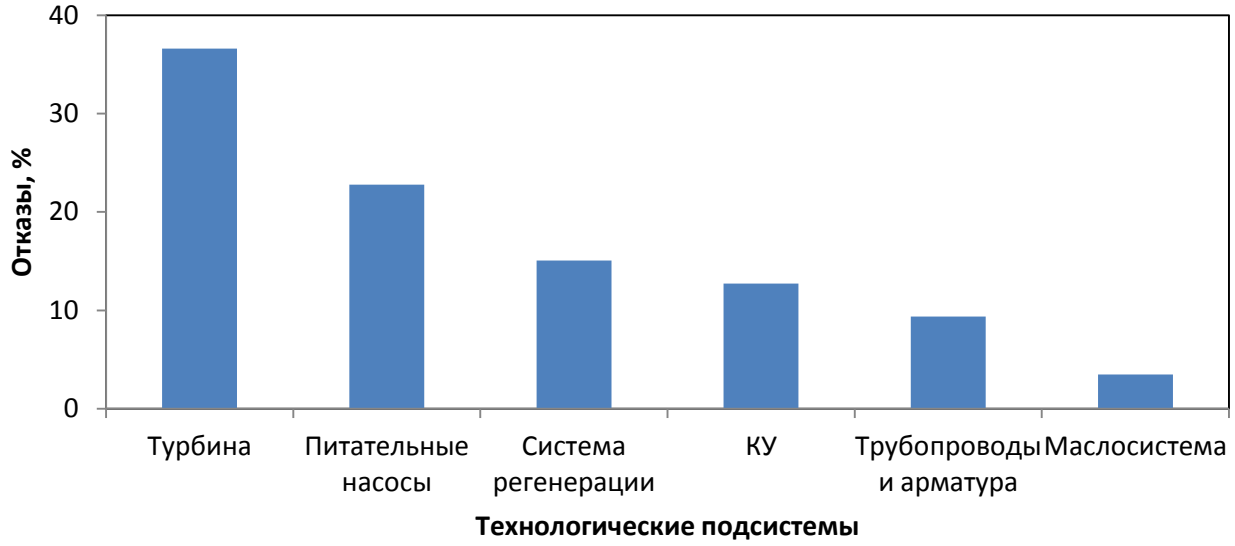

Рис. 2.1. Распределение повреждений (О, %) по технологическим подсистемам паротурбинной установки

Анализ повреждений (отказов) элементов конденсационной установки показывает, что наибольшая доля отказов (46%) приходится на конденсаторы, затем – циркуляционные насосы (24%), эжекторы (19%) и конденсатные насосы (11%).

Несколько иная картина возникает при анализе повреждений оборудования конденсационной установки, вызывающих остановы ПТУ (рис. 2.2). До 56% таких отказов вызывается конденсаторами, в 23% случаев останов ПТУ связан с отказами эжектора; на долю циркуляционных и конденсатных насосов приходится по 10–11% случаев. При этом необходимо отметить, что практически каждый отказ (до 96%) эжектора вызывает останов турбоустановки.

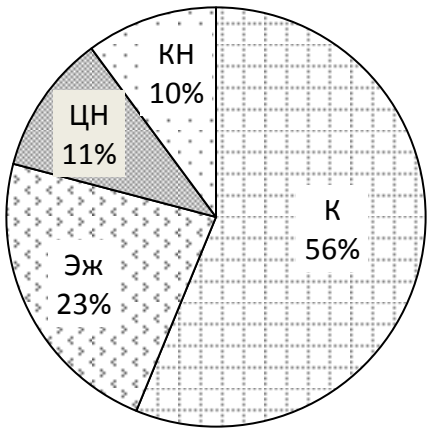

Рис. 2.2. Распределение отказов элементов конденсационной установки, вызывающих останов ПТУ: К – конденсаторы, КН – конденсатные насосы, ЦН – циркуляционные насосы, Эж - эжекторы

Обобщение данных [117,118] и данных автора показало, что удельное количество отказов эжекторов на 1 турбину в год составляет, в зависимости от типа турбин, от 0,036 до 0,098.

Из приведенного анализа видно, что для надежного функционирования конденсационной установки ПТУ безотказность эжекторов имеет большое

значение; влияние эжекторов более существенно, чем циркуляционных или конденсатных насосов.

Как показано в главе 1, в большинстве установленных на отечественных турбинах основных пароструйных эжекторов различных заводов-изготовителей, струйные аппараты выполнены встроенными в корпус с промежуточными охладителями. В результате обследования более 100 эжекторов выявлены основные недостатки конструкций эжекторов, приводящие к появлению дефектов в процессе эксплуатации и ремонтов и, как следствие, ведущие к отказам оборудования:

- разрушение внутренних кожухов охладителей, что приводит к истиранию трубок поверхности теплообмена при взаимодействии с элементами кожухов (для эжекторов типа ЭП-3-2, ЭП-3-3 УТЗ);
- эрозия камер смешения и диффузоров (материал – черная сталь), что вызывает снижение степени сжатия в диффузоре;
- потеря герметичности стыка между трубной доской и перегородкой корпуса между охладителями (вымывание прокладки), что приводит к перетокам паровоздушной смеси между охладителями;
- образование свищей в зоне сварных швов корпуса эжектора.
- коррозионно-эрозионное и вибрационное разрушение трубок поверхности охладителя;
- разгерметизация вальцованного соединения трубок в трубных досках охладителей;
- нарушение герметичности между сопловой коробкой и корпусом;
- нарушение соосности элементов струйного аппарата из-за конструктивных недостатков узла крепления диффузоров;
- переполнение корпуса эжектора конденсатом из-за недостаточного проходного сечения или неправильно организованной схемы дренажей по сливу конденсата из ступеней эжектора, а также из-за разгерметизации вальцованного соединения трубок в трубных досках охладителей;

- нарушения в работе струйного аппарата из-за выноса окалины и града на сопла эжекторов;
- ошибочная сборка пароструйного аппарата после проведения ремонта эжектора, связанная с несоответствием сопла номеру ступени, ненадежным креплением камеры смешения и др.;
- коррозионный износ переходных патрубков эжекторов с выносными охладителями (ЭПО-3-135) в зонах застоя конденсата.

С учётом выявленных конструктивных недостатков, встречающихся у различных серийных эжекторов, разработан ряд новых конструкторских решений для многоступенчатых эжекторов, особенно в части проектирования промежуточных охладителей. Предложено использование конструкции с выносными промежуточными охладителями, как одной из наиболее надёжных и ремонтопригодных.

2.1.2. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЖЕКТОРОВ

Обобщены результаты промышленных испытаний 34 серийных эжекторов в условиях эксплуатации на 16 различных тепловых электрических станций с турбинами мощностью от 50 до 500 МВт. Испытанные эжекторы представлены в таблице 2.1.

Испытания эжекторов проведены при температуре охлаждающего конденсата, изменяющейся в диапазоне от 24°С до 54°С. В условиях большинства ТЭС температура охлаждающего конденсата составляет 40°С и более.

Необходимо отметить, что испытанный эжектор ЭП-3-600М представляет собой модернизированный ЭП-3-600. При модернизации эжектор переведён на пониженное давление рабочего пара $P_{рп}$=0,49 МПа с заменой струйных аппаратов на новые по рекомендациям [111].

Таблица 2.1

Завод-изг.	Эжектор	Давление рабочего пара, МПа	Расход рабочего пара, кг/ч	ТЭС	Турбина	Температура охлаждающего конденсата, °С	Кол-во эжекторов	№ турбины (блока)
УТЗ	ЭП-3-2	0,49	850	Казанская ТЭЦ-2	Т-50-130 УТЗ	40	2	7,9
				Красноярская ТЭЦ-2	Т-100-130 УТЗ	44-46	2	1
				Нижнекамская ТЭЦ-1	Т-100-130 УТЗ	40	1	5
				Челябинская ТЭЦ-2	Т-100-130 ТМЗ	52	1	3
				Петрозаводская ТЭЦ	Т-110/120-130 УТЗ	41-42	2	2,9
				Тобольская ТЭЦ	ПТ-135/165-130 УТЗ	45	1	1
				Нижнекамская ТЭЦ-2	ПТ-135/165-130 УТЗ	54	2	1
	ЭП-3-3	0,49	850	Московская ТЭЦ-23	Т-250/300-240 УТЗ	37	2	5,6
				Южная ТЭЦ-22 (СПб)	Т-250/300-240 УТЗ	42-45	3	1
ЛМЗ	ЭП-3-600	1,27	600	Красноярская ТЭЦ-1	ПТ-60-90 ЛМЗ	35	2	9
	ЭП-3-600М[1]	0,49	700	Казанская ТЭЦ-2	Т-50-130 УТЗ	40	1	9
				Уруссинская ГРЭС	ПТ-25-90 ЛМЗ	45	1	4
				Верхнетагильская ГРЭС	К-100-90 ЛМЗ	43-46	3	1,3,4
				Верхнетагильская ГРЭС	К-200-130 ЛМЗ	24-27	2	8,9
	ЭП-3-700	0,49	700	Казанская ТЭЦ-1	ПТ-60/75-130/13 ЛМЗ	46	2	5,6
				Верхнетагильская ГРЭС	К-200-130 ЛМЗ	24-27	2	8,9
				Шатурская ГРЭС	К-200-130 ЛМЗ	24	1	1
ХТЗ	ЭП-3-25/75	0,51	800	Тобольская ТЭЦ	Деаэратор	39	2	4
	ЭП-3-50/150	0,51	2100	Троицкая ГРЭС	К-500-240 ХТЗ	35	2	8

[1] Модернизированный эжектор ЭП-3-600, переведён на пониженное давление рабочего пара $P_{рп}$=0,5 МПа за счёт замены струйных аппаратов

В рамках проведённых испытаний получены рабочие характеристики эжекторов – изменение давления всасывания каждой ступени эжектора в зависимости от впускаемого в эжектор «сухого» (атмосферного) воздуха.

Промышленные испытания проведены в соответствии с рекомендациями [100]. При этом измерялось давление всасывания каждой ступени с помощью датчиков абсолютного давления, а также температуры рабочего пара, охлаждающего конденсата и дренажей промежуточных охладителей с помощью инфракрасного пирометра и термометров сопротивления. Подробное описание приборов, использованных при проведении измерений, а также оценка погрешности измерений представлены ниже в описании схемы измерений нового эжектора ЭПО-3-80 (раздел 3.4).

Для проведения промышленных испытаний эжекторы отключены от конденсатора по линии отсоса паровоздушной смеси. Подвод в эжектор «сухого» атмосферного воздуха реализовано из помещения машинного зала через калиброванные расходомерные шайбы со сверхкритическим истечением. Изменение расхода подсасываемого воздуха осуществлено с шагом около 10 кг/ч. При стабильной работе с каждым из значений расхода «сухого» воздуха зафиксированы давления в приёмных камерах каждой ступени, а также температуры дренажей охладителей, температуры охлаждающего конденсата на входе и выходе.

Для сопоставления и анализа результатов испытаний исследованные эжекторы объединены в группы по типу и заводу-изготовителю. Так, эжекторы ЭП-3-2 и ЭП-3-3 имеют идентичную проточную часть струйного аппарата и отличаются друг от друга незначительно – конструкциями водяных камер и патрубка подвода паровоздушной смеси в I ступень, а следовательно могут сравниваться между собой. На рис. 2.3 в качестве примера представлено сравнение паспортной характеристики эжектора ЭП-3-2 с характеристикой эжектора ЭП-3-3 Южной ТЭЦ-22 при паспортном

давлении рабочего пара $P_{рп}$=0,49 МПа и ЭП-3-2 Тобольской ТЭЦ при давлениях рабочего пара $P_{рп}$=0,49 МПа и $P_{рп}$=077 МПа. Испытания эжекторов проведены при температурах охлаждающего конденсата $t_{ок}$=40-45°С.

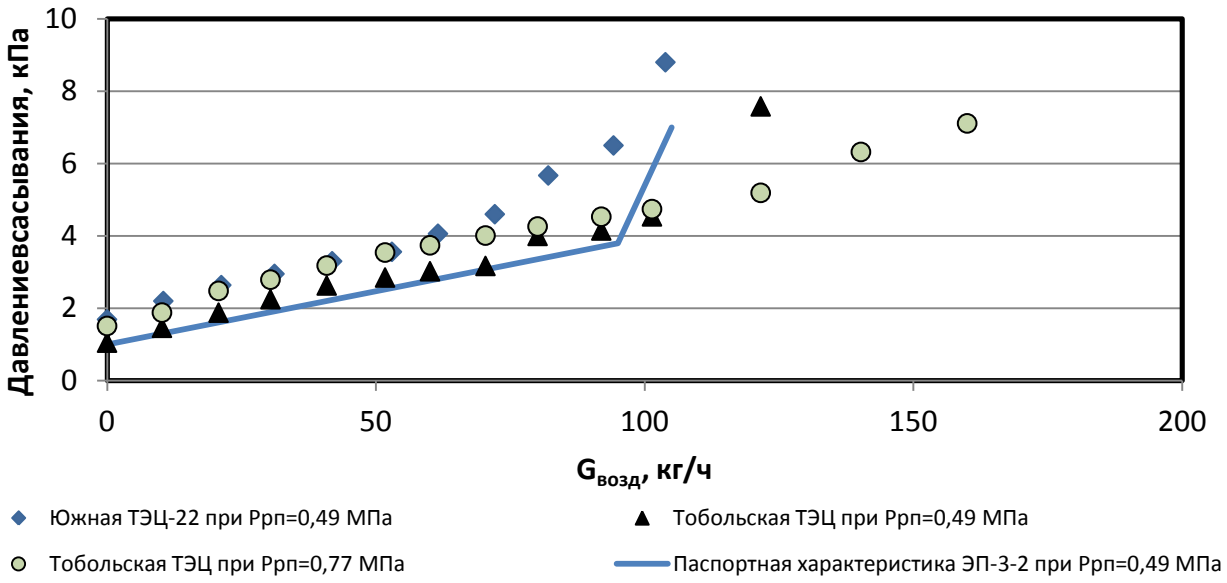

Рис. 2.3. Сравнение паспортной и рабочих характеристик эжекторов ЭП-3-2 и ЭП-3-3

Из сравнения характеристик эжекторов с давлением рабочего пара $P_{рп}$=0,49 МПа видно, что экспериментальные данные располагаются выше паспортной характеристики на ΔР=0,5 кПа до расхода воздуха $G_{возд}$=60 кг/ч у эжектора ЭП-3-3 Южной ТЭЦ-22 и до $G_{возд}$=100 кг/ч для эжектора ЭП-3-2 Тобольской ТЭЦ. При этом производительность эжекторов совпадает с паспортной производительностью $G_{возд}$=95 кг/ч. При повышении давления рабочего пара от $P_{рп}$=0,49 МПа до $P_{рп}$=0,77 МПа производительность эжектора увеличивается до $G_{возд}$=120 кг/ч.

Геометрические характеристики струйных аппаратов эжекторов ЭП-3-2, ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200 близки. На рис. 2.4 представлено сравнение паспортных характеристик этих эжекторов. Паспортные характеристики получены экспериментально на заводе-изготовителе при давлении рабочего пара $P_{рп}$=0,49 МПа.

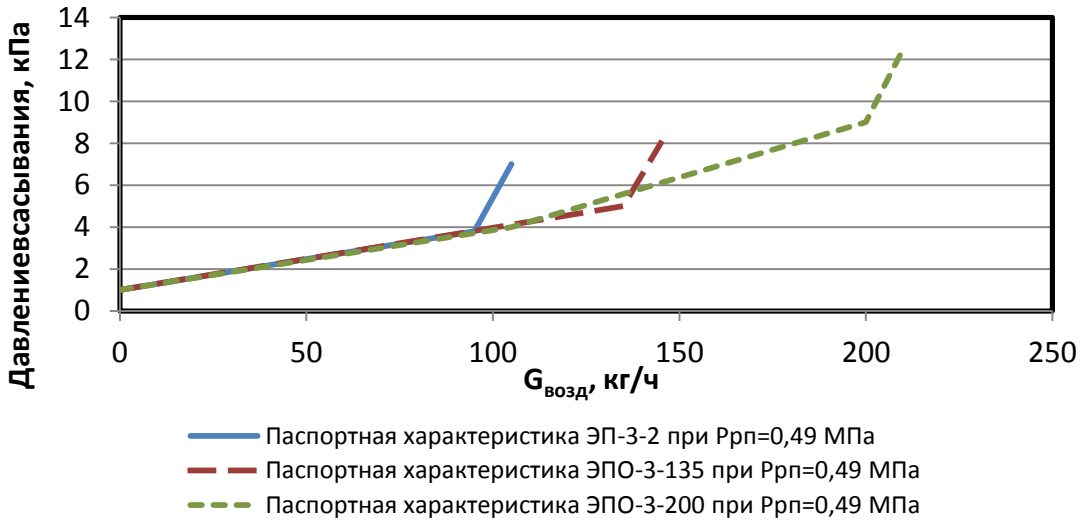

Рис. 2.4. Сравнение паспортных характеристик эжекторов УТЗ

Производительность эжектора ЭП-3-2 $G_{возд}$=95 кг/ч значительно меньше, чем у эжекторов ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200 ($G_{возд}$=135 кг/ч и $G_{возд}$=200 кг/ч, соответственно). При этом увеличение производительности эжекторов ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200 достигается при увеличении давления всасывания. Это означает, что при работе с увеличенным расходом подсасываемого воздуха, эжекторы ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200 не обеспечивают более глубокого разрежения и их применение имеет смысл только при расходах воздуха выше, чем производительность ЭП-3-2 и ЭП-3-3. По мнению автора, повышенная производительность эжекторов ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200 достигнута принципиально отличающимися конструкциями промежуточных охладителей [84]. Преимуществом эжектора ЭПО-3-135 перед эжектором ЭПО-3-200 является экономия рабочего пара до $G_{рп}$=50 кг/ч согласно паспортной документации.

У паспортной характеристики ЭПО-3-200 на рабочем участке присутствует точка перелома при $G_{возд}$=105 кг/ч. Подобные точки перелома встречаются на ряде рабочих характеристик и могут быть связаны с переходом эжектора с одного предельного режима на другой.

На рис. 2.5 представлены рабочие характеристики эжектора ЭП-3-700 ЛМЗ Казанской ТЭЦ-1 и Казанской ТЭЦ-2 при давлении рабочего пара $P_{рп}$=0,49 МПа, температуре охлаждающего конденсата $t_{ок}$=39-46°С.

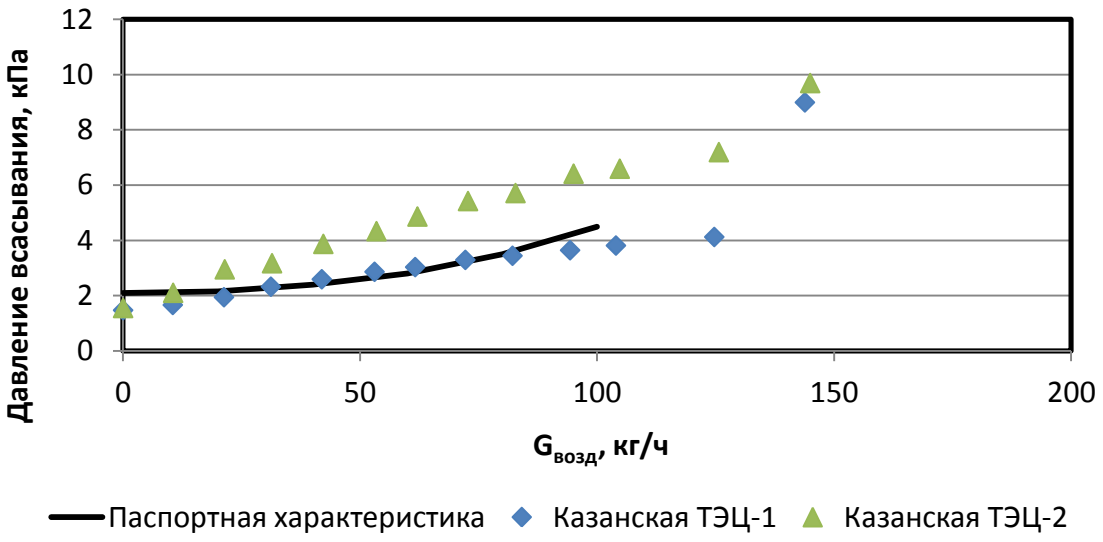

Рис. 2.5. Сравнение паспортной и рабочих характеристик эжектора ЭП-3-700

Из графика видно, что, фактическая характеристика эжектора ЭП-3-700 Казанской ТЭЦ-1 совпадает с паспортной. При этом фактическая производительность эжектора $G_{возд}$=125 кг/ч значительно выше паспортной производительности $G_{возд}$=80 кг/ч. Характеристика эжектора Казанской ТЭЦ-2 имеет ту же начальную точку и производительность, но при этом расположена значительно выше.

На рис. 2.6 представлена рабочая характеристика эжектора ЭП-3-25/75 ХТЗ Тобольской ТЭЦ при давлении рабочего пара $P_{рп}$=0,51 МПа, температуре охлаждающего конденсата $t_{ок}$=39°С.

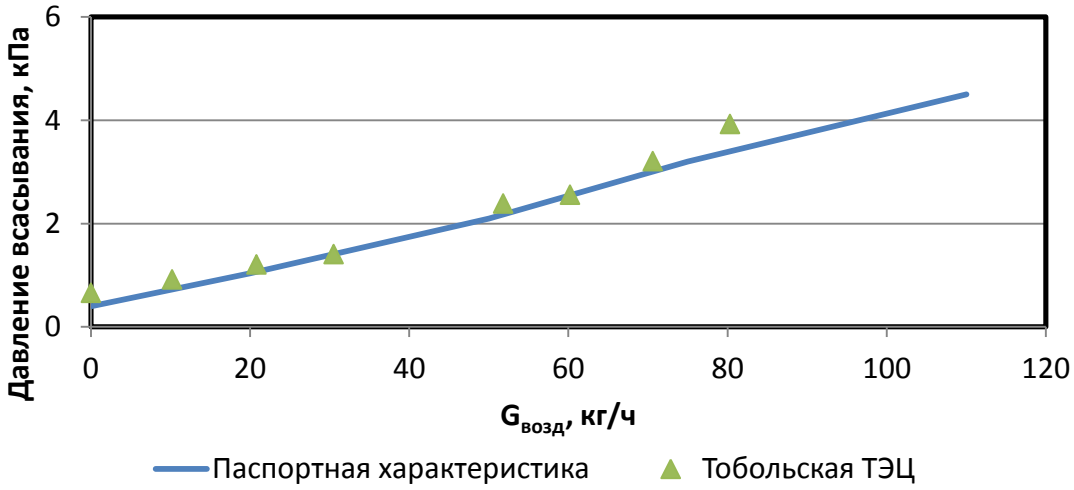

Рис. 2.6. Сравнение паспортной и рабочих характеристик эжектора ЭП-3-25/75

Полученные при испытаниях эжектора экспериментальные точки хорошо согласуются с паспортной характеристикой эжектора ЭП-3-25/75. При этом можно предположить, что перегрузочный участок работы эжектора в испытаниях не достигнут, а незначительное изменение угла наклона – эффект, отмеченный ранее в испытаниях эжекторов УТЗ и ЛМЗ – переход «эффективного сечения» из конической части камеры смешения в цилиндрическую. Производительность эжектора $G_{возд}$=80 кг/ч, полученная в испытаниях, близка к паспортной $G_{возд}$=75 кг/ч.

На рис. 2.7 представлена рабочая характеристика эжектора ЭП-3-50/150 ХТЗ Троицкой ГРЭС при давлении рабочего пара $P_{рп}$=0,51 МПа, температуре охлаждающего конденсата $t_{ок}$=35°С.

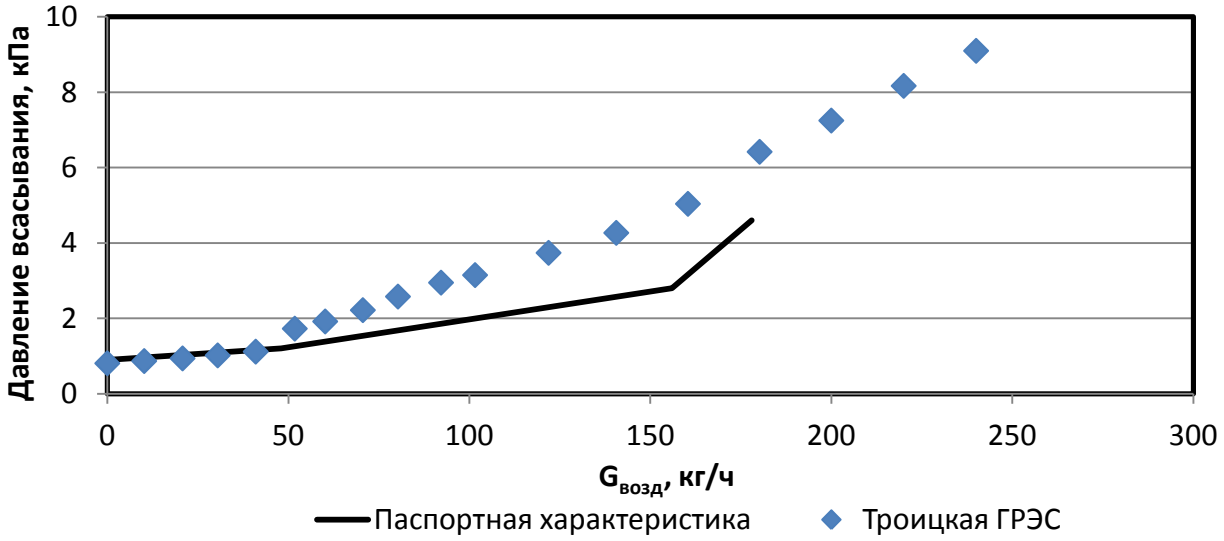

Рис. 2.7. Сравнение паспортной и рабочих характеристик эжекторов ЭП-3-50/150

Экспериментальная характеристика эжектора ЭП-3-50/150 также имеет выраженную точку перелома на рабочем участке при $G_{возд}$=50 кг/ч. Первый участок рабочей характеристики полностью согласуется с паспортными значениями. Второй участок – пролегает значительно выше. При этом можно предположить, что экспериментально полученная характеристика показывает значительно большую производительность, чем паспортные значения $G_{возд}$=150 кг/ч, так как переход на перегрузочный участок характеристики не наблюдается во всём исследованном диапазоне.

Для сравнения рабочих характеристик эжекторов с близкими значениями производительности на рис. 2.8 приведены паспортные и рабочие характеристики эжекторов различных заводов-изготовителей: ЭП-3-2 УТЗ, ЭП-3-700 ЛМЗ, ЭП-3-25/75 ХТЗ. Испытания эжекторов проведены при рекомендованном давлении рабочего пара $P_{рп}$=0,49-0,51 МПа и близкой температуре охлаждающего конденсата $t_{ок}$=39-46°С.

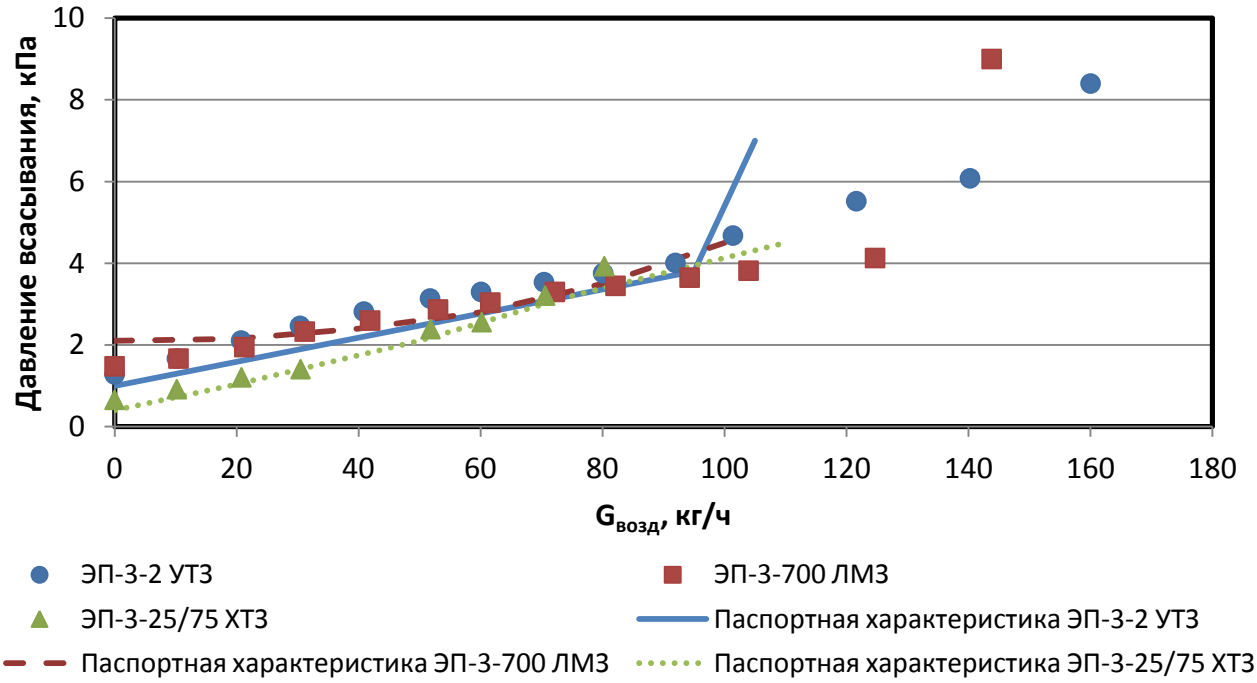

Рис. 2.8. Рабочие и паспортные характеристики серийных эжекторов УТЗ, ЛМЗ, ХТЗ

Из графиков видно, что эжектор ЭП-3-25/75 ХТЗ по сравнению с другими серийными эжекторами имеет меньшее давление всасывания на величину около ΔР=0,5-1,5 кПа практически по всей длине характеристики. Эта особенность является преимуществом при использовании эжектора в составе конденсационных турбин. Для турбин конденсационного типа значения вакуума в конденсаторе оказывает более существенное влияние на экономичность турбины, чем для теплофикационных турбин. Но при этом производительность эжектора также наименьшая и составляет $G_{возд}$=80 кг/ч.

Паспортная характеристика эжектора ЭП-3-700 ЛМЗ на рис. 2.8 расположена несколько выше, чем у ЭП-3-2 УТЗ. Рабочие характеристики

эжекторов УТЗ и ЛМЗ совпадают практически по всей длине рабочих участков. Производительность эжектора ЭП-3-2 можно считать равной 140 кг/ч при производительности эжектора ЭП-3-700 – 125 кг/ч.

Результаты обобщения проведённых промышленных испытаний эжекторов конденсационных установок в условиях ТЭС показывают, что большинство рабочих характеристик серийных эжекторов неудовлетворительно согласуются с характеристиками, полученными в условиях завода-изготовителя. Это может быть связано с влиянием различных условий эксплуатации, износом струйных аппаратов эжекторов, проявившимися за время эксплуатации дефектами.

2.2. АНАЛИЗ И ОБОБЩЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕРИЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Для оценки влияния геометрических параметров эжекторов на их характеристики проведён анализ и обобщение данных по струйным аппаратам 24 типоразмеров серийных эжекторов. Собранные данные представлены в Приложении 3.

Проанализированы такие геометрические параметры как: положение критического сечения инжектируемого потока, где его скорость достигает скорости звука (параметр μ); основной геометрический параметр эжектора (отношение площадей сечения цилиндрической части камеры смешения и критического сечения сопла); осевое расстояние между критическим сечением сопла и цилиндрической частью камеры смешения (осевое положение сопла); соотношение диаметров критических сечений сопел по ступеням.

Положение «эффективного сечения» инжектируемого потока

При расчете струйных насосов оценивается положение «эффективного сечения» инжектируемого потока, фактически определяющей коэффициент

инжекции. «Эффективная площадь» – это площадь «эффективного сечения» – кольцевого сечения для подсасываемой среды, где эта среда разгоняется до звуковой скорости. После этого сечения начинается перемешивание рабочей и инжектируемой среды, выравнивание параметров потоков. Определение положения сечения в приёмной камере является важной задачей расчётной методики. Смещение этого «кольца» в сторону диффузора приводит к уменьшению площади проходного сечения для подсасываемой смеси, а значит снижает расход эжектируемой среды и, следовательно, коэффициент инжекции. Смещение сечения «эффективной площади» ближе к рабочему соплу приводит к увеличению потерь энергии со стороны рабочего пара, вплоть до срыва рабочего потока в расширяющейся части сопла [14,27].

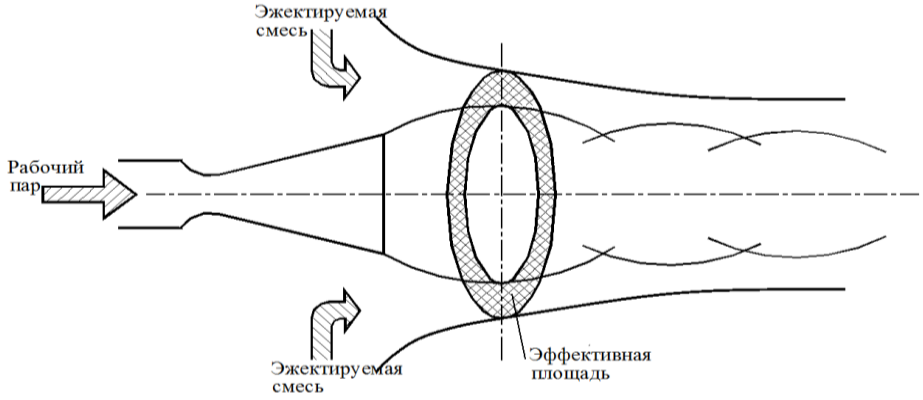

Рис. 2.9. Эффективная площадь в камере смешения струйного аппарата

Положение «эффективного сечения» определяется параметром μ – отношением «эффективной площади» ($F_{эфф}$) к площади сечения цилиндрической части камеры смешения ($F_З$):

$$\mu = \frac{F_{эфф}}{F_З}. \qquad (2.1)$$

Данное сечение должно формироваться в конфузорной или цилиндрической части камеры смешения. Поэтому значение μ должно быть не меньше 1. Положение сечения определяет тип предельного режима, который реализуется в струйном аппарате эжектора [14].

Согласно рекомендациям [14], параметр μ принимается в диапазоне от 1,0 до 1,5. Для определения фактического значения μ, автором выполнен

анализ результатов испытаний 17 серийных эжекторов различных заводов-изготовителей. При обобщении результатов промышленных испытаний для исследованных эжекторов проведён поверочный расчёт по уточнённой автором методике. Определены коэффициенты μ, обеспечивающие совпадение рабочих характеристик эжектора с характеристиками, полученными в результате поверочного расчёта. Согласно результатам проведённого анализа, серийные эжекторы каждого завода-изготовителя характеризуются конкретными значениями параметра μ (таблице 2.2).

Таблица 2.2

Завод-изготовитель	УТЗ	ЛМЗ	ХТГЗ
μ	1,35…1,5	1,30…1,35	1,0…1,1

При этом, например, у эжекторов УТЗ ЭП-3-2 и ЭП-3-3 Уральского турбинного завода μ=1,35, а у ЭПО-3-135 и ЭПО-3-200, разработанных УТЗ позднее, – μ=1,5.

При анализе геометрических характеристик серийных эжекторов обнаружена связь между значением коэффициента μ и основным геометрическим параметром эжектора, представляющим собой отношение площади критического сечения цилиндрической части камеры смешения и сопла $F^* = F_З/F_{кр}$.

В таблице 2.3 в качестве примера представлены параметры F* и μ для первых ступеней ряда эжекторов различных заводов изготовителей.

Таблица 2.3

Завод-изготовитель	УТЗ		ЛМЗ	ХТЗ	
Тип эжектора	ЭП-3-2	ЭПО-3-135	ЭП-3-700М	ЭП-3-25/75	ЭП-3-50/150
Основной геометрический параметр, *F**	31	31	23	66	71
Коэффициент μ	1,35	1,50	1,35	1,00	1,10

Из таблицы видно, что при большом значении F* значение μ составляет 1,0…1,1. Это можно объяснить тем, что при высоких значениях F* (соответственно, площади цилиндрической части камеры смешения) уменьшение μ до значения 1,0, определяет сдвиг сечения «эффективной площади» в цилиндрическую часть камеры смешения.

Результаты представленного анализа показывают, что заводами-изготовителями при проектировании эжекторов выбраны следующие соответствия между геометрическими параметрами эжектора: при F* = 25…35 μ = 1,35…1,50; при F* = 60…70 μ = 1,1…1,0.

Осевое положение сопла

В рамках выполненного исследования собраны данные о значении одного из конструктивных параметров струйного аппарата – расстояния между выходным сечением сопла и входным сечением камеры смешения (осевого положения сопла). Для существующих серийных эжекторов, установленных на ТЭС, осевое положение сопла определено экспериментально каждым заводом-изготовителем.

Проведён расчёт данного параметра по известным эмпирическим зависимостям (раздел 1.2). Установлено, что существующие формулы не справедливы для большинства серийных конструкций.

По мнению автора, формулы не универсальны и не подходят для определения осевого положения сопла. С учётом проведённого анализа можно сделать вывод, что наиболее надёжным способом обеспечения оптимального положения сопла является возможность экспериментальной настройки для каждого струйного аппарата. Узел крепления сопла, позволяющий настраивать осевое положение, разработан и реализован в новом эжекторе ЭПО-3-80.

