

КОМПРЕССОРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АППАРАТА
ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА МОДУЛЬНОЙ
КОНСТРУКЦИИ

ОБ АНАЛИЗЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ
РАБОТЫ ДОЖИМНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ В
СОСТАВЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ОБУСТРОЙСТВА
МЕСТОРОЖДЕНИЙ ПРИРОДНОГО ГАЗА

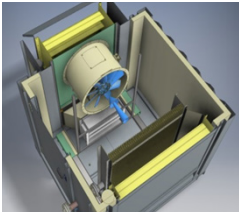
ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ВНЕДРЕНИЯ ИННОВАЦИЙ
В ОТЕЧЕСТВЕННОМ ТУРБОМАШИНОСТРОЕНИИ.
КОМПАНИЯ АО «ТУРБОХОЛОД»

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНООСЕВОЙ
СТУПЕНИ ТУРБИНЫ (РОС) ТУРБОДЕТАНДЕРНОГО
АГРЕГАТА СИСТЕМЫ НИЗКОТЕМПЕРАТНОЙ СЕПАРАЦИИ
(НТС) ПРИРОДНОГО ГАЗА

СОДЕРЖАНИЕ

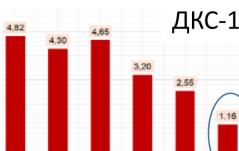


- 4 ПОЗДРАВЛЯЕМ ЖЕНИХОВА СЕРГЕЯ
ВЛАДИМИРОВИЧА С 50-ТИЛЕТИЕМ!



- 5 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ
АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА
МОДУЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

*И.И. Хабибуллин, Р.М. Низамутдинов (АО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»,
бизнес-единица «ГМС Компрессоры»)*



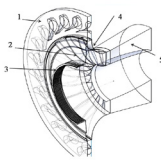
- 7 ОБ АНАЛИЗЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ
РАБОТЫ ДОЖИМНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ
СТАНЦИЙ В СОСТАВЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
СИСТЕМ ОБУСТРОЙСТВА МЕСТОРОЖДЕНИЙ
ПРИРОДНОГО ГАЗА

*М.А. Воронцов^{1,2}, В.Е. Петропавлов³, А.С. Грачев¹, А.В. Козлов¹
¹ООО «Газпром ВНИИГАЗ», Российская Федерация, п. Развилка.
²ФГАОУ ВО «РГУ нефти и газа (НИУ) имени И. М. Губкина».
³ПАО «Газпром».*



- 11 ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ВНЕДРЕНИЯ ИННОВАЦИЙ
В ОТЕЧЕСТВЕННОМ ТУРБОМАШИНОСТРОЕНИИ.
КОМПАНИЯ АО «ТУРБОХОЛОД»

И.А. Бабиченко, К.К. Соколов, А.А. Михайлов (АО «Турбохолд»)



- 14 ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
РАДИАЛЬНООСЕВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ (РОС)
ТУРБОДЕТАНДЕРНОГО АГРЕГАТА СИСТЕМЫ
НИЗКОТЕМПЕРАТНОЙ СЕПАРАЦИИ (НТС)
ПРИРОДНОГО ГАЗА

*Л.Я. Лазарев¹, А.П. Черных², В.А. Михаленко³, В.А. Фадеев¹
¹ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ».
²ООО НПП «Газэлектронприбор».
³ООО «Газпром Геотехнологии».*

РЕДАКЦИЯ



КОЖУХОВ ЮРИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ

..... Главный редактор, руководитель научно-инжиниринговой группы «Компрессорная, вакуумная, холодильная техника и системы транспорта и переработки газа», к.т.н.
kozhukhov_yv@mail.ru / +7 (921) 567-84-91



СОКОЛОВ МИХАИЛ ИГОРЕВИЧ

..... Секретарь-редактор
smi1994spb@gmail.com / +7 (921) 789-64-82

КОМПРЕССОРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ


ОТРАСЛЕВОЙ ЖУРНАЛ
ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ

На момент своего создания журнал «Компрессорные технологии» — это единственное в России зарегистрированное специализированное издание по компрессорам и компрессорному оборудованию.

Журнал освещает вопросы фактических эксплуатационных характеристик, обслуживания, пэкиджирования, проектирования и производства компрессорной и сопутствующей техники и пневмосистем, включая вопросы современных и перспективных технологий в области компрессоростроения.

Информацию о размещении рекламы в журнале «Компрессорные технологии» Вы можете узнать на сайте и по телефону

 www.compressortech.ru/reklama

 +7 (812) 715-41-64

Свидетельство Роскомнадзора ПИ № ФС 77 – 74400
от 23.11.2018 г.



ПОЗДРАВЛЯЕМ ЖЕНИХОВА СЕРГЕЯ ВЛАДИМИРОВИЧА С 50-ТИЛЕТИЕМ!



Сергей Владимирович Женихов родился в 1972 году в типичной советской семье работников промышленных предприятий г. Перми.

После окончания школы годы обучения в институте пришлось на «лихие» годы перестройки, когда учебу приходилось совмещать с подработкой, в том числе и с участием в строительных и шеф-монтажных работах.

В 1996 году Сергей закончил с красным дипломом Аэрокосмический факультет Пермского национального исследовательского политехнического университета (ПНИПУ) по специальности ракетостроение. Придя на работу в НПО «Искра» уже на преддипломной практике в 1995 г. он столкнулся с задачами освоения нового вида деятельности предприятия – центробежного компрессоростроения.

Становление Сергея Владимировича как инженера-конструктора происходило не столько у кульмана, сколько на объектах заказчика в ходе шеф-монтажных и пусконаладочных работ компрессорного оборудования серии «Урал» и предприятий смежников. Его нельзя назвать инженером-теоретиком. Сегодня он инженер-практик, владеющий как навыками передовых методов проектирования, так и навыками слесарной и механо-сборочной работы на объектах заказчика.

При его непосредственном участии спроектированы, испытаны в АО «Компрессорный комплекс» и запущены в эксплуатацию первые образцы ком-

прессорной техники серии «Урал» (КС Кунгурская, КС Ныдинская, КС Пермская и др.), а также первые компрессоры МХИ, поставленные в ГАЗПРОМ для КС Краснодарская.

Полученный С.В. Жениховым за текущий период опыт, позволил стать Главным специалистом по проектированию конструкции и вводу в эксплуатацию компрессорной техники. Квалификационный статус Сергея Владимировича – «Профессиональный инженер России», Лауреат конкурса «Инженер года-2016», награжден медалью.

Реализованные с личным участием С.В. Женихова технические решения воплощены во ВСЕХ изделиях компрессорной техники серии «Урал», опубликованы в технической литературе, защищены авторскими свидетельствами и патентами, отмечены наградами предприятия и на международных форумах компрессоростроителей.

Сергей Владимирович делится своим опытом в ходе симпозиумов и конференций по компрессоростроению (г. Санкт-Петербурге, г. Сумы, г. Казань), совещаний совета главных механиков, в рамках преподавательской деятельности на Базовой кафедре, организованной предприятием в ПНИПУ, и на площадках учебных центров дочерних предприятий ГАЗПРОМ на курсах повышения квалификации для ИТР. Тематикой его лекций является «Устройство ГПА» «Устройство и работа центробежных компрессоров», «Устройство и работа СГУ», «Устройство и работа магнитных подвесов ротора», «Устройство и работа АВОМ».

Работы Сергея Владимировича дважды отмечены премией В.Б.Шнеппа в области компрессоростроения.

В личной жизни Сергей Владимирович надежный друг и товарищ, ответственный сын и брат, воспитывает троих детей, пользуется уважением коллег и смежников.

Поздравляем нашего коллегу с Юбилеем, желаем не останавливаться на достигнутом уровне и надеемся, что его вклад в развитие компрессоростроительной отрасли в последующие годы значительно приумножится!

Коллектив ПАО НПО «Искра»

Члены редколлегии журнала «Компрессорные технологии» и коллектив Научно-инжиниринговой группы «Компрессорная, вакуумная, холодильная техника и системы транспорта и переработки газа» рады присоединиться к поздравлениям коллег Сергея Владимировича с его Юбилеем и желают ему дальнейших блестящих успехов в труде и благополучия в личной жизни!

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА МОДУЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

И.И. Хабибуллин¹, Р.М. Низамутдинов¹

¹АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС), г. Казань, Россия

Введение

На протяжении всей истории развитие новой техники связано с созданием более совершенных конструкций по сравнению с имеющимися на рынке образцами. Совершенствование и создание новой конструкции относятся к творческой составляющей работы конструктора, связанной с результатом анализа и интуицией, причем конструкции могут иметь незначительные или принципиальные отличия, расширяя возможности предшествующих конструкций. В данной работе представлены этапы совершенствования конструкции аппарата воздушного охлаждения масла (АВОМ) модульной конструкции.

Основная часть

Процесс создания новой конструкции АВОМ АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» совместно с ПАО «Казанькомпрессормаш» (Группа ГМС) начинался с технического задания (ТЗ), созданного на основании идеи создания АВОМ собственного производства и анализа рынка сбыта АВОМ, подбора технических параметров работы АВОМ применительно к компрессорным установкам с учетом минимальных затрат средств и времени на создание, производства и обслуживания в процессе эксплуатации потребителем, применяя CALS-системы производства.

На первом этапе создания нового образца АВОМ проведен анализ конструкций, имеющихся образцов на рынке и проблем, возникающих при эксплуатации данных АВОМ [1, 2], подобран наиболее подходящий аналог российского производства с подобными техническими параметрами согласно ТЗ.

Вторым этапом, предложена конструкция АВОМ согласно расчетным данным по воздушному и масляному тракту, подобраны конструкции теплопередающих элементов с интенсификаторами теплообмена, проведены натурные эксперименты, подтверждающие работоспособность конструкции, создана 3D модель аппарата и проведено численное исследование с помощью САПР с целью экономии времени, средств и окончательного выбора исходной конструктивной схемы и оптимальных характеристик будущей конструкции [3, 4]. На рисунке 1 представлена 3D модель опытного образца АВОМ.

Третьим этапом выбирались материалы для всех элементов исходной конструкции и выпущена детально рабочая конструкторская документация с учетом технологии производства и защищено авторское право в виде патента РФ [5]. В патенте подробно опи-

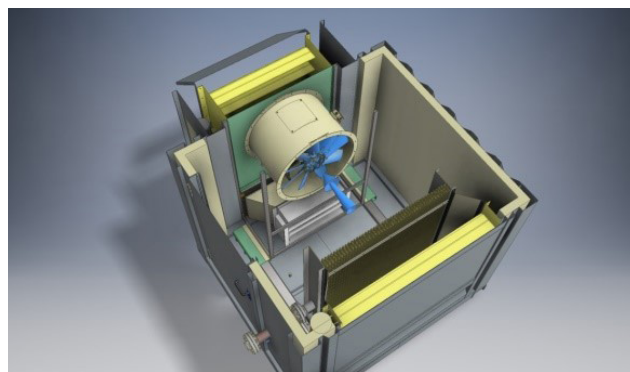


Рисунок 1. 3D модель АВОМ

саны режимы работы АВОМ и особенности конструкции. Основным экономический эффект предполагается достигнуть за счет максимального использования стандартных, покупных элементов конструкции без ущерба новым свойствам конструкции, обеспечивающим ее конкурентоспособность.

На четвертом этапе проведена сборка опытного образца АВОМ (рис.2).

Представленный аппарат воздушного охлаждения масла представляет собой блок-контейнер, который является корпусом – опорно-защитным элементом для размещения оборудования и изолирует внутренний объем от внешней среды, в котором расположен маслоохладитель, охлаждающийся воздухом, направленным по направляющей перегородке, вследствие работы на всасывание двух осевых вентиляторов. Регулирование расхода воздуха осуществляется по отлаженному алгоритму САУ, согласующему работу вентиляторов, оборудованных электродвигателями с преобразователями частоты, входного воздушного управляемого двухсекционного клапана и выходного воздушного трехсекционного клапана, изменяющих положение заслонок жалюзи с помощью взрывозащищенных электроприводов. Внутренняя рециркуляция нагретого электронагревателем воздуха осуществляется по рециркуляционному каналу при закрытых клапанах и одновременной работе вентиляторов. Маслоохладитель состоит из отдельных охлаждающих теплообменных секций, что повышает его эксплуатационные качества, облегчая техническое обслуживание и ремонт как отдельных секций, так и всего маслоохладителя, включая устранение засоров внутренних каналов.

Аппарат воздушного охлаждения масла работает следующим образом. Нагретое масло, получившее



Рисунок 2. Внешний вид аппарата воздушного охлаждения масла

тепло в системе смазки компрессорной установки поступает в маслоохладитель, где охлаждается. Режимы работы АВОМ обеспечиваются системой автоматического управления (САУ) и разделяются на режимы: «Разогрев», «Охлаждение» и «Охлаждение с рециркуляцией», «Горячий резерв».

Концепция опытного образца АВОМ имеет совершенствования конструкции, в частности направляющие для канала подвода охлаждающего воздуха, трансформируемый блок-контейнер, позволяющий уменьшать габариты при транспортировке. Система автоматического регулирования осуществляется не только с помощью температуры, но и при помощи других параметров, важных при пуске маслосистемы. Режим «Разогрев» осуществляется как подогревом циркулирующего воздуха, так и масляными ТЭН. Работа в режиме «естественной конвекции» с точки зрения экономии электроэнергии осуществляется с помощью особого профиля каналов воздуха, применением маслоохладителя, представляющего собой совокупность отдельных оребренных труб с одним коллектором, позволяющим при необходимости осуществить установку второго ряда оребренных труб для повышения производительности АВОМ в целом.

Проведены испытания согласно рекомендациям [6, 7] и дополнительные испытания с целью проверки в работе отдельных элементов и изделия в целом, совмещая различные виды проверки на одном испытании и упрощение программ испытаний с целью снижения затрат.

В ходе испытаний конструкция опытного образца подверглась доработкам для всестороннего соответ-

ствия характеристик ТЗ, а именно по заключению согласно испытаний различной по конструкции теплообменной секции, площади теплообмена и нескольких видов течения теплоносителя в маслоохладителе (МО) (рис. 3), выбран наиболее оптимальный вариант, сохраняющий тождество увеличения интенсивности теплообмена (тепловой мощности) и уменьшения при этом гидравлический потерь при течении теплоносителя. Значения тепловой мощности и гидравлические потери в ограниченных габаритных размерах указаны ТЗ. Оптимальный вариант при заданных тепловой мощности, габаритах и гидравлическом сопротивлении в каналах теплоносителя (масла) представлен на рис. 3, в. Такая конструкция МО с двухрядным расположением теплообменных секций [8] и двухходовым течением масла обтекающих за один ход первый ряд секций и перетекающих во второй ряд имеет наиболее

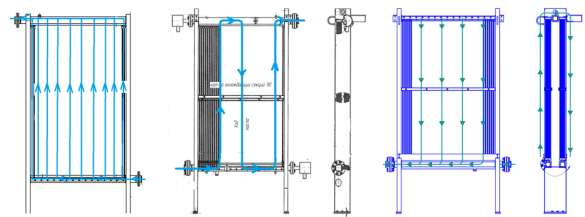


Рисунок 3. Различные варианты исполнения маслоохладителя: а – однорядный одноходовой; б – двухрядный трехходовой; в – двухрядный двухходовой

оптимальные значения гидравлического сопротивления, заданного ТЗ.

Заключение

В заключение пятым этапом запланированы ресурсные испытания АВОМ на одном из объектов нефтегазовой отрасли с целью окончательной доводки образца для исключения возможности аварий и принципиальных переделок, недопустимых в процессе серийного производства и эксплуатации. После необходимо провести работу по технологической отработке конструкции с сертификацией и серийным производством изделия.

Список использованных источников:

1. Кадыров, Р.Г. Аппараты воздушного охлаждения масла для компрессорных установок. Повышение эффективности/ Р.Г. Кадыров, И.И. Хабибуллин, Р.М. Низамутдинов, Ю.А. Паранин// Компрессорная техника и пневматика-2019. - №1 – с.35-42.
2. Интенсификация тепломассообмена в аппаратах воздушного охлаждения Хабибуллин И.И., Низамутдинов Р.М., Кадыров Р.Г. Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2018. Т. 74. № 4. С. 55-60.
3. Хабибуллин, И.И. Численное моделирование процессов теплообмена в аппарате воздушного охлаждения масла / И.И. Хабибуллин, Р.М. Низамутдинов, Р.Г. Кадыров, И.В. Николаенко, М.В. Гуреев, С.В. Тиунов // Газовая промышленность-2019. -№2 – с.84-90.
4. Определение рациональных компоновочных ре-

шений для аппарата воздушного охлаждения масла систем смазки компрессорных установок с использованием методов физического и численного моделирования Гуреев М.В., Хабибуллин И.И., Скрыпник А.Н., Маршалова Г.С., Попов И.А., Кадыров Р.Г., Гуреев В.М., Чорный А.Д., Жукова Ю.В. Известия Национальной академии наук Беларуси. Серия физико-технических наук. 2020. Т. 65. № 2. С. 215-223.

5. Пат. 190872 U1 Российская Федерация, МПК F16N 39/04 Аппарат воздушного охлаждения масла [текст]/ Низамутдинов Р.М., Хабибуллин И.И., Кадыров Р.Г.; заявитель и патентообладатель АО «НИИтурбокомпрессор». - № 2019109961; заявл. 04.04.2019; опубл.

16.07.20190 Бюл. №20 - 4 с.

6. ГОСТ Р 51364-99 Аппараты воздушного охлаждения. Общие технические условия – М.: ИПК издательство стандартов, 2000. – 63 с.

7. ГОСТ ISO 13706-2011 Аппараты с воздушным охлаждением. Общие технические требования – М.: Стандартиформ, 2013 – 101 с.

8. Пат. 2066036 С1 Российская Федерация, МПК F28F 1/26, F28F 3/04. Теплообменный элемент/ Деулин К.Н., Мельников С.Н.; заявитель и патентообладатель ООО фирма «Термокам». - № РД0039306; заявл. 07.08.2008; опубл. 20.09.2008, БИ: 26/2008. - 6 с.

ОБ АНАЛИЗЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ДОЖИМНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ В СОСТАВЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ОБУСТРОЙСТВА МЕСТОРОЖДЕНИЙ ПРИРОДНОГО ГАЗА

М.А. Воронцов^{1,2}, В.Е. Петропавлов³, А.С. Грачев¹, А.В. Козлов¹

¹ООО «Газпром ВНИИГАЗ», Российская Федерация, п. Развилка.

²ФГАОУ ВО «РГУ нефти и газа (НИУ) имени И. М. Губкина».

³ПАО «Газпром».

Аннотация

Рассмотрены вопросы оценки функциональной надежности (ФН) работы дожимных компрессорных станций (ДКС) в составе технологических систем обустройства месторождений природного газа. Представлено обоснование актуальности исследования ФН ДКС, а также предложен методический подход к ее оценке.

Ключевые слова: дожимная компрессорная станция, основные целевые технологические функции, газоперекачивающий агрегат, функциональная надежность.

Введение

Дожимная компрессорная станция (ДКС) является критически важным элементом в составе технологических систем обустройства месторождений природного газа, что определяет высокие требования к ее надежности и эффективности. Это во многом обусловлено тем, что ДКС является практически единственным «активным» технологическим объектом, в том смысле, что именно ДКС обеспечивает повышение давления газа до значений, необходимых для осуществления процессов добычи, в то время как остальные технологические объекты газовых промыслов в основном являются «заказчиками и потребителями давления». Например, для работы систем подготовки газа и его передачи потребителям требуется обеспечить соответствующее (проектное) значение давления, в газос-

борных сетях неизбежно возникают потери давления, которые необходимо компенсировать и т.п. Кроме того, ДКС единственный объект, изменением режимов работы которого возможно скомпенсировать изменения условий эксплуатации газового промысла по мере естественного снижения пластовых давлений, что позволяет обеспечивать выполнение плановых производственных показателей. Соответственно, повышение надежности ДКС необходимо для повышения надежности технологического процесса добычи газа.

В общем случае различают задачи структурной и функциональной надежности (ФН) технических систем (ТС). Задачи обеспечения структурной надежности решаются с использованием методов традиционной теории надежности, которая исследует процессы отказов и восстановления объектов как ТС в целом, так и ее элементов. Анализ структурной надежности ТС в основном охватывает два состояния технических объектов – работоспособное и неработоспособное. При эксплуатации возникают и «промежуточные» состояния ТС, когда они в целом сохраняют работоспособность, но при этом не обеспечивают основные целевые технологические функции (ОЦТФ) в полном объеме, например, при отклонениях фактических условий работы ТС от проектных. Обеспечение целевых функций ТС в непроектных условиях эксплуатации относится к задачам обеспечения функциональной надежности [1, 2]. В данной статье рассматривается ФН ДКС.

Методы анализа ФН сложных ТС в настоящее время

мя активно развиваются и применяются для определения и обоснования наиболее рациональных технико-технологических решений в энергетике [3], при разработке и тестировании информационных и операционных систем [4], систем безопасности [5] и др. Применительно к газовой промышленности задачи, решение которых связано с оценкой ФН технологических систем, рассмотрены в работах [2, 6, 7].

Как уже отмечалось, ДКС является единственным «активным» объектом, создающим давление, требуемое для реализации процессов добычи газа в условиях естественного снижения пластовых давлений. Соответственно, ДКС является и единственным объектом, изменением режимов работы которого возможно скомпенсировать отклонение фактических условий эксплуатации промысловых систем от проектных значений (например, увеличения темпов снижения пластовых давлений) и обеспечить выполнение плановых производственных показателей. Таким образом, задача обеспечения функциональной надежности ДКС является актуальной задачей, т.к. при этом повышаются эффективность и надежность технологических процессов добычи газа в целом.

Важно отметить, что в настоящее время отсутствует общепризнанное определение термина «функциональная надежность» (англ. functional reliability, dependability). В данной статье по аналогии с [2, 8–11] принято, что ФН ДКС – это способность ДКС обеспечить выполнение ее ОЦТФ в условиях отклонения основных показателей эксплуатации от проектных

Методический подход к анализу ФН ДКС

Методический подход к анализу ФН ДКС сформирован в результате комбинирования методики проектного расчета компрессорных станций и метода сценарного анализа, и включает в себя следующие основные этапы:

Этап 1: Идентификация функциональных отказов (ФО) ДКС и факторов (угроз) ФН ДКС.

Этап 2: Проведение количественной оценки показателей ФН ДКС для различных вариантов ее оснащения.

Этап 3: Проведение сравнительного анализа показателей ФН различных вариантов оснащения ДКС.

Функциональным отказом ДКС считается реализация варианта эксплуатации, при котором ОЦТФ не обеспечиваются (полностью или частично), а факторами ФН – причины и события, которые приведут к наступлению ФО (угрозы обеспечения ФН) [2].

При реализации первого этапа методического подхода осуществляется идентификация сценариев, которые могут привести к невыполнению ОЦТФ. Объективно, если разработка технико-технологических решений для оснащения ДКС осуществляется в предположении, что проектные показатели эксплуатации являются однозначно заданными (детерминированными), риск невыполнения ОЦТФ может в основном возникнуть при отклонении фактических показателей эксплуатации ДКС от проектных значений. Соответственно, на первом этапе также осуществляют

количественную оценку возможных отклонений расходных и термобарических параметров фактических режимов работы от их проектных значений [2]. Для количественной оценки возможно использовать статистические данные, полученные для схожих объектов, или использовать оценки геологических рисков, выполненные профильными специалистами.

На втором этапе выполняются расчетные исследования режимов работы ДКС для различных вариантов ее оснащения. Выполняются расчеты режимов работы для варианта реализации проектных показателей эксплуатации и при отклонениях от них, на основании полученных результатов выполняются расчеты показателей количественной оценки ФН.

Для количественной оценки функциональной надежности ДКС необходимы параметры, которые позволяют оценивать последствия от изменений режимов работы ДКС при наступлении ФО. К таким параметрам относятся [2, 6]:

- потребность во введении в работу резервных газоперекачивающих агрегатов (ГПА),
- потребность в установке и введении в работу дополнительных ГПА (в дополнение к уже установленным),
- запас по объемной производительности ДКС при работе с установленным количеством ГПА и при соблюдении норм их резервирования (в случае снижения пропускной способности ДКС ниже проектных объемов добычи является отрицательной величиной),
- изменение потребности в топливно-энергетических ресурсах (ТЭР), в топливном газе (в случае применения ГПА с тепловым двигателем в качестве привода) или в электрической энергии (в случае применения электроприводных ГПА).

На третьем этапе осуществляется сравнительный анализ показателей ФН для различных вариантов оснащения ДКС и разрабатываются рекомендации для выбора наиболее рационального варианта.

Проведение анализа ФН в соответствии с представленным методическим подходом позволяет также подготовить исходные данные для оценки основных рисков проекта разработки: необеспечение проектных объемов добычи, увеличение операционных затрат и т.п. Это обусловлено тем, что каждый показатель в предложенной системе количественной оценки ФН ДКС характеризует как технологические, так и экономические аспекты эксплуатации ДКС и разработки месторождения:

потребность во введении резервных ГПА характеризует способность ДКС поддерживать ОЦТФ в условиях отклонений расходных и термобарических показателей от проектных значений без дополнительных затрат на ввод агрегатов, и тем самым дает оценку потребности в дополнительных капитальных вложениях для установки и введения в работу дополнительных ГПА и/или для реконструкции ДКС,

резерв ДКС по объемной производительности при стандартных условиях характеризует разницу между производительностью по проекту и максимально возможной производительностью в условиях отклонения

давления от проектных значений, т.е. указывает на наличие возможности интенсификации объемов добычи с точки зрения пропускной способности ДКС или на потенциальное снижение объемов добычи,

изменение потребности в ТЭР позволяет сравнить варианты оснащения ДКС, исходя из изменения показателей энергоэффективности процесса сжатия газа, т.е. позволяет количественно оценить риск увеличения эксплуатационных затрат.

Таким образом, путем умножения значения указанных показателей ФН ДКС на стоимостные показатели (стоимость ГПА, топливно-энергетических ресурсов, товарного газа и т.п.) и с учетом вероятности реализации негативных сценариев, лицо, принимающее решение, получает количественную оценку проектных рисков, которые могут реализоваться при отклонении фактических показателей эксплуатации ДКС от проектных значений. Такой подход был реализован в работе [6].