Изменение критических диаметров сопел многоступенчатых эжекторов по ступеням

Интерес в результатах обобщения геометрических характеристик эжекторов представляет также анализ изменения диаметров критических сечений сопел по ступеням. По результатам обобщения геометрических характеристик 24 типоразмеров серийных многоступенчатых эжекторов выявлено, что каждый завод-изготовитель характеризуется конкретной стратегией увеличения или уменьшения диаметров критических сечений сопел от первой ступени эжектора к последней.

Для примера в таблице 2.4 приведены диаметры сопел нескольких многоступенчатых эжекторов различных заводов-изготовителей. Также приведены основные геометрические параметры каждой ступени. Полные таблицы со значениями всех геометрических характеристик исследованных эжекторов приведены в Приложении 3.

Таблица 2.4

Завод-изготовитель	УТЗ			ЛМЗ		
Эжектор	ЭП-3-2 (ЭП-3-3; ЭПО-3-135), мм			ЭП-3-700 (ЭП-3-750), мм		
№ ступени	I	II	III	I	II	III
Диаметр критического сечения сопла, мм	12	12	10,4	13,5	11,2	10
Основной геометрический параметр ступени F*	31	13	7	23	9	7

Завод-изготовитель	ХТЗ						КТЗ	
Эжектор	ЭП-3-25/75, мм			ЭПО-3-150, мм			ЭО-50, мм	
№ ступени	I	II	III	I	II	III	I	II
Диаметр критического сечения сопла, мм	9	12,4	15,6	13,5	19,5	22	8	9,45
Основной геометрический параметр ступени F*	66	20	5	71	19	5	4,9	2,5

Согласно приведённым данным во всех эжекторах завода УТЗ, а также эжекторах ЛМЗ, работающих на низких параметрах рабочего пара ($P_{рп}$=0,5

МПа), диаметры критических сечений сопел от первой ступени к последней увеличиваются. В то же время у эжекторов ХТЗ и большинства эжекторов КТЗ диаметры критических сечений сопел от первой ступени к последней уменьшаются.

Степени сжатия, напротив, от первой ступени к последней уменьшаются для эжекторов УТЗ и ЛМЗ. Эти эжекторы характеризуются малым значением основного геометрического параметра F* у первой ступени, что соответствует рекомендациям [14,27]. У эжекторов ХТЗ с большим значением F* для первой ступени – степени сжатия от первой ступени к последней, напротив, возрастают.

Эжекторы с большим значением F* первой ступени позволяют достичь высокого коэффициента инжекции при низком давлении всасывания. Такая стратегия конструирования эжекторов может оказаться более эффективной для турбин конденсационного типа, для которых величина вакуума в конденсаторе оказывает более существенное влияние на экономичность турбины, чем для теплофикационных турбин. Необходимо отметить, что стратегия увеличения степени сжатия от первой ступени к последней может приводить к увеличению расхода пара на эжектор, а выбор той или иной стратегии в конструировании эжектора должен определяться, не только исходными данными по величине создаваемого разряжения и производительности, но и типа турбины, на который данный эжектор устанавливается. Интересно отметить, что ХТЗ – производителем конденсационных турбин – выбран вариант распределения степеней сжатия, который соответствует минимальному давлению в конденсаторе, а УТЗ – производителем преимущественно теплофикационных турбин, где значение вакуума в конденсаторе менее важно, – обратное распределение степеней сжатия. В разделе 2.1 на рис. 2.8 подтверждено более глубокое давление всасывания эжектора производства ХТЗ при сравнении как паспортных, так и рабочих характеристик.

Проведенный анализ показал различные стратегии выбора отдельных геометрических параметров струйных аппаратов трехступенчатого эжектора для конденсационной и теплофикационной турбины.

2.3. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИКИ В СТРУЙНОМ АППАРАТЕ ЭЖЕКТОРА

Для анализа газодинамических процессов, протекающих в струйном аппарате, а именно распределения давлений и скоростей рабочего и подсасываемого потоков по длине и сечению струйного аппарата, проведен ряд численных экспериментов, что также позволило сформулировать рекомендации для уточнения методики конструкторского расчета эжектора[2].

Постановка задачи

Проведены серии численных экспериментов, которые позволили однозначно трактовать влияние различных геометрических и режимных параметров на процессы, протекающие в струйном аппарате эжектора (рис. 2.10).

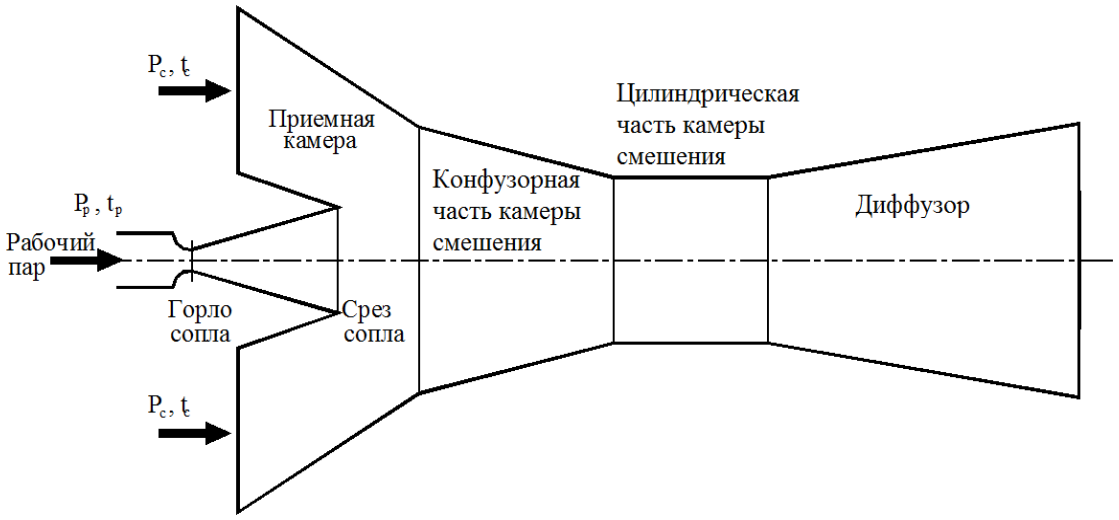

Рис.2.10. Струйный аппарат эжектора

[2] *Моделирование газодинамических процессов проведено совместно с ведущим научным сотрудником кафедры «Турбины и двигатели», к.т.н. Брезгиным Д.В.*

Ключевыми параметрами, выбранными в процессе решения задачи и повлиявшими на результат моделирования процессов газодинамики и теплообмена являются:

- Конечно-объемная сеточная модель (тип выбранных элементов, плотность узлов для моделирования вязкого пограничного слоя, структурированная или не структурированная сетка и т.п.);
- Решатель (совместный решатель уравнений энергии, моментов и масс или раздельный);
- Модель турбулентности;
- Начальные условия (характеристики рабочего тела, начальные распределения давлений, температур и скоростей);
- Граничные условия (корректные теплофизические параметры во ходных и выходных участках);
- Модель решения вязкого пристеночного слоя.

Выбор сеточной модели основан на [35,51-53]. В рамках настоящей работы использованы несколько вариантов конечно-элементной сетки, в частности «Trimmed с призматическим слоями у стенок», структурированные сетки, а также сеточные модели из многогранников с призматическими элементами. В качестве решателя использован совместный решатель уравнений энергии, моментов и масс (*Coupled Implicit Solver*) в связи со сверхзвуковыми течениями, возникающими в эжекторах.

Начальные и граничные условия

Для построения конечно-объемной трехмерной сетки, учитывая осесимметричность задачи, выбрана ¼ часть всей модели. Необходимо отметить, что непосредственно для моделирования 3D сетка не использовалась, а на ее основе генерировалась 2D модель в плоскости XY и весь дальнейший процесс исследования велся в двухмерной постановке.

Количество элементов в 2D сетке варьировалось от 20 000 до 1 500 000.

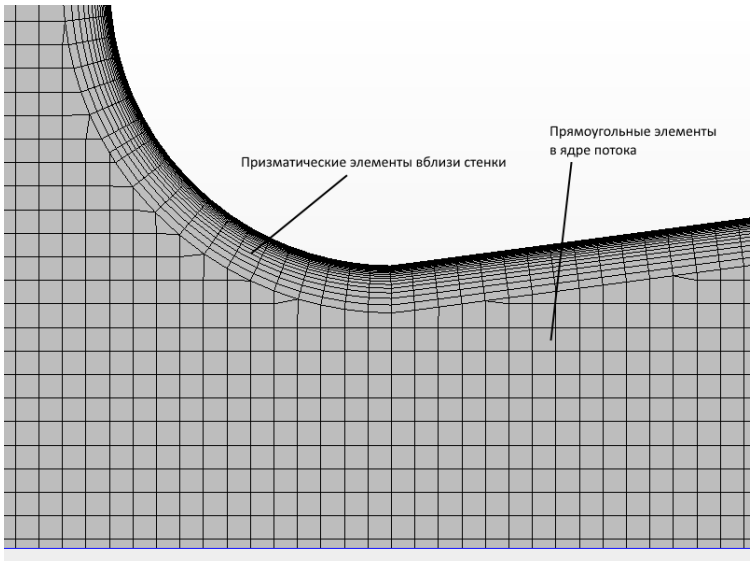

Рис.2.11. Фрагмент участка горла рабочего сопла с 2D сеткой

На первоначальном этапе при моделировании проинициализированы следующие начальные и граничные условия физической модели:

- Рабочее тело 1 – воздух (P_c = 5 кПа, t_c = 25 °С).
- Рабочее тело 2 – перегретый водяной пар (P_p = 300 кПа; t_p = 155 °С; μ = 1,6E-5 Па-с; C_p = 2121 Дж/кг-К; λ = 0,036 Вт/м·К).
- Модель идеального газа.
- Совместный решатель уравнений энергии, моментов и масс (Coupled Impicit Solver).
- Realizable k-ε модель турбулентности.
- Число Куранта = 50 (Courant number).
- Включены параметры экспертной инициализации.
- Целевые функции – статическое давление на срезе рабочего сопла и распределение статического давления в центре потока по длине струйного аппарата.
- Задача считается решенной при достижении невязок энергии, T_{ke}, T_d уровня 1E-04 и целевых функций менее 1 Па.

Результаты расчетов

Необходимо отметить, что в среднем для решения одной задачи требовалось от 5000 до 7000 итераций.

Для анализа и сопоставления результатов расчетов рассмотрим распределение давлений в проточной части пароструйного аппарата, согласно [14], представленному на рис. 2.12.

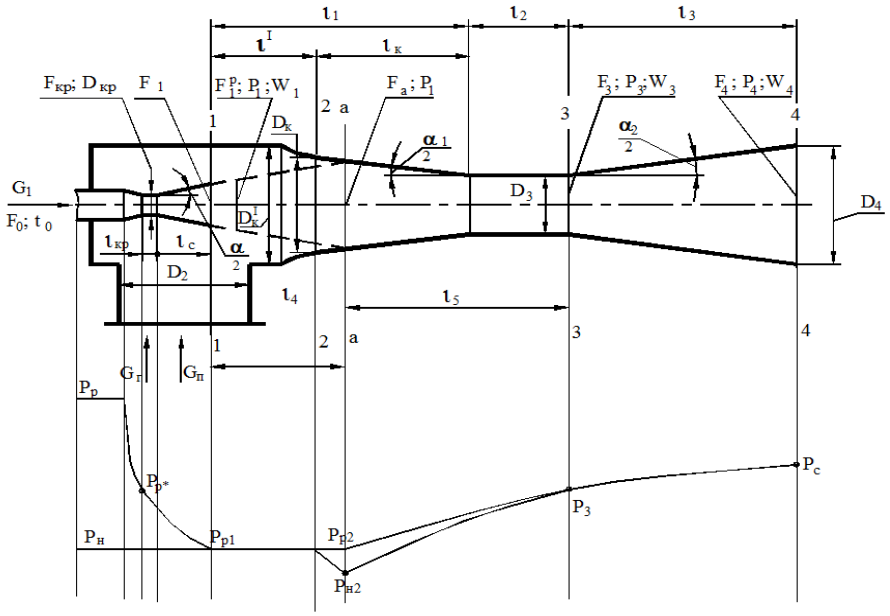

Рис. 2.12. Распределение давлений в проточной части пароструйного эжектора

Согласно [14], давление рабочего пара монотонно убывает в сопле от величины $P_р$ на входе до $P_{р1}$ – на выходе. Давление рабочего пара в приемной камере эжектора равно давлению инжектируемого потока $P_н$. Струя рабочего пара, вытекающая из сопла в приёмную камеру, захватывает, инжектируемую из конденсатора, паровоздушную смесь, и поступает вместе с ней в конфузорную часть камеры смешения. Скорость инжектируемой смеси возрастает и в некотором сечении (а-а) конфузора (или цилиндрической части камеры смешения) эта скорость достигает скорости звука. При этом давление инжектируемой смеси становится минимальным $P_{н2}$. Расход инжектируемой смеси и, следовательно, достижимый коэффициент инжекции определяется разницей между площадью данного

сечения и сечением рабочей струи. После сечения (а-а) давление эжектируемой смеси и рабочей струи начинает плавно повышаться. Оба потока перемешиваются; скорости потоков снижаются. В диффузоре смешанный поток тормозится с повышением давления до величины p_c.

На рис. 2.13 представлены результаты расчетов распределения относительных полных скоростей и статических давлений по длине струйного аппарата.

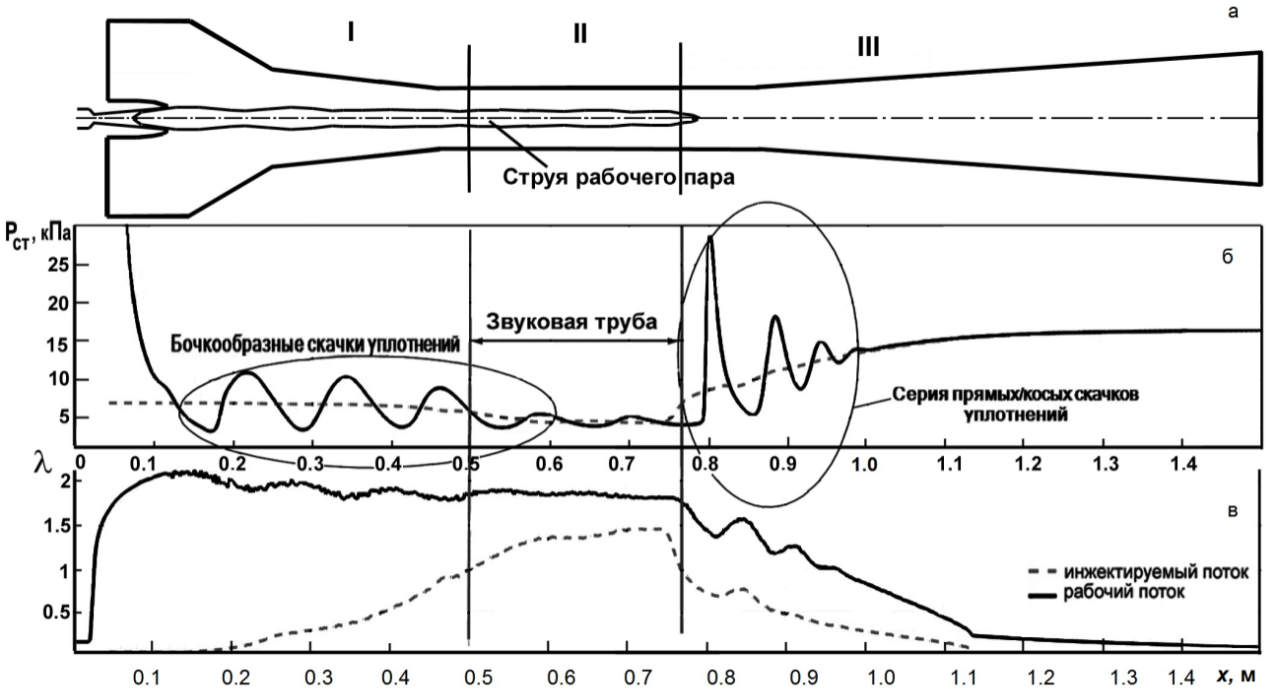

Рис. 2.13. Распределение приведённых полных скоростей и статических давлений по длине струйного аппарата: а — профиль струи, б — распределение статических давлений, в — распределение скоростей потоков, – – – паровоздушная смесь, —— рабочий пар; I – участок разгона инжектируемого потока, II – участок сверхзвукового течения инжектируемого потока, III – участок торможения инжектируемого потока

В приемной камере, сразу за соплом, в ядре потока возникают характерные прямые и/или косые скачки уплотнений. Эти скачки давлений (уплотнений) соответствуют «бочкообразным» профилям скорости и являются результатом комплексного взаимодействия импульсов двух сред, проявляющихся в серии колебаний значений приведенной скорости и статических давлений вдоль оси симметрии камеры смешения. Такие скачки уплотнений, скорее всего, являются следствием нерасчетного режима работы

сопла с недорасширением (т.е. давление пара на выходе из сопла выше давления среды в камере смешения). Результаты, представленные на рис. 2.13, качественно согласуются с результатами работ [53,54] и рядом других.

Из рис. 2.13 также видно, что в сечении по оси абсцисс x = 0,5 м, в котором значение приведенной скорости инжектируемого потока превышает единицу, скачки давлений в рабочей струе затухают. Эта зона (II) продолжается до x = 0.78 м. Снижение амплитуд скачков давлений связано, по мнению авторов, с тем, что поток рабочего пара оказывается окружен «звуковым» (сверхзвуковым) потоком инжектируемой среды. Формируется «звуковая труба». Действие «звуковой трубы» на рабочий поток можно, по мнению автора, объяснить согласно данным работы [16]. В этой зоне колебания давления, возникающие в потоке рабочего газа, приводят к изменению границы раздела между рабочим и инжектируемым газом. Так как сечение сверхзвукового потока инжектируемого газа ограничено стенками камеры смешения, то при деформации границы в нем возникают противоположные (к рабочему потоку) по направлению импульсы давлений, возвращающие границу инжектируемого потока газа к первоначальному положению.

В результате продолжающегося взаимодействия потоков приведенная скорость инжектируемого потока становится меньше 1. В этом сечении, соответствующем сечению с $x \approx 0.78$ м, действие «звуковой трубы» прекращается и в рабочем потоке возникает вторая группа скачков давлений (по амплитуде эти скачки давлений могут превышать скачки первой зоны). Подобная картина описана в [55], где отмечается, что в цилиндрической части камеры смешения эжектора возникает сильный косой скачок уплотнений, вызывающий разрушение пограничного слоя у стенки. Этот скачок является настолько сильным, что вызывает не только разрушение (расслоение) пограничного слоя, но и порождает за собой серию, в данном случае из трех скачков давления меньшей амплитуды уже в расширяющейся

части диффузора. По мнению автора, сильные скачки давлений после участка «звуковой трубы» (в цилиндрической части камеры смешения и особенно в диффузоре) приводят к возрастанию волнового сопротивления и уменьшению степени сжатия в ступени эжектора. Отметим также следующий факт. В отечественной и зарубежной литературе [14,55,49] зона II, определяемая автором как зона «звуковой трубы», характеризуется активным перемешиванием потоков. Однако, в зоне II, как отмечалось выше, колебания давлений рабочего потока уменьшаются. Логично предположить, что в этой зоне снижается интенсивность поперечных потоков массы и, соответственно, перемешивание потоков начинается в зоне III.

Представленная картина газодинамики в струйном аппарате эжектора показывает некоторую условность оценки коэффициента μ (см. раздел 2.2), характеризующего положение критического сечения инжектируемого потока, где он достигает скорости звука за счет взаимодействия с рабочим потоком. Однако, качество проектирования эжектора с использованием в методике расчета указанного коэффициента оказывается достаточным, для того, чтобы эжектор удовлетворительно выполнял свои функции в составе конденсационной установки ПТУ.

На рис. 2.14 приведен график изменения протяженности «звуковой трубы» в зависимости от расстояния от критического сечения сопла до цилиндрической части камеры смешения (l_1). Из рисунка видно, что длина «звуковой трубы» возрастает при увеличении l_1. Однако, при оптимальной величине l_1 длина «звуковой трубы» немного снижается.

На рис. 2.15 представлена зависимость коэффициента инжекции от l_1. Коэффициент инжекции изменяется от 0,8 при l_1 = 52 мм до 0,86 при l_1 = 132 мм.

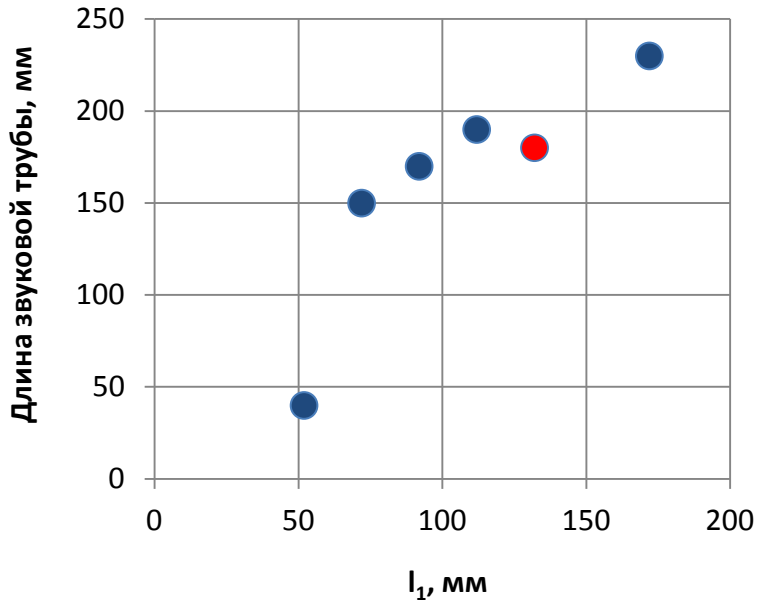

Рис. 2.14. Зависимость длины «звуковой трубы» от расстояния от выходного сечения сопла до входного сечения диффузора

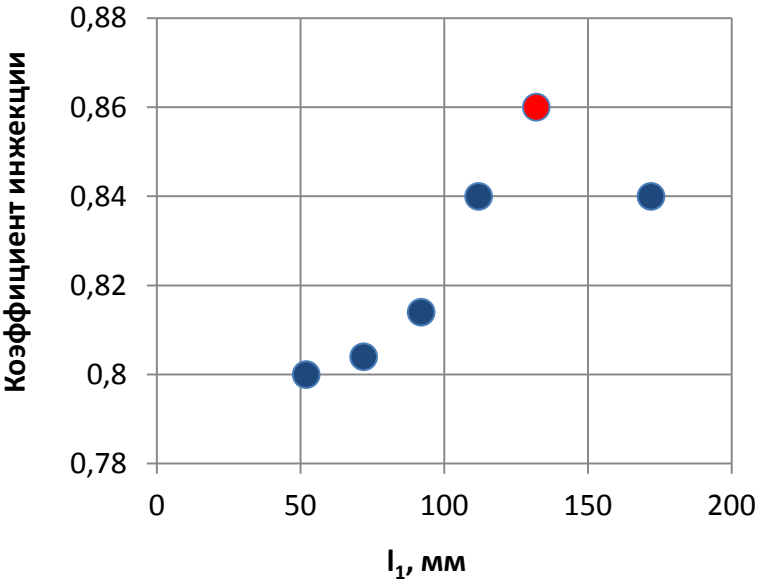

Рис. 2.15. Зависимость коэффициента инжекции от расстояния от выходного сечения сопла до входного сечения диффузора

Одной из важнейших гипотез, формулируемых при расчете эжекторов с использованием полуэмпирических методик, является гипотеза о форме струи рабочего пара (газа), вытекающей из сопла. В [14] рекомендуется профиль начального участка рабочей струи задавать или с постоянным диаметром или в форме «бочки», определяемой на основе теории свободной

турбулентной струи, вытекающей из отверстия [120]. В [14,27] отмечается, что в последнем случае результаты расчетов предельного коэффициента инжекции получаются более точными. Однако, как видно из численных расчётов последовательности «бочкообразных» профилей скорости рабочей струи лучше соответствует модель струи с неизменяющимся диаметром от сопла до цилиндрической части камеры смешения.

Отметим также следующую особенность методики расчета характеристик эжектора с конической частью камеры смешения. Предельный коэффициент инжекции на втором предельном режиме согласно [14] рассчитывается по формуле

$$u_{\text{пр}} = \left(\mu \frac{F_3}{F_{\text{кр}}} - \frac{1}{q_{\text{рн}}} \right) \frac{k_{\text{н}}}{k_{\text{р}}} \cdot \frac{\Pi_{\text{н}*}}{\Pi_{\text{р}*}} \cdot \frac{a_{\text{р}*}}{a_{\text{н}*}} \cdot \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{р}}}, \qquad (2.2)$$

где F_3, $F_{\text{кр}}$ — площади проходного сечения цилиндрической части камеры смешения и критического сечения сопла;

μ — отношение площади сечения, где инжектируемый поток достигает скорости звука (F_s) к площади сечения цилиндрического участка камеры смешения (F_3) (принимается, что сечение F_s расположено в конической части камеры смешения);

$k_{\text{н}}$, $k_{\text{р}}$ — показатели адиабаты инжектируемого и рабочего потоков;

$\Pi_{\text{н}*}$, $\Pi_{\text{р}*}$ — относительное давление изотропно движущегося со скоростью звука инжектируемого (н) и рабочего (р) потока к давлению торможения;

$a_{\text{н}*}$, $a_{\text{р}*}$ — критическая скорость инжектируемого и рабочего потоков;

$P_{\text{н}}$, $P_{\text{р}}$ — полное давление инжектируемого и рабочего потоков;

$q_{\text{рн}}$ — газодинамическая функция, представляющая собой приведенную массовую скорость рабочего потока, равная отношению площади критического сечения рабочего сопла к площади сечению рабочего потока при давлении $p_{\text{н}}$.

В этом выражении функция $q_{\text{рн}}$ определяется по известному перепаду давлений рабочего потока $\Pi_{\text{рн}} = \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{р}}}$. Данное выражение получено при условной схеме процесса, не учитывающей взаимного перемешивания потоков на начальном участке камеры смешения, а также при условии

неравенства статического давления пара в рабочей струе и в инжектируемом потоке. При этом допущении расчет хорошо согласуется с рабочей характеристикой эжектора при $P_р$ = 1.3 – 1.6 МПа и степени расширения рабочего потока $\beta = 1/П_{рн} = P_р/ P_н \approx 230 – 530$ [14].

Проведенные авторами испытания различных типов эжекторов при давлении рабочего пара $P_р$ = 0,5 МПа ($\beta \approx 70 – 160$) показали, что при расчетах предельного коэффициента инжекции по зависимости (2.2) в сечении, где скорость инжектируемого потока достигает скорости звука, приведенную массовую скорость рабочего потока ($q_{рн}$) необходимо определять из условия равенства статических давлений в рабочем и инжектируемом потоке. В этом случае $q_{рн}$ определяется по газодинамической функции

$$П_{рн} = П_н \cdot P_н/P_р, \qquad (2.3)$$

где $П_н$ – относительное давление инжектируемого потока, равное отношению давления изотропно движущегося инжектируемого потока к давлению его торможения.

Данное условие хорошо согласуется с результатами проведенных в рамках данного исследования численных расчетов. Установлено, что статическое давление в критическом сечении пароструйного аппарата практически одинаково как в рабочей среде, так и в инжектируемом потоке (различие давления на оси аппарата и у стенки составляет 1 – 3%). Необходимо отметить, что условие равенства статических давлений в рабочем и инжектируемом потоках рекомендовано использовать еще в работах М.Д. Миллионщикова [23].

Согласно проведённому численному моделированию принято уточнение для методики расчёта принимать форму струи с постоянным сечением от выходного сечения сопла до входного сечения цилиндрической части камеры смешения.

2.4. УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА

2.4.1. МЕТОДИКА КОНСТРУКТОРСКОГО РАСЧЁТА

Уточнение методики основано на результатах предшествующего анализа геометрических характеристик эжекторов и обобщения данных промышленных испытаний и численных расчётов.

Выбор и обоснование базовой методики расчета эжектора проведено на основе анализа методик, представленных в Главе 1. Проведённый анализ основан на следующих требованиях: методика должна быть решаемой по предложенному алгоритму, применимой для расчета широкого спектра газоструйных аппаратов, содержать небольшое количество эмпирических констант.

Методика КТЗ [18], не может использоваться для уточнения, так как эта методика основана на экспериментальных данных по испытаниям двухступенчатых эжекторов и перенос результатов на расчёт трёхступенчатых эжекторов затруднён.

Методика ХТЗ [101] также не может быть использована для выполнения поставленной задачи, так как данная методика в качестве исходных данных использует величины, которые должны быть определены расчетом – расходы рабочего пара и степени сжатия паровоздушной смеси по ступеням. Кроме того, в методике не представлены алгоритмы расчетов многих геометрических параметров пароструйного аппарата эжектора.

Применение методики ВТИ [14,26,27] осложнено необходимостью совместного решения более, чем 75 уравнений, однако, для проверки применимости методики разработан алгоритм и программа расчёта. При этом обнаружено и устранено большое количество ошибок. Анализ результатов расчетов по методике ВТИ показал, что невозможно провести расчеты для большого количества режимов и сочетаний режимных факторов и геометрических параметров пароструйного аппарата. Как отмечено в главе 1,

данное обстоятельство подтверждается также различными авторами методик, в частности в [14].

За основу базовой методики конструкторского расчета эжектора автором использован алгоритм, описанный в методике МЭИ [14]. Особенностью методики является расчёт предельного давления по зависимостям для второго предельного режима, который наступает раньше первого и третьего режимов и характеризуется достижением инжектируемым потоком критической скорости (скорости звука) в конфузорном, суживающемся участке камеры смешения – для уменьшения расходов рабочего пара на эжектор. Несмотря на отсутствие в [14] законченной методики, постановка задач расчёта позволила развить и дополнить методику всеми необходимыми для полного расчёта зависимостями

Расчёт по методике выполнен с учётом следующих принятых уточнений:

1. В результате численного моделирования принята форма струи рабочего потока, вытекающей из сопла. Принято, что давление в выходном сечении сопла равно давлению в приёмной камере (расчётный режим функционирования эжектора). При этом сечение струи должно иметь постоянный диаметр до входа в цилиндрическую часть камеры смешения.

2. В результате численного моделирования также подтверждено, что расчёт эжектора должен быть основан на втором предельном режиме, который наступает раньше третьего. При этом инжектируемый поток разгоняется до скорости звука в конической части камеры смешения.

3. На основе обобщения результатов промышленных испытаний и сопоставлении с собранными геометрическими характеристиками приняты рекомендуемые значения коэффициента μ. В частности, для расчёта эжектора для функционирования в составе конденсационной турбины, μ принят равным 1. Выбор коэффициента μ связан с выявленной зависимостью между коэффициентом μ и основным геометрическим параметром эжектора.

4. На основе обобщения данных о степенях сжатия от первой ступени эжектора к последней, для многоступенчатого эжектора определена стратегия изменения диаметров критических сопел. В частности, для эжектора конденсационной турбины принято, что диаметры критических сечений сопел необходимо увеличивать от первой ступени к последней.

2.4.2. РАЗРАБОТКА УТОЧНЁННОЙ МЕТОДИКИ ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЁТА ЭЖЕКТОРА

Методика поверочного расчета эжектора – расчетное построение характеристики эжектора на сухом воздухе – практически нигде не представлена, кроме краткого описания последовательности расчета, приведенного в [14]. Для определения характеристики эжектора разработан новый алгоритм.

Исходными данными для построения характеристики эжектора являются давление ($P_р$, кПа), температура ($t_р$, °С), и расход ($G_р$, кг/ч) рабочего пара, диаметр критического сечения сопла ($d_р$, м), входной диаметр конфузора (d_2, м), диаметр цилиндрической части диффузора (d_3, м), температура инжектируемого воздуха ($t_{см}$, °С).

В первую очередь, рассчитаны по формуле скорость звука в рабочем паре $a_р$ и в инжектируемом воздухе $a_в = a_н$, где $a_н$ — скорость звука в инжектируемом газе.

Затем определены через соответствующие диаметры площади критического сечения сопла $F_{кр}$, выходного сечения сопла F_1, входного сечения конфузора, цилиндрической части камеры смешения (диффузора) F_3. Рассчитана площадь сечения инжектируемого воздуха на входе в конфузор:

$$F_{н2} = F_2 - F_1. \quad (2.4)$$

Определена относительная массовая скорость в конфузорной части камеры смешения

$$\lambda_{рн} = F_{кр} / F_3 \cdot \mu, \quad (2.5)$$

С использованием газодинамических функций определены для приемной камеры

— относительная скорость $\lambda_{рн} = f(q_{рн}, K_н)$;

— относительное давление $P_{рн} = f(q_{рн}, \lambda_{рн})$;

где $K_н = K_в = 1{,}4$ — показатель адиабаты инжектируемого газа.

Рассчитано давление в приемной камере эжектора при нулевом количестве инжектируемого пара

$$P_{н0} = P_{рн} / P_р. \tag{2.6}$$

Далее организован цикл по давлению в приемной камере эжектора, для чего на следующем шаге величина давления задаётся больше (на 0,5 кПа), чем на предыдущем.

Рассчитаны относительные давления $P_{рн} = P_н / P_р$, скорости $q_{рн} = f(K_н, P_{рн})$. Определён предельный коэффициент инжекции

$$U_{пр} = \left(\mu \frac{F_з}{F_{кр}} - \frac{1}{q_{рн}} \right) \frac{K_н}{K_р} \cdot \frac{\Pi_{н*}}{\Pi_{р*}} \cdot \frac{a_р}{a_н} \cdot \frac{P_н}{P_р}, \tag{2.7}$$

где Пн*, Пр* — относительное критическое давление инжектируемого газа и рабочего пара определяется по значению показателя адиабаты соответствующей среды.

Затем определена газовая постоянная смеси на выходе из диффузора, Дж/кг·К

$$R_с = \frac{R_р + U_{пр} R_н}{1 + U_{пр}}, \tag{2.8}$$

где $R_н = R_в$ —газовая постоянная инжектируемого газа, Дж/кг·К.

Показатель адиабаты смеси рассчитывается как

$$K_с = \frac{\frac{K_р}{K_р - 1} + U \cdot \frac{K_п}{K_п - 1} \cdot \frac{R_п}{R_р}}{\frac{1}{K_р - 1} + U \cdot \frac{K_в}{K_п - 1} \cdot \frac{R_п}{R_р}}, . \tag{2.9}$$

Затем задано и уточнено в цикле давление смеси на выходе из

диффузора, $P_с$, кПа.

Рассчитано парциальное давление пара в смеси, кПа

$$P_{пс} = \frac{P_с}{1 + U_{пр} 0,622}. \quad (2.10)$$

Найдена температура паровоздушной смеси, удовлетворяющей уравнению теплового баланса на входе и выходе из камеры смешения.

$$t_с = t_{см} + \frac{h_р - h_{сп}}{U_{пр} \cdot C_в}, \quad (2.11)$$

где $h_р = f(P_р, tp)$ — энтальпия рабочего пара, кДж/кг;

$h_{сп}$ — энтальпия пара в смеси на выходе из диффузора, определяется по температуре смеси tсм и парциальному давлению в сжатой смеси, кДж/кг;

$C_{сп}$ — теплоемкость воздуха, кДж/кг.

Рассчитана скорость звука в сжатой смеси на выходе из диффузора, м/с

$$a_с = \left(\frac{2 \cdot K_с}{K_с + 1} R_с \cdot T_с \right)^{0,5}, \quad (2.12)$$

Определён относительный массовый расход в сечении 3-3 на входе в диффузор:

$$q_{с3} = \frac{K_р}{K_с} \cdot \frac{\Pi_{р*}}{\Pi_{с*}} \cdot \frac{P_р}{P_с} \cdot \frac{a_с}{a_р} \cdot \frac{F_{кр}}{F_3} 1 + U, \quad (2.13)$$

где $\Pi_{с*} = \left(\frac{2}{K_с + 1} \right)^{\frac{K_с}{K_с + 1}}$ — относительное критическое давление смеси.

Вычислены газодинамические функции в сечении 3-3:

— относительная скорость $\lambda_{с3} = f(q_{с3}, K_с)$;

— относительное давление $\Pi_{с3} = f(\lambda_{с3}, q_{с3})$.

Затем рассчитан относительный расход инжектируемой смеси в сечении 2-2 (рис. 2.12).

$$q_{н2} = \frac{K_р}{K_н} \cdot \frac{\Pi_{р*}}{\Pi_{н*}} \cdot \frac{p_р}{p_н} \cdot \frac{a_н}{a_р} \cdot \frac{F_{кр}}{F_{н2}} \cdot U. \quad (2.14)$$

Далее определены газодинамические функции для инжектируемого потока $\lambda_{н2} = f(q_{н2}, K_н)$; $\Pi_{н2} = f(\lambda_{н2}, K_н)$ и рабочего потока в сечении 2-2 (на входе в конфузор камеры смешения) $q_{р2} = F_{кр}/F_1$, $\lambda_{р2} = f(q_{р2}, K_р)$, $\Pi_{р2} = f(\lambda_{р2}, K_р)$.