Оценку ФН ДКС целесообразно проводить заблаговременно на предпроектной стадии (как при проектировании новых, так и реконструкции существующих ДКС), это позволяет определить наиболее оптимальные технико-технологические решения для обустройства ДКС с учетом возможных отклонений фактических показателей эксплуатации (термобарические, расходные и др. параметры) от проектных значений [2, 6]. Это в свою очередь позволит повысить надежность и эффективность процессов добычи газа, т.к. обеспечит безусловное выполнение целевых показателей проектов разработки месторождений (объемы добычи природного газа, его подготовка и т.п.) в т.ч. при нерасчетных условиях эксплуатации.

Заключение

Повышение эффективности и надежности промысловых технологических систем добычи газа остается на сегодняшний день актуальной задачей. Важным направлением исследований для достижения этой задачи является исследование режимов работы ТС в широком диапазоне изменения показателей эксплуатации, в т.ч. при отклонении фактических значений от проектных. ДКС является единственным промысловым технологическим объектом, обеспечивающим повышение давления газа до значений, необходимых для компенсации потерь давления в газосборных системах, функционирования систем подготовки газа и для передачи газа потребителю. Соответственно, ДКС также является основным объектом, путем изменения режимов работы которого возможно обеспечить:

работоспособность технологических систем добычи газа в условиях естественного снижения пластового давления,

компенсацию отклонений фактических показателей эксплуатации от их проектных значений (например, ускорение темпов снижения пластовых давлений относительно прогноза).

Таким образом, определение наиболее целесообразных вариантов обустройства ДКС, обеспечивающих выполнение проектных объемов добычи, в т.ч. и при

отклонениях фактических показателей эксплуатации ДКС (термобарические, расходные и др. параметры) от проектных значений, является актуальным направлением прикладных научных исследований.

Указанная задача относится к задачам обеспечения функциональной надежности. Авторами разработан методический подход к оценке ФН ДКС, основанный на количественной оценке негативных последствий, которые возможны в результате отклонений фактических параметров эксплуатационных режимов от проектных значений. Для количественной оценки ФН предложено несколько показателей, оказывающих влияние на капитальные и эксплуатационные затраты:

- потребность во введении в работу резервных ГПА,
- потребность в установке и введении в работу дополнительных ГПА,
- запас по объемной производительности ДКС с установленным количеством ГПА и при соблюдении норм резервирования ГПА,
- изменение потребности в топливно-энергетических ресурсах (топливном газе и/или в электроэнергии) и в установленных ГПА.

Эффективность и целесообразность выбора наиболее рациональных вариантов обустройства ДКС на основании результатов анализа ФН подтверждена в ходе выполнения работ по оценке рисков применения подводных ДКС [6] и повышения эффективности КС ПХГ [2]. Разработанный методический подход к оценке ФН имеет потенциал для дальнейшего развития с целью создания общего подхода для КС различного технологического назначения.

Представленный подход к оценке ФН может быть использован при разработке мероприятий и технико-технологических решений для управления рисками и неопределенностями при разработке месторождений [7], а также для оценки рисков при принятии инвестиционных решений.

Список использованных источников:

1. I. B. Shubinsky, and Dr. Hendrik Schäbe. On the definition of functional reliability, *Reliability: Theory & Applications*, vol. 7, no. 4 (27), 2012, pp. 8-18.
2. Воронцов М.А., Грачев А.С., Грачева А.О., Киркин М.А., Мельникова А.В. Анализ функциональной надежности работы компрессорных станций в составе ПХГ при отклонении фактических показателей эксплуатации от проектных значений. *Надежность*. 2022;22(1):44-51. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2022-22-1-44-51>
3. Amol Wakankar, Ashutosh Kabra, A.K. Bhattacharjee, Gopinath Karmakar, Architectural model driven dependability analysis of computer based safety system in nuclear power plant, *Nuclear Engineering and Technology*, Volume 51, Issue 2, 2019, Pages 463-478.
4. Kleiman, L. & Freyman, V.. (2021). IMPROVING THE FUNCTIONING RELIABILITY OF THE INFORMATION MANAGEMENT SYSTEM ELEMENTS, USING BUILT-IN DIAGNOSTIC TOOLS. *Radio Electronics, Computer Science, Control*. 1. 158-171. 10.15588/1607-3274-2021-

1-16.

5. РД 25.03.001–2002 Системы охраны и безопасности объектов. Термины и определения

6. Технологические риски при эксплуатации подводных компрессорных установок / М.А. Воронцов, А.С. Грачев, М.А. Киркин, Е.В. Богатырева, М.Ф. Нуриев, А.В. Дроздов, А.И. Новиков, Д.Н. Снежко // Сборник работ лауреатов Международного конкурса научных, научно-технических и инновационных разработок, направленных на развитие и освоение Арктики и континентального шельфа 2018 года. - 2018. - №1. - С. 52-59. <https://in.minenergo.gov.ru/upload/tek/analitika/Arctica-2018-web.pdf>

7. Ю.Н. Васильев, Р.Н. Гимадеева, В.Г. Ильницкая Неопределенности и риски при проектировании и управлении разработкой газовых месторождений // Науч-

но-технический сборник Вести газовой науки. - 2014. - №4. - С. 16-22.

8. ГОСТ Р 56205-2014 IEC/TS 62443-1-1:2009 Сети коммуникационные промышленные. Защищенность (кибербезопасность) сети и системы. Часть 1-1. Терминология, концептуальные положения и модели.

9. ГОСТ Р 57329-2016/EN 13306:2010 Системы промышленной автоматизации и интеграция. Системы технического обслуживания и ремонта. Термины и определения

10. ГОСТ Р ИСО/МЭК 15026-1-2016 Системная и программная инженерия. Гарантирование систем и программного обеспечения. Часть 1. Понятия и словарь

11. Luciano Burgazzi. Reliability Evaluation of Passive Systems Through Functional Reliability Assessment // Nuclear Technology. - 2003. - №144. - С. 145-151.

ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ВНЕДРЕНИЯ ИННОВАЦИЙ В ОТЕЧЕСТВЕННОМ ТУРБОМАШИНОСТРОЕНИИ. КОМПАНИЯ АО «ТУРБОХОЛОД»

И.А. Бабиченко¹, К.К. Соколов¹, А.А. Михайлов¹

¹АО «Турбохолод»

Аннотация

В статье рассматривается опыт АО «Турбохолод» в областях разработки и поставки турбодетандерных агрегатов (ТДА) для оснащения промышленных технологических объектов газовой промышленности России и стран ближнего зарубежья. Представленные сведения представляют интерес для специалистов в области холодильных турбомашин, руководителей машиностроительных предприятий, как пример создания и развития современной инновационной компании на базе отечественной инженерной школы.

Ключевые слова: турбодетандер, турбодетандерный агрегат (ТДА), установка комплексной подготовки газа, низкотемпературная сепарация, добыча газа, производство ТДА, разработка ТДА.

Краткая история создания и развития

АО «Турбохолод» современная отечественная компания, специализирующаяся на создании и поставке турбохолодильной техники для оснащения технологических объектов газовой промышленности [1, 2].

Началом истории АО «Турбохолод» считается 1962 год, в котором было создано специальное конструкторское бюро (СКБ) «Турбохолод». Первоначально, это был филиал авиационного предприятия Минавиапрома СССР, соответственно, АО «Турбохолод» наследник отечественной инженерной авиационной школы турбомашиностроения. Более детально исторический путь предприятия представлен в соответствующем разделе на сайте компании [3]. Одним из ключевых этапов развития нашей компании мы считаем реорганизацию в 1993 году СКБ «Турбохолод» в ОАО «Турбохолод» (сегодня АО «Турбохолод»), когда было принято решение о специализации компании на разработке турбохолодильных машин, работающих на природном газе. В начале 1990-х годов для руководства предприятия было очевидным, что существует потребность в турбохолодильном оборудовании для нужд отечественной газовой отрасли. Было понятно, что в нефти и газодобывающих отраслях восполнение объемов добычи будет происходить за счет запасов глубокозалегающих залежей, газ которых характеризуется высоким конденсатным фактором, и для его подготовки потребуются организация процессов низкотемпературной сепарации (НТС) с турбодетандерными агрегатами [4, 5]. Организационные сложности этого периода в основном связаны с распространенной в то время точкой зрения, что более целесообразно по-

купать оборудование у зарубежных производителей, а не развивать и/или поддерживать отечественные предприятия. Однако, с учетом того, что газовая промышленность является стратегически важной для государства, было обосновано, что для оснащения объектов добычи газа требуются оборудование отечественного производства. В результате, создание такой компании позволило обеспечить спрос на уникальные турбохолодильные агрегаты (ТДА), и создать достойные условия для интеллектуального труда, что в свою очередь позволило удержать в России уникальных специалистов.

Дальнейшее развитие компании и ее современную историю удобно рассматривать на примере совершенствования ТДА производства АО «Турбохолод» и расширения спектра решений и услуг, предоставляемых заказчикам.

Продукция, решения и услуги

Начиная с 1993 года АО «Турбохолод» успешно реализовало ряд проектов, в т.ч.:

- модернизация физически и «морально» устаревших сменных проточных частей (СПЧ) ТДА в составе установок подготовки природного газа (УКПГ) и станций охлаждения газа (СОГ) месторождений Ямбурга, установленных в 80-х годах прошлого века,
- разработка серийных ТДА с активными магнитными подшипниками (АМП),
- разработка ТДА с вертикальным корпусом.

Модернизация ТДА в составе СОГ на Ямбургском месторождении выполнена как с сохранением масляных подшипников, так и с их заменой на АМП. Кроме того, в рамках проекта модернизации агрегатов была разработана осевая турбина (ОТ), взамен центростремительной. Эффективность разработанной ОТ не уступает центростремительным аналогам (адиабатный КПД составляет от 80 до 85 % в зависимости от отношения давлений), при этом осевая турбина менее чувствительна к жидкостной нагрузке вследствие меньшего времени контакта сконденсировавшихся частиц жидкости и элементов конструкции проточной части. В настоящее время эффективность применения ОТ в ТДА подтверждена практическим опытом эксплуатации, и остается исключительным «ноу-хау» АО «Турбохолод».

Разработка серийных ТДА с АМП стала логичным продолжением успешной опытно-промышленной эксплуатации опытного образца модернизированных СПЧ с АМП на объектах Ямбурга и в настоящее время

на Заполярном, Бованенковском, Песцовом и других месторождениях ПАО «Газпром» [6].

Разработка ТДА с вертикальным корпусом осуществлена в результате выполнения комплекса научных и конструкторских разработок, выполняемых наряду с выполнением основных договорных обязательств. В результате был разработан и введен в эксплуатацию перспективный ТДА с вертикальным корпусом [7], не имеющий на сегодняшний день аналогов и обладающий рядом преимуществ перед агрегатами с горизонтальными корпусами: меньшая площадь для установки агрегата, меньшее время на монтаж и демонтаж СПЧ, эффекта разгрузки подшипниковых узлов при работе ТДА (осевая сила компрессора действует в противоположном направлении силы тяжести) и т.п.

Турбодетандерные агрегаты с вертикальным корпусом применены при реализации крупных проектов ПАО «Газпром», имеющих высокое стратегическое (и даже геополитическое) значение, для оснащения:

- СОГ на компрессорной станции Ярынская в составе Северо-Европейского газопровода [6],
- УКПГ на Чаяндинском месторождении, названным Сердцем экспортного магистрального газопровода «Сила Сибири» [6, 7, 8].

Результатом системной работы в продолжении почти двадцати лет по разработке и организации производства серийного оборудования, а также поисковых исследований стало то, что ТДА производства АО «Турбохолод» составляет более 90 % парка турбодетандеров, применяемых в составе технологических объектов отечественных нефтегазовых компаний [1]. Компания выпускает современные ТДА с полезной нагрузкой в виде газового компрессора, с единичной производительностью 5...25 стандартных млн. м³/сут, с отношением давлений в турбине более 2,0 для рабочих давлений до 13,5 МПа, а температур до минус 170 С [9].

Наряду с производством ТДА АО «Турбохолод» разрабатывает интегрированные решения [10] по разработке, производству и поставке комплекта ТДА с комплектом запорно-регулирующей арматуры и трубопроводов, расположенного на единой раме. Кроме того, компания предоставляет комплексные услуги компаниям газоперерабатывающей и нефтехимической отрасли на протяжении всего жизненного цикла применения ТДА, включая пуско-наладочные работы, поставку запасных частей и осуществление ремонта, а также обучение персонала Заказчика [11].

О единстве противоречий. Особенности промышленных ТДА и комплексный подход АО «Турбохолод» к их разработке

Разработка и производство такой специализированной техники, как турбохолодильные турбомашин осуществляется на стыке противоречий, что требует разработки нетрадиционных технических и организационных решений.

Основное противоречие заключается в том, что рынок специализированной техники для нефтегазовых объектов, как правило небольшой по сравнению с ана-

логичной техникой более общего назначения, однако при этом для обеспечения ее надежности и эффективности требуется решать специфические уникальные задачи.

Например, спрос на турбохолодильную технику для нужд нефтегазовой отрасли существенно меньше, чем на подобные агрегаты для климатических и холодильных установок общего назначения. При этом конструкторам промышленных ТДА предстоит решать более сложные задачи для обеспечения эффективной и надежной работы оборудования, причем часто приходится оперативно выполнять поисковые работы для адаптации технических решений под фактические условия эксплуатации, зачастую уникальные для каждого объекта применения. В основном уникальность и сложность конструкторских задач обусловлена уникальностью термобарических условий и компонентных составов газов на каждом месторождении. Существенным отличием промышленных ТДА является то, что их рабочим телом является «реальный» природный газ, который содержит жидкость и твердые примеси, а также низкокипящие фракции, конденсирующиеся в процессе расширения. Также важно отметить, что создателям ТДА для промышленных объектов приходится иметь дело не только с тяжелыми условиями эксплуатации, но и с неопределенностями показателей эксплуатации агрегата [12, 13]: как правило имеет место отклонение фактических и проектных значений давлений и температур, а также состава газа.

Таким образом, совокупность уникальных условий эксплуатации и фактор неопределенности показателей эксплуатации на этапе проектирования приводит к тому, что создание турбохолодильной техники для газовых промыслов требует индивидуального подхода, так как универсальные типовые решения на сегодняшний день существуют для турбохолодильной техники, работающей на чистых газах, которые в основном встречаются в холодильных и климатических системах. В условиях газовых промыслов новые спроектированные проточные части могут требовать доводки уже после испытаний на реальном газе в условиях газового промысла. Соответственно, для решения сложных и уникальных задач требуются дополнительные временные и финансовые затраты, что в свою очередь противоречит объективному желанию Заказчика оптимизировать (снижать) цену на приобретаемое оборудование.

Таким образом, работа в бизнес-сегментах специализированного оборудования, таких как ТДА для технологических систем газовых промыслов, альтернативно требует разрабатывать и применять инновационные подходы в технических и в организационных вопросах, накапливать и консолидировать производственный опыт, проводить поисковые исследования, осуществлять подготовку уникальных специалистов и т.п. Представленный спектр задач должен решаться в короткие сроки, что может быть реализовано только при взаимодействии с отечественными производителями, мировыми технологическими лидерами, ВУЗами, государственными фон-

дами поддержки разработки новых технологий.

В настоящее время поставка и эксплуатация турбохолодильной техники АО «Турбохолод» осуществляется при сотрудничестве с надежными партнерами, в числе которых одно из старейших отечественных предприятий – ОАО «Завод имени В.А. Дегтярёва» (РФ, Владимирская обл., г. Ковров), обладающее ресурсом высокотехнологического производства.

Дальнейшее повышение эффективности и надежности промысловых ТДА АО «Турбохолод»

Развитие турбохолодильной техники производства АО «Турбохолод» осуществляется по двум основным направлениям: совершенствование существующих агрегатов на основе опыта длительной эксплуатации на действующих объектах и разработка новых перспективных конструкций. Соответствующие разработки и исследования ведутся с учетом современных вызовов, стоящих перед отечественными производителями промысловых ТДА, в числе которых:

- повышение надежности турбомашин для многофазных потоков,
- исключение использования комплектующих зарубежного производства,
- увеличение единичной мощности и производительности ТДА,
- создание ТДА для бестопливной генерации электрической энергии в условиях нефтяных и газовых промыслов.

Решение указанных и других перспективных задач осуществляется на базе фундаментальных исследований многофазных потоков природного газа, в частности, задачи расчета движения многофазных газовых потоков в проточной части турбины с учетом возникновения фазовых переходов.

Первоочередная задача для всех производителей РФ – снижение импортных комплектующих для АО «Турбохолод» упрощается тем, что в выпускаемых ТДА был только один импортируемый узел – система магнитного подвеса. До недавнего времени в составе ТДА применялись АМП производства “SKF Magnetic Mechatronics S.A.S” (Saint-Marcel, Франция), подобное сотрудничество на раннем этапе было безальтернативным, но зависимость от импортных поставок никогда не устраивала наше предприятие. Системно накапливался опыт эксплуатации АМП, осуществлялось осмысление конструктивных и технологических решений, в результате сегодня предприятие уверенно осваивает свое производство магнитных подшипников и систем их управления совместно с Заводом им. В.А. Дегтярёва и дочерними компаниями ПАО «Газпром».

В части важных перспективных направления развития продукции АО «Турбохолод» важно отметить решение задачи увеличения производительности и единичной мощности ТДА, которая осуществляется при поддержке Министерства промышленности и торговли Российской Федерации.

Заключение. Оптимизм, надежды и уверенность

В заключении, перед тем, как дать резюме по пред-

ставленной информации, вспомним две одновременно и простые и сложные «истины»:

Путь в тысячу миль, начинается с маленького шага, нежелание решать сложные задачи из-за страха совершить ошибку – это и есть самая главная ошибка.

Эти истины простые, потому что практически все люди согласны с их очевидностью, а сложные потому, что многим сложно сделать их частью своей жизни. Нашей компании удалось в значительной мере построить свой бизнес, совершая последовательно маленькие шаги на пути решения сложной задачи, которую мы поставили перед собой – обеспечить потребность газовой отрасли в уникальных турбохолодильных агрегатах.

Компания осуществляет поисковые и научно-исследовательские конструкторские разработки, и реализует комплексный подход к созданию уникальной техники и сегодня АО «Турбохолод» является единственной в России специализированной машиностроительной организацией, обладающей компетенциями, необходимыми для создания турбодетандерных агрегатов для низкотемпературной подготовки природного газа и для его охлаждения при транспортировке в зонах вечной мерзлоты. В числе наших заказчиков крупные отечественные и зарубежные компании, такие как ПАО «Газпром», ПАО «Лукойл» и ПАО «Новатэк», АО «Узбекнефтегаз» и др.

Наш опыт подтверждает, что создание успешных инновационных компаний на основе наследия отечественной инженерной школы возможно и мы готовы делиться этим опытом с коллегами-машиностроителями. Мы остаемся открытыми для сотрудничества, понимая, что консолидация осознанных усилий – эффективный способ преодоления сложностей, а значит и наиболее быстрый путь к успеху.

Список использованных источников:

1. Хетагуров В.А., Слугин П.П., Воронцов М.А., Кубанов А.Н. Опыт и перспективы применения турбодетандерных агрегатов на промысловых технологических объектах газовой промышленности России // Газовая промышленность. 2018. № 11. С. 14-22.
2. <http://turbokholod.ru/> [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 01.10.2021).
3. <http://turbokholod.ru/company/history/> [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 14.05.2022).
4. Кубанов А.Н., Хетагуров В.А., Дедученко Ф.М. Перспективы использования турбохолодильной техники на объектах добычи газа // Газовая промышленность. 2004. № 12. С. 65-68.
5. Кубанов А.Н., Воронцов М.А., Федулов Д.М., Глазунов В.Ю. Технологический анализ работы турбохолодильной техники на начальном этапе эксплуатации УКПГ-2 Бованенковского НГКМ // Вестник газовой науки. 2013. № 4. С. 82-87. http://vesti-gas.ru/sites/default/files/attachments/84-89_stranicy_iz_vgn-razrabotka-2013-v28.pdf [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 14.05.2022).

6. <http://turbokholod.ru/company/reference/> [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 14.05.2022).

7. <http://turbokholod.ru/product/adkg-20/> [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 14.05.2022).

8. <https://noyabrsk-dobycha.gazprom.ru/press/video/5/> [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 14.05.2022).

9. <http://turbokholod.ru/category/turboexpanders/turboexpander-compressors/> [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 14.05.2022).

10. <http://turbokholod.ru/category/>

[turbodetandernyj-generatornyjj-agregat/integral-solutions/](http://turbokholod.ru/category/turbodetandernyj-generatornyjj-agregat/integral-solutions/) [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 01.10.2021).

11. <http://turbokholod.ru/our-services/> [Электронный ресурс]. Режим доступа: (дата обращения: 14.05.2022).

все модификации ТДА АО «Турбохолод», как с горизонтальным, так и с вертикальным корпусом, оснащены АМП, включая ТДА для оснащения УКПГ и СОГ на Заполярном, Бованенковском, Песцовом и других месторождениях ПАО «Газпром» [6].

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНООСЕВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ (РОС) ТУРБОДЕТАНДЕРНОГО АГРЕГАТА СИСТЕМЫ НИЗКОТЕМПЕРАТНОЙ СЕПАРАЦИИ (НТС) ПРИРОДНОГО ГАЗА

Л.Я. Лазарев¹, А.П. Черных², В.А. Михаленко³, В.А. Фадеев¹

¹ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ».

²ООО НПП «Газэлектроприбор».

³ООО «Газпром Геотехнологии».

Одним из широко используемых методов подготовки природного газа к транспорту потребителю является метод низкотемпературной сепарации (НТС) с использованием турбодетандерных агрегатов (ТДА). Обычно ТДА применяются в совокупности с сепарирующими, теплообменными и другими устройствами, обеспечивающими сепарацию гидратов при температурах ниже -20 град С и систему охлаждения газа (СОГ), обеспечивающую транспорт очищенного газа при температурах не выше -2 град С (для районов «вечной мерзлоты»).

Условия работы этого оборудования характеризуются значительными изменениями во времени объективных (не зависящих от человека) параметров, во многом определяющих возможность обеспечения требований НТС и транспорта природного газа: давления газа на выходе из скважины, расхода газа, температуры окружающей среды, состава извлекаемого газа и пр. Для безусловного обеспечения требуемых условий НТС и транспорта приходится оснащать установки комплексной подготовки газа (УКПГ) всевозможными энергозатратными агрегатами и оборудованием – дожимными компрессорными станциями (ДКС), агрегатами воздушного охлаждения (АВО), холодильными машинами (ХМ) и пр.

Обеспечение требуемой температуры НТС и транспорта газа для конкретного ТДА определяется отношением входного к выходному давлению на турбине, температурой перед ней и величиной относительного внутреннего КПД η_{oi} турбины при её со-

вместной работе с компрессором в каждый конкретный момент времени работы УКПГ.

Если на достижение необходимых значений первых двух параметров требуются значительные затраты дополнительных мощностей на ДКС и АВО, то повышение КПД η_{oi} зависит, в основном, от уровня культуры проектирования и производства [1]. С другой стороны, снижение достигнутой в настоящее время величины недоохлаждения в АВО (ниже 8-10 С) и повышение КПД η_{oi} выше достигнутых сегодня ~ 80 - 83 % связано с проведением серьёзных опытно-конструкторских работ (ОКР) [2,3].

Исходя из анализа условий эксплуатации ТДА [4,5,6] можно сформулировать задачу проектирования: необходимо выбрать расчётный режим совместной работы турбины и компрессора, обеспечивающий требуемые условия НТС и транспорта газа при минимальных дополнительных энергозатратах и безусловного соблюдения ограничений по надёжности и технологичности ТДА.

Для решения поставленной задачи необходимо иметь надёжные методики расчёта характеристик турбины и компрессора, основанные на 2d и 3d расчётах и подтверждённые экспериментом. К сожалению, для РОС турбины ТДА, в отличие от осевых турбин с РСА и центробежных компрессоров, объём экспериментальных данных о характере изменения КПД η_{oi} при отклонении величины расхода от расчётного значения удивительно мал и весьма противоречив [7,10,11]. В этой ситуации актуальным является использование

современной вычислительной техники и прикладных пакетов для конструирования и расчётного моделирования режимов работы радиально-осевых ступеней.

В данном исследовании была использована идеология проектирования турбин и компрессоров, основанная на методическом наследии школы А.В. Щегляева, М.Е. Дейча, А.Е. Зарянкина и А.Н. Шерстюка (МЭИ) [6,12]. Конструкторский облик изделий связан с украинскими школами проектирования ТДА ХАИ и «Язык» [13,14].

В статье описываются результаты 2d и 3d расчётных исследований радиально-осевой (центростремительной) ступени турбины (РОС), разработанной для установки комплексной подготовки газа (УКПГ) одного из газовых месторождений. Для демонстрации практики проектирования выбран один из разработанных вариантов ТДА для системы НТС, работающий по схеме «Компрессор + Турбина». По техническому заданию (ТЗ) в зависимости от года эксплуатации происходит почти двукратное (на один агрегат) снижение значений объёмного расхода газа при постоянных абсолютных значениях давления на входе и на выходе ($p_{1r}=1,527$) турбины и температуре на входе $t_0 = +3$ С (рисунок 1). Предполагается, что в течение первых 10 лет в эксплуатации находятся два (одинаковых) блока ТДА, а во вторые 10 лет – один. Для регулирования расхода используется регулируемый (поворотный) сопловой аппарат (РСА). Основное требование к агрегату – поддержание в течение всего срока эксплуатации температуры газа за турбиной не выше $t_2 < -20$ С. Ясно, что возможность обеспечения этого требования

в данных условиях целиком зависит от изменения величины КПД η_{oi} .

Величина расчётного расхода газа для проектирования турбины была выбрана так, чтобы реальный расход газа в течение всего срока эксплуатации не отличался бы от расчётного значения более чем вдвое. Такой выбор, предположительно, должен был бы обеспечить достаточно малое снижение КПД, а, следовательно, и температуры t_2 от расчётного значения.

На предварительном этапе разработки технических предложений важно иметь возможность использовать быстродействующие программы расчёта и оптимизации геометрических и режимных параметров турбинной ступени. Авторы данного исследования в своей практике используют для расчёта турбинных ступеней набор программ (TRX и ROC – для расчёта осевых и радиально-осевых турбин, ROBOT – для оптимизации турбин по КПД, PEREM – для расчёта турбин на переменных режимах и др.), разработанных при их участии на кафедре паровых и газовых турбин МЭИ.