Рассчитано давление сжатой смеси и проведено сравнение данной величины с принятым значением в начале итерационного цикла.

$$P_с = \frac{P_н}{\Pi_{с3}\left(1+0{,}5(\beta-1)\left(\frac{P_н}{P_с}\right)^{0{,}5}\left(\frac{\Pi_{н2}}{\Pi_{с3}}\right)^{0{,}5}\right)}\times$$
$$\times\left\{\begin{array}{l}\Pi_{р2}\dfrac{P_р}{P_н}\dfrac{F_{р2}}{F_3}+\Pi_{н2}\dfrac{F_{н2}}{F_3}\left(1-0{,}5(\beta-1)\dfrac{F_3}{F_{н2}}\right)+\dfrac{K_р\cdot\Pi_{р*}}{0{,}9}\dfrac{F_{кр}}{F_3}\dfrac{P_р}{P_н}\times\\ \times\left[0{,}834\cdot\lambda_{р2}+0{,}812\cdot U\dfrac{a_н}{a_р}\lambda_{н2}-(1+U)\dfrac{a_с}{a_р}\lambda_{с2}\right]\end{array}\right\}. \quad (2.15)$$

Расчеты повторены для ряда величин давления инжектируемой смеси $P_н$.

На основе изложенной методики может быть рассчитана характеристика 1 ступени эжектора. Характеристика 2 и 3 ступени может быть рассчитана только после определения количества пара сконденсировавшегося в промежуточных теплообменниках. Количество пара, конденсирующегося в охладителях 2 и 3 ступени, необходимо определять дополнительно, для чего требуется получение дополнительных данных при испытаниях эжекторов.

На основе разработанной уточнённой методики получено свидетельство о регистрации программного комплекса [121].

2.5. ВЫВОДЫ

1. На основе обобщения статистической информации по отказам более 500 турбоустановок мощностью от 100 до 500 МВт за 25-летний период эксплуатации проведён анализ повреждаемости турбин и оборудования технологических подсистем ПТУ. Установлено, что на долю

конденсационных установок приходится до 13% отказов ПТУ. Доля эжекторов в отказах конденсационных установок – 23%. Практически каждый отказ эжектора приводит к останову турбины.

2. В результате обследования более чем 100 эжекторов выявлены характерные дефекты, определяемые недостатками конструкций, условиями эксплуатации и ремонта эжекторов. Сформулированы рекомендации по совершенствованию конструкций эжектора

3. Представлен анализ испытаний 34 серийных эжекторов в условиях ТЭС. Показано несоответствие большинства рабочих и паспортных характеристик эжектора. Это связано как с техническим состоянием эжекторов, так и с конкретными условиями получения характеристик на заводе-изготовителе оборудования и на ТЭС.

4. Выполнен сбор, анализ и обобщение данных о геометрических размерах струйных аппаратов и параметрах работы эжекторов, функционирующих в составе различных паротурбинных установок. Проведена оценка параметра μ, характеризующего положение «эффективного сечения», где подсасываемая смесь достигает скорости звука. Оценка проведена на основе обобщения рабочих характеристик ряда эжекторов различных заводов-изготовителей. Для эжекторов УТЗ и ЛМЗ μ=1,35…1,5, для эжекторов ХТЗ – μ=1,0…1,1. Показана связь между параметром μ и основным геометрическим параметром эжектора F^*. Заводами изготовителями выбраны следующие соотношения указанных параметров: при F^*=25…30 – μ = 1,35…1,5, при F^* = 60…70 – μ = 1,0…1,1.

5. Обобщены данные о распределении степеней сжатия в многоступенчатых эжекторах различными заводами-изготовителями. Проведенный анализ показал, что критические диаметры сопел также как и степени сжатия ступеней уменьшаются от первой ступени к последней для эжекторов УТЗ и ЛМЗ. Для эжекторов ХТЗ – критические диаметры сопел и степени сжатия от первой ступени к последней напротив возрастают. Анализ

позволяет рекомендовать для эжекторов с малым значением основного геометрического параметра первой ступени уменьшать степени сжатия от первой ступени к последней, а для эжекторов с большим значением основного геометрического параметра первой ступени, – напротив, увеличивать. Обоснован различный подход к разработке эжекторов для конденсационных и теплофикационных турбин. Выбор соотношений геометрических параметров эжекторов для конденсационных турбин должен основываться на подходе, принимаемом на заводе ХТЗ, а для теплофикационных – на заводе УТЗ.

6. Выполнено численное моделирование газодинамики в струйном аппарате эжектора. Предложено определение участка «звуковая труба», расположенного между двумя группами (зонами) скачков давления. Установлена связь протяжённости «звуковой трубы» и осевого положения сопла. Установлено, что для расчёта эжектора с давлением рабочего пара $P_{рп}$=0,5 МПа необходимо принять форму струи рабочего пара с постоянным диаметром от выходного сечения сопла до цилиндрической части камеры смешения, что определяет методику расчёта газодинамических функций для оценки предельного коэффициента инжекции.

7. Обоснован выбор базовой методики расчёта и уточнена методика конструкторского и поверочного расчёта пароструйного эжектора. Методика разработана с учётом полученных в главе данных. Принята рекомендация расчёта предельных режимов эжектора по зависимостям для второго предельного режима.

Глава 3.

РАЗРАБОТКА, ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРОМЫШЛЕННАЯ АПРОБАЦИЯ СОВРЕМЕННОГО ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО ЭЖЕКТОРА ДЛЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК ПТУ

На основе разработанной уточнённой методики, рассчитан, спроектирован, изготовлен и установлен на ТЭС новый высокоэффективный эжектор с выносными охладителями ЭПО-3-80. Проведены экспериментальные исследования разработанного эжектора. Проведена промышленная апробация в течение 1,5 лет. В настоящее время эжектор ЭПО-3-80 успешно функционирует в составе турбоустановки с турбиной К-200-130 ЛМЗ.

3.1. ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ РАЗРАБОТКИ НОВОГО ЭЖЕКТОРА

Установленные на большинстве турбин пароструйные эжекторы были разработаны в 50-х – 80-х годах прошлого века. Как показано в разделе 1.1, конструкции этих эжекторов (в частности, размещение пароструйного аппарата и охладителя в одном корпусе [100]) морально устарели и не соответствуют современным требованиям к надежности энергетического оборудования. Кроме того, за длительный период эксплуатации в турбоустановках накопились трудноустраняемые дефекты, которые существенным образом влияют на экономичность работы ТЭС. К таким дефектам относится, например, негерметичность вакуумной системы турбины, обусловленная деформацией разъёма ЦНД и др. Необходимость эксплуатации турбин, имеющих такие дефекты, определяет целесообразность

разработки новых эжекторов повышенной надежности и производительности по отсасываемому воздуху, а также создающих более глубокое разрежение в приемной камере, способных поддерживать глубокий вакуум в конденсаторе. турбины

Турбина К-200-130 ЛМЗ для которой разработан новый эжектор ЭПО-3-80, функционирует в течении 40 лет и выработала свой парковый ресурс. В процессе эксплуатации, после большого количества пусков-остановов (нагревов-охлаждений), из-за коробления фланцев корпуса ЦНД, у турбины появился дефект – негерметичность фланцевого разъёма в районе каминных уплотнений ЦНД [122]. Устранить проявившийся дефект крайне затруднительно. Негерметичность фланцевого разъёма привела к значительному увеличению присосов воздуха в ЧНД турбины и соответствующему снижению значения вакуума в конденсаторе. На рис. 3.1 в качестве примера приведена ретроспектива присосов воздуха в вакуумную систему турбины. Видно, что присосы воздуха в конденсатор – значительны, изменяются от 60 до 130 кг/ч. С сентября 2016 г. присосы воздуха составляют около 100 кг/ч, при нормативном значении $G_{возд}$=21,5 кг/ч [60].

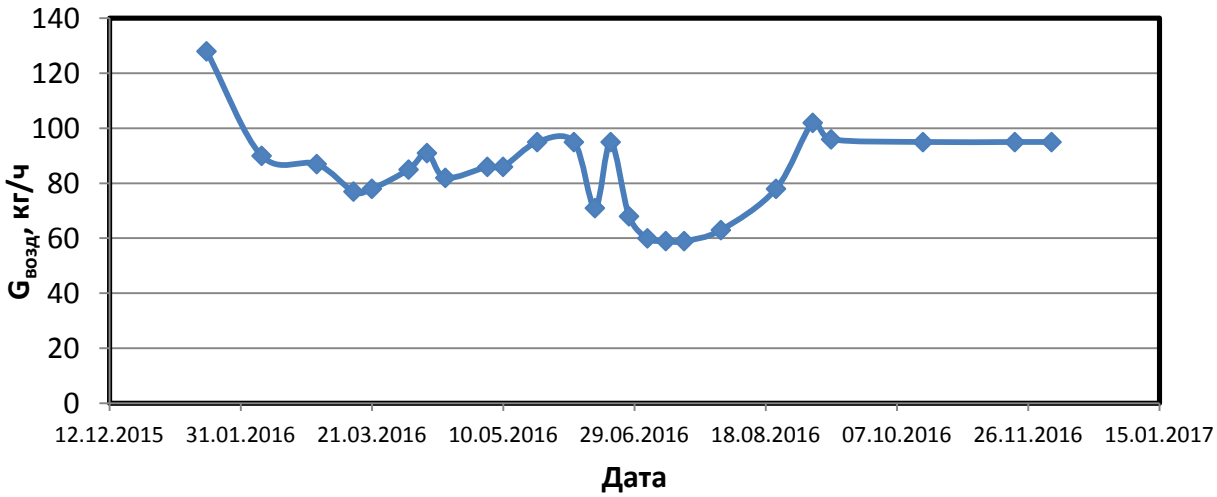

Рис 3.1. Ретроспектива присосов воздуха в конденсатор турбины К-200-130

Производительности штатных эжекторов, установленных на турбине недостаточно для поддержания вакуума в нормативных значениях при такой величине присосов. В связи с повышенным давлением, экономичность конденсационной установки понижена из-за пережогов топлива. На рис. 3.2 представлен пережог условного топлива ПТУ, из-за повышения давления пара в конденсаторе для турбины К-200-130 ЛМЗ. Данные приведены за 10 месяцев 2016 г.

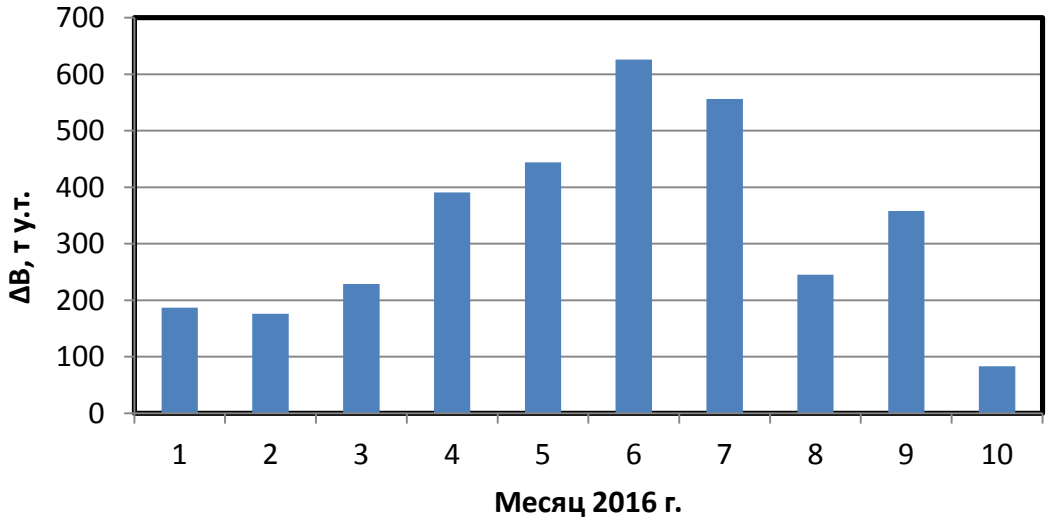

Рис. 3.2. Пережог топлива из-за повышения давления пара в конденсаторе

Суммарный пережог топлива за 10 месяцев 2016 г. от повышенного давления пара в конденсаторе на турбине К-200-130 ЛМЗ составил ΔB = 3295 т у.т. При стоимости топлива S ≈ 3000 руб./т у.т. прямые потери достигают около 10 млн. руб.

Для уменьшения пережога топлива и приведения показателей функционирования конденсационной установки к нормативным значениям необходима разработка нового эжектора, обладающего повышенной производительностью не менее $G_{возд}$=100 кг/ч при достаточно низком давлении всасывания.

3.2. РАСЧЁТ ЭЖЕКТОРА ПО УТОЧНЁННОЙ МЕТОДИКЕ

3.2.1. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЁТ ЭЖЕКТОРА

Для проектирования струйных аппаратов эжектора проведён его расчёт по уточнённой на основе исследований, выполненных в настоящей работе, методике (см. главу 2). В качестве исходных данных для расчёта приняты значения параметров, указанные в таблице 3.1.

Таблица 3.1

№	Наименование	Обозначение	I ст.	II ст.	III ст.
1	Давление рабочего пара, МПа	P_0	0,49	0,49	0,49
2	Температура рабочего пара, °С	T_0	155	155	155
3	Расход воздуха, кг/ч	$G_в$	100	100	100
4	Температура смеси, °С	$t_{см}$	35,0	40,0	40,0
5	Давление в конденсаторе, кПа	P_k	5,5		
8	Температура циркводы на входе, °С	t_{1w}	12,0	12,0	12,0
9	Степень сжатия	P_{i2}/P_{i1}	2,1	2,3	3,2
11	Доля пара, сконденсировавшегося в охладителе	ε	0,9	0,90	0,95

По результатам расчёта по уточнённой методике получены геометрические размеры проточной части: диаметры критического и выходного сечений сопел, диаметры и длины конфузорной и цилиндрической частей камеры смешения, диффузора, расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения.

Важно отметить, что при проектировании эжектора подобрано распределение степеней сжатия между ступенями, соответствующее минимальному расходу рабочего пара.

Давление рабочего пара выбрано в соответствии с существующим отбором пара на эжекторы на турбине К-200-130 ЛМЗ.

Основные геометрические характеристики разрабатываемого эжектора, полученные в результате расчёта по уточнённой методике, представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2

Конструктивный размер	Обозн.	Разм.	I ст.	II ст.	III ст.
Диаметр критического сечения сопла	$d_{кр}$	мм	14,1	15,3	14,1
Диаметр выходного сечения сопла	$d_{с}$	мм	47,4	38,4	23,5
Диаметр входной конической части камеры смешения	$d_{к}$	мм	192,2	113,7	60,7
Диаметр цилиндрической части камеры смешения	$d_{цил}$	мм	135,9	80,4	42,9
Диаметр выходного сечения диффузора	$d_{д}$	мм	231,8	124,7	53,5
Длина выходной, конической части сопла	$L_{с}$	мм	158,5	110,1	44,8
Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения	l_{1}	мм	160	94	43
Длина конической части камеры смешения	$L_{к}$	мм	229	136	85
Длина цилиндрической части камеры смешения	$L_{цил}$	мм	816	402	215
Длина диффузора	$L_{д}$	мм	390	180	50

По результатам выполненного конструкторского расчёта струйного аппарата разработана конструкторская документация (рабочие чертежи) сопел и диффузоров эжектора ЭПО-3-80.

3.2.2. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЭЖЕКТОРА

Для определения производительности (рабочей характеристики) разработанного эжектора проведён поверочный расчёт многоступенчатого эжектора по методике, приведенной в главе 2. Расчёт проведён для работы эжектора на «сухом» воздухе. В расчёте учтены:

- геометрические размеры проточной части струйных аппаратов;
- давления и температуры рабочего пара и подсасываемого сухого воздуха;
- температура охлаждающего конденсата на входе в промежуточные охладители;
- предполагаемые доли несконденсировавшегося в охладителях пара (для определения расхода подсасываемой смеси для второй и третьей ступеней).

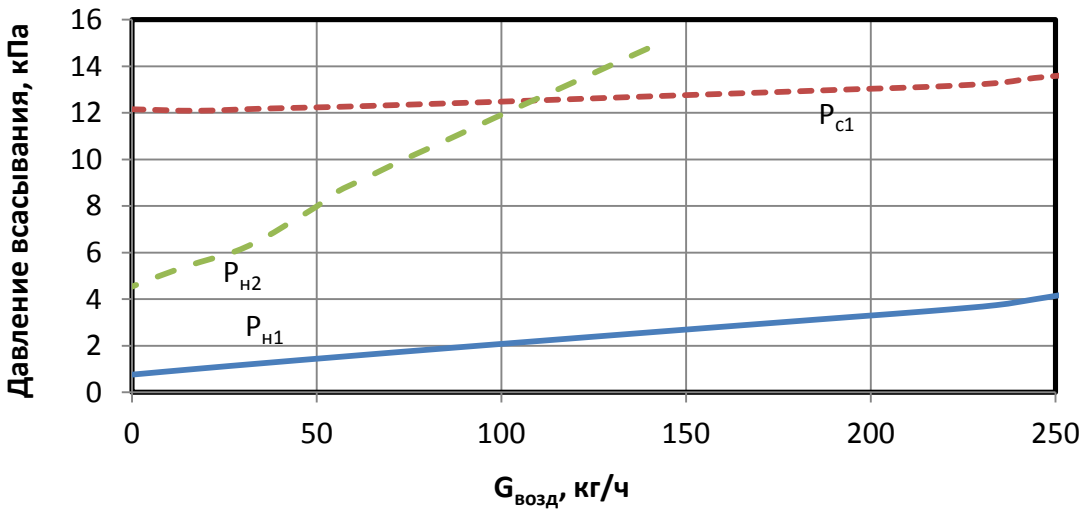

Рис. 3.3. Результаты поверочного расчёта эжектора ЭПО-3-80: $P_{н1}$ – давление в I ступени, $P_{н2}$ – давление во II ступени, $P_{с1}$ – противодавление в I ступени

На рис. 3.3 представлены зависимость давления в приёмной камере первой ступени, второй ступени и противодавления первой ступени от расхода сухого воздуха. Из рисунка видно, что производительность эжектора составляет G=110 кг/ч по «сухому» воздуху (точка пересечения противодавления I ступени и характеристики II ступени), при этом давление в приёмной камере I ступени равно $P_н$=2,2 кПа.

3.3. НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ, ЗАЛОЖЕННЫЕ В КОНСТРУКЦИЮ ЭЖЕКТОРА

При разработке нового эжектора ЭПО-3-80 в конструкцию заложен ряд следующих новых технических решений, защищенных патентами [123,124]:

1. Охладители выполнены выносными, вертикальными; диаметры корпусов охладителей унифицированы, переходные патрубки между соплом и диффузором также расположены вертикально.
2. Трубки охладителей выполнены U-образными.
3. Компоновка струйных аппаратов и охладителей выполнена триангулярно.

4. Узел закрепления сопла позволяет изменять осевое положение сопла (расстояние между соплом и диффузором) с шагом 5 мм.

На рис. 3.4 представлена 3D-модель разработанного эжектора ЭПО-3-80.

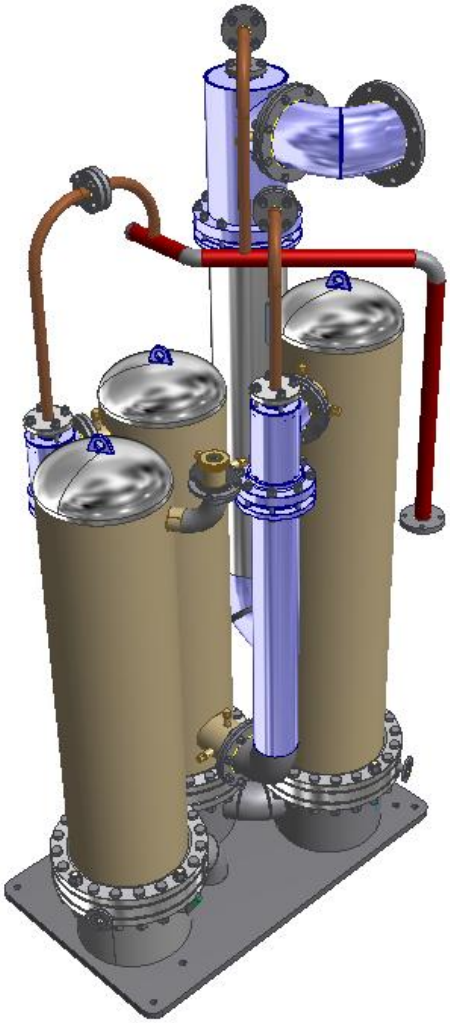

Рис. 3.4. 3D-модель эжектора ЭПО-3-80

Выносные вертикальные охладители и переходные патрубки

Выполнение охладителей в отдельных корпусах обеспечивает герметичность каждой ступени, исключая возможность перетока паровоздушной смеси в зоны пониженного давления, что часто встречается в эжекторах с охладителями, выполненными в едином корпусе. Выполнение охладителей вертикальными в разработанном автором эжекторе, а также новые конструкции переходных патрубков, предполагающие плавный поворот потока на входе в охладитель, позволяют уменьшить либо

полностью исключить возможность коррозионно-эрозионного износа патрубков. Диаметры корпусов охладителей выполнены одинаковыми для унификации деталей, что упрощает процесс изготовления и улучшает ремонтопригодность эжектора в условиях эксплуатации.

Поверхности теплообмена промежуточных охладителей

В промежуточных охладителях разработанного эжектора установлены U-образные трубки (материал 08Х14МФ; Ø16х1,2), что позволяет избежать как термических напряжений из-за тепловых расширений трубок, так и коррозионно-эрозионных разрушений. Так как в трубки охладителя эжектора подаётся основной конденсат турбины, загрязнение трубок, в частности U-образных гибов – практически исключено.

По охлаждающему конденсату, охладители включены последовательно, что позволяет измерять температуры воды на входе и на выходе из каждого охладителя.

Компоновка эжектора

Каждый охладитель имеет отдельную водяную камеру, установленную на блоке водяных камер. Эжектор спроектирован таким образом, что патрубок отсоса паровоздушной смеси, патрубки сливов дренажей, подвод и отвод охлаждающей воды относительно друг друга расположены аналогично соответствующим патрубкам эжекторов ЭП-3-700 – штатного эжектора турбины К-200-130 ЛМЗ. Такое конструкторское решение упрощает замену серийных эжекторов на эжекторы новой конструкции.

Для уменьшения габаритных размеров эжектора промежуточные охладители и закреплённые на них струйные аппараты расположены в форме треугольника. Триангулярное расположение охладителей (рис. 3.5 – вид сверху) позволяет минимизировать требуемую для эжектора площадь пространства в производственном помещении.

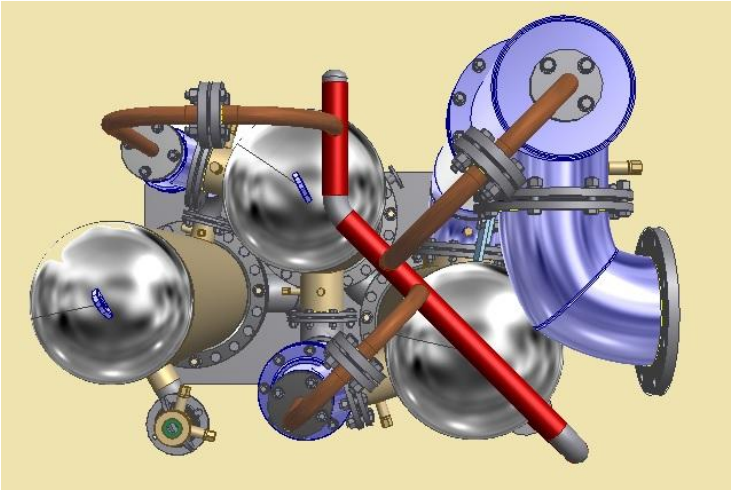

Рис. 3.5. Расположение элементов эжектора ЭПО-3-80 (вид сверху)

Специально для сконструированного эжектора спроектирован и изготовлен трубопровод подвода рабочего пара; для расположенных на различной высоте струйных аппаратов. Для более точного определения давления рабочего пара перед соплами струйных аппаратов, определено газодинамическое сопротивление коллектора на участках подачи рабочего пара к каждой из ступеней. Расчёт газодинамического сопротивления трубопровода проведён согласно методике, предлагаемой [125].

На рис. 3.6 показана схема участков коллектора рабочего пара, используемая в расчёте.

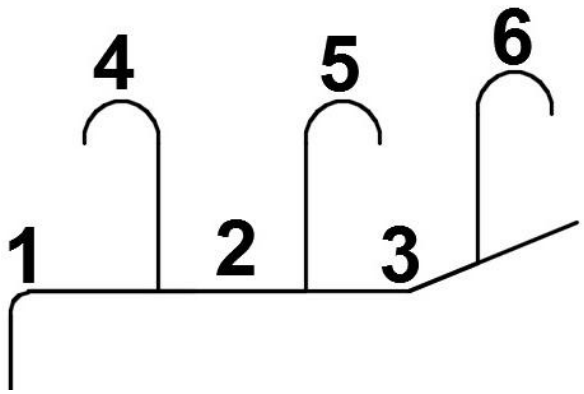

Рис. 3.6. Схема расчёта участков коллектора рабочего пара

Газодинамическое сопротивление подводящего парового коллектора для каждой ступени составляет от 21,5 до 46,2 кПа в зависимости от давления рабочего пара.

Узел закрепления сопла для изменения осевого расстояния между соплом и диффузором

Применение конструкции, позволяющей осевое перемещение сопел в струйных аппаратах обосновано в разделе 2.2 и необходимо для наладки работы эжектора под различные условия эксплуатации конкретной ПТУ. При настройке эжектора сопла устанавливаются в различные положения, определённые с учётом параметров его работы. Установка конкретного осевого расстояния позволяет улучшить рабочие характеристики эжектора. В разработанном узле возможность изменения осевого положения составила 110 мм для I ступени, для II – 25 мм, для III – 65 мм. Узел закрепления сопла является составной частью патента на полезную модель [123]. Конструкция узла осевого перемещения сопла представлена на рис. 3.7.

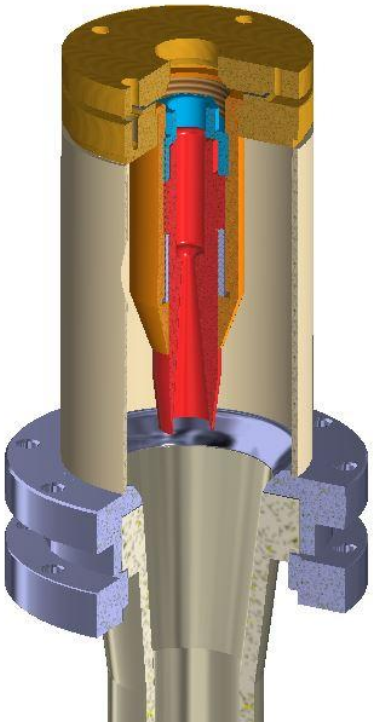

Рис. 3.7. Конструкция узла перемещения сопла

В установочной камере закрепляется сопло, фланец которого зажимается между дистанционирующими кольцами и прокладками из паронита. Дистанционирующие кольца имеют толщину 5 мм, а прокладки – 2

и 3 мм. Верхние дистанционирующие кольца и прокладки выступают из установочной камеры вверх на 3-7 мм для обеспечения герметичности сборной конструкции. Герметичность узла обеспечивается фланцем подвода рабочего пара к эжектору.

Апробация узла закрепления сопла показала повышенную трудоемкость изменения положения сопла. Для изменения осевого расстояния между соплом и диффузором во время функционирования эжектора, без разборки его узлов, разработана и защищена патентом на изобретение новая конструкция [124]. В запатентованном струйном аппарате предполагается изменение расстояния между соплом и камерой смешения проводить путём перемещения камеры смешения и диффузора относительно приёмной камеры и, установленного в ней, сопла, рис. 3.8.

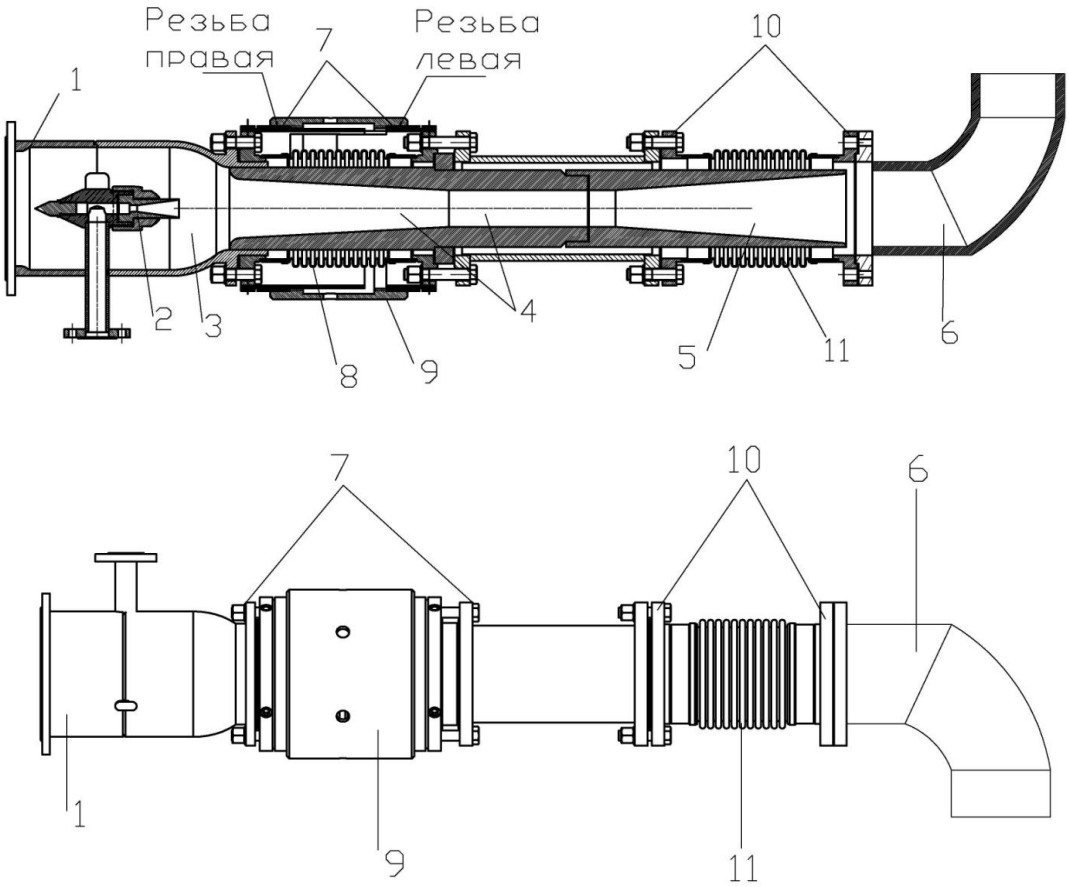

Рис. 3.8. Струйный аппарат с изменяющимся осевым расстоянием между соплом и камерой смешения: 1 – подвод паровоздушной смеси; 2 – сопло; 3 – приёмная камера; 4 – камера смешения; 5 – диффузор; 6 – переходный патрубок; 7,10 – разрезные обоймы; 8,11 – сильфоны; 9 – поворотная муфта.

В конструкции выполнены соосный подвод рабочего пара и подсасываемой паровоздушной смеси, выполнение приёмной камеры с уменьшающейся площадью сечения. Предлагаемые решения обеспечивают увеличение скорости подвода пассивной среды и снижение необратимых потерь от смешивания активного и пассивного потока.

3.4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ РАЗРАБОТАННОГО ЭЖЕКТОРА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИЮ. СОВМЕСТНОЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ЭЖЕКТОРА И КОНДЕНСАТОРА

Разработанный эжектор ЭПО-3-80 установлен в качестве основного эжектора «А» турбины К-200-130 ЛМЗ. Испытания эжектора проведены в условиях эксплуатации на ТЭС при различных давлениях рабочего пара, температурах охлаждающего конденсата на входе в промежуточные охладители, и различных осевых положениях сопел.

Эжектор поставлен на ТЭС в собранном виде. Изготовление, сборка, опрессовка паровоздушного пространства, трубных систем и коллектора рабочего пара, выставление размеров соплового аппарата производились в условиях завода-изготовителя.

Получение рабочих характеристик нового эжектора в процессе испытаний осуществлено на неработающей турбине. Также проведены испытания совместной работы эжектора и конденсатора при работе турбины. Для организации слива дренажей из охладителей эжектора на неработающей турбине, перед началом испытаний на уплотнения ЦНД подан пар, вакуум в конденсаторе набирается и поддерживается вторым основным и пусковым эжектором. Значение давления пара в конденсаторе составляет около $P_к$=0,047-0,061 МПа (350-450 мм рт. ст.), что достаточно для организации слива дренажей из промежуточных охладителей.

Проведение испытаний на работающей турбине оказалось невозможным в связи с повышенными присосами воздуха в ЧНД турбины К-200-130 ЛМЗ – около 120-130 кг/ч, при норме 21,5 кг/ч [60]. При таких присосах один основной эжектор «Б» (ЭП-3-700) не способен поддерживать необходимый вакуум в конденсаторе турбины. Новый эжектор на время проведения испытаний отключен от конденсатора задвижкой по ПВС.

3.4.1. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИЗМЕРЕНИЙ И ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ

Для проведения экспериментальных исследований нового эжектора уточнена методика проведения испытаний, основанная на рекомендациях [100]. Разработана новая расширенная схема измерений показателей функционирования эжектора, включающая, наряду с давлением паровоздушной смеси в приёмных камерах струйных аппаратов, также ряд новых параметров. Предусмотрено определение давлений и температур за диффузорами струйных аппаратов каждой ступени, температур в приёмных камерах, температур дренажей и охлаждающего конденсата на входе и выходе из каждого промежуточного охладителя, расхода охлаждающего конденсата. Разработанная схема измерений позволила зафиксировать газодинамическое сопротивление промежуточных охладителей.

В таблице 3.3 представлены характеристики приборов, использованных в процессе проведения испытаний.

Таблица 3.3

Определяемая величина	**Прибор**	**Размерность**	**Диапазон**	**Приборная погрешность**
Давление на всасе I ступени (абс.), P_{11}	Преобразователь давления измерительный	кПа	0…10	±0,05 кПа
Давление на выхлопе 1 ступени P_{12} и всасе 2 ступени (абс.) P_{21}	Преобразователь давления измерительный	кПа	0…40	±0,1 кПа
Давление на выхлопе 2 ступени P_{22} и всасе 3 ступени (абс.) P_{31}	Преобразователь давления измерительный	кПа	0…63	±0,32 кПа

Продолжение таблицы 3.3

Определяемая величина	**Прибор**	**Размерность**	**Диапазон**	**Приборная погрешность**
Давление на выхлопе 3 ступени Р32 и барометрическое давление Р4	Преобразователь давления измерительный	кПа	0…160	±0,5 кПа
Температура дренажа I,II, IIIст.	Пирометр инфракрасный	°С	-20…300	±2°С
Температура ПВС на выхлопе эжектора	Термометр сопротивления ДТС065-50М.А3.100	°С	-50…180	±0,1°С
Температура ОК до и после каждого охладителя эжектора	Термометр сопротивления ДТС065-50М.А3.100	°С	-50…180	±0,1°С
Температуры ПВС до и после диффузоров	Термометр сопротивления ДТС065-50М.А3.100	°С	-50…180	±0,1°С
Давление рабочего пара эжектор	Манометр	кгс/см^2	0…16	±0,1 кгс/см^2
Расход охлаждающего конденсата	«Portaflow 330»	м^3/ч	Без ограничений	±0,01 м^3/ч
Перепад давления на расходомере на выхлопе эжектора	Преобразователь давления измерительный	кПа	0…2,5	±0,013 КПа

Термометры сопротивления, использованные для определения температур паровоздушной смеси и охлаждающего конденсата, тарированы в термостате с использованием контрольных ртутных термометров с ценой деления 0,1°С.

При определении давления рабочего пара, поступающего к соплам, учтено газодинамическое сопротивление парового коллектора от точки измерения до каждого сопла.

Во время испытаний расход воздуха изменялся путем впуска воздуха в эжектор через калиброванные шайбы с различным диаметром сопла (отверстия): от 0 до 16,8 мм. Контроль количества воздуха проводился с помощью расходомерного устройства УрФУ на выхлопе эжектора. В эжектор впускалось от 0 до 180 кг/ч «сухого» атмосферного воздуха с шагом

около 10-12 кг/ч. Остальные измерения проведены с помощью штатных приборов, установленных на щите управления турбиной.

Схема установки приборов для проведения измерений представлена на рис. 3.9.