В этих программах для расчёта свойств реального рабочего тела (РТ) требуется задать среднее для процесса расширения значение молекулярного веса (M) или газовую постоянную (R), показатель изэнтропии (k) и поправку «на реальность» (z) : $R = 8310/M_{РТ}$; $k = (c_p/c_v)_{РТ}$; $z = (pv/RT)_{РТ}$. Значения этих величин были получены с использованием рекомендаций [17].

По результатам расчёта по программе ROC для дальнейшего проектирования и исследования был выбран вариант радиально-осевой турбины, геоме-

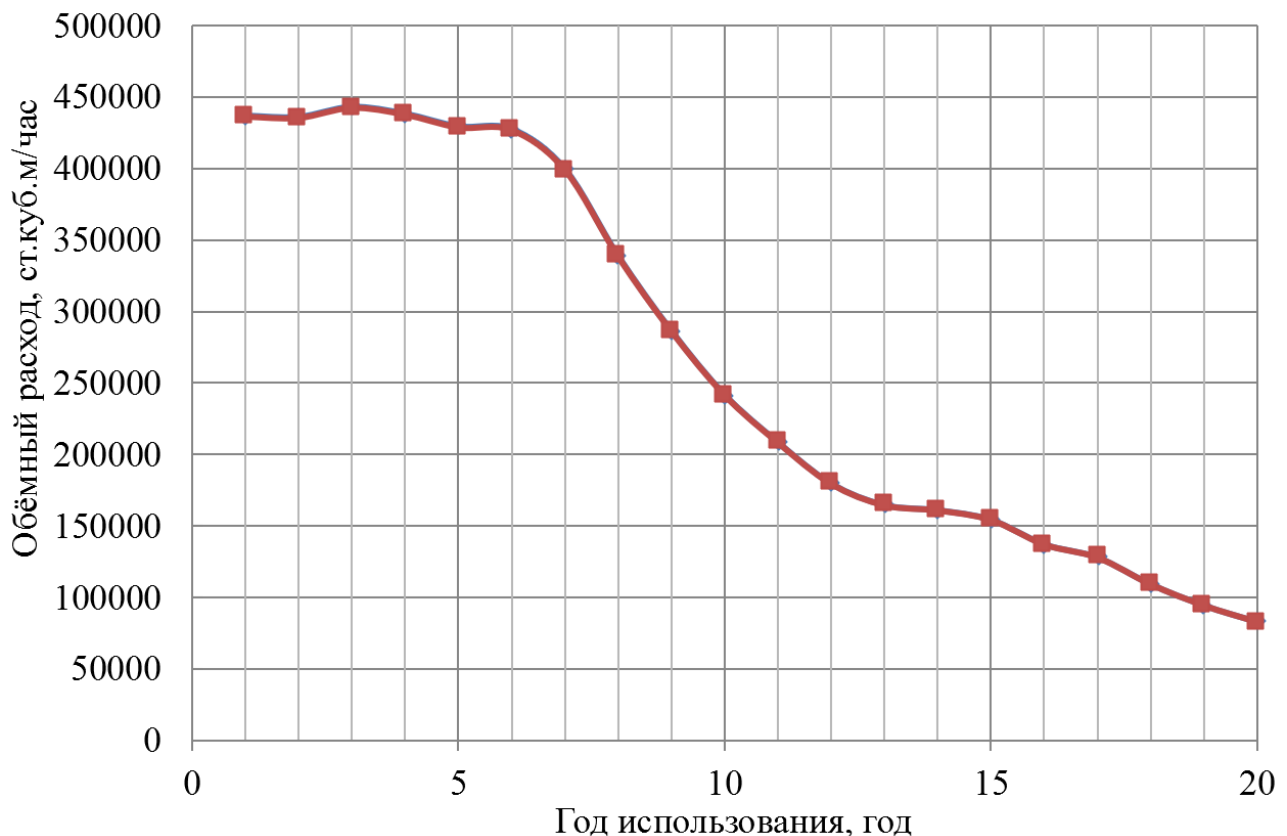


Рисунок 1. Изменение объёмного часового расхода газа в течение срока эксплуатации

трия которого и важнейшие термодинамические показатели перечислены ниже: $d_1=0,241$ м, $l_1=9,21$ м, $\alpha_1=17,0$ град, $\beta_1=94,7$ град, $l_2=31,21$ мм, $u_1=167,8$ м/с, $d_2=0,120$ м, $\alpha_2=92,9$ град, $\beta_2=19,9$ град, $\eta_{oi}=0,910$, $\eta_{oi}=0,875$, $H_0 = 30,1$ кДж/кг, $N_i=1197$ кВт, $n=13300$ об/мин, $t_2 = - 20,6$ С.

Для соплового аппарата (рисунок 2) использованы хорошо исследованные профили из [7], а проектирование рабочего колеса выполнено в соответствии с рекомендациями [8,9,15] с учётом ограничений по габаритам для возможности использования в качестве СПЧ для АДКГ-9 [16].

При использовании регулируемого соплового аппарата возникает задача выбора конструкции поворота лопатки РСА. Различают два основных принципа: ось поворота совпадает с центром масс профиля (рисунок 3, а) или ось поворота проходит через центр окружности, образующую выходную кромку (б). При использовании варианта (а) гораздо проще решаются технологические и прочностные проблемы, но перемещение выходной кромки значительно меняет радиальный

Поэтому в данной работе проведено численное сравнение этих двух подходов к конструированию РСА.

На рисунке 4 показана 3d – модель разработанной радиально-осевой турбины. Расчёты проведены в предположении: течение – осесимметричное, стационарное. Рабочее тело – реальный природный газ одного из месторождений Сибири (мольное содержание метана - 87 %) моделируется как газ с постоянной теплоёмкостью. Модель турбулентности: стандартная k-ε, сеточное разрешение – пристеночные функции. Взаимодействие «ротор – статор» моделируется интерфейсом типа «замороженное колесо». Сеточная модель каждого варианта содержит примерно 12 млн. элементов. Все расчёты проведены при параметрах, указанных в таблице 1.

3d – модель ступени турбины разработана в трёх вариантах. Вар. 1 – сопловая лопатка поворачивается вокруг оси, проходящей через выходную кромку профиля; при этом, между торцом сопловой лопатки и корпусом зазор равен 0; также, для этого варианта зазор и между вершинами лопаток РК и корпусом турбины

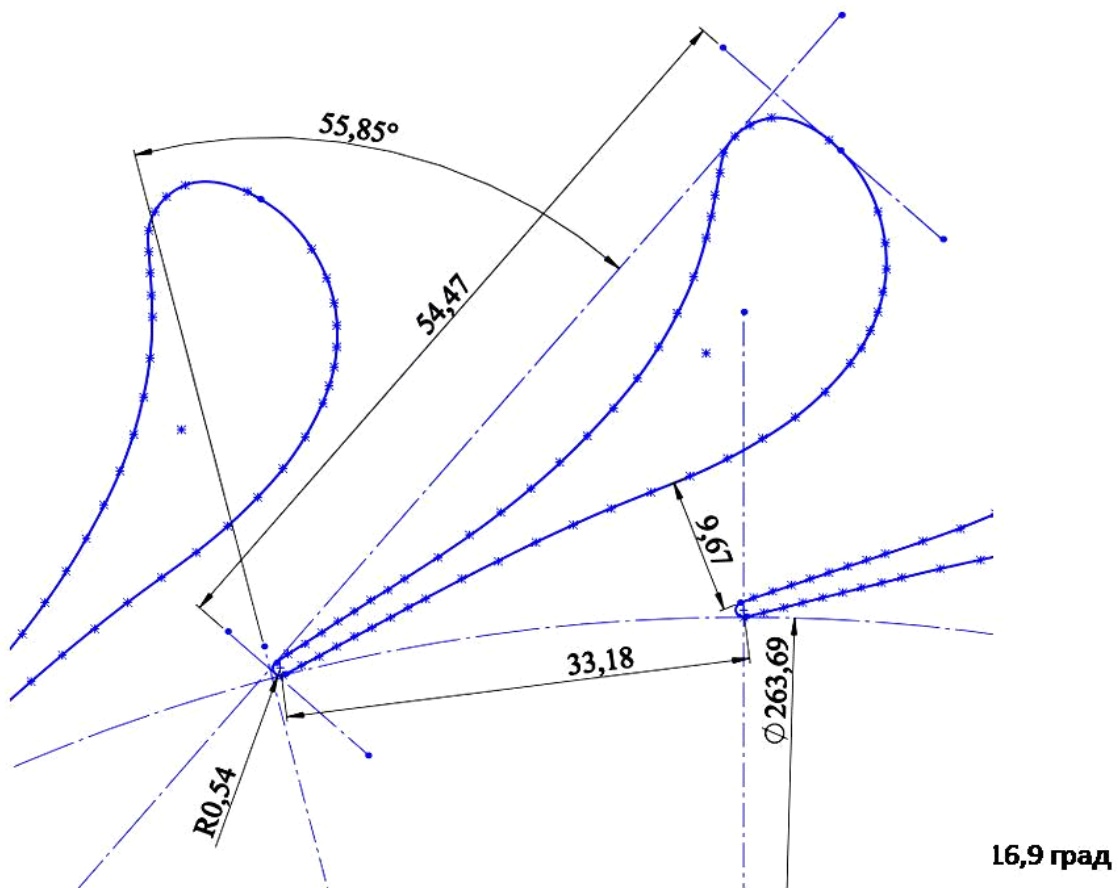


Рисунок 2. Профиль соплового аппарата [7]

(Данные для вар.2: хорда $b_1=56,47$ мм, шаг $t_1=33,18$ мм, горло $a_1=9,67$ мм, угол установки $\alpha_y=90-54,47=35,53$ град., эффективный угол выхода $\alpha_{эф}=asin(a_1/t_1)=16,94$ град.)

зазор между сопловыми и рабочими лопатками, что должно отразиться на результате их аэродинамического взаимодействия. В обоих случаях, при повороте лопатки меняется геометрия межлопаточного канала, влияние которой на потери в СА малоизучено.

равен 0 (утечка рабочего тела на периферии рабочих лопаток нет). В вар. 2 сопловая лопатка поворачивается вокруг оси, расположенной в непосредственной близости от центра масс профиля; зазор между торцом лопатки и корпусом равен 0,1 мм; открытый зазор

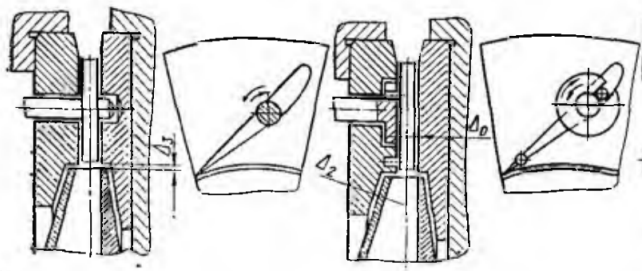


Рисунок 3. Две схемы использования регулируемых сопловых аппаратов: (а – вращение вокруг центра масс профиля; б – вокруг выходной кромки)

между РК и корпусом турбины и зазор в лабиринтном уплотнении на валу равен 0,3 мм. В вар. 3 – сопловая лопатка поворачивается вокруг оси, проходящей через выходную кромку профиля; зазор между торцом лопатки и корпусом равен 0,1 мм; открытый зазор между РК и корпусом турбины и зазор в лабиринтном уплотнении на валу равен 0,3 мм.

На рисунке 5 приведены зависимости относительного лопаточного (без учёта утечек) КПД $\eta_{ол}$, относительного внутреннего КПД η_{oi} и степени реактивности в зависимости от изменения массового расхода для исследованных вариантов. Анализ кривых показывает:

1 – значения КПД $\eta_{ол}$ и η_{oi} и степени реактивности для вариантов 2 и 3 практически совпадают (парно) во всём диапазоне изменения расхода; отсюда следует, что способ поворота сопловых лопаток, применённый в вар. 2 и 3 в исследованном диапазоне изменения расхода энергетически равнозначен; 2 – для вар. 1 максимум КПД совпадает с выбранным значением расчётного расхода ($G_{расч}=43,5$ кг/с), а для вар. 2 и 3 максимум КПД $\eta_{ол}$ и η_{oi} смещён в сторону больших расходов ($G=48-52$ кг/с);

3 – кривые КПД η_{oi} для вар. 2 и 3 расположены примерно симметрично относительно среднего значения изменения массового расхода, что подтверждает (для данного проекта) удачный выбор расчётного значения массового расхода; при этом и значения температур газа за турбиной при минимальном и максимальном значениях расхода близки;

4 – падение КПД η_{oi} в диапазоне изменения относительного расхода $G_{отн}=G/G_{расч}$ от 0,62 до 1,75 составило около 10 %, но повышение температуры газа за турбиной составило лишь чуть меньше 1 С относительно температуры на расчётном расходе.