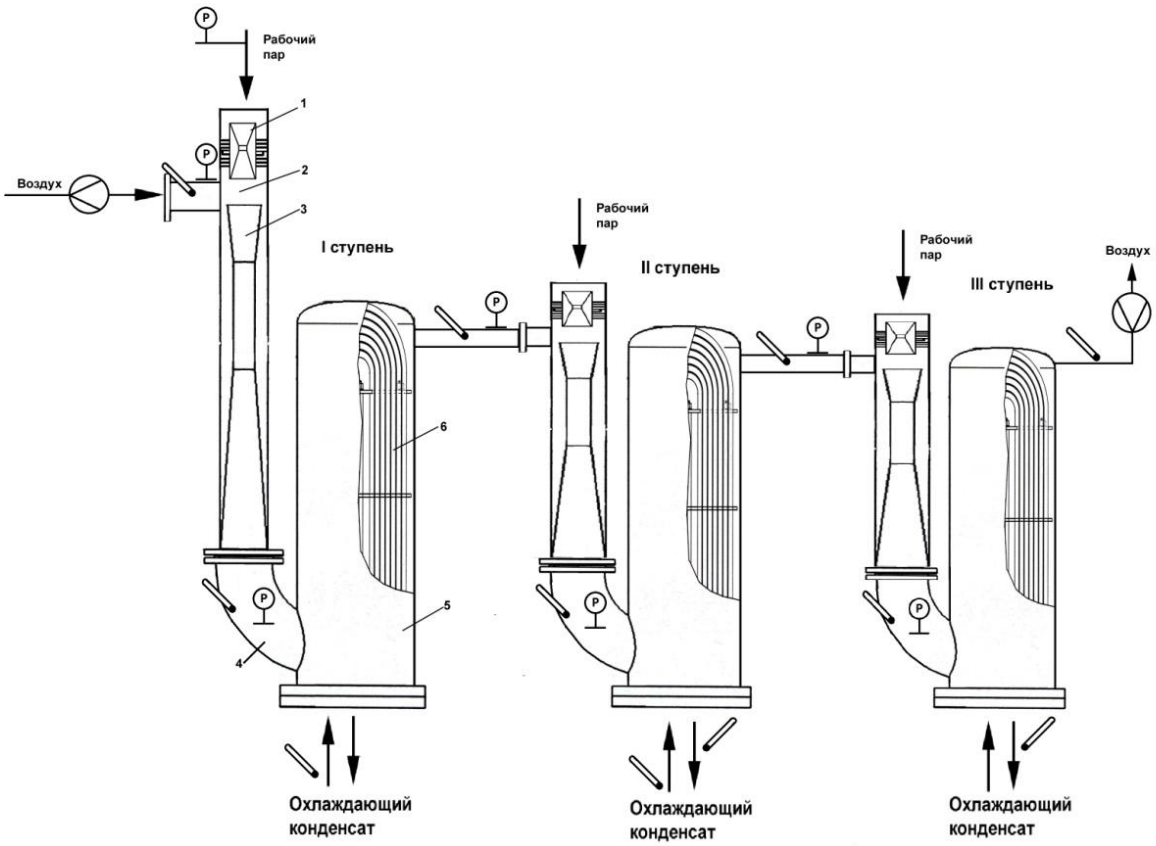

Рис. 3.9. Схема измерений эжектора
1 – сопло; 2 – приёмная камера; 3 – камера смешения; 4 переходный патрубок; 5 – промежуточный охладитель; 6 – поверхности теплообмена;
– измерение давления; – измерение температуры

Оценка погрешности измерений проведена на основе [119]. Погрешность рассчитана для ряда показателей: нагрева воды в охладителях, температуры охлаждающего конденсата и ПВС, разности давлений в охладителях, давления пара и ПВС.

Количество измерений в каждом опыте (5-6 раз) выбиралось таким образом, чтобы исключить случайную погрешность. В этом случае погрешность измерений определяется приборной погрешностью.

Относительная погрешность измерения температуры рассчитывалась по формуле (3.1):

$$\delta_{\text{t}} = \frac{\delta t}{t} * 100\%, \qquad (3.1)$$

где δ t – абсолютная погрешность измерения температуры, равная приборной погрешности термометра сопротивления; t – абсолютное значение измеряемой величины (температуры).

Значения максимальной относительной погрешности измерения температуры представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Точка измерения	Максимальная относительная погрешность, %
Температура охлаждающего конденсата	0,5
Температура ПВС в приёмных камерах	0,2
Температура ПВС за диффузорами	0,1

Максимальная среднеквадратичная относительная погрешность нагрева в охладителях определялась по формуле (3.2):

$$\delta_{\Delta t} = \frac{\sqrt{\delta t_1^2 + \delta t_2^2}}{\Delta t} \cdot 100\% = 9{,}5\%. \qquad (3.2)$$

Относительная погрешность измерения давления рассчитывалась по формуле (3.3):

$$\delta_{\text{P}} = \frac{\delta P}{P} * 100\%, \qquad (3.3)$$

где δ P – абсолютная погрешность измерения давления, равная приборной погрешности датчика; P – абсолютное значение измеряемой величины (давления).

Значения максимальной относительной погрешности измерения давления представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5

Точка измерения	Максимальная относительная погрешность, %
Давление рабочего пара	1,7
Давление в приёмных камерах (I; II; III)	1,7; 1,3; 1,1
Давление за диффузорами (I; II; III)	1,3; 1,1; 0,5

Максимальная среднеквадратичная относительная погрешность разности давлений в охладителях определялась по формуле (3.4):

$$\delta_P = \frac{\sqrt{\delta P_1^2 + \delta P_2^2}}{\Delta P} \cdot 100\% . \qquad (3.4)$$

Значения максимальной среднеквадратичной относительной погрешности измерения разности давлений представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6

Точка измерения	Среднеквадратичная погрешность, %
I охладитель	9,5
II охладитель	11,3
III охладитель	7,1

Максимальная среднеквадратичная относительная погрешность определения нагрева охлаждающего конденсата в промежуточных охладителях не превышает ±9,5%. Максимальная среднеквадратичная относительная погрешность определения разности давлений в охладителях не превышает ±11,3%. Выбранная схема измерений обеспечила хорошую повторяемость и достоверность получаемых результатов во всем планируемом диапазоне исследования.

3.4.2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЖЕКТОРА

Испытания эжектора состояли из четырёх основных этапов.

1. Получение рабочей характеристики эжектора на различных давлениях рабочего пара при расчётных положениях сопел в струйных аппаратах эжектора.

2. Изменение положений сопел в струйных аппаратах эжектора по результатам первого этапа испытаний. Получение новых рабочих характеристик эжектора на различных давлениях рабочего пара при настроенных положениях сопел.

3. Получение рабочих характеристик эжектора при различной температуре циркуляционной воды на входе в конденсатор (в зимний и летний сезон). Сопоставление полученных результатов.

4. Получение контрольных значений параметров функционирования эжектора на работающей турбине при подключении эжектора к конденсатору.

Абсолютное давление рабочего пара на эжекторы при проведении экспериментальных исследований изменялось от 0,6 до 0,86 МПа.

Испытания эжектора при совместной работе с конденсатором проведены без дополнительной подачи воздуха в эжектор. Количество воздуха, подсасываемого в конденсатор, определено на выхлопе третьей ступени эжектора с помощью специально установленного воздухомерного устройства.

Осевое положение сопла

Для настройки осевых положений сопел каждой ступени, в первую очередь получены характеристики эжектора при расчетном положении сопел и давлении рабочего пара $P_{рп}$ = 0,6-0,7 МПа . Испытания проведены при температуре охлаждающего конденсата $t_{ок}$=10-12°С. Характеристики эжектора при давлении рабочего пара $P_{рп}$ = 0,6 МПа представлены на рис. 3.10. Данные, полученные в результате испытаний, представлены в Приложении 4.

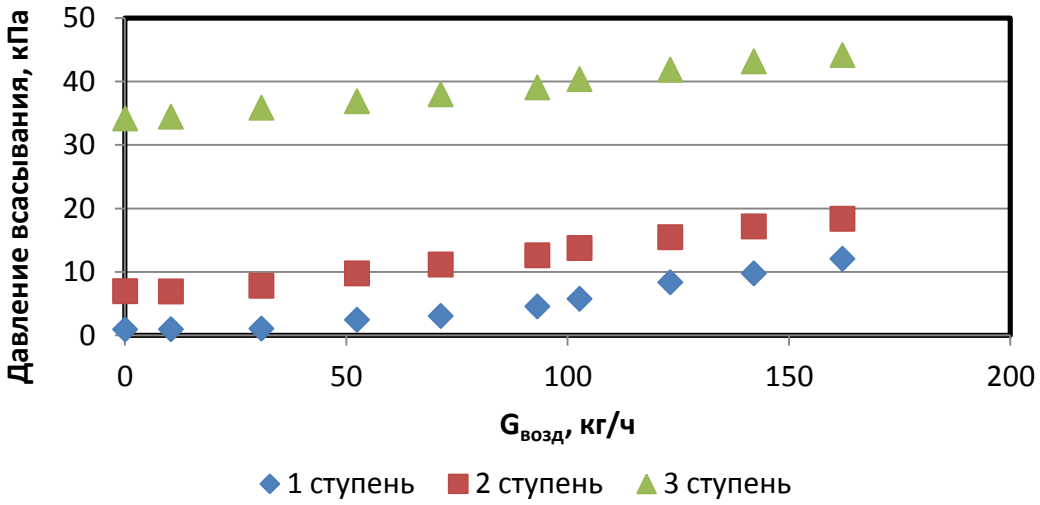

Рис. 3.10. Рабочая характеристика эжектора ЭПО-3-80 при давлении рабочего пара $P_{рп}$ = 0,6 МПа и расчётном положении установки сопел

Из графика видно, что давление, создаваемое первой ступенью при нулевом расходе воздуха через эжектор составляет P_I< 1 кПа. При расходе воздуха до 90 кг/ч, первая ступень эжектора функционирует на «рабочем» участке характеристики (при расходе воздуха $G_{возд}$ = 90 кг/ч давление в первой ступени P_I= 4,5 кПа). Далее эжектор переходит на «перегрузочный» участок характеристики. Производительность эжектора соответствует заявленной характеристике, однако, давление всасывания при этом составляет P_I=4,6 кПа при расчётном значении P_I=2,2 кПа.

При увеличении давления рабочего пара на эжектор до $P_{рп}$ = 0,7 МПа, и расходе «сухого воздуха» $G_{возд}$=90 кг/ч, давление в первой ступени изменяется до P_I= 2,6 кПа.

При настройке осевых положений сопел, расстояние между соплами I и II ступеней и соответствующими камерами смешения уменьшены. При выборе настроенного положения сопел учитывалось, что существующее на момент испытаний, количество присосов воздуха в вакуумную систему турбины $G_{возд}$=120-130 кг/ч, т.е. существенно больше, чем расчётная максимальная производительность эжектора. В таблице 3.7 представлены расчётные и настроенные значения расстояния от среза сопла до входа в камеру смешения каждой ступени.

Таблица 3.7

	Расчётное расстояние, мм	Настроенное расстояние, мм
I	160	83
II	94	80
III	43	43

Результаты испытаний эжектора при настроенных положениях сопел на давлении рабочего пара $P_{рп}$ = 0,7 МПа представлены на рис. 3.11. Данные, полученные в результате испытаний, представлены в Приложении 4.

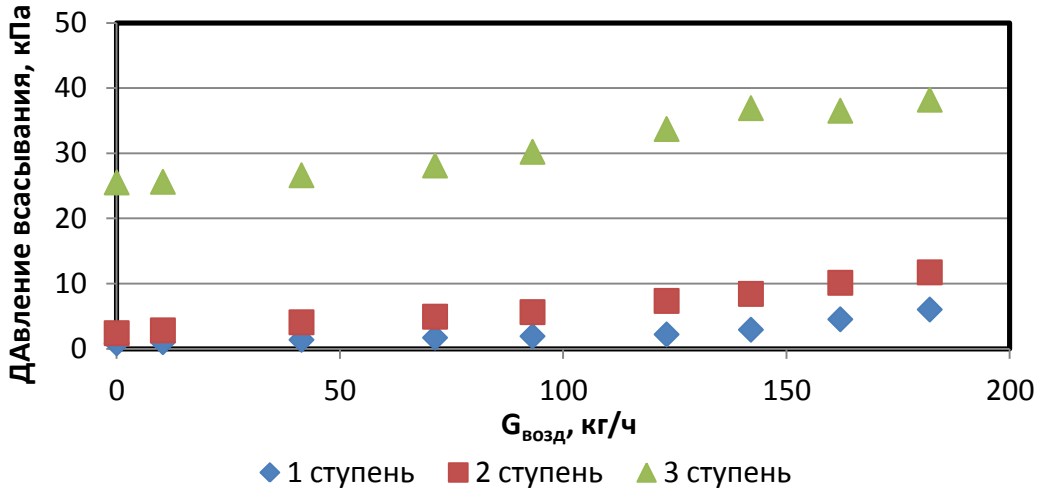

Рис. 3.11. Рабочая характеристика эжектора ЭПО-3-80 при давлении рабочего пара $P_{рп}$ = 0,7 МПа и настроенном положении установки сопел

Из графика видно, что длина рабочей характеристики 1 ступени (максимальная производительность эжектора) повысилась до 140 кг/ч. При этом давление всасывания эжектора не превысило 3 кПа.

Для сравнения на рис. 3.12 приведены характеристики работы I ступени эжектора при различных положениях сопел. Сравнение проведено по рабочим характеристикам именно первых ступеней, как определяющих функционирование всего многоступенчатого эжектора.

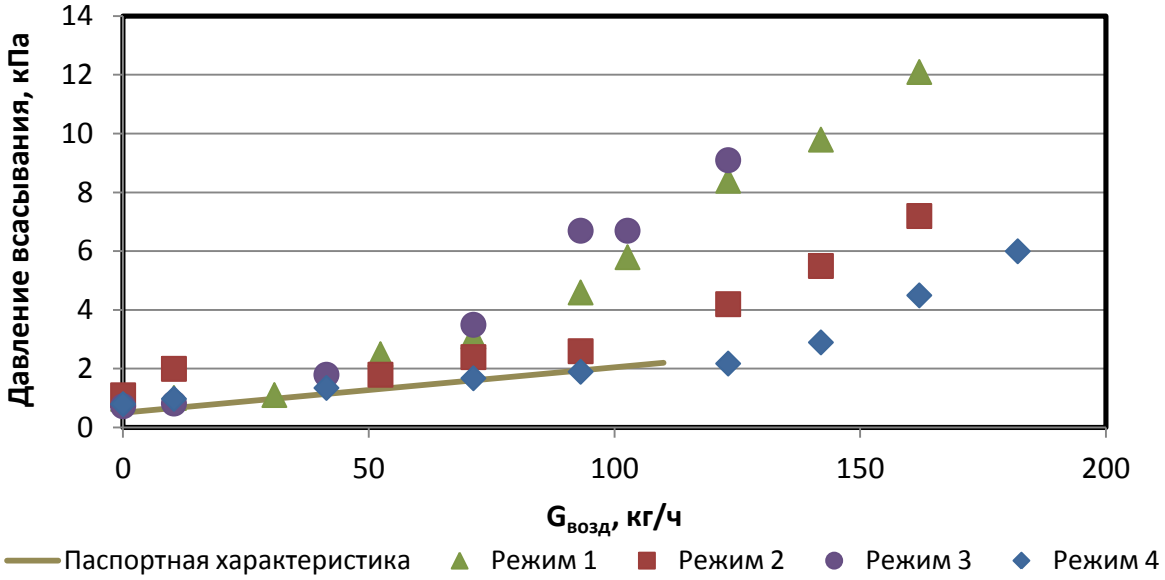

Рис.3.12. Характеристики I ступени эжектора ЭПО-3-80:
Режим №1 – $P_{рп}$ = 0,6 МПа, положение сопел – расчётное;
Режим №2 – $P_{рп}$ = 0,7 МПа, положение сопел – расчётное;
Режим №3 – $P_{рп}$ = 0,6 МПа, положение сопел – настроенное;
Режим №4 – $P_{рп}$ = 0,7 МПа, положение сопел – настроенное.

Как видно из графика изменение расстояния между соплом и диффузором I ступени привело к снижению давления всасывания 1 ступени до P_I= 0,8 кПа при нулевых присосах воздуха; в то же время длина «рабочего» участка характеристики эжектора возросла до $G_{возд}$ = 140 кг/ч. При этом, давление в первой ступени составило P_I= 2,4 кПа.

Рабочая характеристика при настроенном положении сопел и давлении рабочего пара $P_{рп}$ = 0,7 МПа полностью совпадает с расчётной и при этом соответствует более высокой производительности.

Эти данные по мнению автора позволяют сделать вывод о рекомендуемом давлении рабочего пара $P_{рп}$ = 0,7 МПа при эксплуатации эжектора ЭПО-3-80 в условии значительных присосов воздуха в вакуумную систему.

Температура охлаждающего конденсата

Для исследования влияния температуры охлаждающего конденсата на функционирование эжектора, проведены испытания при более высоких

температурах циркуляционной воды на входе в конденсатор и, соответственно, основного конденсата на входе в промежуточные охладители эжектора.

Температура охлаждающего конденсата изменялась от $t_{ок}$=10-12°С до $t_{ок}$=32-35°С. Испытания проведены при более высоком давлении рабочего пара $P_{рп}$=0,81 и $P_{рп}$=0,86 МПа, положение сопел – настроенное (данные см. в Приложении 4).

На рис. 3.13 представлено сравнение характеристик I ступени, полученных при различных $t_{ок}$.

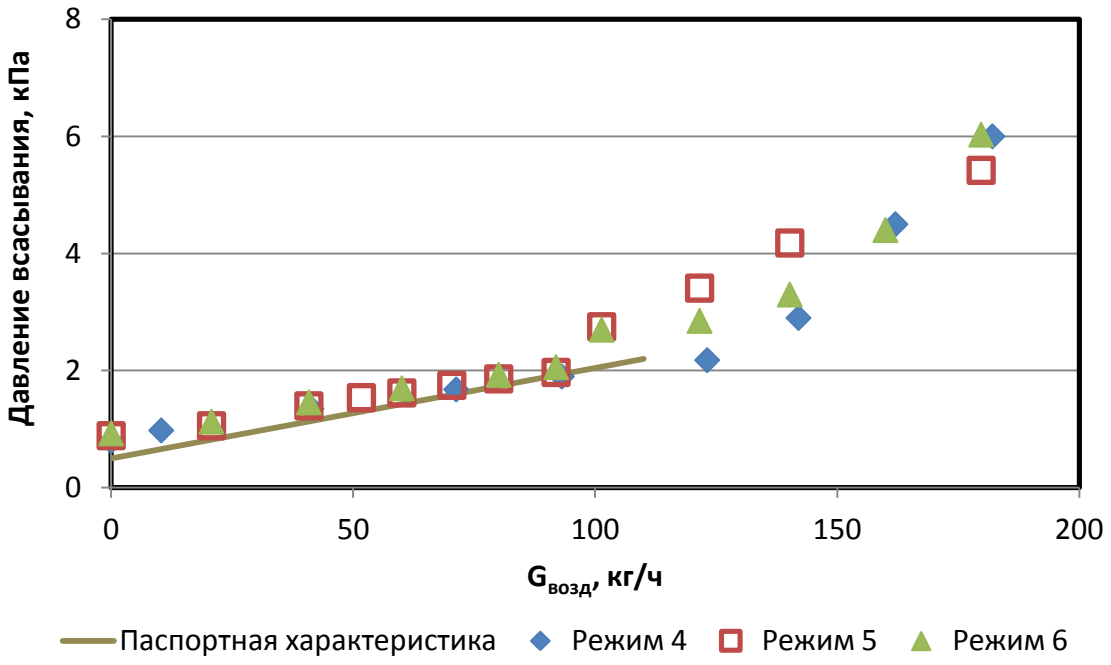

Рис.3.13. Характеристики I ступени эжектора ЭПО-3-80:
Режим №4 - $P_{рп}$ = 0,7 МПа*, положение сопел – настроенное, $t_{ок}$=10-12°С;*
Режим №5 - $P_{рп}$ = 0,81 МПа*, положение сопел – настроенное $t_{ок}$=32-35°С;*
Режим №6 - $P_{рп}$ = 0,86 МПа*, положение сопел – настроенное $t_{ок}$=32-35°С.*

Во всех исследованных режимах, производительность эжектора составляет около 140 кг/ч. При более высокой $t_{ок}$ давление всасывания 1 ступени в диапазоне расхода воздуха от 90 кг/ч до 140 кг/ч несколько увеличено в сравнении с режимом при $t_{ок}$ = 10… 12°С. На всем остальном протяжении характеристики ступени влияние $t_{ок}$ отсутствует.

На рис. 3.14-3.15 представлены характеристики работы II и III ступеней.

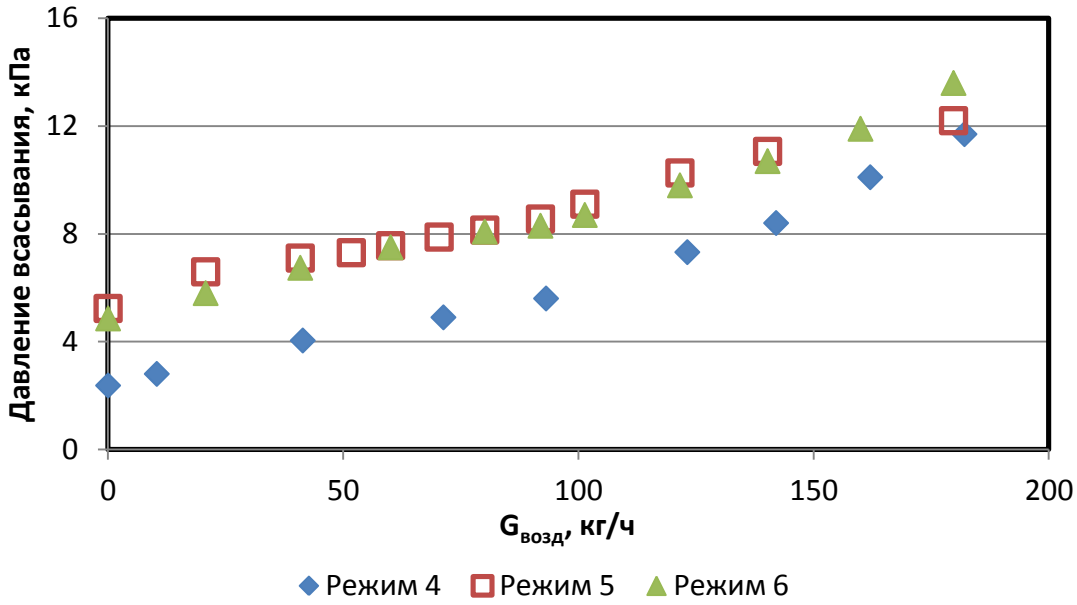

Рис.3.14. Рабочие характеристики II ступени эжектора ЭПО-3-80:
Режим №4 - $P_{рп}$ = 0,7 МПа*, положение сопел – настроенное, $t_{ок}$=10-12°С;*
Режим №5 - $P_{рп}$ = 0,81 МПа*, положение сопел – настроенное $t_{ок}$=32-35°С;*
Режим №6 - $P_{рп}$ = 0,86 МПа*, положение сопел – настроенное $t_{ок}$=32-35°С.*

Важно отметить, что характеристика второй ступени расположена значительно выше при более высокой $t_{ок}$. Это по мнению автора объясняется тем, что при большей температуре охлаждающего конденсата, давление в промежуточном охладителе I ступени также выше – это видно из измерений абсолютного давления на выходе из диффузора I ступени. Также, частично повышение давления всасывания объясняется тем, что при большем расходе рабочего пара, не весь пар конденсируется в промежуточном охладителе – расход подсасываемой смеси во II ступень возрастает. Для подтверждения данного предположения, проведён расчёт тепловых балансов охладителей на всех измеренных режимах. По результатам расчёта показано, что в эксперименте № 4 ($t_{ок}$ = 10-12°С) пар в I охладителе конденсируется полностью, в то время как в экспериментах № 5-6 ($t_{ок}$ = 32…35°С) конденсируется 85-90% пара.

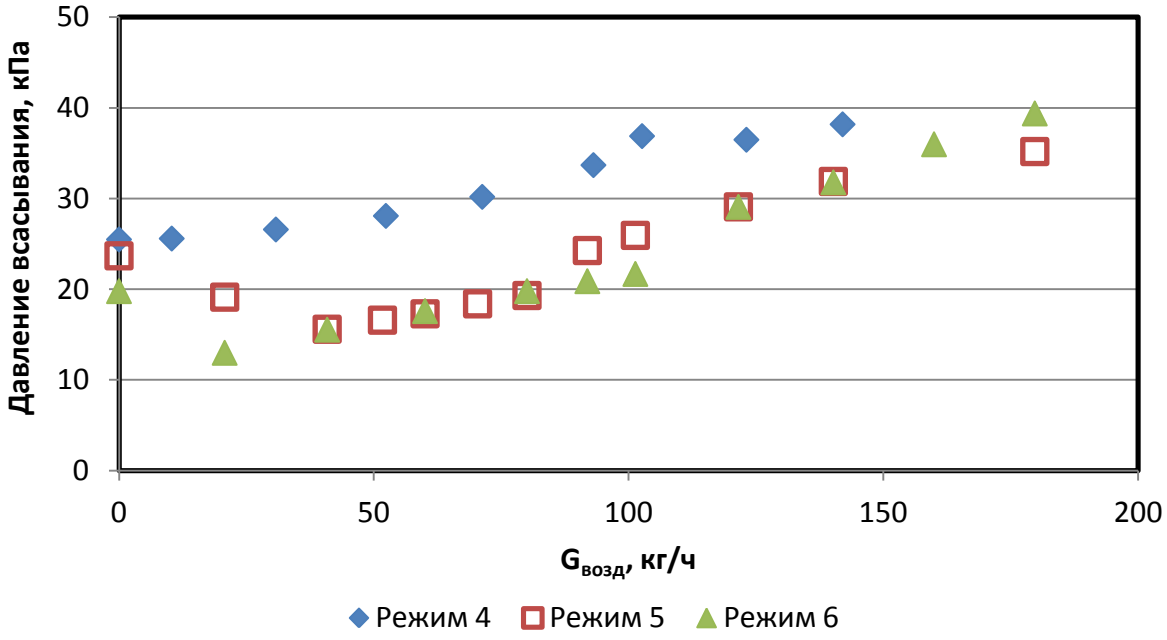

Рис.3.15. Рабочие характеристики III ступени эжектора ЭПО-3-80:
Режим №4 - $P_{рп}$ = 0,7 МПа*, положение сопел – настроенное, $t_{ок}$=10-12°С;*
Режим №5 - $P_{рп}$ = 0,81 МПа*, положение сопел – настроенное $t_{ок}$=32-35°С;*
Режим №6 - $P_{рп}$ = 0,86 МПа*, положение сопел – настроенное $t_{ок}$=32-35°С.*

Давление всасывания III ступени уменьшается с увеличением $t_{ок}$ (рис. 3.15). При увеличении расхода смеси, подсасываемой во II ступень, уменьшается степень сжатия смеси в ступени и давление на выходе II ступени – на входе в III.

В процессе проведения испытания эжектора обнаружен эффект значительного изменения давления в промежуточных охладителях эжектора. Перепад давления в охладителе изменялся $\Delta P = P_1 – P_2 = –3…+11$ кПа. Анализ данного эффекта представлен в главе 4.

Также при анализе результатов эксперимента, по результатам измерения температур и давлений за диффузорами эжектора, отмечено, что в промежуточные охладители в большинстве режимов работы поступает пар, перегретый относительно температуры насыщения. По-нашему мнению, перегрев пара оказывает значительное влияние на функционирование промежуточного охладителя. При увеличении степени перегрева – доля конденсирующегося пара из паровоздушной смеси снижается.

3.4.3. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК СЕРИЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ И НОВОГО (ЭПО-3-80) ЭЖЕКТОРА

На рис. 3.16 приведены рабочие характеристики первых ступеней эжекторов ЭПО-3-80 и серийного ЭП-3-700 (установлен в качестве второго основного эжектора). Характеристики получены при, рекомендуемом для каждого эжектора, давлении рабочего пара – $\Delta P_{рп}$ = 0,7 МПа для ЭПО-3-80 и $\Delta P_{раб}$ = 0,5 МПа для ЭП-3-700. Характеристика работы эжектора ЭП-3-700 получена персоналом ГРЭС в 2006 и 2014 гг. [126,127].

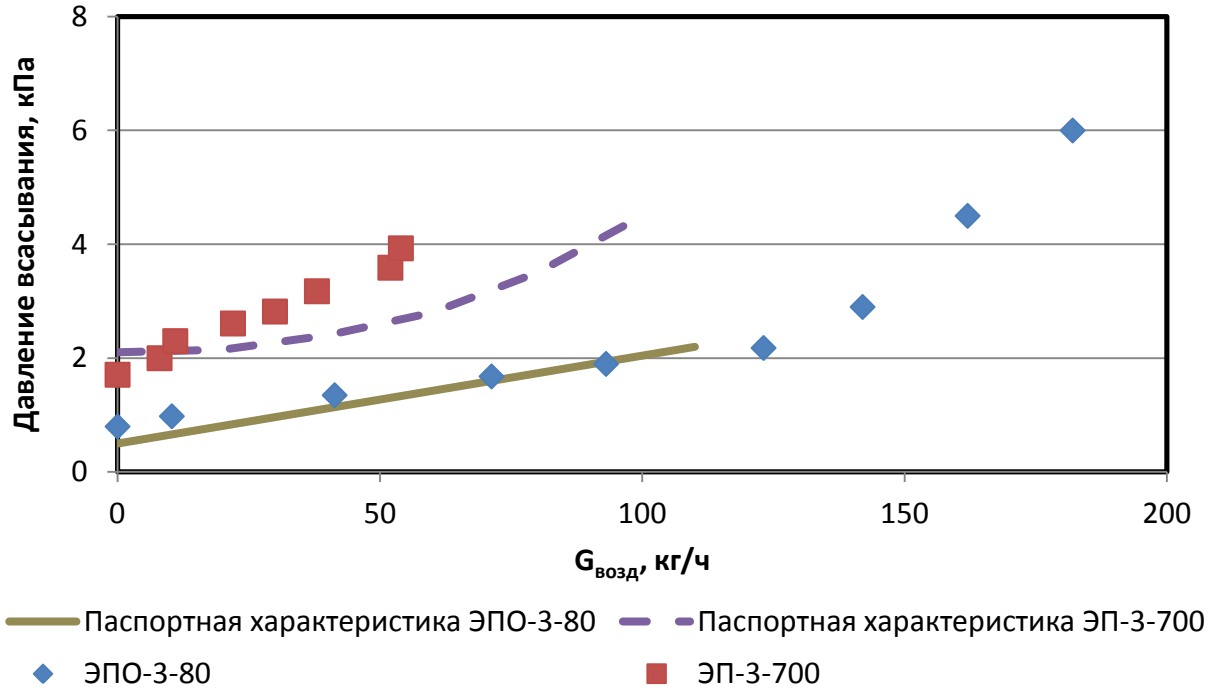

Рис. 3.16. Сопоставление рабочих характеристик эжекторов ЭПО-3-80 и ЭП-3-700

Из представленного графика видно, что рабочая и паспортная характеристики I ступени эжектора ЭП-3-700 расположены выше соответствующих характеристик ЭПО-3-80. Начальные точки характеристик ЭП-3-700 выше начальных точек характеристик ЭПО-3-80 на 0,9 кПа. Угол наклона характеристики эжектора ЭПО-3-80 значительно меньше, что позволяет поддерживать глубокий вакуум в конденсаторе турбины при высоких присосах воздуха в вакуумную систему. Производительность

эжектора ЭП-3-700 по сухому воздуха составляет 54 кг/ч, производительность ЭПО-3-80 –140 кг/ч.

На рис. 3.17 представлен сравнительный анализ, полученной в процессе промышленных испытаний эжектора, рабочей характеристики ЭПО-3-80 с рабочими характеристиками серийных эжекторов различных заводов-изготовителей. Эти эжекторы установлены на турбинах мощностью от 50 до 300 МВт.

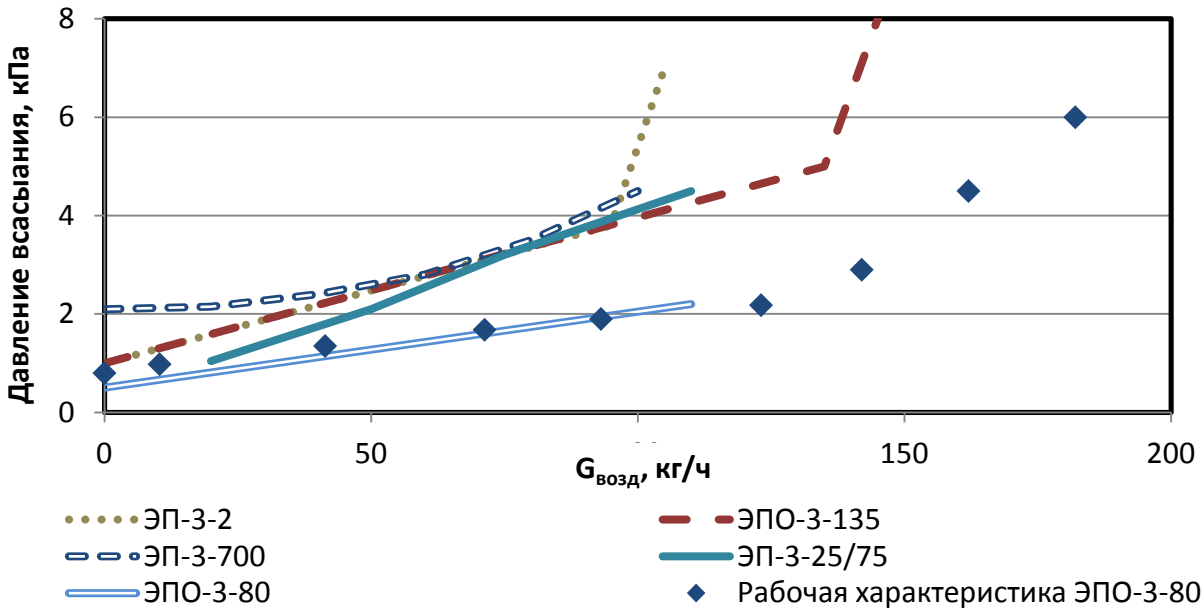

Рис. 3.17. Сравнение характеристик ЭПО-3-80 и серийных эжекторов

Из графика видно, что производительность (длина рабочей характеристики) нового эжектора ЭПО-3-80 выше, чем у серийных эжекторов. Давление всасывания нового эжектора при малых расходах воздуха также минимальное по сравнению с серийными эжекторами.

3.4.4. СОВМЕСТНОЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ЭЖЕКТОРА ЭПО-3-80 И КОНДЕНСАТОРА

В рамках экспериментальных исследований эжектора ЭПО-3-80 проведены испытания на работающей турбине при подключенном и отключенном втором эжекторе. Во время испытаний присосы воздуха в

вакуумную систему составили $G_{возд}$ = 120-130 кг/ч (при нормативном значении $G_{возд}$ =21 кг/ч). При функционировании обоих эжекторов давление во всасывающей камере I ступени нового эжектора (эжектор «А») составляло P_I= 2,2 кПа. При этом давление в конденсаторе составляло $P_к$ = 3,5 кПа, что соответствует нормативным значениям давления.

При отключении второго эжектора (эжектор «Б») по ПВС давление в конденсаторе не изменилось. Давление в приёмной камере эжектора ЭПО-3-80 составило P_I= 2,4 кПа.

По результатам проведенных испытаний установлено, что основной эжектор «А» позволяет поддерживать нормативное давление в конденсаторе турбины даже в случае очень больших (значительно выше нормативных) присосов воздуха ($G_{возд}$ = 120-130 кг/ч) и при отключенном эжекторе «Б» (эжектор ЭП-3-700).

3.5. ВЫВОДЫ

1. Обоснована необходимость разработки высокоэффективного эжектора для конденсационной установки паровой турбины К-200-130 ЛМЗ с повышенными присосами воздуха в ЧНД $G_{возд}$=120-130 кг/ч. Потребность в разработке нового эжектора определяется высоким значением присосов воздуха в ЧНД турбины, что вызывает отклонение фактического вакуума в конденсаторе от нормативного и, как следствие, пережоги топлива около 300 т у.т. в месяц. Разрабатываемый эжектор должен обладать способностью поддерживать глубокое разрежение в конденсаторе при повышенной производительности.

2. Определены оптимальные значения параметров для выполнения расчёта струйного аппарата нового эжектора. Проведены конструкторский и поверочный расчёты нового эжектора ЭПО-3-80 с использованием разработанной уточнённой методики расчёта. Разработана конструкторская документация нового эжектора.

3. Разработан и реализован ряд технических решений, совершенствующих конструкцию нового эжектора ЭПО-3-80. Разработана конструкция эжектора, встраиваемого в присоединительные размеры эжектора ЭП-3-700, с вертикальными выносными охладителями, расположенными триангулярно и включающими в себя U-образные трубки поверхности теплообмена. Разработан узел закрепления сопла, позволяющий изменять осевое положение сопла для настройки струйных аппаратов эжектора под конкретные условия эксплуатации.

4. Разработана расширенная схема измерений для экспериментальных исследований нового эжектора. Схема включает в себя измерение давлений и температур до и после промежуточных охладителей для определения газодинамического сопротивления теплообменных аппаратов, а также измерение температур и расхода охлаждающего конденсата.

5. Проведены экспериментальные исследования различных режимов функционирования высокоэффективного эжектора в составе конденсационной установки. Выполнена настройка осевого положения сопла. Получены экспериментальные значения параметров при различном положении сопел. Производительность высокоэффективного эжектора при настроенном положении сопел составила $G_{возд}$=140 кг/ч, при этом давление всасывания составляет P_I=2,4 кПа. Увеличение температуры охлаждающего конденсата на входе в диапазоне $t_{ок}$=10-32°С не влияет на производительность эжектора, при этом давление всасывания при максимальной производительности увеличивается на 0,5 кПа. Температура охлаждающего конденсата оказывает более значительное влияние на параметры работы промежуточных охладителей, а также II и III ступеней эжектора.

6. Проведён сравнительный анализ рабочих характеристик нового эжектора ЭПО-3-80 с расчётными характеристиками, а также с

характеристиками серийных эжекторов различных заводов-изготовителей. По сравнению с серийным эжектором ЭП-3-700, установленный на его место эжектор ЭПО-3-80 обладает в 3 раза большей производительностью и на ΔР=1-2 кПа меньшим давлением всасывания во всём диапазоне режимов. По сравнению с рабочими характеристиками прочих серийных эжекторов, эжектор ЭПО-3-80 также показал преимущество в производительности и значении давления всасывания.