Обратим внимание и на тот факт, что выбор вариан-

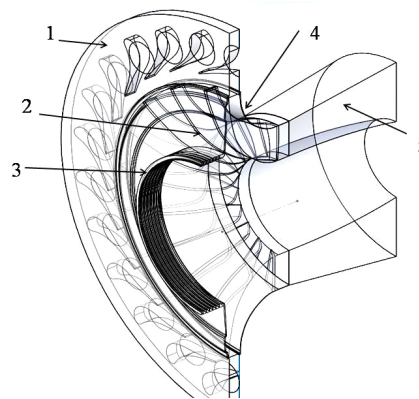


Рисунок 4. 3d – модель радиально-осевой ступени турбины.

(1 – регулируемый сопловый аппарат (РСА); 2 – рабочее колесо (РК); 3 – лабиринтное уплотнение; 4 – открытый зазор над РК; 5 – выходной диффузор)

та поворота РСА (вар. 2 или 3) практически не влияет ни на форму зависимости эффективного угла выхода $\alpha_{эфф}$ СА, ни на диапазон изменения величины $\alpha_{эф}$ в заданных пределах изменения массового расхода (рисунок 6). Кроме того и величина изменения угла установки профиля лопатки РСА в пределах изменения расхода также практически одинакова (рисунок 6).

Важнейшей характеристикой турбины [17] является зависимость мощности от массового расхода (рисунок 7). Обращает на себя внимание значительная (почти 200 кВт) разница мощностей турбин для вар. 1 и вар. 2, 3, наблюдающаяся при всех режимах работы. Напомним, что вар. 3 отличается от вар. 1 наличием зазора в 0,1 мм по торцам лопатки СА и наличием зазоров в 0,3 мм между вращающимися и неподвижными элементами ступени турбины. Вар. 2 от вар. 1, 3 отличается ещё и способом поворота лопаток. Разобраться с причинами такой разницы мощностей позволяет детальный анализ составляющих потерь в элементах ступени.

На рисунке 8 представлены зависимости потерь в СА, в рабочем колесе (РК), потерь с выходной скоростью и потерь от утечек от массового расхода через ступень для всех исследованных вариантов. Видно, что вар. 1, 2 и 3 сильнее всего отличаются между собой по потерям в СА.

Кривые потерь в СА (линии синего цвета на рисунке 8) – результат совместного влияния изменения:

- числа $Re_{с1}$ от $1,56 \cdot 10^5$ до $1,16 \cdot 10^5$ (напомним,

Таблица 1

Исходные термодинамические параметры

Давление перед турбиной, p_0 , МПа	11,56
Температура перед турбиной, T_0 , К	276
Давление за турбиной, p_2 , МПа	7,56
Расход рабочего тела, G , кг/с	43,6
Рабочее тело	Природный газ: молекулярный масса – 19,11 кг/моль; коэффициент сжимаемости – 0,855

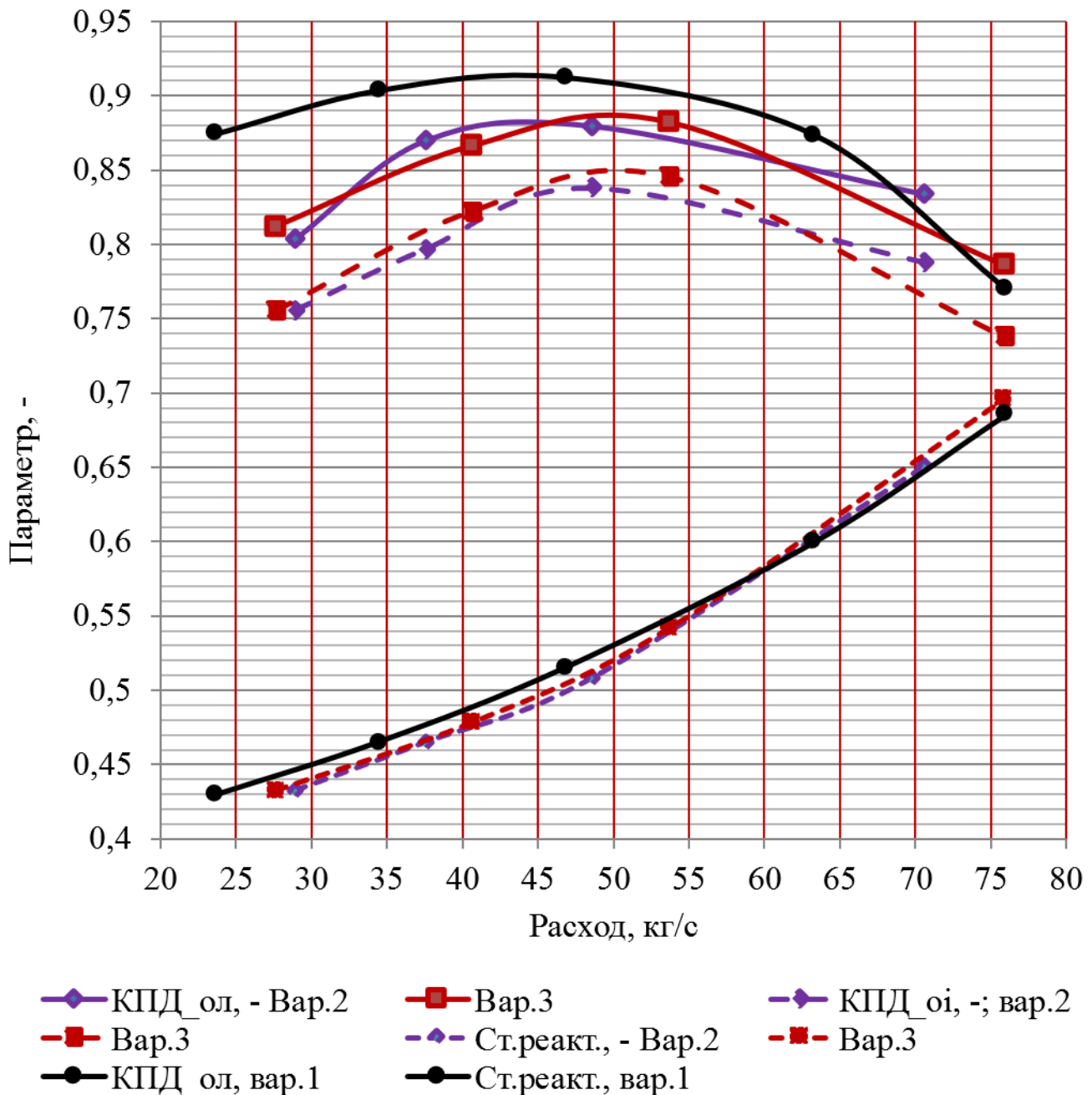


Рисунок 5. Сравнение вариантов расчёта ступени по КПД и степени реактивности.

что $Re_{кр}=(1,52)*10^5$ с ростом угла $\alpha_{1эф}$, что указывает что, режим течения в СА - переходный; но изменение числа $Re_{ст}$ слишком незначительно, чтобы объяснить большой рост потерь с уменьшением $\alpha_{1эф}$;

- степени конфузорности межлопаточного канала $K=\sin(90)/\sin(\alpha_{1эф})$ от 7,19 до 1,74 с ростом угла $\alpha_{1эф}$ – это уж никак не объясняет громадного роста потерь с уменьшением угла $\alpha_{1эф}$ - с уменьшением числа K потери должны падать;

- длины пути (по логарифмической спирали) частицы газа от поверхности выходных кромок СЛ $r_{1_вых.кр.}=0,122$ м до сечения на входе в РК - $r_{1_кр.}=0,1205$ м с ростом угла $\alpha_{1эф}$ – для вар. 1 и 3 это влияние, по-видимому, мало, так как мал сам путь; но для вар. 2 радиус расположения выходных кромок СА $r_{1_вых.кр.}$ изменяется от 0,1255 м (для $\alpha_{1эф}=29,7$ град.) до 0,1355

м (для $\alpha_{1эф}=8,0$ град.) и длина пути изменяется почти вдвое;

- степени диффузорности на «спинке» профиля СА в «косом» срезе с уменьшением угла $\alpha_{1эф}$, что и, по-видимому, служит основной причиной роста потерь в сопловой решётке (по крайней мере, это хорошо известно для осевых турбин [18]).

Чтобы проанализировать меру значимости перечисленных выше влияний было проведено сканирование поля течения в межлопаточном канале, в косом срезе и за выходными кромками лопаток СА цилиндрическими поверхностями $r_0 > r_i > r_1$. На этих сканах определялось среднее значение статической энтропии, по которому можно судить об изменении потерь при движении потока вдоль СА к РК. На рисунке 9 приведены (выборочно) кривые изменения средних значений эн-

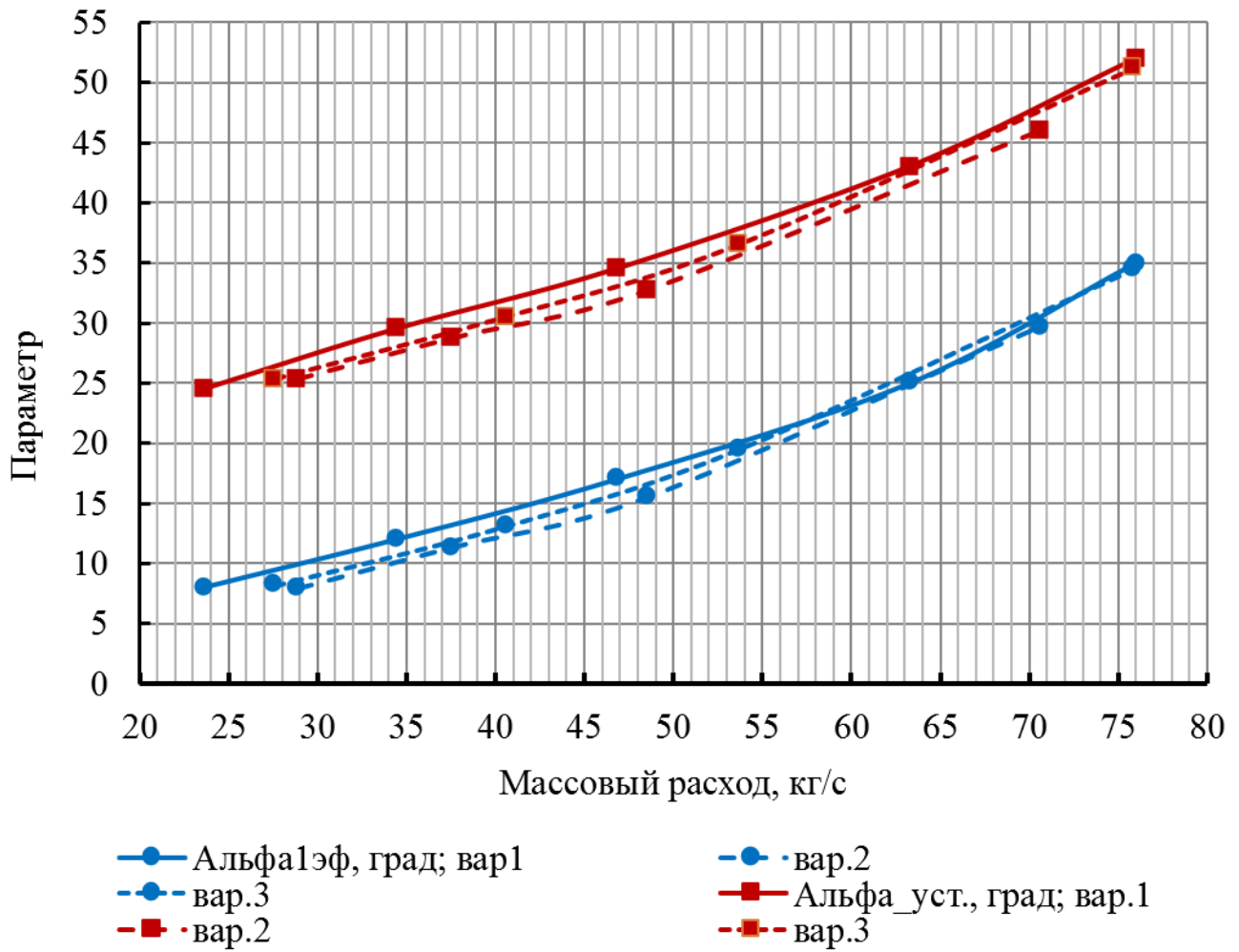


Рисунок 6. Изменение эффективного угла выхода $\alpha_{1эф}$ из РСА и угла установки $\alpha_{уст}$ профиля в зависимости от расхода газа