7. Проведены испытания эжектора при совместной работе с конденсатором. Давление всасывания эжектора составило P_I=2,4 кПа, поддерживаемое давление в конденсаторе при этом $P_к$=3,6 кПа.

Глава 4.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ЭЖЕКТОРА

4.1. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

Наличие дополнительного фактора (параметра технологического процесса), влияющего на давление пара в промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов, определяет особенности их функционирования в сравнении с другими теплообменными аппаратами паротурбинной установки (конденсатор, ПНД, подогреватель сетевой воды). Таким фактором, наряду с расходами пара и воды, температурой воды и давлением пара на входе в аппарат, является давление пара на выходе из охладителя. Это связано с тем, что промежуточный охладитель эжектора расположен между струйными аппаратами соседних ступеней, а проходное сечение для входа паровоздушной смеси в охладитель сравнимо с площадью сечения на выходе смеси из него. Для промежуточного охладителя многоступенчатого эжектора давление пара на входе является давлением пара за диффузором соответствующей ступени, а давление пара на выходе – давлением на входе в приемную камеру следующей ступени (для III, последней ступени, давление за ступенью равно барометрическому давлению).

Результаты натурных испытаний предложенного и разработанного в диссертационном исследовании эжектора ЭПО-3-80 показали, что давления ПВС на входе и выходе из промежуточного охладителя эжектора могут существенно различаться между собой. В зависимости от параметров процесса разность давлений ПВС на входе и выходе из *i*-того охладителя $\Delta P_i = P_{i1} - P_{i2}$ может быть как существенно больше, так и меньше нуля. Если

положительное значение разности давлений между входом и выходом из теплообменника можно частично объяснить газодинамическим сопротивлением трубного пучка охладителя, то отрицательная разность (возрастание давления от входа к выходу) требует специального анализа.

На рис. 4.1 представлены данные для разности давлений ПВС в охладителях в зависимости от расхода воздуха, подаваемого в эжектор. Данные приведены для двух температур основного конденсата $t_{1в}$ = 11°С и 32°С. Из рис. 4.1,а видно, что для *I* ступени эжектора ΔP_1 изменяется от -1.4 до +2.8 кПа. При низких температурах воды на входе в охладитель давление ПВС на входе в охладитель в большинстве режимов ниже, чем на выходе. При $t_{1в}$ = 32°С давление ПВС на входе на 2…3кПа выше, чем на выходе. Аналогичная ситуация зафиксирована во *II* ступени (рис. 4.1,б). При низких температурах воды $t_{1в}$ = 11°С изменение давления ПВС от входа к выходу (в большинстве режимов) достигает ΔP_2 = - 6 кПа, при $t_{1в}$ = 32°С – ΔP_2 – до 4 кПа. Для *III* ступени давление ПВС в охладителе, как правило, возрастает от входа к выходу при всех $t_{1в}$, перепад давлений достигает ΔP_3 = - 8.6 кПа.

Существенные различия для разностей давлений ПВС в промежуточных охладителях эжектора определяются, по мнению автора, взаимодействием предвключенных и приключенных (последующих) пароструйных ступеней, а также различием газодинамических и теплообменных процессов при низкой и высокой температурах охлаждающей воды на входе в теплообменники. При низкой температуре воды на входе в охладитель происходит полная конденсация пара из поступающей ПВС. Характеристика приключенной ступени определяется только расходом воздуха (весь пар из ПВС сконденсировался). При высокой температуре воды на входе во вторую (приключенную) ступень во всех режимах поступает паровоздушная смесь – пар в охладителе первой ступени конденсируется не полностью. Как показано в [128] доля сконденсировавшегося пара в охладителе при $t_{1в} \approx 40$°С достигает 0,6…0,8 от общего количества пара в поступающей ПВС.

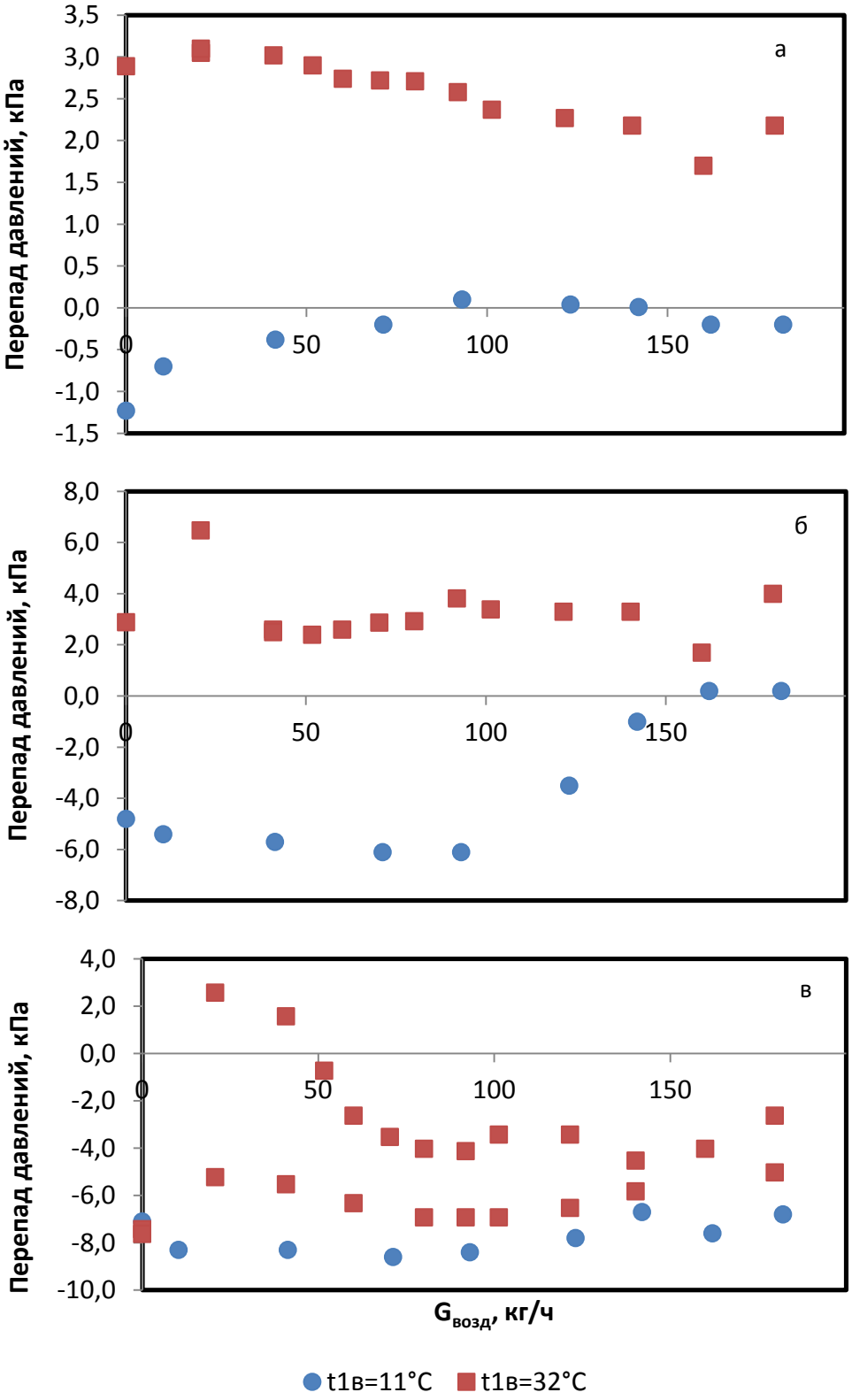

Рис. 4.1 Разность давлений на входе и выходе из промежуточного охладителя эжектора ЭПО-3-80 ($\Delta P_i = P_{i1} - P_{i2}$);
а – I ступень, б = II ступень, в – III ступень.

Необходимо отметить, что почти для всех режимов функционирования эжектора давление на входе в охладитель III ступени ниже, чем на выходе, что является следствием, по мнению автора, полной конденсации пара в этом охладителе.

На рис. 4.2 представлена зависимость отношения давлений ПВС на входе и выходе из охладителя ($\delta P_i = P_{i1} / Pi_2$) от давления на входе в охладитель (давление за диффузором соответствующей ступени). Отметим, что $\delta P < 1$ означает скачок давлений в охладителе – чем меньше δP, тем больше скачок. Из рис. 4.2, а видно, что при низкой температуре охлаждающей воды на входе, $t_{1в} = 11°C$ давление ПВС на входе в охладитель *I* ступени во многих режимах ниже, чем при $t_{1в} = 32°C$. Чем ниже давление на входе в охладитель, тем выше скачок давлений. Повышение скачка давлений в охладителе при уменьшении давления на входе определяется, по нашему мнению, возрастанием скорости потока перед охладителем, связанного с возрастанием удельного объема (уменьшением плотности ПВС). Во второй ступени скачок давлений более слабо зависит от давления перед охладителем. В третьей ступени, рис. 4.2, в скачок давлений имеет место как при низкой температуре воды на входе, так и при высокой. Так как давление перед охладителем *III* ступени достаточно высокое (больше 92 кПа), то влияние температуры воды на процессы, происходящие в теплообменнике незначительно. Все определяется газодинамическими процессами. Различие в δP_i при разных температурах воды на входе заключается в том, что при проведении натурных испытаний при $t_{1в} = 11°C$ барометрическое давление составляло около 103 кПа, а при $t_{1в} = 32°C$ – 100 кПа.

Необходимо отметить также, что обнаруженный эффект даже при $t_{1в} = 11°C$ в некоторых режимах функционирования эжектора исчезает. Это косвенно свидетельствует об отсутствии систематической ошибки измерений и позволяет рассмотреть различные механизмы, объясняющие зафиксированный в опытах эффект.

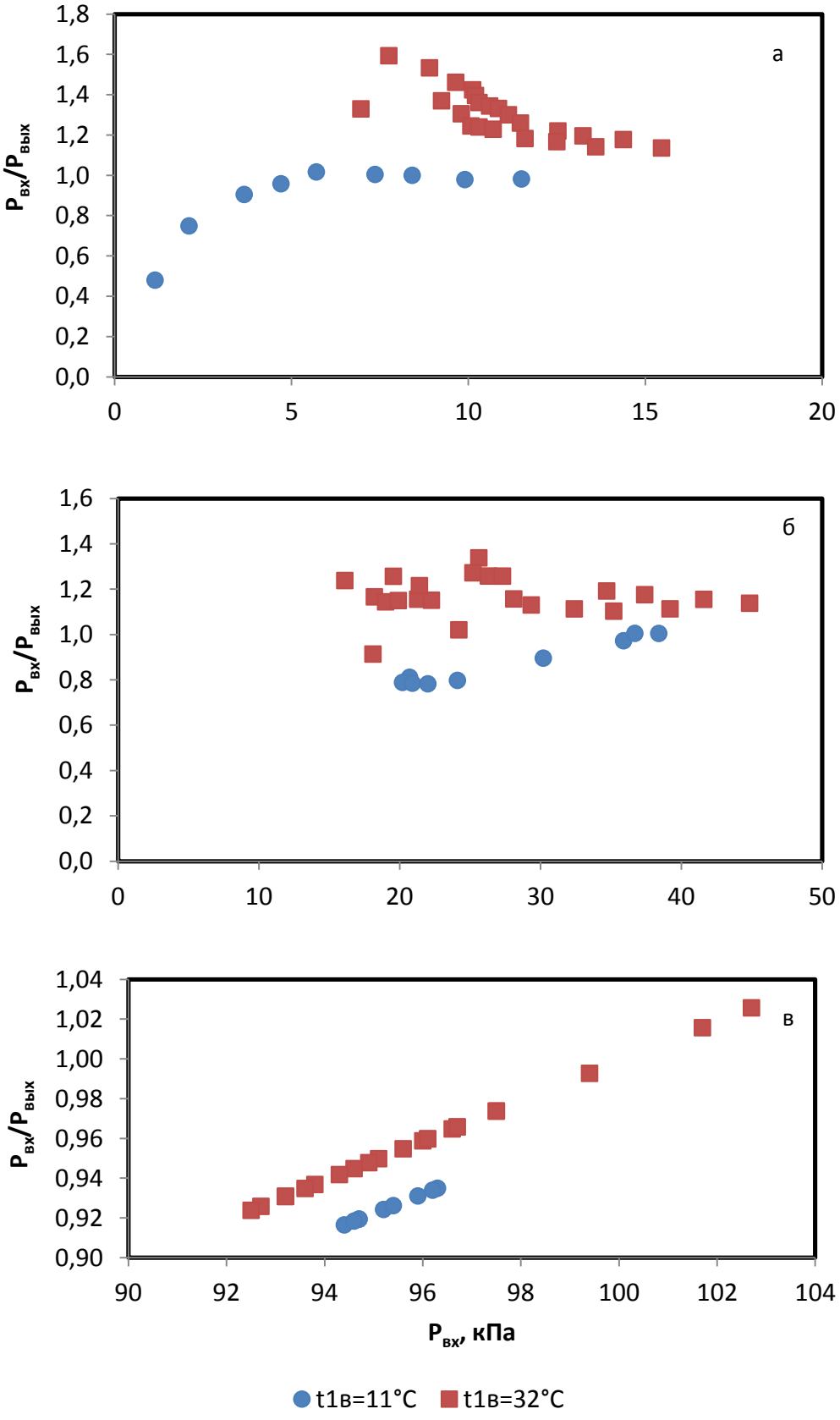

Рис. 4.2 Отношение давлений на входе и выходе из промежуточного охладителя эжектора ЭПО-3-80 ($\delta P_i = P_{i1} / P_{i2}$); а – I ступень, б = II ступень, в – III ступень.

4.2. РАЗРАБОКТА МОДЕЛИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ПРОМЕЖУТОЧНОМ ОХЛАДИТЕЛЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЭЖЕКТОРА

Повышение давления в охладителе связано, по нашему мнению, с газодинамическими эффектами на входе в охладитель или в самом охладителе. В связи с этим рассмотрим ряд возможных механизмов повышения давления в газовых потоках [16,129-131]:

- конденсационный скачок;
- совокупность внешних воздействий на поток, описываемых законом обращенного воздействия, сформулированным Л.А. Вулисом [132];
- скачок давления во влажном паре.

4.2.1. КОНДЕНСАЦИОННЫЙ СКАЧОК

Известно [131], что конденсационный скачок возникает в высокоскоростных (сверхзвуковых) потоках пара. Понижение температуры высокоскоростного потока может приводить к переохлаждению пара относительно температуры насыщения и к внезапной, неравновесной конденсации. Такой конденсационный скачок приводит к скачку давления в потоке и может наблюдаться в соплах Лаваля [131]. В опытах с эжектором скорости потока перед охладителями составляли в различных режимах от 40 до 200 м/с. В одном из режимов с давлением пара после диффузора первой ступени 1,4 кПа скорость потока достигала до 450 м/с, но и при этих условиях оставалась дозвуковой. Таким образом, возрастание давления в охладителе из-за неравновесного конденсационного скачка крайне маловероятно.

4.2.2. ВНЕШНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОТОК

Параметры газового потока (давление, скорость, температура и др.) могут изменяться при внешних воздействиях на него. К таким воздействиям относятся: подвод и отвод теплоты, массы, механической энергии, изменение геометрии канала и др. В зависимости от значения скорости потока (сверхзвуковая или дозвуковая) одно и то же внешнее воздействие может вызывать противоположные по знаку изменения параметров потока. Для объяснения (оценки) полученного эффекта – скачка давления в охладителе при движении дозвукового потока – выведем соотношение, учитывающее следующие внешние воздействия: отвод теплоты от перегретого пара, отвод массы в результате конденсации пара на трубках, изменения сечения канала при движении газа в теплообменнике. Вывод соотношения проведем, следуя положениям работ [16,129,130].

Запишем в дифференциальной форме уравнение сохранения массы, состояния газа (газ считаем идеальным) и Бернулли

$$\frac{dG}{G} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w} + \frac{dF}{F}; \qquad (4.1)$$

$$\frac{dP}{\rho} = R \cdot dT + R \cdot T \cdot \frac{d\rho}{\rho}; \qquad (4.2)$$

$$\frac{dP}{\rho} = -w \cdot dw, \qquad (4.3)$$

где G – расход, кг/с; ρ – плотность, кг/м^3; w – скорость газа, м/с; F – площадь сечения, м^2; P – давление газа, Па; R – газовая постоянная, Дж/(К кг); T – температура газа.

Исключим из уравнений (4.1) – (4.3) dw/w и $d\rho/\rho$, а также заменим $(k \cdot \rho \cdot T)$ на a^2, где k – показатель адиабаты газа , a – скорость звука в газе. После преобразования получим

$$\frac{dP}{\rho} = R \cdot dT + \frac{a^2}{k} \cdot \left(\frac{dG}{G} + \frac{dP}{w^2 \cdot \rho} - \frac{dF}{F} \right). \qquad (4.4)$$

Запишем уравнение сохранения энергии

$$dQ = dh + w \cdot dw = c_p \cdot dT + w \cdot dw = k/(k-1)\, R \cdot dT + w \cdot dw, \qquad (4.5)$$

где h – теплосодержание газа, Дж/кг; c_p – изобарная теплоемкость газа, Дж/(кг К); учтено также, что $c_p = k/(k–1)\cdot R$.

Подставляя (4.5) в (4.4), после преобразований получим

$$\left(M^2 - 1\right)\cdot\frac{dP}{\rho} = dQ\cdot(k-1)\cdot M^2 + w^2\cdot\left(\frac{dG}{G} - \frac{dF}{F}\right), \qquad (4.6)$$

где M = w/a – число Маха.

Выражение (4.6) позволяет проанализировать влияние внешних факторов на давление в потоке. Так как поток, поступающий в теплообменник, дозвуковой, в левой части выражения (4.6) значение в скобках (M^2–1) < 0. Давление в теплообменнике возрастает ($dP = P_{вых}–P_{вх} > 0$), следовательно, левая часть выражения (4.6) имеет отрицательное значение.

Первый член в правой части уравнения (4.6) также должен быть отрицательным, так как ПВС отдает теплоту перегрева. Температура паровоздушной смеси перед теплообменником выше температуры насыщения, определяемой по значению парциального давления пара в смеси. Высокая температура ПВС перед теплообменниками зафиксирована по данным измерений при испытаниях эжектора ЭП-3-80. Для ряда режимов температура смеси определялась из выражения (2.9), приведенного в [14], и полученного из уравнения теплового баланса для потоков в приемной камере ступени и в сечении на выходе из диффузора

$$t_{см} = t_в + \frac{h_p - h_{пс}}{U\cdot c_в}, \qquad (4.7)$$

где $t_{см}$, $t_в$ – температура смеси, воздуха, °C; h_p, $h_{пс}$ – теплосодержаие рабочего пара и пара в смеси, кДж/кг; U – коэффициент инжекции (отношение расхода воздуха к расходу рабочего пара); $c_в$ – изобраная теплоемкость воздуха, кДж/(кг К).

Температура смеси, рассчитанная по выражению (4.7) на 90°-120°C превышала температуру насыщения при парциальном давлении пара в смеси и хорошо соответствовала измеренным значениям температуры среды за диффузором *I* ступени. В соответствии с законом обращенного воздействия

охлаждение дозвукового потока («тепловой диффузор») приводит к снижению его скорости и возрастанию давления в потоке [16,129-131].

Необходимо отметить, что согласно выражению (4.7) паровоздушная смесь на выходе из диффузоров многоступенчатых пароструйных эжекторов всегда перегрета. Данный фактор еще более усложняет описание происходящих в охладителе процессов, так как оценка влияния температуры перегрева пара на коэффициент теплоотдачи при его конденсации не однозначна.

В работах Кутателадзе С.С. [134] и Исаченко В.П. [133] предлагают рассчитывать коэффициент теплоотдачи при конденсации пара по известной зависимости Нуссельта с соответствующими поправками, а вместо теплоты фазового перехода (r) подставлять величину, q, кДж/кг [133]

$$q = r + c_p \Delta T_{\text{п}}, \qquad (4.8)$$

где c_p – теплоемкость пара, Вт/(м К); $\Delta T_{\text{п}} = T_{\text{п}} - T_{\text{н}}$ – разность температур перегретого пара ($T_{\text{п}}$) и температуры насыщения при давлении пара ($T_{\text{н}}$), К [134].

$$q = (r + c_p \Delta T_{\text{п}}) \cdot g_{\text{п}} + q_2, \qquad (4.9)$$

где $g_{\text{п}}$ – массовая скорость конденсации, кг/(м^2 с); q_2 – количество теплоты, подводимое к пленке конденсата от несконденсированной части перегретого пара за счет конвективного теплообмена, Вт/м^2.

Согласно (4.8), (4.9) при конденсации перегретого пара с температурой на 100…200 К выше температуры насыщения коэффициент теплоотдачи незначительно (до 5%) выше, чем при конденсации насыщенного пара.

В ряде работ, где конденсация перегретого пара исследовалась при течении среды в трубах экспериментально, показано, что перегрев пара в несколько раз снижает коэффициент теплоотдачи [135]. В работе [136] отмечается, что полученные результаты по теплообмену при конденсации перегретого пара внутри труб существенно отличаются от данных [133]. О пониженной эффективности теплообмена при конденсации перегретого пара свидетельствуют низкие опытные значения коэффициентов теплопередачи К≈500–2700 Вт/м^2 К (в зависимости от режима движения пара в трубах), а

также экспериментально подтвержденный факт, что, если паросодержание пара на выходе из трубы больше 0, то пар остается перегретый.

Необходимо отметить также, что в рекомендуемой в [137] методике расчета теплообменного аппарата, в который поступает перегретый пар, предлагается выделять зону снятия перегрева, где коэффициент теплоотдачи с паровой стороны определяется только конвекцией. Проведенные автором расчеты в этом случае показывают, что при значении перегрева пара $\Delta T_{\text{п}}$ = 150–200 К на зону снятия перегрева может приходиться до 20–30% поверхности аппарата.

Представленные выше соображения не позволяют дать точное аналитическое решение уравнения (4.6). Однако, если перейти к разностному представлению данного выражения, то можно получить максимальную оценку увеличения (скачка) давления в промежуточном охладителе многоступенчатого эжектора.

Отвод теплоты от газового потока определится по формуле

$$\Delta Q = c_p \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}), \qquad (4.10)$$

где $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вых}}$ – температуры ПВС на входе (за диффузором соответствующей ступени) и выходе (в приемной камере следующей ступени или на выхлопе эжектора).

Влияние массообмена («расходный диффузор») определяется конденсацией пара из паровоздушной смеси. Согласно (4.6) отвод газа из дозвукового потока тормозит его и повышает давление. Для оценки максимального значения градиента массообмена в рамках настоящего исследования проведены расчеты теплообменника с конденсацией чистого водяного пара. На рис. 4.3 представлено значение величины $\Delta G/G$ для различных зон охладителя. Из рис. видно, что максимальное изменение масса газа в охладителе равно $\Delta G/G$ = 0.9 (при конденсации пара из ПВС изменение массы потока ниже).

В рассматриваемой конструкции охладителя сечение входа ПВС в теплообменник больше площади проходного сечения между трубками в трубном пучке и площади сечения между корпусом и сегментной перегородкой. Для получения максимальной оценки увеличения давления влияние геометрического фактора («геометрический диффузор») в уравнении (4.6) не учитывалось ($\Delta F/F = 0$).

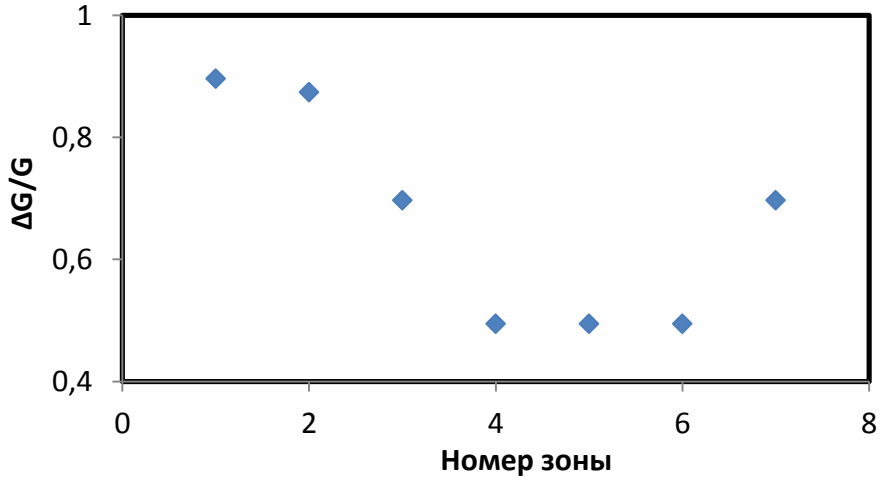

Рис. 4.3 Изменение массы пара по зонам охладителя

На рис. 4.4 показано сопоставление результатов расчетов для ряда режимов увеличения давления в охладителях по формуле (4.6) с экспериментальными данными автора. Для первой ступени расчетные данные удовлетворительно согласуются с экспериментальными, для второй и третьей ступени значения расчетных данных в 3-4 раза меньше экспериментальных.

Проведенный анализ показал, что обнаруженный эффект повышения давления в промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов с помощью эффектов совокупных внешних воздействий («тепловой и расходный диффузор») на газовый поток объяснить затруднительно.

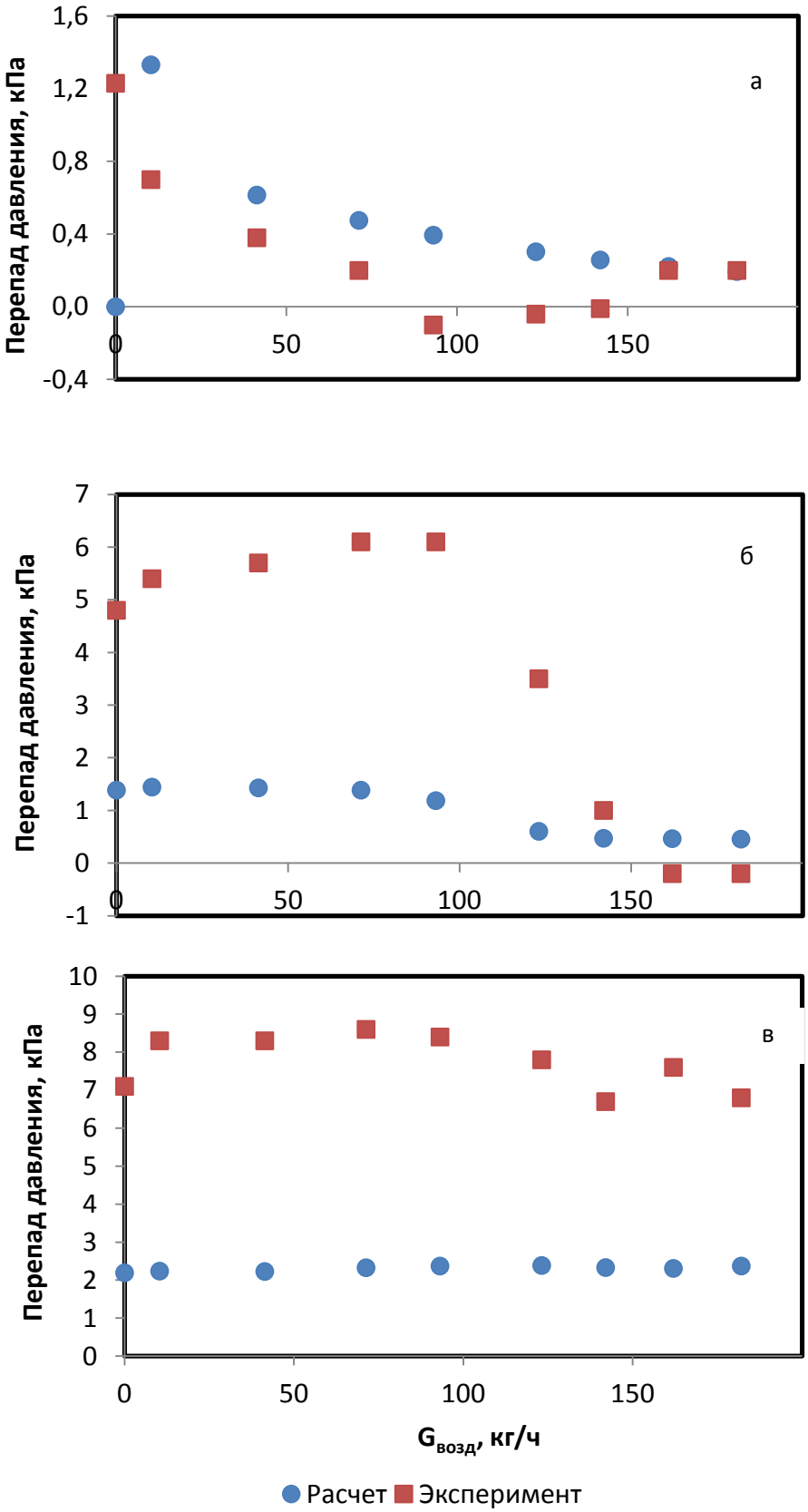

Рис. 4.4 Увеличение давления в промежуточных охладителях многоступенчатых пароструйных эжекторов. Сопоставление расчетных по (4.6) и экспериментальных данных: а – I ступень, б II – ступень, в – III ступень.

4.2.3. СКАЧОК ДАВЛЕНИЯ ВО ВЛАЖНОМ ПАРЕ

Следующий физический процесс, который может быть использован для объяснения повышения давления в охладителе эжектора – скачок давления во влажном паре. Сложность данного подхода заключается в том, что, как показано выше, паровоздушая смесь на выходе из диффузора (входе в охладитель) всегда перегрета относительно давления пара в смеси.

В данном исследовании полагаем, что возрастание давления ПВС происходит в форме скачка давления в узкой области на входе в теплообменник. Положим, что пар (паровоздушная смесь), попадая в теплообменник со скоростью 40–200 м/с, срывает с поверхности вертикальных теплообменных трубок стекающую пленку конденсата; кроме того, пар захватывает и разбивает стекающие с промежуточных перегородок капли и струйки жидкости. Как показано в [138], срыв капель с поверхности трубок в пучке при спутном или противоточном движении пара и пленки конденсата начинается при скоростях парового потока 15–20 м/с. При перекрестном движении пара и конденсата срыв пленки наблюдается при прочих равных условиях при скорости пара в 1.2 раза меньшей, чем в случае соосного движения фаз. На входе в охладитель образуется газопароводяная смесь (туман). Как показано в [131], скорость звука в двухфазной среде резко падает. Поток на входе в охладитель может стать сверхзвуковым – возникает скачок давления во влажном паре. Для оценки корректности предложенной гипотезы необходимо оценить скорость звука во влажной газопароводяной смеси на входе в теплообменник. Если при расчетных значениях степени сухости влажного пара на входе в охладитель будет показано, что число Маха потока $M > 1.0$, то это означает корректность предложенной гипотезы для объяснения полученного эффекта – скачка давления в охладителе.

Для формулировки физико-математической модели процесса скачка давления во влажном паре на входе в теплообменник автором сделан ряд

допущений и дополнений, основанных на результатах собственных экспериментов и работе [131]:

1. Паровоздушная смесь перед теплообменником перегрета относительно температуры насыщения, определяемой давлением смеси. На входе в теплообменник смесь охлаждается, а часть влаги в тумане испаряется. Соответственно увеличивается масса пара перед теплообменником.

2. На входе в теплообменник формируется насыщенная газопароводяная смесь – туман.

3. Температуры смеси до и после скачка давления соответствуют температуре насыщения при давлении смеси.

4. Скорости движения капель близки к скорости газовой фазы (скольжение отсутствует).

5. Удельным объемом жидкой фазы в сравнении с объемом газа пренебрегаем.

6. К газовой фазе применимо уравнение Клайперона (идеальный газ).

7. Скачок давления рассчитывается с учетом газодинамического сопротивления трубного пучка. Это определяется тем, что давление смеси измеряется после охладителя, а скачок давления происходит, по мнению автора, на входе в охладитель.

Для визуализации предлагаемой гипотезы на рис. 4.5 представлено изображение подвода паровоздушной смеси к промежуточному охладителю и часть поверхности теплообмена.

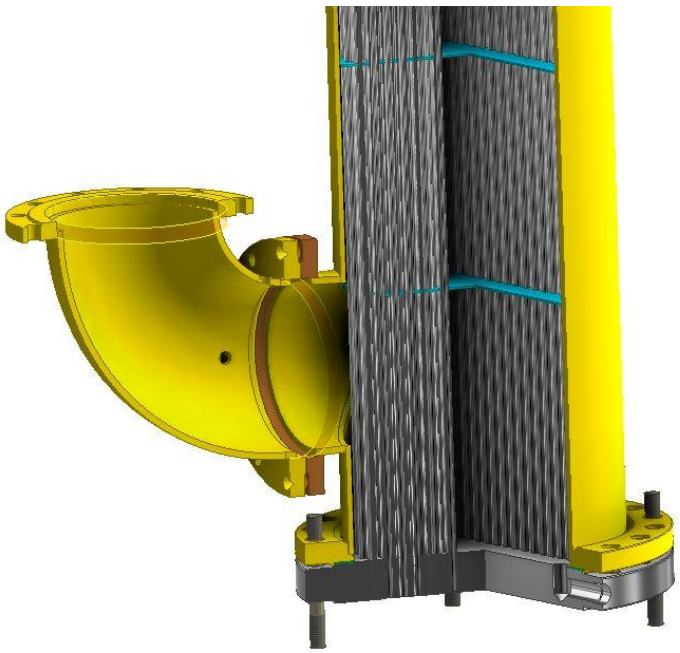

Рис. 4.5. Вход ПВС в промежуточный охладитель

Уравнения сохранения массы, импульса и энергии, используя [131], записываются следующим образом:

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{\beta_{пв2} \cdot T_2 \cdot P_1}{\beta_{пв1} \cdot T_1 \cdot P_2}, \qquad (4.11)$$

$$P_2 - P_1 = \frac{\rho_{пв1} \cdot w_1}{\beta_{пв1}} \cdot (w_1 - w_2), \qquad (4.12)$$

$$r_1 \cdot \beta_{п1} + h_{пк1} \cdot \beta_{пк1} + h_{в1} \cdot \beta_{в1} + w_1^2 / 2 = r_2 \cdot \beta_{п2} + h_{пк2} \cdot \beta_{пк2} + h_{в2} \cdot \beta_{в2} + w_2^2 / 2 \ . \qquad (4.13)$$

В уравнениях (4.11) – (4.13) индексами «1, 2» обозначены параметры среды до и после скачка; «к, в, п» – параметры конденсата (влаги), воздуха и пара; двойные индексы относятся к двухкомпонентной смеси: «пв» – пар-воздух (газовый компонент); «пк» – пар и конденсат. Обозначения переменных: w – скорость; T, P – температура, давление; ρ – плотность компонента; r, h – теплота фазового перехода, теплосодержание; β – весовая доля компонента; $\beta_п = m_п/(m_п + m_к + m_в)$ – доля пара; $\beta_{пк} = (m_п + m_п)/(m_п + m_к + m_в)$ – доля пара и конденсата; $\beta_в = m_в/(m_п + m_к + m_в)$ – доля воздуха, здесь m – масса компонента.

Для вывода уравнения неразрывности (4.11) использовано уравнение состояния идеального газа; формула (4.12) получена при условии отсутствия скольжения (скорость газовой и жидкой фазы в потоке одинаковы) и малости объема жидкой фазы в сравнении с газовой.

Согласно [131] введем безразмерные скорости

$$C_1 = \frac{w_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}}; C_2 = \frac{w_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}}, \qquad (4.14)$$

где R – паровоздушной смеси, определяемая с учетом массового содержания компонентов.

Тогда систему уравнений можно представить в виде

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{\beta_{пв2} \cdot T_2 \cdot P_1}{\beta_{пв1} \cdot T_1 \cdot P_2}, \qquad (4.15)$$

$$\frac{P_2}{P_1} - 1 = \frac{k}{\beta_{пв1}} \cdot C_1 \cdot (C_1 - C_2), \qquad (4.16)$$

$$r_1 \cdot \beta_{п1} + h_{пк1} \cdot \beta_{пк1} + h_{в1} \cdot \beta_{в1} + k \cdot R \cdot T_1 \cdot C_1^2 / 2 = r_2 \cdot \beta_{п2} + h_{пк2} \cdot \beta_{пк2} + h_{в2} \cdot \beta_{в2} + k \cdot R \cdot T_1 \cdot C_2^2 / 2. \qquad (4.17)$$

В уравнениях (4.15) – (4.17) неизвестными величинами являются масса влаги до и после скачка давлений, а также скорость потока после скачка давлений. Масса (расход) пара перед теплообменником определяется как сумма расхода рабочего пара и пара, образующегося из испарившейся влаги на входе в теплообменник.

Система уравнений решена итерационным методом.

Скорость звука в газопароводяной смеси согласно [138] определена по формуле:

$$\frac{1}{a_{см}^2} = \rho_{см} \cdot \left[\frac{v_в}{\rho_в \cdot a_в^2} + \frac{v_{пк}}{\rho_{пк} \cdot a_{пк}^2} \right], \qquad (4.18)$$

где a – скорость звука; ρ – плотность; v – объемная доля компонента; индексы: см, в, пк – смесь, воздух, пар-конденсат; $\rho_{см} = \rho_в \cdot v_{в+} \rho_{пк} \cdot v_{пк}$.

Скорость звука во влажном паре определялась по графику из [131], рис. 4.6. Степень сухости влажного пара (x) определялась обычным образом через весовую долю пара в пароводяной смеси. В уравнениях (4.15) – (4.17) $x = \beta_{пв}$ при нулевых расходах воздуха.

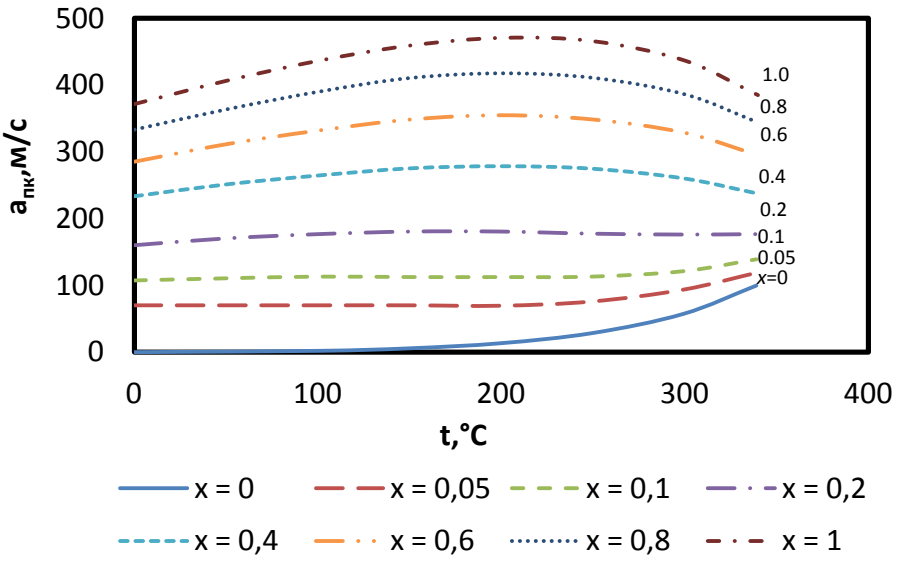

Рис. 4.6 Зависимость скорости звука в двухфазной среде пар-конденсат ($a_{пк}$) от температуры пара для различной степени сухости пароводяной смеси (x) [131]

Результаты расчета числа Маха до и после скачка давления приведены на рис. 4.7. Из рисунка видно, что для всех трех ступеней охладителей эжектора число Маха $M > 1$ до скачка давления, что свидетельствует о корректности сформулированной гипотезы, объясняющей скачок давления в охладителях.

В соответствии с полученным решением уравнений (4.15)–(4.17) степень сухости пара в различных режимах работы эжектора для первой ступени эжектора $x < 0.75$. Для второй и третьей ступени $x < 0.09$. Степень сухости пара до и после скачка изменяется незначительно. Для образования влажного пара в соответствии с уравнениями (4.15) – (4.17) требуется до 10% влаги, находящейся на трубках в охладителе в виде капель конденсата.

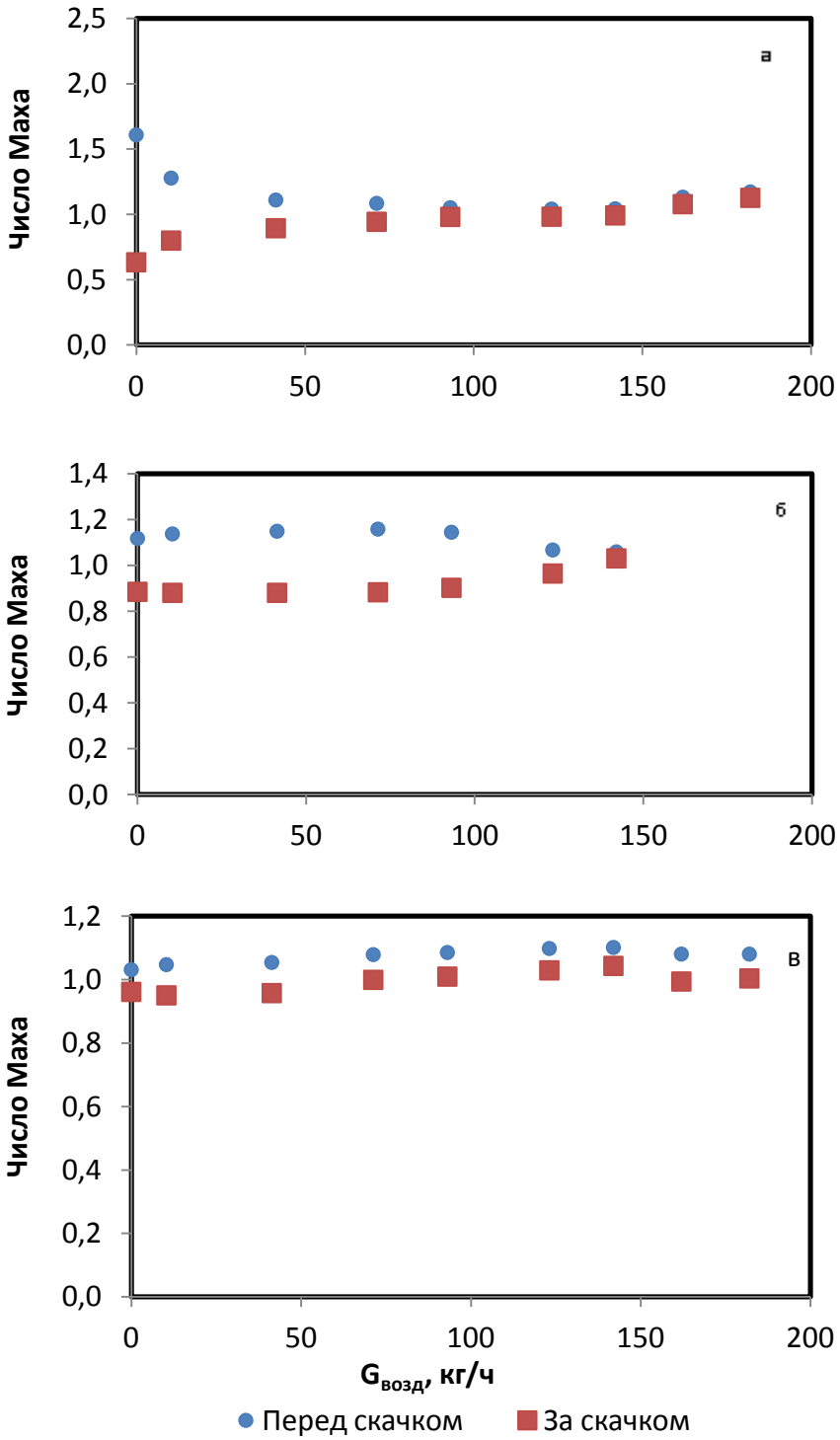

Рис. 4.9. Число Маха до и после скачка давления: а. – I –ая ступень охладителя; б. –II-ая; в. – III-я.

В заключение рассмотрим результаты испытаний эжектора ЭПО-3-80, в которых эффект повышения давлений отсутствовал. При анализе параметров работы промежуточных охладителей как теплообменных

аппаратов конденсирующего типа, выполнен расчёт величины недогревов. Величины недогревов крайне высоки в связи с неполной конденсацией пара в промежуточных охладителях. Максимальные зафиксированные величины недогревов для каждой ступени при разных температурах охлаждающего конденсата представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Ступень	при $t_{1в}$ = 11°С	при $t_{1в}$ = 32°С
I	45	20
II	38	42
III	60	60

Для первой ступени охладителя, как следует из рис. 4.2,а, давление перед охладителем в при низкой температуре основного конденсата ($t_{1в}$ = 11°С) ниже, чем при высокой ($t_{1в}$ = 32°С). Соответственно, скорости паровоздушной смеси за диффузором при $t_{1в}$ = 32°С достигали 50…80 м/с, что недостаточно для проявления эффекта скачка давлений во влажном паре. Для второй ступени охладителя, у которой во всех режимах значения давления пара за диффузором были примерно одинаковы (см. рис. 4.2,б), при высоких температурах основного конденсата скачок давления также отсутствовал. По нашему мнению, это связано с высокой температурой конденсата пара, стекающего по трубкам. Так как пар поступает в охладитель перегретый, то высокая температура стекающего с трубок конденсата не позволяет образоваться равномерной насыщенной пароводяной (парогазовой смеси). Располагаемая разность температур между температурой пара и охлаждающей воды при $t_{1в}$ = 11°С достигает Δt = 50-60°С, а $t_{1в}$ = 32°С – только Δt = 30-40°С. В результате скорость паровоздушной смеси остается дозвуковой. Для третьей ступени выполняются все условия: высокая скорость ПВС на входе в охладитель и значительная располагаемая разность температур, что приводит к образованию насыщенной двухфазной смеси и

повышению давления, как при низкой, так и высокой температурах охлаждающей воды на входе в теплообменник.

4.3. ВЫВОДЫ

1. В процессе экспериментальных исследований эжектора ЭПО-3-80 зафиксирован газодинамический эффект повышения давления паровоздушной смеси в промежуточных охладителях эжектора. Давление паровоздушной смеси на выходе из охладителей превышает давление на входе в охладитель на величину ΔP = 1,0-8,6 кПа.
2. Рассмотрены 3 различных гипотезы, объясняющие полученный эффект. В т.ч. предложена физико-математическая модель, описывающая полученный эффект как скачок давления в формируемой на входе в теплообменник двухфазной, двухкомпонентной смеси. Проведён расчёт скоростей движения и скачков давлений во влажно-паровом потоке. Получено подтверждение, что полученный эффект может быть описан предложенной моделью.
3. Проведена оценка недогревов в промежуточных охладителях эжектора. Максимальные величины недогревов на первую ступень отличаются при низкой и высокой температурах охлаждающей воды и составляют 45°C и 20°C соответственно; максимальная величина недогревов второй ступени составляет 38-40°C, третьей ступени – до 60°C.
4. Полученные результаты обосновывают необходимость пересмотра и дальнейшего уточнения методики расчета многоступенчатых пароструйных эжекторов в части влияния газодинамических процессов в промежуточных охладителях на давление в последующей за ним ступени.

Глава 5.

ОЦЕНКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК С НОВЫМ ЭЖЕКТОРОМ

При оценке экономичности работы конденсационных установок необходимо учитывать особенности работы турбин конденсационного и теплофикационного типа. В настоящей главе в качестве примера представлен анализ влияния повышенных присосов воздуха на экономичность работы различных паровых турбин. Проведение технико-экономического анализа необходимо для турбоустановок ТЭС с появляющимися в условиях длительной эксплуатации отклонениями от нормативных значений вакуума в конденсаторе. Отклонения значений вакуума происходят в условиях массовой выработки паротурбинными установками своего паркового ресурса в связи с появляющимися повышенными присосами воздуха в ЧНД турбоустановок.

5.1. ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ РАЗРАБОТАННОГО ЭЖЕКТОРА В СОСТАВЕ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Оценка эффективности применения эжектора для конкретной конденсационной установки может быть проведена при анализе экономичности работы конденсационной установки в целом. К примеру известно, что для конденсационных турбин изменение давления в конденсаторе на 1 кПа влечёт изменение общей мощности турбоустановки на 1% [1,4,8]. В то же время углубление вакуума в конденсаторе для теплофикационных турбин при работе в теплофикационных режимах (с

минимальным пропуском пара в отсек за теплофикационной диафрагмой) не влечёт за собой значимого прироста вырабатываемой мощности.

На рис. 5.1 в качестве примера представлена ретроспектива (по среднемесячным данным) отклонения нормативного значения вакуума в конденсаторе турбины К-200-130 ЛМЗ от фактической величины.

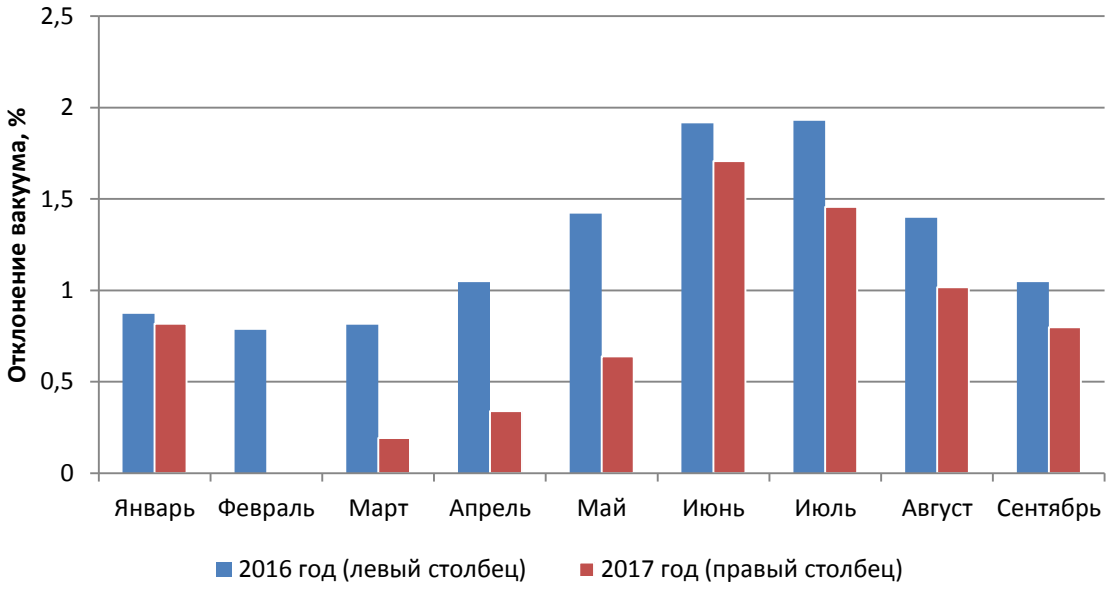

Рис. 5.1. Ретроспектива отклонения фактического значения вакуума в конденсаторе от нормативной величины

Из рис. 5.1 видно, что превышение нормативного вакуума над фактическим при работе турбины в 2016 году, т.е. при работе двух серийных эжекторов ЭП-3-700, составило от 0,8 до 1,9 %. При включении в работу эжектора ЭПО-3-80 и отключении штатных серийных эжекторов отклонение вакуума уменьшилось в среднем на ΔV=0,5%. Данные за февраль 2017 г. отсутствуют, т.к. турбоустановка находилась в резерве.

Большой разброс значений ΔV определяется различными факторами, в т.ч. расходом пара в конденсатор, величиной присоса воздуха в вакуумную систему и, особенно, изменением температуры воды на входе в конденсатор.

Влияние температуры циркуляционной воды на входе, зависящей от времени года, погодных условий и региона расположения ТЭС, необходимо учитывать при проведении анализа совместной работы конденсатора и

эжектора. На рис. 5.2 в качестве примера приведена зависимость отклонения вакуума в конденсаторе турбины К-200-130 ЛМЗ от значения температуры воды на входе в конденсатор ($t_{1в}$).

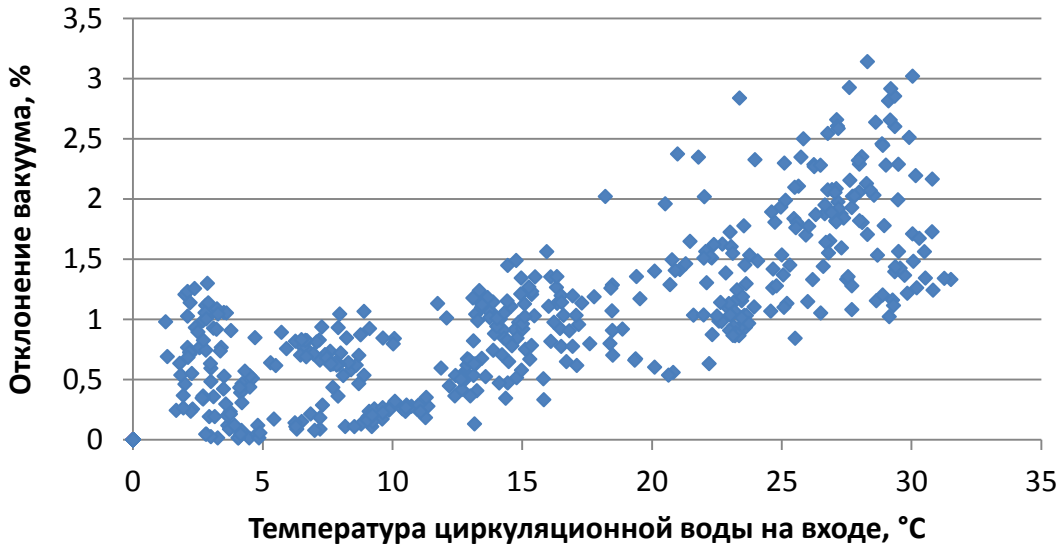

Рис. 5.2. Изменение отклонения нормативного значения вакуума в конденсаторе от фактической величины в зависимости от температуры циркуляционной воды на входе в конденсатор

Видно, что при возрастании $t_{1в}$ влияние присосов воздуха на давление пара в конденсаторе увеличивается. Это объясняется тем, что при увеличении температуры воды возрастает коэффициент теплоотдачи с водяной стороны. Лимитирующей теплообмен в конденсаторе становится паровая сторона. Поэтому снижение коэффициента теплоотдачи с паровой стороны за счет повышенных присосов воздуха приводит к более значительному снижению коэффициента теплопередачи. Следовательно снижение вакуума также более значительно при высокой температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор, чем при низкой температуре воды.

Согласно [140] изменение давления в конденсаторе на 1 кПа влечёт изменение мощности турбины К-200-130 ЛМЗ на 1,9 МВт. На рис. 5.3 приведена дополнительно выработанная мощность, расчитанная от среднемесячных разностей отклонения вакуума в 2016 и 2017 гг. турбины К-

200-130 ЛМЗ, т.е. при работе турбины с двумя серийными эжекторами ЭП-3-700 и одним новым эжектором ЭПО-3-80, соответственно.

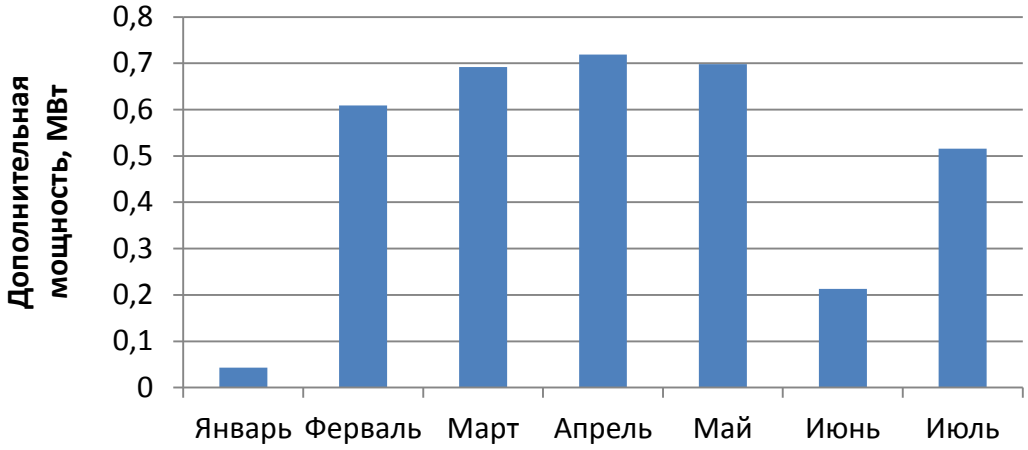

Рис. 5.3. Дополнительная выработка мощности турбиной при уменьшении отклонения от нормативного вакуума

Величина дополнительно вырабатываемой в турбине мощности за счёт углубления вакуума в среднем составила N=0,87 МВт. Принимая удельный расход топлива равным b=323 г у.т. / КВт*ч и стоимость топлива 3000 рублей/т, среднюю наработку турбины 6000 ч/год, полученный экономический эффект составляет более 5 млн. руб. / год. Результаты успешной реализации эжектора ЭПО-3-80 на Сургутской ГРЭС-1 подтверждены Актом внедрения (см. Приложение 1).

5.2. ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЖЕКТОРОВ В СОСТАВЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Анализ отклонения значений вакуума в конденсаторе на эффективность работы ПТУ применим также и для теплофикационных турбин, однако при этом следует учитывать параметры работы турбоустановки. При работе теплофикационных турбин с минимальным пропуском пара в отсек за регулирующей диафрагмой углубление вакуума в конденсаторе не влечёт за собой значимого прироста вырабатываемой турбиной мощности [8,84].

Для определения эффекта от углубления вакуума в конденсаторе проведены расчёты мощности ступеней ЧНД турбины Т-250/300-240 УТЗ. В настоящее время 30 турбин этого типа установлено и эксплуатируется на ТЭЦ крупных городов (Москвы, Санкт-Петербурга, Киева, Харькова и Минска). Особенно необходимо отметить, что значительную часть времени работают в теплофикационных режимах с полностью закрытой диафрагмой.

В рамках исследования[3] рассмотрена только работа ступеней в отсеке за диафрагмой, установленной на нижнем теплофикационном отборе. Проточная часть отсека за нижним теплофикационным отбором состоит из двух потоков, каждый из которых имеет по 3 ступени. Рассматривались различные теплофикационные режимы работы турбины в диапазоне расходов пара в часть низкого давления от 10 т/ч до 80 т/ч суммарно на два потока ступеней с изменением давления в верхнем регулируемом отопительном отборе от 0,1 МПа (1 кгс/см^2) до 0,2 МПа (2,0 кгс/см^2) при двухступенчатом подогреве сетевой воды и с изменением давления в нижнем регулируемом отопительном отборе от 0,08 МПа (0,8 кгс/см^2) до 0,15 МПа (1,5 кгс/см^2) при одноступенчатом подогреве сетевой воды.

Расчеты выполнены в специализированном программном обеспечении. При этом использована полная геометрия проточной части, в том числе профили рабочих и направляющих лопаток, зазоры в надбандажных и диафрагменных уплотнениях и др. Оценка вентиляционных потерь проведена в соотсветствии с [141]. Все результаты расчётов приведены суммарно для двух потоков.

Дополнительно следует отметить, что расчётные исследования проведены с учетом проектного состояния проточной части низкого давления (профилей рабочих и направляющих лопаток), не учитывающих ее фактического состояния. Появившиеся в процессе эксплуатации промывы и

[3] *Расчёты выполнены совместно с начальником отдела расчётов УТЗ – Степановым М.Ю.*

другие изменения профилей лопаток, а также возможные увеличения расхода пара в ЧНД при полностью закрытой регулирующей диафрагме, могут накладывать дополнительную погрешность на полученные результаты

В качестве примера на рис. 5.4. приведён график изменения мощности ЧНД при давлении $P_т$=0,2 МПа (2,0 кгс/см^2) на теплофикационном режиме работы с двухступенчатым подогревом сетевой воды.

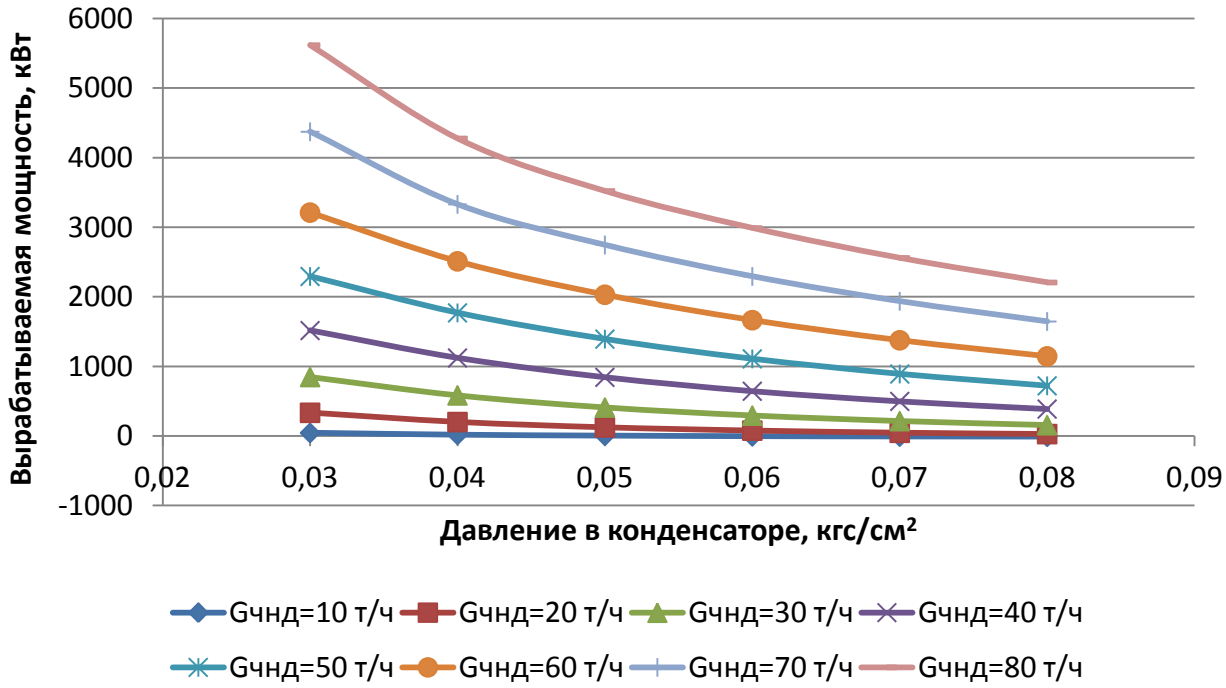

Рис. 5.4. Зависимость суммарной электрической мощности ЧНД от давления в конденсаторе, теплофикационный режим с двухступенчатым подогревом при $P_т$=2,0 кгс/см^2 (0,2 МПа)

Как видно из графика, при увеличении давления в конденсаторе в диапазоне Рк=3-8 кПа (0,03-0,08 кгс/см^2) величина вырабатываемой мощности снижается при всех значениях расхода пара в конденсатор. При расходе пара в конденсатор $G_{ЧНД}$=80 т/ч, выработка электрической мощности увеличивается до 3,5 МВт. Необходимо отметить, что при повышенных расходах пара в конденсатор, связанных с техническим состоянием проточной части, дополнительная выработка мощности от углубления вакуума может увеличиться.

Для примера распределения выработки электрической мощности по ступеням на рис. 5.5 приведено изменение мощности каждой ступени в отдельности при расходе пара в конденсатор $G_{ЧНД}$=80 т/ч.

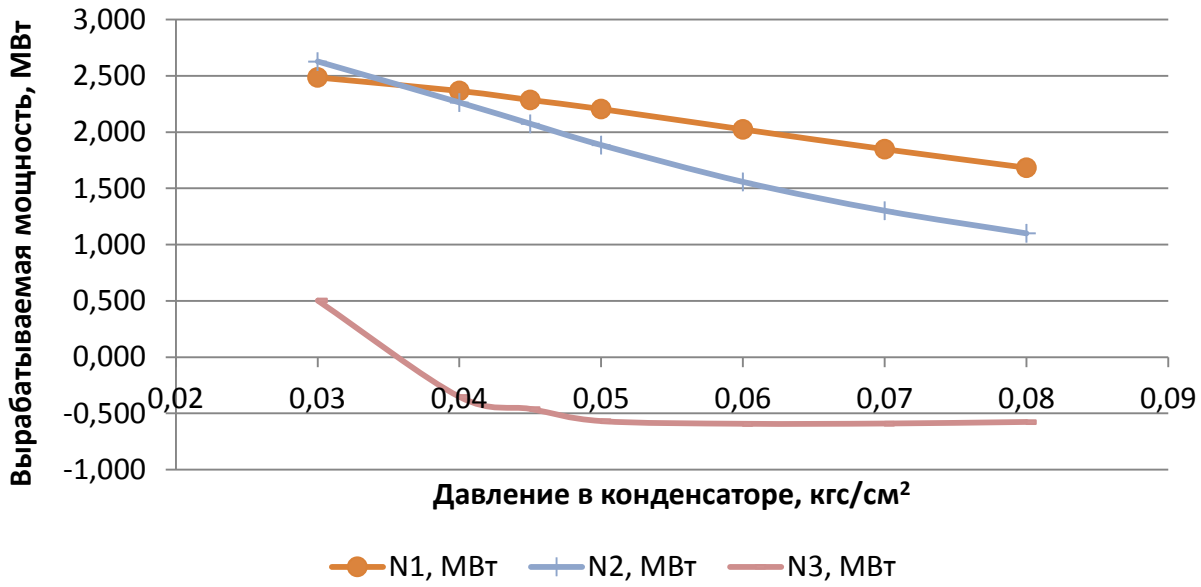

Рис. 5.5. Зависимость суммарной электрической мощности ЧНД от давления в конденсаторе, теплофикационный режим с двухступенчатым подогревом при $P_т$=2,0 кгс/см^2 (0,2 МПа) при $G_{ЧНД}$=80т/ч: N1, N2, N3 – мощность, вырабатываемая 1,2 и 3 ступенью, соответственно

Снижение вырабатываемой мощности при увеличении давления от $P_к$=3 кПа (0,03 кгс/см^2) до $P_к$=8 кПа (0,08 кгс/см^2) составит около ΔN_1=0,8 МВт у первой ступени, ΔN_2=1,5 МВт у второй ступени и ΔN_3=1,0 МВт у последней ступени ЧНД.

Необходимо отметить, что согласно результатам расчёта в большинстве исследованных режимов первая и вторая ступени ЧНД вырабатывают электроэнергию, последняя же ступень имеет отрицательную выработку при давлении в конденсаторе выше 3,5 кПа (0,035 кгс/см^2), предположительно из-за значительной величины вентиляционных потерь.

На рис. 5.6. представлено изменение мощности последней ступени в зависимости от давления в конденсаторе и расхода пара через ступень.

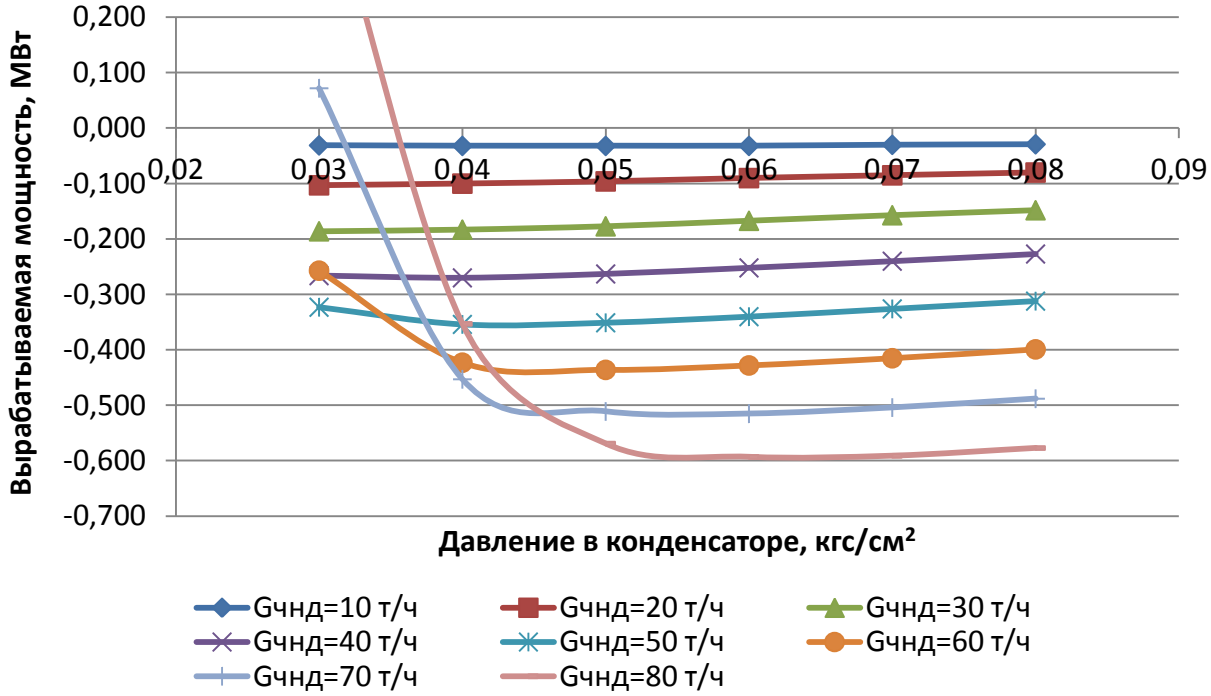

Рис. 5.6. Зависимость электрической третьей ступени ЧНД от давления в конденсаторе, теплофикационный режим с двухступенчатым подогревом при $P_т$=2,0 кгс/см^2 (0,2 МПа)

Как видно из графика при расходах пара через ступень не более $G_{чНД}$=50 т/ч изменение давления в конденсаторе незначительно влияет на величину потерь и составляет не более ΔN=40 кВт. Увеличение расхода пара через ступень повышает величину потерь (отрицательную выработку электроэнергии ступенью). При расхода пара $G_{чНД}$=80 т/ч и давлении в конденсаторе более 3,5 кПа (0,035 кгс/см^2) величина потерь составляет около 600 кВт.

Исходя из опытных данных об уменьшении отклонения вакуума на ΔV=0,5% от 4,3 кПа (0,043 кгс/см^2) до 3,8 кПа (0,038 кгс/см^2) при реализации разработанного эжектора, на рис. 5.7. представлено изменение вырабатываемой мощности.

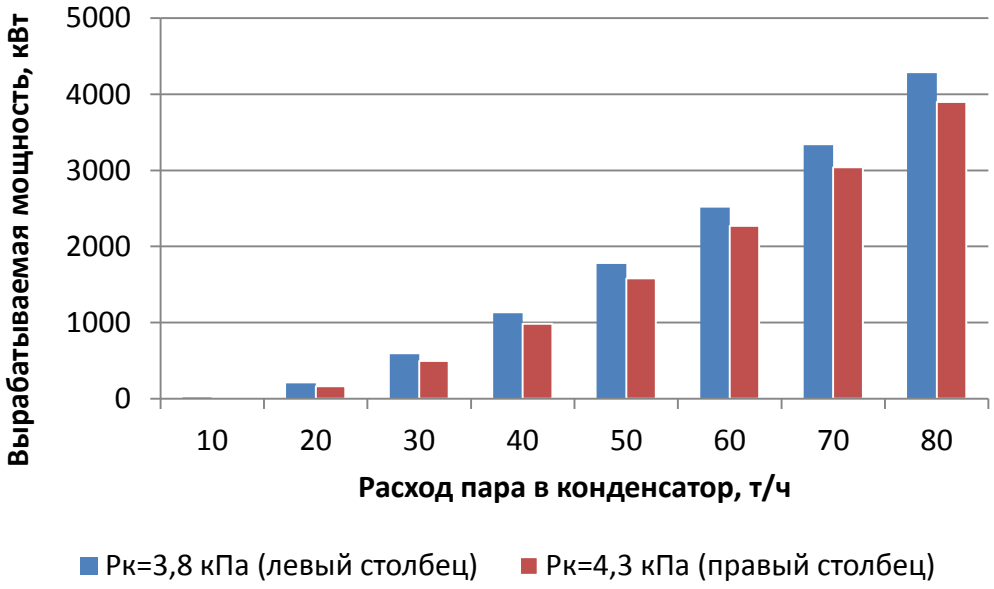

Рис. 5.7. Зависимость электрической мощности ЧНД от расхода пара в конденсатор

При увеличении расхода пара в конденсатор от 10 т/ч до 80 т/ч величина электрической мощности увеличивается от 0,012 МВт до 4,277 МВт. При этом дополнительная выработка мощности при углублении вакуума на ΔV=0,5% составляет от 7 кВт до 378 кВт, соответственно. Максимальная дополнительная выработка мощности при расходе пара в конденсатор $G_{ЧНД}$=80 т/ч при углублении вакуума на ΔV=0,5% равна ΔN=378 кВт (0,15% от мощности турбоустановки) и соответствует получаемому экономическому эффекту более 630 тыс. рублей в год. В расчёте удельный расход топлива турбины Т-250/300-240 УТЗ принят равным b=270 г/КВтч, стоимость топлива 3000 рублей/т, наработка турбины в год – 2100 часов (теплофикационный режим).

Таким образом можно сделать вывод, что в режимах работы теплофикационных турбоустановок при полностью закрытой диафрагме повышение влияния присосов воздуха и соответствующее повышение давления пара в конденсаторе оказывают существенное влияние на величину потерь в последней ступени ЧНД. В связи с тем, что такие режимы работы часто встречаются в эксплуатации турбоустановок в настоящее время, целесообразно проводить модернизацию эжекторов и устанавливать более

эффективные эжекторы, позволяющие поддерживать более глубокое разрежение в конденсаторе теплофикационной турбины.

5.3. ВЫВОДЫ

1. Ожидаемый экономический эффект от установки разработанного высокоэффективного эжектора ЭПО-3-80 в состав конденсационной турбины К-200-130 ЛМЗ составил 5 млн. руб. / год. Эффект достигнут выработкой дополнительной мощности N=0,87 МВт.
2. Показано, что при повышенных присосах воздуха и повышении давления в конденсаторе теплофикационной турбины применение высокоэффективного эжектора целесообразно даже в режимах с полностью закрытой диафрагмой. При углублении давления в конденсаторе турбины Т-250/300-240 УТЗ на $\Delta V=0,5\%$, величина дополнительно вырабатываемой мощности может составить около N=378 кВт, что составляет 0,15% от мощности турбины и соответствует экономическому эффекту около 630 тыс. рублей / год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. По результатам анализа повреждений более чем 500 ПТУ представлено распределение отказов турбин и их технологических подсистем. Установлено, что из всех отказов конденсационных установок, приводящих к останову турбины, 23% отказов приходятся на долю эжекторов. По данным обследования более 100 серийных эжекторов выявлены характерные дефекты, связанные с конструктивными недостатками, условиями эксплуатации и качеством ремонта эжекторов.