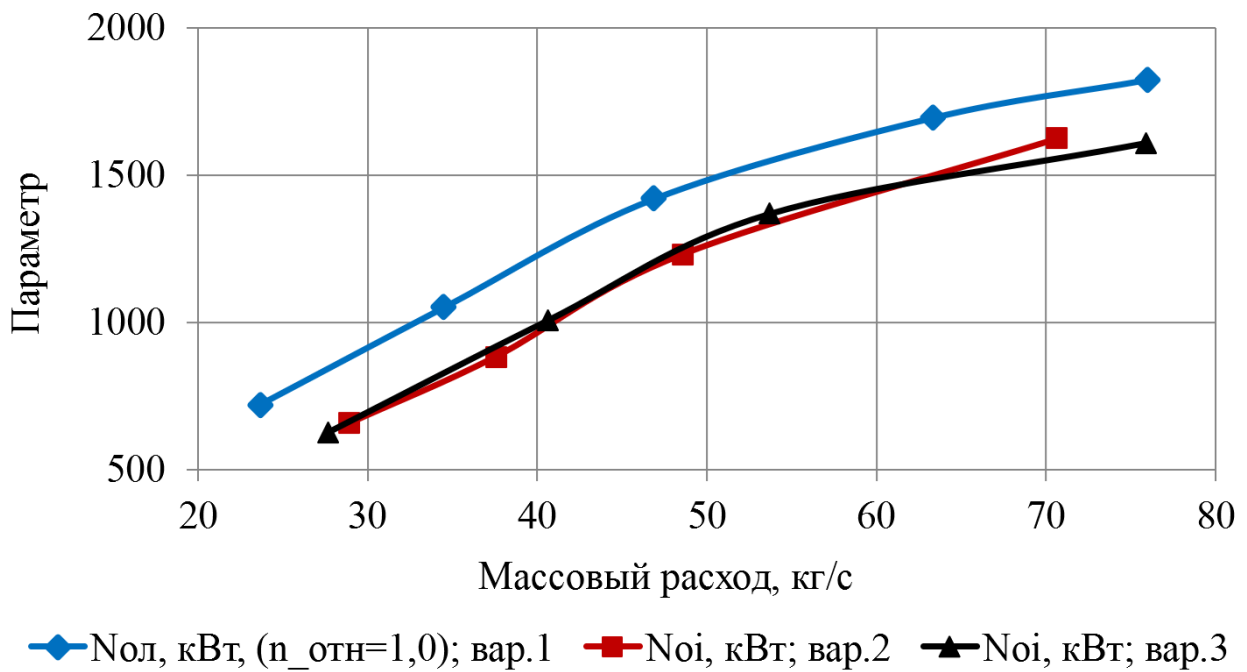


Рисунок 7. Изменение мощности турбины в зависимости от расхода газа

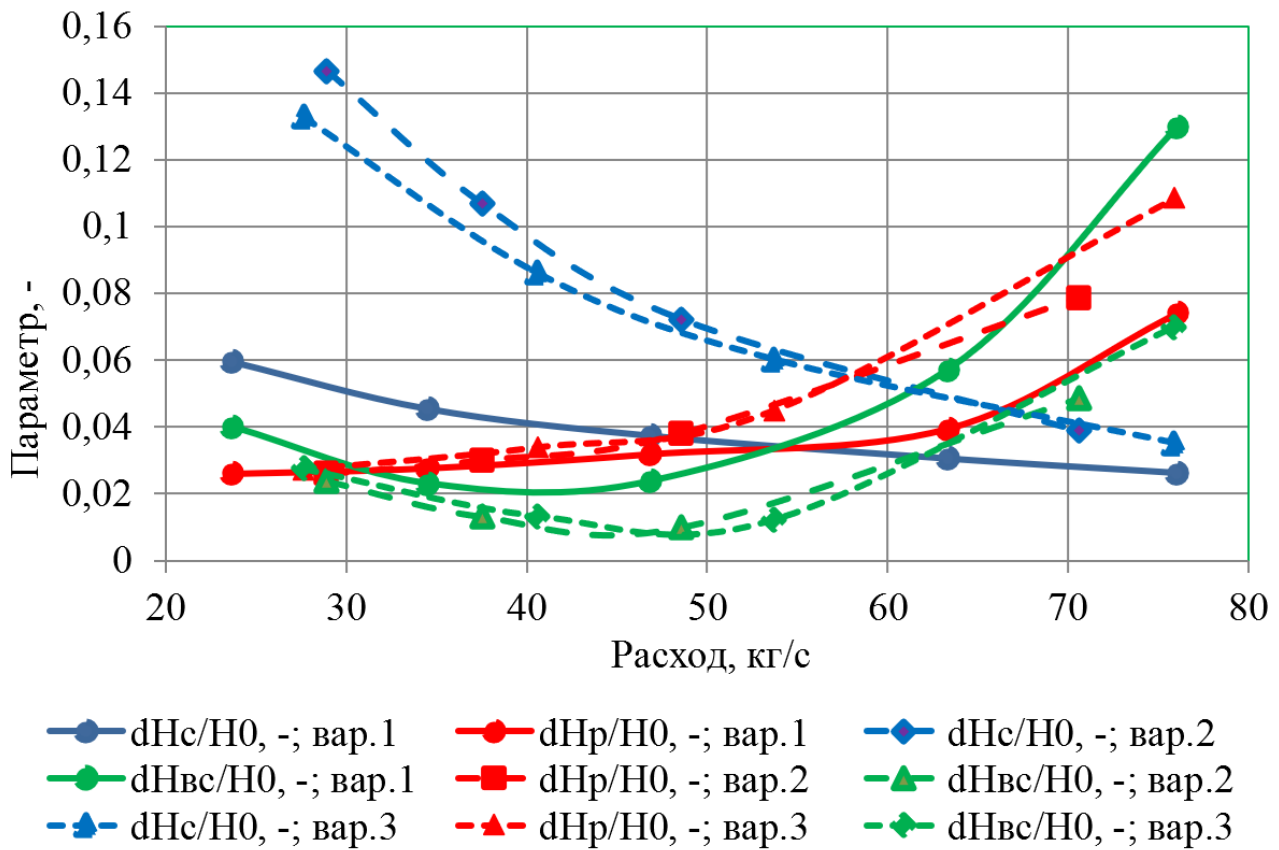


Рисунок 8. Изменение потерь в СА, в рабочем колесе (РК), потерь с выходной скоростью и потерь от утечек в зависимости от расхода газа

тропии $s_i=f(\alpha_1)$ для крайних значений диапазона изменения углов $\alpha_{1эф}$ для всех исследованных вариантов. Видно, что при $\alpha_{1эф} \sim 30$ град. кривые (жёлтые линии) значений $s_i=f(\alpha_1)$ для вар. 1, 2 и 3 расположены группой вблизи друг от друга. Но все же, меньшее изменение энтропии внутри СА зафиксировано для вар. 1 (сплошная линия). Чуть ниже – кривая для вар. 3; эта разница, по-видимому, и есть влияние перетекания потока через торцевой зазор в 0,1 мм между корпусом СА и лопаткой с вогнутой стороны профиля на «спинку». Ещё чуть ниже лежит кривая для вар. 2 – по-видимому, это влияние искажения формы межлопаточного канала при повороте лопатки через ось, проходящую вблизи центра масс.

При $\alpha_{1эф} \sim 8$ град. положение кривых для вар. 1, 2 и 3 (синие линии) существенно различно. При этом для вар. 1 (СА без зазора по торцам лопаток) энтропия внутри межлопаточного канала и косога среза ($122 < r_1 < 160$ мм) существенно меньше, чем для этого варианта при $\alpha_{1эф} \sim 29,7$ град. (благодаря громадной конфузурности $K \sim 7$). Для вар. 3 (синяя линия, частая штриховка) значения энтропии внутри канала СА ($135,6 < r_1 < 160$ мм) существенно возросли – потери на перетечки через торцевой зазор в СА зависят от увеличения угла поворота в СА (от $\alpha_0=90$ град. до $\alpha_1=8$ град.), которое приводит к росту разницы давлений между вогнутой поверхностью профиля и «спинкой». Для вар. 2 снижение значений энтропии внутри СА ($125,7 < r_1 < 160$ мм) примерно такое же, как и для вар. 3 (рисунок 9, синяя линия, редкая штриховка).

Потери в РК («красные линии» на рисунке 8) минимальны при малых значениях массового расхода и при увеличении массового расхода растут для вар. 2 и 3 интенсивнее, чем для вар. 1. Так как геометрия РК для всех вариантов одинакова, то причину такого поведения потерь в РК следует искать в изменении угла входа β_1 потока на рабочие лопатки в относительном движении. Знак изменения степени реактивности ступени совпадает со знаком изменения расхода (рисунок 7). При малых расходах степень реактивности меньше, растёт величина скорости выхода из СА s_1 и, при постоянной окружной скорости u_1 , угол β_1 уменьшается от своего значения (~ 90 град.) на расчётном режиме ($G=45,0$ кг/с). Но при уменьшении $\beta_1 < 90$ град., как замечено в лопаточных решётках осевых турбин [2], имеет место некоторое запаздывание роста потерь от угла атаки. При $\beta_1 > 90$ град., наоборот, отрыв на «спинке» профиля РК неминуем, особенно, при относительно тонких входных кромках лопатки. Запаздывание роста потерь в РК при больших расходах для вар. 1 связано с тем, что для него значение угла α_1 близко к $\alpha_{1эф}$ (из-за малости потерь в СА), да и степень реактивности для вар. 1 оказывается чуть меньше (рисунок 5).

Потери с выходной скоростью (зелёные линии, рисунок 8) минимальны в диапазоне расходов $G=40-50$ кг/с, близкому к расчётному значению, так как на этих режимах закрутка потока за ступенью в абсолютном движении минимальна. При уменьшении и увеличении расхода от расчётного, вследствие изменения степени реактивности, изменяется значение оптималь-

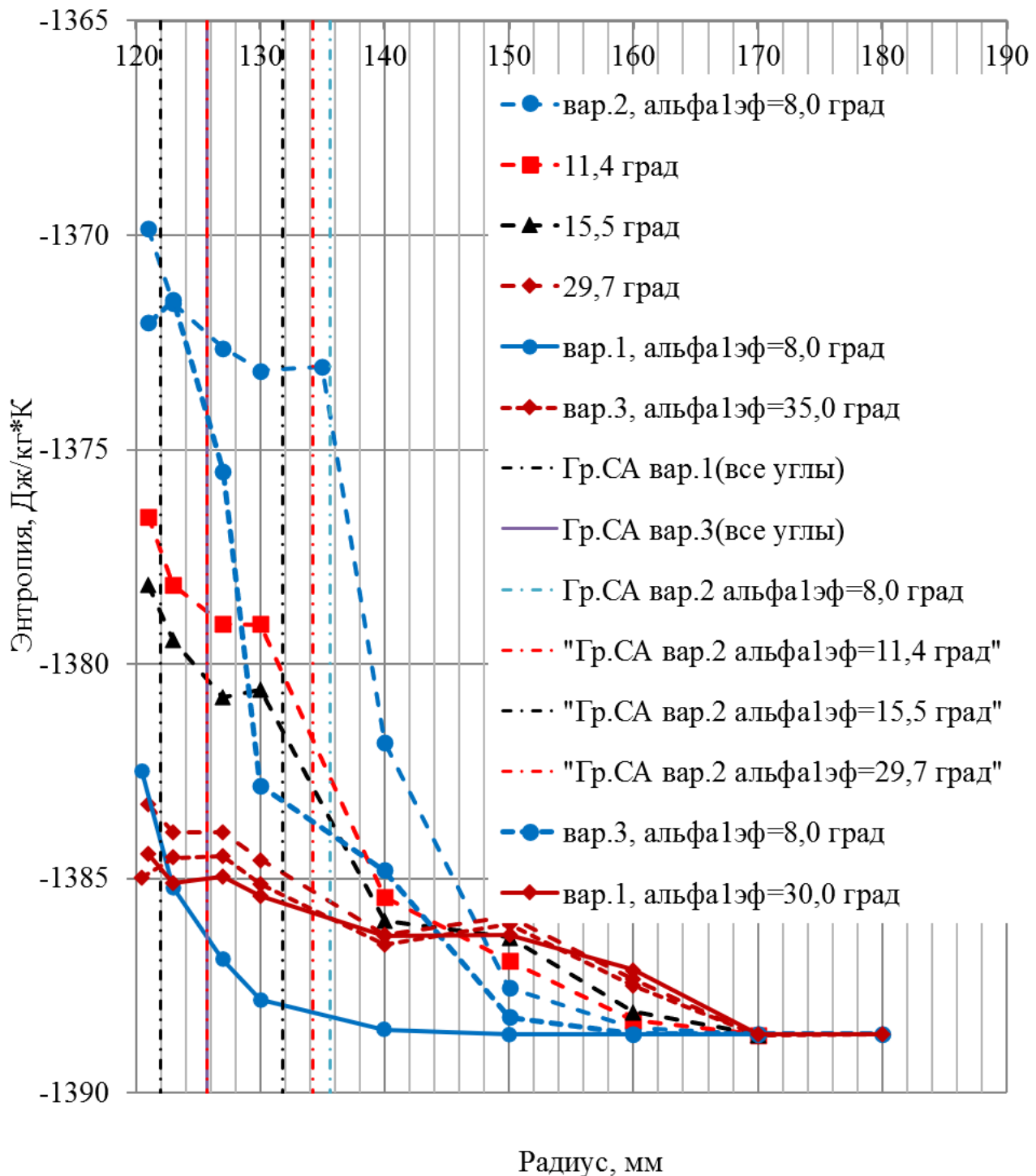


Рисунок 9. Изменение статической энтропии в области СА по радиусу для вар. 1,2 и 3

ного значения параметра $(u/c_\phi)_{opt}$, а при $u/c_\phi = const$ (из-за $p_0/p_2 = const$ и $n = const$) это приводит к изменению угла выхода и величины скорости c_2 от 90 град., что и вызывает рост потерь с выходной скоростью. Кажущаяся непонятной увеличенная, по сравнению с вар. 2 и 3, величина потерь для вар. 1 объясняется увеличенным массовым расходом вследствие отсутствия утечек рабочего тела через зазоры. А величина этих утечек довольно значительна (рисунок 10) – 1,0-1,5 кг/с (от 2,5 до 4% от величины расчётного расхода).