2. На основе обобщения результатов промышленных испытаний 34 серийных многоступенчатых пароструйных эжекторов в различных условиях эксплуатации установлено, что рабочие характеристики эжекторов не всегда соответствуют паспортным характеристикам. Это связано как с состянием самих эжекторов, так и с конкретными условиями, в которых получаются рабочие и паспортные характеристики.

3. На основе анализа результатов испытаний (сравнения экспериментальных рабочих и расчетных характеристик), геометрических характеристик 24 типоразмеров серийных многоступенчатых эжекторов установлены ряд закономерностей и связей между геометрическими параметрами эжекторов. Установлено, что для эжекторов с малым значением основного геометрического параметра F* первой ступени (23…31) «эффективное сечение», где скорость инжектируемого потока достигает скорости звука, расположено в средней части конфузора камеры смешения (параметр μ = 1,35…1,50). При этом степени сжатия уменьшаются от первой ступени к последней. У эжекторов с большим значением F* первой ступени (66…71) – «эффективное сечение» расположено в цилиндрической части камеры смешения или близко к ней (параметр μ = 1,0…1,1), а степени сжатия увеличиваются от первой ступени к последней. Показано, что разные заводы изготовители турбин придерживаются различного подхода к разработке

эжекторов. Для конденсационных турбин выбирается подход с большим значением основного геометрического параметра эжектора первой ступени, а для теплофикационных – с малым.

4. По результатам численного моделирования газодинамики струйного аппарата эжектора предложено определять зону перехода от первого участка скачков давлений ко второму участку как «звуковая труба», в которой скачки давления в рабочем потоке гасятся инжектируемым потоком. Длина «звуковой трубы» связана с осевым положением сопла. Предложено для уточнения методики расчета эжектора принимать постоянство диаметра струи рабочего потока от выходного сечения сопла до цилиндрической части камеры смешения, а также постоянство статических давлений рабочего и инжектируемого потока в критическом «эффективном сечении».

5. С использованием выбранной базовой методики и результатов проведённых исследований разработана уточнённая методика конструкторского и поверочного расчётов многоступенчатого пароструйного эжектора.

6. На основе уточненной методики расчета и анализа конструктивных особенностей и недостатков серийных эжекторов, рассчитан, разработан, изготовлен и установлен на ТЭС новый эжектор ЭПО-3-80 для турбины К-200-130 ЛМЗ с высокими присосами воздуха $G_{\text{возд}}$=120-130 кг/ч в ЧНД. Разработана расширенная схема измерений, позволяющая определять, в том числе, газодинамическое сопротивление промежуточных охладителей. Рабочая характеристика эжектора сопоставлена с расчётной характеристикой и характеристиками других эжекторов. Показана высокая эффективность нового эжектора.

7. В результате проведённых исследований выявлен газодинамический эффект существенного изменения давления паровоздушной смеси в промежуточных охладителях эжектора. Давление

паровоздушной смеси на выходе из охладителей уменьшалось по сравнению с давлением на входе в охладитель на величину ΔP = 1,0-4,0 кПа или увеличивалось на величину ΔP = 1,0-8,6 кПа. Предложена физико-математическая модель, описывающая эффект повышения давления, как скачок давления в формируемой на входе в теплообменник, двухфазной двухкомпонентной смеси.

8. Применение нового эжектора позволяет получить существенный технико-экономический эффект как при использовании его в составе конденсационных, так и теплофикационных турбин с повышенными присосами воздуха в вакуумную систему турбин. Максимальный экономический эффект для турбины К-200-130 составил более 5 млн. руб./год. Максимальный расчетный эффект для теплофикационной турбины, Т-250/300-240, работающей в режиме с полностью закрытой диафрагмой, составит до 630 тыс. руб. за отопительный период.

9. Перспективы дальнейшей разработки темы диссертационного исследования заключаются в следующем:

9.1. Исследование газодинамических процессов в струйных аппаратах эжекторов, направленное на совершенствование параметров функционирования эжекторов.

9.2. Уточнение методики расчёта многоступенчатых пароструйных эжекторов в части влияния газодинамических процессов в промежуточных охладителях на давление в следующих за ними ступенях.

9.3. Совершенствование конструкций многоступенчатых эжекторов применительно к различным требованиям к надёжности оборудования, типам турбоустановок, условиям эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Щегляев А.В. Паровые турбины / Учебник для вузов: в 2 кн., 6-е изд., переработанное, дополненное проф. Б. М. Трояновским. М.: Энергоатомиздат, 1993 г. – 384 с.

2. Кириллов И.И. Кириллов А.И. Теория турбомашин. Примеры и задачи / Ленинград, Машиностроение / 1974 г. – 320 с.

3. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины / М: Энерноатомиздат, 1989 г. – 636 с.

4. Костюк А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций [Электронный ресурс]: учебник для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний ; под ред. А.Г. Костюка — М.: Издательский дом МЭИ, 2016.

5. Трояновский Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций / Учебное пособие для ВУЗов, М: Энергоатомиздат, 1985 – 256 с.

6. Кирсанов И.Н. / Стационарные паровые турбины: [Учеб. пособие для техн. училищ]. - Москва; Ленинград : Госэнергоиздат, 1956. – 200 с.

7. Капелович Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок. 2-е изд. перераб. М.: Энергоатомиздат, 1985 г. – 304 с.

8. Турбинные установки / В.А. Рассохин, Л.А. Хоменок, В.Б. Михайлов и др. Под редакцией Ю.С. Васильева. — М.: Машиностроение, 2015г. – 1030 с.

9. Теплообменные аппараты технологических подсистем турбоустановок / Аронсон К.Э., Брезгин В.И., Бродов Ю.М., Хоменок Л.А. и др. / Энциклопедия / Москва, 2016 г. – 472 с.

10. Шемпелев А.Г. Разработка, исследование и реализация методов повышения эффективности оборудования технологических подсистем теплофикационных паротурбинных установок: автореф. дис. на соискание учёной степени докт. техн. наук / Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2011.

11. Блюдов В.П. Конденсационные устройства паровых турбин / В.П. Блюдов // М.-Л.:Госэнергоиздат, 1951 – 207 с.

12. Берман Л.Д. Воздушные насосы конденсационных установок паровых турбин / Л.Д. Берман Л.Д., Н.М. Зингер. М.;Л.: Госэнергоиздат, 1962. 96 с.

13. Мильман О.О., Федоров В.А. Воздушно-конденсационные установки / ISBN 5-7046-0810-8 / М.: Издательство МЭИ, 2002 г. — 208 с.

14. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер // М.: Энергоатомиздат, 1989 г. – 352 с.

15. Робожев А.В. Методика расчета многоступенчатых пароструйных эжекторов / А.В. Робожев // МЭИ, учебное пособие для Вузов. М.1965 – 76 с.

16. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович // М.: Наука, 1991 – 600 с.

17. Дейч М.Е. Техническая газодинамика // М.: Энергия, 1974 г. – 345 с.

18. Шкловер Г.Г. Исследование и расчет конденсационных установок паровых турбин / Г.Г. Шкловер, О.О. Мильман. М.: Энергоатомиздат, 1985 г. – 240 с.

19. Ефимочкин Г.И. Методика расчёта водовоздушного эжектора с удлинённой цилиндрической камерой смешения / Ефимочкин Г.И., Коренов Б.Е. / Теплоэнергетика, 1976. №1. С. 84-85.

20. Лещинский А.М. Газовый эжектор (его варианты) / А.М. Лещинский// А.с. № 459616. Завл. 04.07.1983, опубл. 15.04.1985, бюл. № 14. 2 с.

21. Путилов М.И. Расчет оптимального расстояния от сопла до камеры смешения в струйных аппаратах / М.И.Путилов // Теплоэнергетика. 1967. №7. С.70-74.

22. Путилов М.И. К вопросу о расстоянии сопла от камеры смешения в струйных аппаратах / М.И.Путилов // Теплоэнергетика. 1967. №12. С.64-66.

23. Миллионщиков М.Д. Газовые эжекторы больших скоростей / Миллионщиков М.Д., Рябинков Г.М. // Сб. работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов / БНИ ЦАГИ. М., 1961. – с. 5–32.

24. Цейтлин А.Б. Пароструйные вакуумные насосы // А.Б. Цейтлин // М.-Л.: Энергия, 1965 г. – 400 с.

25. Райзман И.А. Жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры / И.А. Райзман//КГТУ: Казань, 1995 – 258 с.

26. Белевич А.И. Разработка и внедрение методов расчёта пароэжекторных установок конденсаторов паровых турбин / Белевич А.И. // Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук, М.: ВТИ им. Ф.Э.Дзержинского, 1986 – 188 с.

27. Методические указания по расчету и проектированию пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АЭС / А.И. Белевич // РД 34.30.105. М.: Минэнерго СССР, 1985 – 53 с.

28. Белевич А.И. Конструкции и характеристики пароструйных эжекторов турбин ТЭС и АЭС / Белевич А.И. // Сборник трудов ВТИ. М.: Энергоатомиздат, 1985 г., с. 42-48.

29. Цегельский В.Г. Струйные аппараты. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2017 г.

30. Александров В.Ю. Оптимальные эжекторы (теория и расчёт). – М.: Машиностроение, 2012 г. – 136 с.

31. Александров В. Ю., Климовский К. К. Сравнение эффективности газовых эжекторов с изобарической и цилиндрической камерами смешания / Александров В. Ю., Климовский К. К. // Конверсия в машиностроении №2. – 2008 г. – с. 70-74.

32. Экспериментально-теоретическое исследование режимов работы сверхзвуковых газовых эжекторов с цилиндрической и конической камерами смешения / Цегельский В.Г., Акимов М.В., Сафаргалиев Т.Д. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 3. С. 48-58.

33. Экспериментальное исследование влияния длины конической камеры смешения и горловины диффузора на характеристики сверхзвукового газового эжектора / Цегельский В.Г., Акимов М.В., Сафаргалиев Т.Д. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 4. С. 30-44.

34. J.H. Keenan, E.P. Neuman, F. Lustwerk / An investigation of ejector design, analysis and experiment, J. Appl. Mech (1950) 299-309.

35. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results / T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond // International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 812–822

36. Computational fluid dynamics simulation of the supersonic steam ejector. Part 1: Comparative study of different equations of state; Part 2: Optimal design of geometry and the effect of operating conditions on the ejector / H T Zheng, L Cai, Y J Li and Z M Li // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 2012 226: 709 originally published online 5 September 2011 DOI: 10.1177/0954406211415777

37. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries / T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond // International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 823–833

38. Modelling and simulation of steam jet ejectors / Narmine H. Alya, Aly Karameldin, M.M. Shamloul // Desalination 123 (1999) 1-8

39. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique / K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana // Energy Conversion and Management 48 (2007) 2556–2564

40. Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: Effect of the primary nozzle geometries to system performance / Natthawut Ruangtrakoon, Satha

Aphornratana, Thanarath Sriveerakul // Experimental Thermal and Fluid Science 35 (2011) 676–683

41. Numerical investigation on the mixing proce ss in a steam ejector with different nozzle structures / X. Yang, X. Long , X. Yao // International Journal of Thermal Sciences 56 (2012) 95-106

42. Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector / Szabolcs Varga, Armando C. Oliveira, Xiaoli Ma, Siddig A. Omer, Wei Zhang, Saffa B. Riffat // International Journal of Refrigeration, 2011. 168e1675.

43. Numerical optimization on the geometrical factors of natural gas ejectors / WeiXiong Chen, DaoTong Chong, JunJie Yan , JiPing Liu // International Journal of Thermal Sciences 50 (2011) 1554-1561

44. Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps / J. Fan, J. Eves, H.M. Thompson, V.V. Toropov, N. Kapur, D. Copley, A. Mincher // Computers & Fluids 46 (2011) 212–217

45. Configuration dependence and optimization of the entrainment performance for gasegas and gaseliquid ejectors / Cui Li, Yanzhong Li, Lei Wang // Applied Thermal Engineering 48 (2012) 237-248

46. CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle / Natthawut Ruangtrakoon, Tongchana Thongtip, Satha Aphornratana, Thanarath Sriveerakul // International Journal of Thermal Sciences 63 (2013) 133-145

47. Numerical assessment of steam nucleation on therm odynamic performa nce of steam ejectors / Navid Sharifi, Masoud Boroomand, Majid Sharifi // Applied Thermal Engineering 52 (2013) 449-459

48. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors / Yinhai Zhu, Wenjian Cai, Changyun Wen, Yanzhong Li // Applied Thermal Engineering 29 (2009) 898–905

49. Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P., Mercadier, Y., 2005. Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. Int. J. Heat Fluid Flow 26, 56-70.

50. J. Gagan, K. Smierciew, D. Butrymowicz, J. Karwacki. Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors. International Journal of Thermal Sciences №78 (2014) 9-15;

51. N. Sharifi, M. Sharifi. Reducing energy consumption of a steam ejector through experimental optimization of the nozzle geometry. Energy №66 (2014) 860-867;

52. S. Varga, A.C. Oliveira, B. Diaconu. Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD. International journal of refrigeration №32 (2009) 1203–1211;

53. K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. Energy Conversion and Management №48 (2007) 2556–2564

54. Yinhai Zhua, Wenjian Caia, Changyun Wena. Simplified ejector model for control and optimization. Energy Conversion and Management №49 (2008), 1424-1432.

55. Shock train and pseudoshock phenomena in internal gas flows. Matsuo, K., Miyazato, Y., Kim, H.-D., 1999. Progr. Aerospaces №35, 33–100

56. Ejector Modeling and Examining of Possibility of Replacing Liquid Vacuum Pump in Vacuum Production Systems / Sohrabali Ghorbanian and Shahryar Jafari Nejad // International Journal of Chemical Engineering and Applications, Vol. 2, No. 2, April 2011

57. Estimation of ejector's main cross sections in steam-ejector refrigeration system / G.K. Alexis // Applied Thermal Engineering 24 (2004) 2657–2663

58. Numerical study on the performances of steam-je t vacuum pump at different operating conditions / Xiao-Dong Wang*, Jing-Liang Dong // Vacuum 84 (2010) 1341-1346

59. Vertical ground coupled steam ejector heat pump; thermal-economic modeling and optimization / Sepehr Sanaye, Behzad Niroomand // International Journal of Refrigeration 3 4 (2 0 1 1) 1 5 6 2 -1 5 7 6

60. СО 153-34.20.501-2003.Правила технической эксплуатации электростанций и сетей Российской федерации. М.: Энергосервис, 2004.

61. Эжекторы конденсационных установок паровых турбин: учебное пособие / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., Мурманский И.Б. – Екатеринбург: Издательство Уральского федерального университета, 2015 г. – 131 с.

62. Парогазотурбинные установки: эжекторы конденсационных установок: учебное пособие для вузов / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., Мурманский И.Б. // М: Издательство Юрайт, 2017 г. – 129 с.

63. Надежность оборудования паротурбинных установок: учебное пособие / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Мурманский Б.Е., Мурманский И.Б., Ниренштейн М.А., Новоселов В.Б., Плотников П.Н., Рябчиков А.Ю. // Екатеринбург: Издательство Уральского федерального университета, 2017 г. – 144 с.

64. Шкловер Г.Г. Расчёт пароструйного эжектора с учётом конденсации пара в промежуточном охладителе / Шкловер Г.Г. // Энергомашиностроение. 1968. № 12. С. 19— 21.

65. Берман Л.Д. Расчет поверхностных теплообменных аппаратов для конденсации пара из паровоздушной смеси / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс // Теплоэнергетика. 1959. №7. С.74-84.

66. Берман Л.Д. Теплообмен при конденсации пара из парогазовой смеси / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс // Теплоэнергетика. 1958. №8.

67. Лещинский А.М. Повышение эффективности и маневренности конденсаторных и эжекторных установок ТЭС / Автореф. к дис. на соискание уч. ст. к.т.н. в форме научного доклада / Москва, 1989.

68. Пат. SU 382909. СССР. Вертикальный кожухотрубчатый теплообменник / В. И. Великович, А. М. Лещинский и А. Г. Шейнкман (СССР) Заявл. 28.03.1973. // БИ. 1973. № 23. 2с.

69. Пат. SU 283482. СССР. Пароструйный эжектор с противоточным холодильником / В. И. Великович, А. М. Лещинский и А. Г. Шейнкман (СССР) Заявл. 06.10. 70. // БИ. 1970. № 31. 2 с.

70. Патент на изобретение № 183318. Газоструйный эжектор / Коган П.А. // Опубликовано 17.06.1966

71. Патент на изобретение № 661150. Газоструйный эжектор / Шкрет Л.Я., Береза А.И., Лобков А.Н., Гогельганц Ф.А., Рубцов И.Н. // Опубликовано 05.05.1979

72. Патент на изобретение № 987205. Газоструйный эжектор / Полушкин В.М., Андрюков Н.А., Назаров В.Г., Цырлин Э.Г., Рубинов В.О. // Опубликовано 17.01.1983

73. Патент на изобретение № 1263916. Эжектор / Тимошенко Г.М., Яценко А.Ф., Селивра С.А., Горбатенко А.В. // Опубликовано 15.10.1986

74. Патент на изобретение № 1242651. Эжектор / Филимонов В.В. // Опубликовано 12.12.1984

75. Патент на изобретение № 1413300. Многоступенчатый пароструйный эжектор / Лещинский А.М. // Опубликовано 28.04.1986

76. Патент на изобретение № 787736. Эжектор / Шакиро Г.Ф. // Опубликовано 15.12.1980

77. Патент на изобретение № 937791. Струйный аппарат / Гуров Е.И., Десятов А.Т., Морковкин И.М., Наркунская З.Н., Передельский В.А. // Опубликовано 23.06.1982

78. Патент на изобретение № 953281. Струйный аппарат / Гуров Е.И., Десятов А.Т., Морковкин И.М., Наркунская З.Н., Передельский В.А. // Опубликовано 23.08.1982

79. Патент на изобретение № 1038619. Струйный аппарат / Беляков В.П., Григоренко Н.М., Десятов А.Т., Коваленко В.Д., Мартынов В.В., Морковкин И.М., Наркунская З.Н., Хандрос Л.Г. // Опубликовано 04.08.1980

80. Патент на изобретение № 1670188. Струйный вакуумный насос / Карпов М.П., Козин М.В., Козин В.М., Максимов А.Е., Бирюкова О.В. // Опубликовано 28.11.1988

81. Патент на изобретение № 1249206. Эжектор / Прямицын Е.И., Караганов Л.Т., Криштал В.Н., Симхович С.Л., Бабуров В.П., Литовка О.П. // Опубликовано 27.08.1984

82. Рамм В.М. Пароструйные вакуум-эжекционные установки / В.М. Рамм // М.: Госхимиздат, 1949. 85 с.

83. Успенский В.А. Струйные вакуумные насосы / В.А. Успенский, Ю.М. Кузнецов // М.: Машиностроение, 1973. 144 с.

84. Баринберг Г.Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода / Г.Д. Баринберг, Бродов Ю.М., Гольдберг А.А., Иоффе Л.С., Кортенко В.В., Новоселов В.Б., Сахнин Ю.А. Екатеринбург: «Априо», 2007 г. – 460 с.

85. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ //Под ред. Ю.Ф.Косяка // М.: Энергоиздат, 1982. 272с.

86. Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ //под ред. В.И.Саввина // М.: Энергоатомиздат, 1984. 264с.

87. Кирюхин В.И. Паровые турбины малой мощности КТЗ / В.И. Кирюхин [и др.]. М.: Энергоатомиздат, 1987. 216 с.

88. Шкловер Г.Г. Безразмерные характеристики пароструйных эжекторов КТЗ / Шкловер Г.Г., Росинский А.З., Герасимов А.В. // Теплоэнергетика. 1966. №9. С.42-48

89. Одномерная теория сверхзвукого газового эжектора с изобарической камерой смешения / Байков В.С., Васильев Ю.Н. // Ученые записки ЦАГИ. 1983. Т. XIV. № 1. С. 26-38.

90. Оптимальный газовый эжектор с изобарической камерой смешения / Байков В.С., Васильев Ю.Н. // Ученые записки ЦАГИ. 1983. Т. XIV. № 2. С. 77-85.

91. Сравнение предельных теоретических характеристик сверхзвуковых газовых эжекторов с изобарической и цилиндрической камерами смешения /

Байков В.С., Васильев Ю.Н. // Ученые записки ЦАГИ. 1983. Т. XIV. № 5. С. 47-57.

92. Eames, I.W., 2002. A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method. Appl. Therm. Eng. 22, 121-131.

93. Grazzini, G., Milazzo, A., Paganini, D., 2012. Design of an ejector cycle refrigeration system. Energy Convers. Manag. 54, 38-46.

94. Milazzo, A., Rocchetti, A., Eames, I.W., 2014. Theoretical and experimental activity on ejector refrigeration. Energy Procedia 45, 1245-1254.

95. Comparison of traditional and CRMC ejector performance used in a steam ejector refrigeration / Borirak Kitrattanaa , Satha Aphornratanaa, Tongchana Thongtipb, Natthawut Ruangtrakoonc / 2017 AEDCEE, 25 26 May 2017, Bangkok, Thailand.

96. Шкловер Г.Г. Влияние свойств и параметров инжектируемого газа на работу пароструйного эжектора / Шкловер Г.Г., Мильман О.О., Герасимов А.В., Капитальный А.Г. // Теплоэнергетика, 1975. №12. С.55-59.

97. Р. Дж. Каула. Конденсационные установки. Принципы и детали устройства современных паровых конденсационных установок / Р. Дж. Каула, И. В. Робинсон // «Государственное техническое издательство» 1930г.

98. Wiegand, J. Anwendung und Konstruktion von Dampf- und Gasstrahlapparaten / J Wiegand // Vortrag auf dem 93. Dachema - Kolloquium am 16.02.1962 in Frankfurt am Main Chemie-Ingenieur-Technik 34 (1962). Nr. 6. S. 448/449.

99. ESDU Ejectors and Jet Pumps Data Item 86030, 1986. ESDU International Ltd, London, UK.

100. РД 34.30.302-87. Методические указания по испытаниям и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АЭС: М.: РАО «ЕЭС России», 1987. 34 с.

101. Расчет пароструйного эжектора ЭП-3-25/75. Черт. Б-800209. ЦКБ ХТЗ, 1960. 13 с.

102. Addy, A.L., Dutton, J.C., Mikkelsen, C.D., 1981. Supersonic Ejector-diffuser Theory and Experiments. Report No. UILU-ENG-82-4001. Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois, Orbana-Champaign, Urbana, Illinois, USA.

103. Бродов Ю.М. Конденсационные установки паровых турбин: учеб. пособие для вузов / Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев. М.: Энергоатомиздат,

1994. 288с.

104. Шкловер Г.Г. Теплоотдача движущегося пара в винтовых теплообменниках / Шкловер Г.Г. // «Теплоэнергетика», 1963, №5.

105. Шкловер Г.Г. Вакуумная конденсация пара в винтовых теплообменниках КТЗ / Шкловер Г.Г., Родивилин М.Д., Титивкин А.В. // Энергомашиностроение, 1963, №8.

106. Коган П.А. Определение оптимальных геометрических характеристик газоструйных аппаратов / Коган П.А., Намис И.А., Якушин А.Н. // Теплоэнергетика. 1967. №9. С. 69-72

107. Хает С.И. Разработка и апробация элементов системы мониторинга состояния и диагностики конденсатора паровой турбины / Хает С.И., Аронсон К.Э., Бродов Ю.М., Шемпелев А.Г. / Теплоэнергетика, 2003, №7, с.67-69.

108. Берман Л.Д. Построение эксплуатационных характеристик пароструйных эжекторов по данным испытаний на сухом воздухе – Электрические станции №6., 1954 г.

109. Барбасова Т.А. Построение расчётных характеристик пароструйного эжектора для оптимизации работы конденсационной установки ТЭЦ / Барбасова Т.А., Вахромеев И.Е., Дивнич П.Н., Шнайдер Д.А. // Вестник ЮУрГУ, 2007. №23. С. 63-64.

110. Елизаров В.С. Модернизация эжектора ЭП-3-700-1 ЛМЗ / Елизаров В.С., Подгорец В.Я., Николаев Г.В. / Энергомашиностроение №4, 1976 г., с. 41-42

111. Реконструкция эжекторов ЭП-3-600 для работы паром 6 ата / Э.И. Антонов, Д.П. Кузнецов, Т.П. Лаврухина, И.З. Цыркин / Энергетик, 1962 (5)

112. А.М. Нестеров / «Энергетик», №7, 1964

113. Берман Л.Д. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных паровых турбин тепловых и атомных электростанций / Берман Л.Д., Зернова Э.П.// Союзтехэнерго. М.1982 – 106 с.

114. G. Grazzini. Entropy parameters for heat exchanger design / G. Grazzini and F. Gori // Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 31, #12, pp. 2547-2554, 1988.

115. Эфрос Е.И., Шемпелев А.Г. Разработка и исследование некоторых способов повышения эффективности конденсационных устройств теплофикационных турбин при малопаровых режимах работы// Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта. Материалы

II Всероссийской научно-практической конференции. Екатеринбург, 1998. С.166-167.

116. ГОСТ 8.586.2-2005 (ИСО 5167-2:2003) Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Москва: Стандартинформ, 2006. 43 с.

117. Обзоры повреждений тепломеханического оборудования электростанций с поперечными связями и тепловых сетей за 1986 – 2000 годы. М.: СПО ОРГРЭС, 89 с.

118. Анализ работы энергетических блоков мощностью 150-1200 МВт за 1986-2000 годы. М.: СПО ОРГРЭС, 67 с.

119. Зайдель, А.Н. Погрешности измерений физических величин / А.Н. Зайдель. Л.: Наука, 1985. — 112 с.

120. Турбулентное смешение газовых струй /Г. Н. Абрамович, С. Ю. Крашенинников, А. Н. Секундов и др. ; под ред. Г. Н. Абрамовича. Москва : Наука , 1974. 272 с.

121. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2016611885 Российская федерация. Программный комплекс для ЭВМ «Конструкторский и поверочный расчет пароструйных эжекторов» / Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Брезгин Д.В., Рябчиков А.Ю., Чубаров А.А., Бродов Ю.М. // Заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – Заявка №20156185492. Дата регистрации в Реестре программ для ЭВМ 12.02.2015.

122. Ремонт паровых турбин / Учебное пособие / В. Н. Родин, А. Г. Шарапов, Б. Е. Мурманский, Ю. А. Сахнин, В. В. Лебедев, М. А: Кадников, Л. А. Жученко; под общей редакцией Ю. М. Бродова В. Н. Родина // Екатеринбург: УГТУ - УПИ, 2002. — 203 с.

123. Патент на полезную модель №170935 Российская федерация, МПК F04F5/00. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Бродов Ю.М., Купцов В.К., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В., Брезгин Д.В. // Заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – №2016119824. Заявл. 23.05.2016; опубл. 15.05.2017. Бюл. 14. – 9 с.

124. Патент на изобретение №2645635 Российская федерация, МПК F04F5/30. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Бродов Ю.М., Купцов В.К., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В., Брезгин Д.В., Хает С.И. // Заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2016126736. Заявл. 04.07.2016; опубл. 26.02.2018. Бюл. 6. – 4 с.

125. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. // 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992г. — 672 с.

126. Отчёт по испытаниям основных эжекторов ОЭ – А, Б от 22.02.2006. ПТО Сургутской ГРЭС-1 – 23 с.

127. Отчёт о проведении испытаний эжекторной установки конденсатора турбины энергоблока ст. №5 Филиала ОАО «ОГК-2»-Сургутская ГРЭС-1. 2014 г. – 31 с.

128. Аронсон К.Э. Эффективность функционирования промежуточных охладителей многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Ю.М. Бродов, Н.В. Желонкин, И.Б. Мурманский //Теплоэнергетика. 2017. № 3. С. 15-21.

129. Дейч М.Е. Гидрогазодинамика: Учебное пособие для вузов/ М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин // М.: Энергоатомиздат, 1981. 384 с.

130. Самойлович Г.С. Гидрогазодинамика: Учебник для студентов вузов / Г.С. Самойлович // М.: Энергомашиностроение, 1990. 384 с.

131. Дейч М.Е. Газодинамика двухфазных сред / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов //М.: Энергия, 1968. 423 с.

132. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков / Л.А. Вулис // М.: Энергия, 1960. 303 с.

133. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена / С.С. Кутателадзе // М.: Высшая школа, 1979. 446с.

134. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко // М.: Энергия, 1977. 240с.

135. Миропольский З.Л. Теплоотдача при конденсации перегретого и насыщенного пара внутри труб / З.Л. Миропольский, Р.И. Шнеерова // Теплообмен. Советские исследования, 1974. С. 298-304.

136. Мильман О.О. Особенности конденсации пара внутри труб и каналов / О.О. Мильман, В.А. Федоров, А.В. Кондратьев, А.В. Птахин // Теплоэнергетика. 2015. №4. С. 71-80.

137. РТМ 108.2.1.23-84. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления / Л.:НПО ЦКТИ.1987 г. – 216с.

138. Жихарев А.С. Влияние скорости на эффективность сепарации капель при частичной конденсации пара в трубном пучке / А.С. Жихарев, Ю.С. Мантрова // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. №3(21). Т.3. С.49–153.

139. Simulations of cavitating flows in turbopumps (Conference Paper) / Ahuja, V., Hosangadi, A., Ungewitter, R.J. / 41st Aerospace Sciences Meeting and

Exhibit200341st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit 2003; Reno, NV; United States

140. Типовая энергетическая характеристика нетто турбоагрегата К-200-130 ЛМЗ // Отв. Редактор: Н.А. Натансон // Издание Специализированного центра научно-технической информации ОРГРЭС // Москва, 1972. 31 с.

141. Усачёв И.П. Оценка вентиляционных потерь в ступенях низкого давления цилиндров паровых турбин / Усачёв И.П., Неуймин В.М. // В реф. сб: Создание паровых и газовых турбин. Опыт ПО "Турбомоторный завод" Энергомаш. – 1979г № 6-С. 13-15.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Утверждаю
Заместитель директора - главный инженер
филиала ПАО «ОГК-2» Сургутской ГРЭС-1
_____ А.А. Тетюков
«28» 02 2017 г.

Справка

о внедрении результатов научно-исследовательской работы
Мурманского И.Б.

На энергоблоке ст.№ 5 с турбиной К-200-130 Сургутской ГРЭС-1 осенью 2016 г. установлен новый высокоэффективный с увеличенной производительностью эжектор ЭПО-3-80 вместо основного серийного эжектора ЭП-3-700. Основные работы по расчету и проектированию эжектора проведены Мурманским Ильей Борисовичем. Он являлся также исполнителем шеф-монтажных работ, ответственным за проведение испытаний эжектора.

Проведенные испытания эжектора показали, что эжектор обеспечивает отсос из вакуумной системы турбоустановки воздуха до 130 кг/ч и поддерживает нормативные значения давления в конденсаторе.

В настоящее время эжектор успешно функционирует в составе паротурбинной установки, поддерживая уровень вакуума в конденсаторе на нормативных значениях. Небольшой опыт эксплуатации нового эжектора показывает, что его характеристики во всех диапазонах работы эжектора лучше, чем фактические характеристики работающих на филиале эжекторах. Сургутская ГРЭС-1 планирует установку эжекторов данного типа и на других энергоблоках станции.

Начальник ЦНиИ Д.Г. Голиков

НестандартМаш

ЗАО «Нестандартизированное оборудование и оснастка»
г.Екатеринбург, ул.Шефская 3г. Тел\факс: 8(343) 389-08-39(49)
ИНН: 6660019626 КПП: 667001001 ОГРН 1026604964737
р\с: 40702810562240000691 к\с: 30101810000000000795
в ПАО КБ «УБРиР» г. Екатеринбург БИК: 046577795
сайт: n-mash96.ru e-mail: n-mash@mail.ru

Справка

об использовании результатов диссертационной работы Мурманского И.Б.

Предприятие ЗАО «Нестандартмаш» выпускает широкую номенклатуру теплообменного оборудования для паротурбинных установок: подогреватели низкого давления и сетевой воды, маслоохладители и эжекторы. Эжекторы выпускаются с новыми конструкциями струйных аппаратов и промежуточных охладителей по проектам, разработанным лабораторией теплообменных аппаратов кафедры «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. В 2016 году Нами изготовлен эжектор ЭПО-3-80 для Сургутской ГРЭС-1, в котором реализованы технические решения, представленные в диссертационной работе Мурманского И.Б. «Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин». Данные технические решения использованы в конструкциях струйных аппаратов, промежуточных охладителей и отдельных узлов многоступенчатого эжектора.

Мурманским И.Б. осуществлено как проектирование данного эжектора, так и авторский надзор за его изготовлением на заводе.

Использование результатов диссертационной работы Мурманского И.Б. при производстве эжекторов позволило повысить их качество, расширить номенклатуру выпускаемых аппаратов и исключить рекламации от заказчиков.

Генеральный директор
ЗАО «Нестандартмаш» Е.В. Ткаченко

Открытое акционерное общество «Нестандартмаш» Российская Федерация г.Екатеринбург ОГРН 1026604964737

ООО«Энерготех-Эжектор»

Юр.адрес: 620026, г.Екатеринбург, ул. Белинского, д. 86офис.607
Почт. адрес: 620026, г.Екатеринбург, ул. Белинского, дом 86, офис 608 ОГРН 1146670013214
ИНН 6670424895 КПП 668501001; р/сч. 40702810816540009820 в ОАО «Сбербанк России»
к/сч. 30101810500000000674 ,БИК 046577674; ОКПО 13711837; ОКАТО 65401373000; ОКВЭД 29.23.1, 29.12.3 ……; Тел.(343)278-60-90. e-mail: etekh-ek@mail.ruhttp://www.energotekh-ek.ru

Справка
об использовании результатов диссертационной работы Мурманского И.Б.

Предприятие ООО «Энерготех-Эжектор» занимается проектированием, разработкой и производством пароструйных эжекторов для нужд энергетических предприятий. Разработаны новые конструкции эжекторов ТЭС, отвечающие современным требованиям к надёжности и эффективности энергетического оборудования. Новые конструкции разработаны совместно с лабораторией теплообменных аппаратов кафедры «Турбины и двигатели» УрФУ. В 2016-2018гг. рассчитаны, спроектированы, изготовлены и поставлены на ТЭС эжектор ЭПО-3-80 и три новых эжектора ЭПО-3-120. Расчёт сопел и диффузоров, разработка и проектирование эжекторов проведено на основе результатов, полученных в диссертационной работе Мурманского И.Б. «Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин». Спроектированные конструкции новых эжекторов имеют высокие показатели эффективности и надежности.

Разработка новой конструкций ЭПО-3-80 и ЭПО-3-120 выполнена при непосредственном участии Мурманского И.Б.

Использование результатов диссертационной работы Мурманского И.Б. при проектировании и производстве эжекторов позволяет существенно повысить эффективность разрабатываемого оборудования.

С уважением,
Управляющий ИП

Сальников Евгений Геннадьевич

Приложение 2

Список публикаций Мурманского И.Б.

Статьи, опубликованные в рецензируемых научных журналах, определенных ВАК:

1. Надежность пароструйных эжекторов турбоустановок / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Мурманский Б.Е., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В. // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». 2016. № 2 (33). С. 60-64.
2. Повышение эффективности теплообменных аппаратов паротурбинных установок за счет применения профильных витых трубок / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Блинков С.Н., Купцов В.К., Мурманский И.Б. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2016. № 7-8. С. 72-78.
3. Increasing the reliability of steam-jet ejectors in power plant turbines / Ryabchikov, A.Y., Aronson, K.É., Brodov, Y.M., Murmanskii, B.E.. Murmanskii, I.B., Zhelonkin, N.V., Khaet, S.I. // Power Technology and Engineering. 2017. 50(5), с. 546-548. (Scopus)
4. Analysis of experimental characteristics of multistage steam-jet electors of steam turbines / Aronson, K.E., Ryabchikov, A.Y., Brodov, Y.M., Brezgin, D.V., Zhelonkin, N.V., Murmanskii, I.B. // Thermal Engineering. 2017. 64(2), с. 104-110. (Scopus)
5. Functioning efficiency of intermediate coolers of multistage steam-jet ejectors of steam turbines / Aronson, K.E., Ryabchikov, A.Y., Brodov, Y.M., Zhelonkin, N.V., Murmanskii, I.B. // Thermal Engineering. 2017. 64(3), с. 170-175. (Scopus)
6. Ejectors of power plants turbine units efficiency and reliability increasing / Aronson, K. E.; Ryabchikov, A. Yu.; Kuptsov, V. K.; и др. // Серия книг: Journal of Physics Conference. 2017. № 891. Номер статьи: UNSP 012249. (Scopus, WoS)
7. Investigation of the effect of pressure increasing in condensing heat-exchanger / Murmanskii, I. B.; Aronson, K. E.; Brodov, Yu M.; и др. // Серия книг: Journal of Physics Conference Series. 2017. № 891. Номер статьи: UNSP 012122 . (Scopus, WoS)

Статьи, опубликованные в нерецензируемых журналах:

8. Результаты промышленных испытаний новой серии маслоохладителей с профилированными трубками / Желонкин Н.В., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б. // Энергетик. 2014. № 6. С. 35-38.
9. Надёжность пароструйных эжекторов паротурбинных установок ТЭС / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Хает С.И. // Энергетик. 2016. № 12. С. 40-41.
10. Пароструйный эжектор для паровых турбин ПГУ ЗАО «УТЗ» / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., Желонкин Н.В., Мурманский И.Б., Чубаров А.А. // Академия энергетики. 2016. № 1 (69). С. 30-35.
11. Gas dynamics and heat-and-mass transfer in multistage steam jet pumps with intermediate condensers / Brodov Yu.M., Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu., Brezgin D.V., Murmanskii I.B., Zhelonkin N.V. // Energy Production and Management in the 21st Century II, volume 205, 2016, P. 105-113. ISBN 978-1-78466-107-6. (Google scholar)

Патенты

12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2016611885 Российская федерация. Программный комплекс для ЭВМ «Конструкторский и поверочный расчет пароструйных эжекторов» / Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Брезгин Д.В., Рябчиков А.Ю., Чубаров А.А., Бродов Ю.М. // Заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – Заявка №20156185492. Дата регистрации в Реестре программ для ЭВМ 12.02.2015.

13. Патент на полезную модель №170935 Российская федерация, МПК F04F5/00. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Бродов Ю.М., Купцов В.К., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В., Брезгин Д.В. // Заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – №2016119824. Заявл. 23.05.2016; опубл. 15.05.2017. Бюл. 14. – 9 с.

14. Патент на изобретение №2645635 Российская федерация, МПК F04F5/30. Пароструйный трёхступенчатый эжектор / Бродов Ю.М., Купцов В.К., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В., Брезгин Д.В., Хает С.И. // Заявитель и патентообладатель: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. – № 2016126736. Заявл. 04.07.2016; опубл. 26.02.2018. Бюл. 6. – 4 с.

Материалы конференций

15. Моделирование процесса гидродинамики и теплообмена при обтекании маслом трубного пучка маслоохладителя / Желонкин Н.В., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Брезгин Д.В., Мурманский И.Б. // Материалы XIV международной научно-технической конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» г. Харьков, 24-29 сентября 2012 г. С. 1-6.

16. Исследование изгибной жёсткости различно профилированных трубок для теплообменных аппаратов / Желонкин Н.В., Рябчиков А.Ю., Мурманский И.Б. // Материалы XXXXII всероссийского симпозиума по механике и процессам управления 18-20 декабря 2012 года в г. Миассе Челябинской обл. С. 35-40.

17. Интенсификация теплообмена в маслоохладителях современных энергоустановок / Желонкин Н.В., Рябчиков А.Ю., Мурманский И.Б. // Материалы 14-й всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и специалистов в г. Магнитогорске, 21-23 мая 2013 г. С. 87-89.

18. Результаты промышленных испытаний маслоохладителей с профилированными трубками / Желонкин Н.В., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б. // Теплофизика и энергетика. «VIII Всероссийский семинар Вузов по теплофизике и энергетике». Екатеринбург, 12-14 ноября 2013 г. Сборник докладов. Екатеринбург, 2013. С.232-241.

19. Анализ повреждаемости конденсаторов турбин Невинномысской ГРЭС / Аронсон К.Э., Мурманский И.Б., Желонкин Н.В. // Теплофизика и энергетика. «VIII Всероссийский семинар Вузов по теплофизике и энергетике». Екатеринбург, 12-14 ноября 2013 г. Сборник докладов. Екатеринбург, 2013. С.29-36.

20. Маслоохладители с профилированными теплообменными трубками / Желонкин Н.В., Мурманский И.Б., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э. // Энерго -и ресурсосбережение. Энергобобеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Сборник материалов Всероссийской студенческой олимпиады, научно-практической конференции с международным участием и выставки работ студентов, аспирантов и молодых ученых. 17-20 декабря 2013 г. Екатеринбург. С. 84-86.

21. Исследование и промышленное применение профилированных трубок в маслоохладителях паротурбинных установок ТЭС / Желонкин Н.В., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Бродов Ю.М., Мурманский И.Б. // Сборник материалов докладов Национального конгресса по энергетике 8-12 сентября 2014 года в г. Казань. Том II, С. 220-228.

22. Исследование характеристик и разработка конструкций многоступенчатых пароструйных эжекторов / Мурманский И.Б. // Материалы конкурса научных работ студентов федеральных университетов, Издательство Казанский Федеральный унивеситет. С. 98-100.

23. Исследование процессов газодинамики и теплообмена численными методами в струйных аппаратах паротурбинных установок / Брезгин Д.В., Аронсон К.Э., Мурманский И.Б. // Проблемы теплоэнергетики. Издательство Саратовский государственный технический университет, номер издания 3. С. 253-257.

24. Разработка конструкций многоступенчатых пароструйных эжекторов для новых турбин ПГУ / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э. // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Издательство Уральский федеральный университет. С. 176-179.

25. Результаты экспериментальных исследований характеристик многоступенчатых пароструйных аппаратов паротурбинных установок / Мурманский И.Б., Желонкин Н.В. // Материалы XX школы-семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках».

26. Исследование газодинамики пароструйных аппаратов эжекторов / Аронсон К.Э., Брезгин Д.В., Рябчиков А.Ю., Желонкин Н.В., Мурманский И.Б., Бродов Ю.М. // Тезисы докладов пятой международной конференции «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках».

27. Разработка и промышленные испытания модернизированного пароструйного эжектора для теплофикационных турбин большой мощности / Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Бродов Ю.М., Желонкин Н.В., Мурманский И.Б., Брезгин Д.В. // Сборник материалов докладов Международной конференции «IX Семинар ВУЗов по теплофизике и энергетике».

28. Промышленные испытания модернизированного пароструйного эжектора / Желонкин Н.В., Брезгин Д.В., Рябчиков А.Ю., Аронсон К.Э., Бродов Ю.М., Мурманский И.Б. // Энерго-и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Материалы Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием (Екатеринбург, 15-18 декабря 2015 г.). 2015. С. 156-159.

29. Особенности функционирования промежуточных охладителей многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э. // Тезисы докладов научно-практической конференции «Энергетика. Экология. Энергосбережения» к 25-летию образования НПВП «Турбокон», г. Калуга, 16-18 мая 2016.

30. Функционирование пароструйных эжекторов в составе паротурбинных установок / Мурманский И.Б., Желонкин Н.В., Аронсон К.Э. // Тезисы докладов. Труды конференции. Первая научно-техническая конференция молодых ученых Уральского энергетического института. Екатеринбург, Россия, 16-20 мая 2016 г. С. 141-143.

31. Condensation in supersonic steam ejectors: comparison of theoretical and numerical models / Brezgin D., Mazzelli F., Murmanskii I., Milazzo A., Zhelonkin N. // ICMF 2016 – 9th International conference of multiphase flow, Florence, Italy, 22-27 may 2016.

32. Эффективность промежуточных охладителей многоступенчатых пароструйных эжекторов паровых турбин / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Бродов Ю.М., Желонкин Н.В.,

Брезгин Д.В., Мурманский И.Б. // Тезисы докладов и сообщений «XV Минского международного форума по тепло- и массообмену» 23-26 мая 2016 г.

33. Новый высокоэффективный эжектор ЭПО-3-80 / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э.// Энерго-и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Материалы Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием (Екатеринбург, 12-16 декабря 2016 г.). 2016. С. 195-198.

34. Конденсация перегретого пара в кожухотрубных теплообменных аппаратах / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э. // Юбилейная конференция Национального комитета РАН по тепло- и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы газодинамики и тепломассообмена». XXI Школа-семинар молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках». 22-26 мая, г. Санкт-Петербург. Тезисы докладов. Том I. С 251-252.

35. Исследование эффективности применения нового эжектора ЭПО-3-80 для турбины К-200-130 / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э., Желонкин Н.В. // Материалы международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (XIX Бернадосовские чтения), 31 мая – 02 июня 2017, г. Иваново. Том II - Теплоэнергетика. С. 54-56.

36. Расчёт конденсации перегретого пара в теплообменных аппаратах / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., Желонкин Н.В. // Материалы международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии» (XIX Бернадосовские чтения), 31 мая – 02 июня 2017, г. Иваново. Том II - Теплоэнергетика. С. 178-181.

37. Особенности конструкции нового высокоэффективного пароструйного многоступенчатого эжектора с выносными охладителями / Мурманский И.Б., Купцов В.К., Желонкин Н.В., Аронсон К.Э. // Тезисы докладов. Труды конференции. Вторая научно-техническая конференция молодых ученых Уральского энергетического института. Екатеринбург, Россия, 15-20 мая 2017 г.

38. Конденсация перегретого пара в кожухотрубных теплообменных аппаратах / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э. // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. XXI Школа семинар молодых ученых и специалистов по руководством академика А.И. Леонтьева. Тезисы докладов. Том 1. 23-26 мая 2017 г. Санкт-Петербург. С. 251-252.

39. Модель конденсации перегретого пара в теплообменных аппаратах / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Бродов Ю.М., Брезгин Д.В., Мурманский И.Б. // Материалы Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 9—11 октября 2017 г.) : в 2 т. Т. 1. — М.: Издательский дом МЭИ, 2017. — 417 с. (с. 258-260).

40. Исследование газодинамики в сверхзвуковых пароструйных эжекторах с учетом фазовых переходов рабочего потока / Мурманский И.Б., Аронсон К.Э., Бродов Ю.М., Гальперин Л.Г., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В. // Материалы Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 9—11 октября 2017 г.) : в 2 т. Т. 1. — М.: Издательский дом МЭИ, 2017. — 417 с. (с. 260-262).

41. Повышение эффективности и надежности эжекторов турбоустановок ТЭС / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Купцов В.К., Мурманский И.Б., Бродов Ю.М., Желонкин Н.В., Хает С.И. // Материалы Международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (Москва, 9—11 октября 2017 г.) : в 2 т. Т. 2. — М.: Издательский дом МЭИ, 2017. — 410 с. С. 159-160.

Учебные пособия

42. Турбина – это очень просто: учебное пособие / Бродов Ю.М., Ниренштейн М.А., Мурманский И.Б. – Екатеринбург: УрФУ, 2012. – 191 с. (7,75 п.л./1,5 п.л.).

43. Ремонт энергетического оборудования ТЭС / Рябчиков А.Ю., Мурманский Б.Е., Мурманский И.Б. // Мультимедийный курс лекций. – Екатеринбург. УрФУ, 2013. (500 с. / 200 с.)

44. Маслоохладители в системах маслоснабжения турбоустановок: учебное пособие / К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, Н.В. Желонкин, И.Б. Мурманский. – Екатеринбург: УрФУ, 2013. – 191 с. (9,7 п.л./1,5 п.л.).

45. Эжекторы конденсационных установок паровых турбин: учебное пособие / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., Мурманский И.Б. – Екатеринбург: Издательство Уральского федерального университета, 2015 – 131 с. ISBN 978-5-7996-1490-4 (5,5 п.л./2 п.л.).

46. Парогазотурбинные установки: эжекторы конденсационных установок: учебное пособие для вузов / Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю., Брезгин Д.В., Мурманский И.Б. – М: Издательство Юрайт, 2017; Екатеринбург: Издательство Урал.университета. – 129 с. ISBN 978-5-534-01709-0, ISBN 978-5-7996-1490-4 (5,5 п.л./2 п.л.).

47. Надежность оборудования паротурбинных установок: учебное пособие / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Мурманский Б.Е., Мурманский И.Б., Ниренштейн М.А., Новоселов В.Б., Плотников П.Н., Рябчиков А.Ю. – Екатеринбург: Издательство Уральского федерального университета, 2017 – 144 с. (6 п.л./1 п.л.).

Приложение 3

Геометрические характеристики проточных частей пароструйных аппаратов – сопел и диффузоров

№ пп	Характеристики эжектора	ЭП-3-2 (ЭП-3-2А; ЭП-3-3) УТЗ			ЭПО-3-135 УТЗ			ЭПО-3-200 УТЗ		
1	Номер ступени	I	II	III	I	II	III	I	II	III
2	Производительность по сухому воздуху или паровоздушной смеси, кг/ч (ном/макс)	85/135			85/135			105/200		
3	Расход рабочего пара, кг/ч	850			296	296	258	900		
4	Давление рабочего пара, МПа	0,49			0,49			0,49		
5	Температура рабочего пара, °С	155			155/330			155/330		
6	Давление среды на входе в I ступень эжектора при ном/макс производительности, кПа							4/9	15/25	4/9
7	Объемная производительность, м3/ч				4230 при tн=32°С и Gв=45кг/ч					
8	Расход охлаждающего конденсата, т/ч (мин/макс)				200			125/500		
9	Температура охлаждающей воды (конденсата), °С, ном/макс	26/70			25			35/80		
10	Диаметр критического сечения сопла, мм	12	12	10,4	12	12	10,4	2x8,5	12	2x8,5
11	Диаметр выходного сечения сопла, мм	55,4	33	18	35	33	18	33	33	33
12	Длина выходной конической части сопла, мм	165	80	36	165	80	36	93	80	93
13	Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения, мм	50	-5	4	75	30	29	30	30	30
14	Диаметр входного сечения камеры смешения, мм	100	63	80	100	63	42	74	68	74
15	Длина конической части камеры смешения, мм	315	190	135	290	165	110	253	195	253
16	Диаметр цилиндрической части камеры смешения, мм	67	43	28	67	43	28	47,5	47,5	47,5
17	Длина цилиндрической части камеры смешения, мм	290	225	110	290	225	110	253	261	253
18	Диаметр выходного сечения диффузора, мм	127	87	60	127	87	60	90	90	90
19	Длина диффузора, мм	1030	730	475	428	318	223	810	760	810
20	Площадь поверхности теплообменника, кв.м				15,3	17,9	17,9	2x8	8	2x8
21	Наружный диаметр трубок / толщина стенки, мм	19*1			19,1			—		
22	Материал трубок	Л68			08Х18Н10Т			Сталь углеродистая (Ст3, Ст20)		
23	Средняя длина трубок, мм				1200	1500	1500	—	—	—
24	Количество трубок, шт.	194			133	133	133	2x7	7	2x7

Продолжение таблицы П.3

№ пп	Характеристики эжектора	ЭП-3-600 ЛМЗ			ЭП-3-700 ЛМЗ			ЭП-2-400 ЛМЗ	
1	Номер ступени	I	II	III				I	II
2	Производительность по сухому воздуху или паровоздушной смеси, кг/ч (ном/макс)	70			70			60	
3	Расход рабочего пара, кг/ч	200	200	200	700			400	
4	Давление рабочего пара, МПа	1,27			0,49			1,57	
5	Температура рабочего пара, °С	400	400	400				400	
6	Давление среды на входе в I ступень эжектора при ном/макс производительности, кПа	2,5						1,2/3,3	9,1/30,5
7	Объемная производительность, м3/ч	3000						1500	
8	Расход охлаждающего конденсата, т/ч (мин/макс)	75	46	29				40	20
9	Температура охлаждающей воды (конденсата), °С, ном/макс							25-30	
10	Диаметр критического сечения сопла, мм	6,8	6,8	6,8	14	11	10	6	6
11	Диаметр выходного сечения сопла, мм	32	21	14	42	22	14	36	23
2	Длина выходной конической части сопла, мм	137	51	13	136	51	17	143	81
13	Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения, мм	65	40	20	50	0	0	75	5
14	Диаметр входного сечения камеры смешения,мм	135	70	33	98	52	36	70	39
15	Длина конической части камеры смешения, мм	256	146	77	391	205	156	180	172
16	Диаметр цилиндрической части камеры смешения, мм	92	46	22	65	35	26	50	26
17	Длина цилиндрической части камеры смешения,мм	265	165	140	260	140	130	50	105
18	Диаметр выходного сечения диффузора, мм	135	89	60	115	73	49	58	29
19	Длина диффузора, мм	400	400	370	284	215	134	315	312
20	Площадь поверхности теплообменника, кв.м	14,3	8,4	5,1	14,3	8,4	5,1	10,9	5,4
21	Наружный диаметр трубок / толщина стенки, мм	19х1			19х1			19х1	
22	Материал трубок	Л68						Л68	
23	Средняя длина трубок, мм	2450	2350	2250	2450	2350	2250	2000	
24	Количество трубок, шт.	98	60	38	98	60	38	90	45

Продолжение таблицы П.3

№ пп	Характеристики эжектора	ЭП-3-25/75 ХТЗ			ЭП-3-50/150 ХТЗ			ЭПО-3-100/300 ХТЗ			ЭПО-3-55/150 ХТЗ			ЭПО-3-100/220 ХТЗ		
1	Номер ступени	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
2	Производительность по сухому воздуху или паровоздушной смеси, кг/ч (ном/макс)	25/75			70 при t1=36°С, 180 при t1=20°С Рвыхл=105кПа			350 при t1 = 30°С Рвыхл=131кПа			240 при t1 = 25°С Рвыхл=145кПа			310 при t1 = 4°С Рвыхл=145кПа		
3	Расход рабочего пара, кг/ч	135	254	407	385	804	945	1452	1047	1247	1225	1390	932	1093	1093	1760
4	Давление рабочего пара, МПа				0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,51	0,816	0,816	0,816
5	Температура рабочего пара, °С	400	400	400	160	160	160	160	160	160	160	160	160	170	170	170
6	Давление среды на входе в I ступень эжектора при ном/макс производительности, кПа	4,2 сух. воздух; 2,7 при Gв=25кг/ч; 5,4 при Gв=75кг/ч			1,3 при t1=30,5°С; 3,5 при t1=20°С			3,78			3,68			4,18		
7	Объемная производительность, м3/ч	2850			5750			11100			9100			5900		
8	Расход охлаждающего конденсата, т/ч (мин/макс)				222	167	112	149	78	-	500	297	203	337	245	168
9	Температура охлаждающей воды (конденсата), °С, ном/макс															
10	Диаметр критического сечения сопла, мм	9	12,4	15,6	13,5	19,5	22	28,5	22,5	24,5	24	25,5	21	16	16	20,3
11	Диаметр выходного сечения сопла, мм	42	32	30	67	56	40	112	54	40	105	70	35	76	45	31
12	Длина выходной конической части сопла, мм				242	165	82	330	150	117	340	240	70	273	163	43
13	Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения, мм	78	71	-1	160	92	68	116	64	0	130	80	32	154	87	67
14	Диаметр входного сечения камеры смешения, мм	113	85,5	54,4	162	110	63	172	112	82	225	120	65	157	92	68
15	Длина конической части камеры смешения, мм	330	242	210	340	186	93	325	420	300	262	200	110	113	122	72
16	Диаметр цилиндрической части камеры смешения, мм	73	55,2	35	114	84	50	147	85	55	170	96	52	133	75	58
17	Длина цилиндрической части камеры смешения, мм	300	220	140	340	250	150	912	650	360	497	500	220	792	600	422
18	Диаметр выходного сечения диффузора, мм	138	130	104	250	216	125	370	196	161	290	184	111	300	187	138
19	Длина диффузора, мм	370	425	390	780	660	400	1000	666	636	571	365	304	622	480	428
20	Площадь поверхности теплообменника, кв.м	14	9,63	7,55	40	30	20	30	12,5	-	49,1	35,7	24,5	40	30	20
21	Наружный диаметр трубок / толщина стенки, мм	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19*1	19/1	19/1	19/1
22	Материал трубок	Л68			Л68						МНЖМц-5-1-1					
23	Средняя длина трубок, мм	1095	1095	1095	3300	3300	3300	3780	3780	-	2900	2900	2900	2900	2900	2900
24	Количество трубок, шт.	224	154	122	202	152	102	113	59	-	283	206	141	283	206	141

Продолжение таблицы П.3

№ пп	Характеристики эжектора	ЭО-8 КТЗ		ЭО-10 КТЗ		ЭО-15 КТЗ		ЭО-17 КТЗ		ЭО-20/1 КТЗ		ЭО-20/2 КТЗ		ЭО-30 КТЗ		ЭО-50 КТЗ	
1	Номер ступени	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
2	Производительность по сухому воздуху или паровоздушной смеси, кг/ч (ном/макс)	10		13		18		22		20/23,5		20/18		30		42	
3	Расход рабочего пара, кг/ч	134		61		93		102		80		80		155		155	
4	Давление рабочего пара, МПа	0,39		1,6		1,6		1,6		1,6		1,6		1,6		0,59	
5	Температура рабочего пара, °С	425		425		425		425		425		425		425		380 (насыщ.)	
6	Давление среды на входе в I ступень эжектора при ном/макс производительности, кПа	4,80		3,50		3,30		4,00		6,4/ 7,1		5,5/5, 0		3,40		3,60	
7	Объемная производительность, м3/ч	235		363		536		528		286		337		865		1140	
8	Расход охлаждающего конденсата, т/ч (мин/макс)	4,1/8,2		4,8		8		12		18,8		9,5		18			
9	Температура охлаждающей воды (конденсата), °С, ном/макс																
10	Диаметр критического сечения сопла, мм	6,6	6,6	2,35	2,54	2,9	3,13	3	3,3	2,7	2,9	2,7	2,9	3,9	3,9	8	9,45
11	Диаметр выходного сечения сопла, мм	24	13	14,8	8,2	18,8	11	18,6	10,3	11,0	8,2	11,0	8,2	24,0	12,0	28,9	16,9
12	Длина выходной конической части сопла, мм	119	47	104	52	110	66	123	77	69	56	69	56	166	77	162	57
13	Расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения камеры смешения, мм	10	9	22	6	27	6	36	4	25	4	25	16	-	-	65	25
14	Диаметр входного сечения камеры смешения, мм	35,6	21,1	32	17	38	19	39,8	21	35,4	18,5	35	18,5	52	25	60	36
15	Длина конической части камеры смешения, мм	157	83	85	65	95	50	100	78	100	60	130	75	205	100	236	142
16	Диаметр цилиндрической части камеры смешения, мм	26	13,8	22,3	10,9	27,5	13,45	29,4	14,2	23,2	13,2	23,2	13,2	35	16,7	39,2	23,6
17	Длина цилиндрической части камеры смешения, мм	130	55	85	44	105	55	98	50	98	50	98	50	140	67	157	94
18	Диаметр выходного сечения диффузора, мм	50	28	48	28	48	32	60	34	50	34	52	34	73	42	78	47
19	Длина диффузора, мм	133	104	128	119	98	123	112	100	100	118	142	118	215	133	277	164
20	Площадь поверхности теплообменника, кв.м	1,14	1,14	1,08	1,08	1,16	1,16	1,18	1,18	0,7	0,7	1,16	1,16	1,4	1,4		
21	Наружный диаметр трубок / толщина стенки, мм	19x1		16x1		19x1		19x1		19x1		19x1		19x1		19x1	
22	Материал трубок																
23	Средняя длина трубок, мм	разной длины		разной длины		разной длины		разной длины		разной длины		разной длины		разной длины		разной длины	
24	Количество трубок, шт.																

Приложение 4

4.1.Результаты испытаний эжектора ЭПО-3-80 на «сухом» (атмосферном) воздухе при расчётном положении сопел

Расход воздуха через шайбу	$G_в$	кг/ч	0,0	10,3	30,8	52,4	71,3	93,1	102,7	123,1	142,0	162,0
Давление в конденсаторе	$P_к$	МПа	0,041									
Давление рабочего пара (абс.)	$P_{рп}$	МПа	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Температура рабочего пара	$t_{рп}$	°С	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240
Давление I ступень	P_{11}	кПа	0,98	1,01	1,11	2,50	3,10	4,60	5,80	8,40	9,80	12,10
Давление за I диффузором	P_{12}	кПа	7,44	5,05	6,85	8,70	10,20	11,90	13,40	15,30	16,64	18,40
Давление II ступень	P_{21}	кПа	7,00	6,96	7,86	9,80	11,20	12,65	13,80	15,50	17,20	18,40
Давление за II диффузором	P_{22}	кПа	29,54	27,83	28,70	30,03	31,20	32,80	33,80	35,30	36,60	37,80
Давление III ступень	P_{31}	кПа	34,21	34,49	35,90	36,92	38,01	39,10	40,40	41,90	43,20	44,20
Давление за III диффузором	P_{32}	кПа	96,50	92,20	92,10	92,40	92,90	94,40	94,50	94,90	95,30	95,60
Температура I ступень	t_{11}	°С	231,7	44,0	41,4	47,2		38,6	38,5	38,2	38,0	37,8
Температура за I диффузором	t_{12}	°С										
Температура II ступень	t_{21}	°С	102,4	40,1	28,1	25,5		22,5	24,1	29,6	18,7	16,4
Температура за II диффузором	t_{22}	°С										
Температура III ступень	t_{31}	°С	175,5	101,9	55,1	40,8		33,5	43,1	29,3	27,9	25,9
Температура за III диффузором	t_{32}	°С										
Температура на выхлопе	$t_в$	°С	19,3									
Расход ОК через охладители	$G_{ОК}$	т/ч	182									
Температура ОК перед охладителями	$t_{ОК1}$	°С	10,6	11,6	11,8	11,8		11,8	11,6	11,5	11,6	11,5
Температура ОК за I охладителем	$t_{ОК2}$	°С	12,4	13,2	13,3	13,4		13,4	13,2	13,0	13,2	13,0
Температура ОК за II охладителем	$t_{ОК3}$	°С	13,0	13,8	14,0	14,1		14,1	13,9	13,8	13,8	13,9
Температура ОК за III охладителем	$t_{ОК4}$	°С						15,6	15,4	15,4	15,4	15,4

Продолжение таблицы П.4.1

Расход воздуха через шайбу	$G_в$	кг/ч	0,0	10,3	52,4	71,3	93,1	123,1	142,0	162,0
Давление в конденсаторе	$P_к$	МПа	0,041							
Давление рабочего пара (абс.)	$P_{рп}$	МПа	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Температура рабочего пара	$t_{рп}$	°С	245	245	245	245	245	245	245	245
Давление I ступень	P_{11}	кПа	1,10	2,00	1,80	2,40	2,60	4,20	5,50	7,20
Давление за I диффузором	P_{12}	кПа	4,74	3,02	9,06	9,60	10,40			
Давление II ступень	P_{21}	кПа	2,80	3,02	4,50	5,20	6,50	8,50	10,10	11,70
Давление за II диффузором	P_{22}	кПа	20,72	20,20	26,80	27,50	29,20	32,30	33,90	36,95
Давление III ступень	P_{31}	кПа	25,76	26,06	27,10	28,20	29,80	32,80	34,02	35,90
Давление за III диффузором	P_{32}	кПа	94,70	93,30	93,00	93,30	93,70	94,30	94,40	94,10
Температура I ступень	t_{11}	°С	45,3		47,8	46,8				38,4
Температура за I диффузором	t_{12}	°С			144	140				128
Температура II ступень	t_{21}	°С	133,4		12,4	12,5				13,3
Температура за II диффузором	t_{22}	°С			67	67				64
Температура III ступень	t_{31}	°С	179,1		25,7	26,0				23,2
Температура за III диффузором	t_{32}	°С			180	181				178
Температура на выхлопе	$t_в$	°С								
Расход ОК через охладители	$G_{ОК}$	т/ч								
Температура ОК перед охладителями	$t_{ОК1}$	°С	11,4		11,7	11,8				12,2
Температура ОК за I охладителем	$t_{ОК2}$	°С	13,2		13,5	13,7				14,0
Температура ОК за II охладителем	$t_{ОК3}$	°С	14,3		14,9	14,9				15,2
Температура ОК за III охладителем	$t_{ОК4}$	°С	15,9		16,1	16,2				16,8

4.2.Результаты испытаний эжектора ЭПО-3-80 на «сухом» (атмосферном) воздухе при настроенном положении сопел

Расход воздуха через шайбу	$G_в$	кг/ч	0,0	10,3	41,4	71,3	93,1	102,7	123,1
Давление в конденсаторе	$P_к$	МПа	0,045						
Давление рабочего пара (абс.)	$P_{рп}$	МПа	0,6						
Температура рабочего пара	$t_{рп}$	°С	240	240	240	240	240	240	240
Давление I ступень	P_{11}	кПа	0,73	0,82	1,80	3,50	6,70	6,70	9,10
Давление за I диффузором	P_{12}	кПа	3,77	5,15	6,60	9,00	11,90	11,80	13,90
Давление II ступень	P_{21}	кПа	5,90	7,34	9,00	11,40	14,40	14,50	16,60
Давление за II диффузором	P_{22}	кПа	26,88	28,50	30,10	31,90	34,20	34,80	36,20
Давление III ступень	P_{31}	кПа	32,65	34,58	36,70	38,50	40,30	41,20	42,60
Давление за III диффузором	P_{32}	кПа	94,20	93,90	93,70	94,10	95,40	96,10	96,50
Температура I ступень	t_{11}	°С	63,7	54,1	45,8	37,5	36,0	36,0	35,9
Температура за I диффузором	t_{12}	°С	134	143	145	140	138	142	136
Температура II ступень	t_{21}	°С	146,2	97,5	32,1	24,3	22,7	21,7	21,3
Температура за II диффузором	t_{22}	°С		175	175	174	168	170	167
Температура III ступень	t_{31}	°С	189,2	155,1	55,8	40,2	34,4	32,0	31,5
Температура за III диффузором	t_{32}	°С	198	182	188	193	186	178	185
Расход ОК через охладители	$G_{ОК}$	т/ч				206			
Температура ОК перед охладителями	$t_{ОК1}$	°С	11,4	11,4	11,6	11,5	11,5	11,5	11,6
Температура ОК за I охладителем	$t_{ОК2}$	°С	14,7	14,9	14,9	14,9	14,8	15,0	14,9
Температура ОК за II охладителем	$t_{ОК3}$	°С	16,9	17,3	17,2	17,1	16,5	17,0	17,0
Температура ОК за III охладителем	$t_{ОК4}$	°С	20,0	20,1	19,9	19,9	20,1	20,3	20,2
Температура дренажа I ступени	$t_{д1}$	°С	38,0						
Температура дренажа II ступени	$t_{д2}$	°С	57,0						
Температура дренажа III ступени	$t_{д3}$	°С	53,0						

Продолжение таблицы П.4.2

Расход воздуха через шайбу	$G_в$	кг/ч	0,0	10,3	41,4	71,3	93,1	123,1	142,0	162,0	182,1
Давление в конденсаторе	$P_к$	МПа	0,047								
Давление рабочего пара (абс.)	$P_{рп}$	МПа	0,7								
Температура рабочего пара	$t_{рп}$	°С	240	240	240	240	240	240	240	240	240
Давление I ступень	P_{11}	кПа	0,80	0,98	1,35	1,68	1,90	2,18	2,90	4,50	6,00
Давление за I диффузором	P_{12}	кПа	1,14	2,10	3,66	4,70	5,70	7,36	8,41	9,90	11,50
Давление II ступень	P_{21}	кПа	2,37	2,80	4,04	4,90	5,60	7,32	8,40	10,10	11,70
Давление за II диффузором	P_{22}	кПа	20,70	20,20	20,90	22,00	24,10	30,20	35,90	36,70	38,40
Давление III ступень	P_{31}	кПа	25,50	25,60	26,60	28,10	30,20	33,70		36,50	38,20
Давление за III диффузором	P_{32}	кПа	95,90	94,70	94,70	94,40	94,60	95,20	96,30	95,40	96,20
Температура I ступень	t_{11}	°С	36,0	36,4	36,2	34,6	38,4	31,5		33,1	33,9
Температура за I диффузором	t_{12}	°С	144	146	148	151	154	152	144	146	148
Температура II ступень	t_{21}	°С	63,2	49,8	29,5	16,5	15,0	14,0		14,0	14,0
Температура за II диффузором	t_{22}	°С	180	181	181	181	163	75	70	70	73
Температура III ступень	t_{31}	°С	162,1	67,0	49,9	43,8	35,9	28,9		25,9	24,9
Температура за III диффузором	t_{32}	°С	200	199	190	193	193	189	182	173	177
Температура на выхлопе	$t_в$	°С									
Расход ОК через охладители	$G_{ОК}$	т/ч									
Температура ОК перед охладителями	$t_{ОК1}$	°С	11,6	11,7	11,8	11,9	11,9	11,9		12,0	12,0
Температура ОК за I охладителем	$t_{ОК2}$	°С	15,4	15,5	15,7	15,7	15,7	15,8		15,8	16,0
Температура ОК за II охладителем	$t_{ОК3}$	°С	19,1	19,6	19,6	19,4	19,3	19,1		18,8	18,8
Температура ОК за III охладителем	$t_{ОК4}$	°С	21,4	21,4	21,4	21,6	21,8	22,0		22,1	22,4

Продолжение таблицы П.4.2

Расход воздуха через шайбу	$G_в$	кг/ч	0,0	0,0	20,7	40,9	51,7	60,1	70,4	80,1	91,9	101,3	121,6	140,2	179,7
Давление в конденсаторе	$P_к$	мм рт ст.	465												
Давление рабочего пара (абс.)	$P_{рп}$	МПа	0,83	0,81	0,83	0,83	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
Температура рабочего пара	$t_{рп}$	°С	250												
Давление I ступень	P_{11}	кПа	1,65	0,89	1,06	1,40	1,54	1,62	1,75	1,86	1,97	2,75	3,41	4,18	5,42
Давление за I диффузором	P_{12}	кПа	9,86	6,96	9,64	10,12	10,20	10,30	10,60	10,85	11,13	11,47	12,53	13,24	14,38
Давление II ступень	P_{21}	кПа	6,74	5,23	6,59	7,10	7,30	7,56	7,88	8,14	8,55	9,10	10,26	11,06	12,20
Давление за II диффузором	P_{22}	кПа	25,81	24,20	25,62	18,20	19,00	19,90	21,27	22,25	28,10	29,34	32,40	35,20	39,20
Давление III ступень	P_{31}	кПа	23,41	23,70	19,14	15,60	16,60	17,30	18,40	19,32	24,28	25,95	29,10	31,90	35,20
Давление за III диффузором	P_{32}	кПа	101,20	92,70	102,70	101,70	99,40	97,50	96,60	96,10	96,00	96,70	96,70	95,60	95,10
Температура за I диффузором	t_{12}	°С		159,8											
Температура II ступень	t_{21}	°С	39,3	36,6			34,9			34,8		34,6			35,1
Температура за II диффузором	t_{22}	°С	67,2	67,0			60,2			62,5		67,0			72,6
Температура III ступень	t_{31}	°С		160,4			90,5								
Температура за III диффузором	t_{32}	°С		159,1											
Расход ОК через охладители	$G_{ОК}$	т/ч	168	193			187			203		190			199
Температура ОК перед охладителями	$t_{ОК1}$	°С	38,1	32,8			34,0			34,0		33,5			33,3
Температура ОК за I охладителем	$t_{ОК2}$	°С	40,0	34,6		5493,0	36,0		7688,1	35,8		35,3		5726,7	35,1
Температура ОК за II охладителем	$t_{ОК3}$	°С	43,2	37,5			38,3			37,9		37,2			36,8
Температура ОК за III охладителем	$t_{ОК4}$	°С	44,7	38,7			40,0			39,6		39,4			38,9
Температура дренажа I ступени	$t_{д1}$	°С	19,0	56											52
Температура дренажа II ступени	$t_{д2}$	°С	64,0	62											66
Температура дренажа III ступени	$t_{д3}$	°С	52,0	50											57

Продолжение таблицы П.4.2

Расход воздуха через шайбу	$G_в$	кг/ч	0,0	20,7	40,9	60,1	80,1	91,9	101,3	121,6	140,2	160,0	179,7
Давление в конденсаторе	$P_к$	мм рт ст.	465										
Давление рабочего пара (абс.)	$P_{рп}$	МПа	0,86	0,86	0,86	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Температура рабочего пара	$t_{рп}$	°С	253	253	253	255	250	250	250	250	250	250	250
Давление I ступень	P_{11}	кПа	0,93	1,13	1,46	1,70	1,93	2,06	2,70	2,85	3,30	4,40	6,03
Давление за I диффузором	P_{12}	кПа	7,75	8,90	9,24	9,80	10,07	10,30	10,70	11,60	12,50	13,60	15,46
Давление II ступень	P_{21}	кПа	4,86	5,80	6,74	7,50	8,08	8,30	8,70	9,80	10,70	11,90	13,60
Давление за II диффузором	P_{22}	кПа	18,10	16,10	19,55	21,40	25,20	26,30	27,30	34,70	37,40	41,60	44,85
Давление III ступень	P_{31}	кПа	19,80	13,00	15,55	17,60	19,80	20,90	21,70	29,10	31,80	36,00	39,40
Давление за III диффузором	P_{32}	кПа	92,50	94,90	94,60	93,80	93,20	93,20	93,20	93,60	94,30	96,10	97,50
Температура за I диффузором	t_{12}	°С	147,9			152,9						150,9	149,9
Температура II ступень	t_{21}	°С	35,8			35,8						36,2	36,6
Температура за II диффузором	t_{22}	°С	84,4			60,2						65,2	67,3
Температура III ступень	t_{31}	°С	171,2			125,9						88,6	57,1
Температура за III диффузором	t_{32}	°С	159,1			168,0						164,0	84,5
Расход ОК через охладители (2 эжектора)	$G_{ОК}$	т/ч	440,0			440						455	
Температура ОК перед охладителями	$t_{ОК1}$	°С	32,4			32,1						32,0	32,2
Температура ОК за I охладителем	$t_{ОК2}$	°С	34,5			34,1						34,1	34,3
Температура ОК за II охладителем	$t_{ОК3}$	°С	37,7			36,2						36,1	36,2
Температура ОК за III охладителем	$t_{ОК4}$	°С	38,6			38,1						38,7	38,4
Температура дренажа I ступени	$t_{д1}$	°С	19,0									50,0	51
Температура дренажа II ступени	$t_{д2}$	°С	64,0									61,0	60
Температура дренажа III ступени	$t_{д3}$	°С	52,0									57,0	59