Столь подробное описание подробностей процессов в ступени турбины имеет своей целью проанализировать возможные пути воздействия на течение

при согласовании совместной работы турбины со ступенью компрессора. Одним из возможных вариантов влияния на характеристики ступени турбины и компрессора является изменение частоты вращения турбокомпрессора. На рисунке 11 показано влияние изменения частоты вращения (при $0,9 < n_{отн} = n_i/n_0 < 1,1$) на внутреннюю мощность ступени турбины. Видно, что влияние изменения частоты вращения на мощность турбины в исследованном диапазоне достаточно мало.

Заключение

Анализ результатов проведенного численного

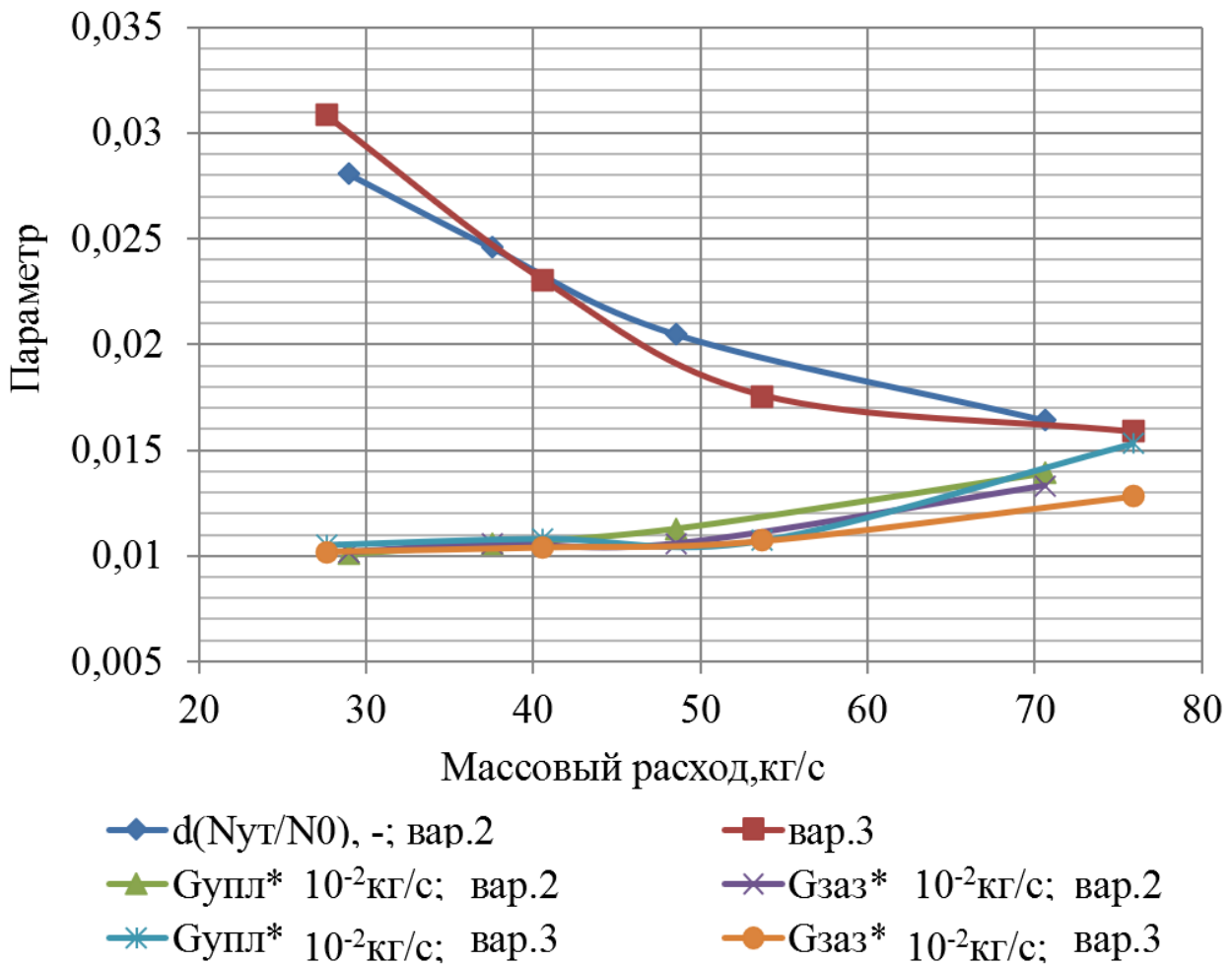


Рисунок 10. Зависимость коэффициента потерь от утечек и массового расхода через уплотнение вала ($G_{упл}$) и через зазор над РК ($G_{заз}$) от массового расхода через турбину.

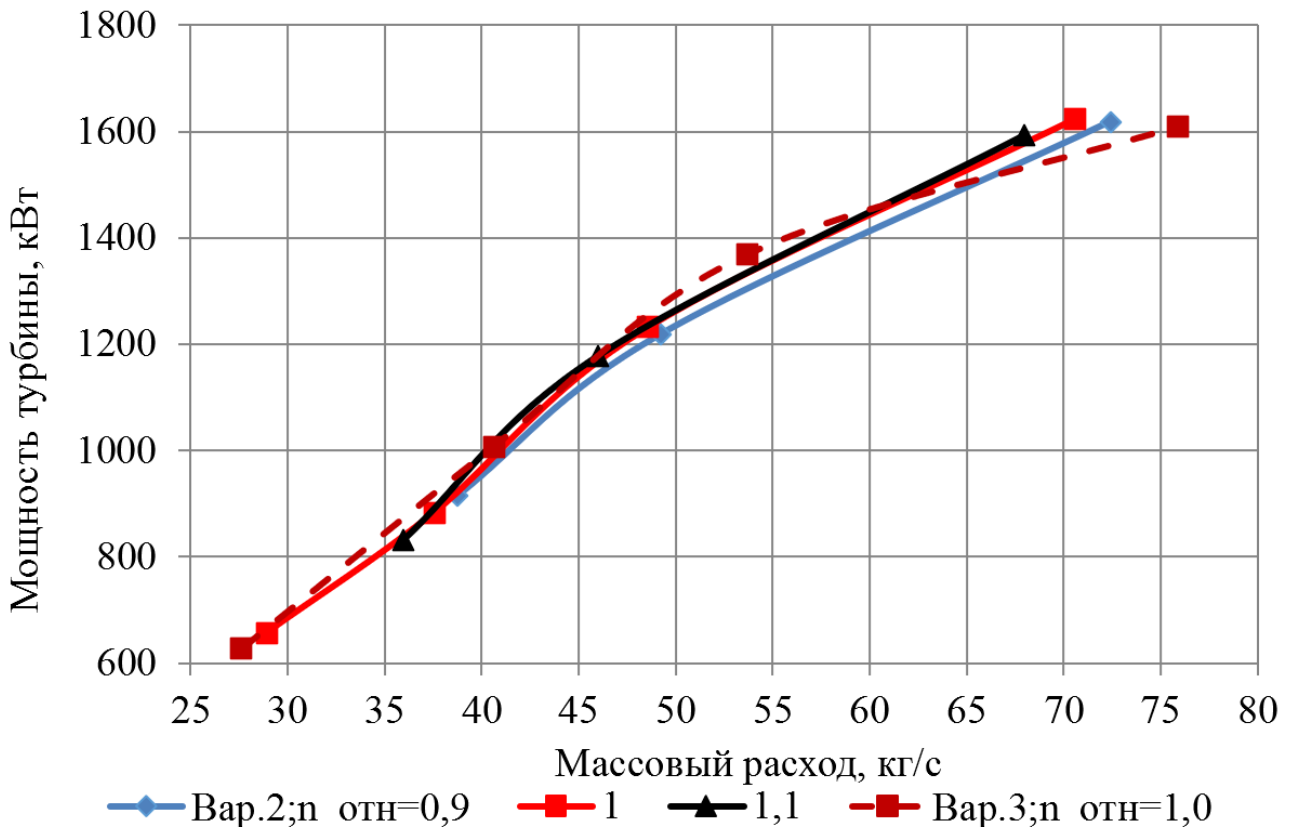


Рисунок 11. Изменение мощности турбины в зависимости от расхода газа и относительной частоты вращения для вар. 2 и 3.

газодинамического исследования вариантов радиально-осевой ступени турбины с регулируемым сопловым аппаратом позволяет сделать следующие выводы и рекомендации:

- Высокий уровень ($0,91$) относительного лопаточного КПД $\eta_{ол}$ и КПД с учётом утечек ($0,88-0,89$) турбины (на расчётном режиме) свидетельствует о добротности использованной методики проектирования.
- Конструкция регулируемого соплового аппарата с поворотом профиля вокруг оси, проходящей через скругление выходной кромки лопатки, и конструкции с поворотом вокруг центра массы лопатки оказались практически равноценными энергетически.
- Влияние изменения расхода на КПД турбины связано с изменением степени реактивности, что приводит (при постоянной частоте вращения) к отклонению режима работы ступени от оптимального значения параметра $u/c_{ф}$, сопровождающееся увеличением абсолютной величины угла атаки на входные кромки рабочих лопаток, ростом значения выходной скорости и отклонением её направления от осевого.
- Для ступени турбины с РСА с нулевым зазором по торцам (вар. 1) кривая КПД $\eta_{ол}-f(G)$ круче падает при расходах больших расчётного. Падение значений КПД $\eta_{ол}$ для вар. 2 и 3 от КПД на расчётном режиме в диапазоне изменения относительного расхода $G_{отн}=G/G_{расч}$ от $0,62$ до $1,75$ составило около 10% и имеет симметричный вид. Причём, при малых расходах падение КПД связано, в основном, с ростом потерь в РСА при малых углах выхода потока, а при больших расходах – ростом потерь в РК (от угла атаки); потери с выходной скоростью на изменение КПД оказывают меньшее значение.
- Влияние отклонения частоты вращения от расчётной в диапазоне -10 - $+10\%$ практически не сказывается на мощности турбины.

Список использованных источников:

1. Черных А.П. Использование перепада давления газа для получения электроэнергии и тепла. Газовая промышленность №2, 2017.
2. Мамаев Б.И., Осипов И.Л. Влияние угла атаки на профильные потери в турбинных решетках // «Изв. вузов.Авиационная техника». 2006. №1. С. 66-68.
3. Andrey Rusanov, Roman Rusanov and Piotr Lampart* Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. DOI 10.1515/eng-2015-0047 Received Feb 20, 2015; accepted Oct 21, 2015; 5:399–410.
4. Байдин И.И., Кубанов А.Н., Подольский Е.С. Совершенствование технологических процессов системы подготовки газа сепарации на установке низкотемпературной сепарации газа Юбилейного нефтегазоконденсатного месторождения (УКПГ-НТС ЮНГКМ). Наука и техника в газовой промышленности №1(73), 2018.
5. Роль ООО «Газпром ВНИИГАЗ» в обеспечении научного сопровождения освоения уникальных месторождений углеводородов. Опыт и перспективы. /

Рыжов А.Е., Жирнов Р.А., Григорьев Б.А., Дербенев В.А. Полозков К.А.

УДК 553.98/. Наука и техника в газовой промышленности №1(73), 2018.

6. Давлетов К.М., Глазунов В. Ю., Эльберт И.П., Хафизов А.Р. Анализ пиковых режимов установок комплексной подготовки газа (УКПГ) Бованенковского Нефтегазоконденсатного месторождения (НГКМ). Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. 2013. №5 <http://www.ogbus.ru>.

7. Зарянкин А.Е., Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. М, Машиностроение, 1976, 208 с.

8. Митрохин В.Г. Выбор параметров и расчёт центробежной турбины. М., «Машиностроение», 1974, 226 с.

9. Епифанова В.Н. Компрессорные и расширительные турбомашин радиального типа. М.; Машиностроение, 1984. -370 с., ил.

10. Динеев Ю.Н., Михненко Л.В., Коваленко Б.Ф. Экспериментальное исследование ступени радиально-осевой турбины. – «Труды НАМИ», 1969, вып.110, с.37 – 42.

11. Зарянкин А.Е., Шерстюк А.Н., Зацепин М.Ф. Опытные характеристики радиальных турбин. Теплоэнергетика № 6, 1961.

12. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Учеб.для вузов. В 2 кн. Кн.1. – 6 –е изд., перераб. и подгот. К печати Б,М. Трояновским. – М., Энергоатомиздат, 1993. - 384 с. ил.

13. Язык А.В. Системы и средства охлаждения природного газа / А.В. Язык. – М.: Недра, 1986. – 200 с .

14. Язык А.В. Турбодетандеры в системах промышленной подготовки природного газа / А.В. Язык. – М.: Недра, 1977. – 173 с .

15. Описание изобретения к авторскому свидетельству SU 1562474 A1, F 01 d 1/06, 5/04. Радиально-осевая турбина. Г.М.Лисичкин, Л.Я Лазарев, Е.А.Игнатьевский и др. № 17, 07.05.90.

16. Публичное акционерное общество «Газпром». Стандарт организации. Система промышленной подготовки газа. Турбодетандерные агрегаты. Общие технические условия. Проект, 2019.

17. ТСКЗиЭ – Паспорт изделия.

18. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решёток осевых турбин. Машгиз, 1965.