

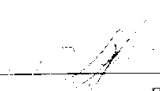
Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»


Кафедра: Тепловые энергетические установки.
Специальность: 6М071700 – теплоэнергетика.

Допущен к защите
Зав. кафедрой ТЭУ
_____ Кибарин А.А.
« ____ » _____ 2014 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка

Тема «Разработка методов исследования режимов работы и
технического состояния газоперекачивающих агрегатов»

Магистрант _____  _____ Ходанова Т.В.
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации _____  _____ Кибарин А.А.
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент _____ _____ Лаврищев О.А.
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2014 г.

**НЕКОММЕРЧЕСКОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»**

Факультет: Теплоэнергетический
Специальность: 6М071700 – теплоэнергетика
Кафедра: Тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

магистранту Ходановой Татьяне Викторовне

(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации: **«Разработка методов исследования режимов работы и технического состояния газоперекачивающих агрегатов»**

утверждена Ученым советом университета №108 от «16»11. 2012 г.

Срок сдачи законченной диссертации «28» июня 2014 г.

Цель исследования: совершенствование методов исследования режимов работы и технического состояния ГПА.

Объект исследования: оборудование компрессорных станций магистральных газопроводов «САЦ» Казахстана.

Предмет исследования: ГПА с газотурбинным приводом ГТК-10, ГПА-10 и ГТ-750-6, эксплуатирующиеся на КС.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

- Анализ взаимосвязи надежности, эффективности и диагностического обслуживания ГПА
- Экспериментальные исследования режимов работы ГПА в условиях эксплуатации;
- Методы исследования режимов работы и технического состояния газоперекачивающих агрегатов;

Г Р А Ф И К
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Прим.
сентябрь - декабрь 2013 г. – анализ технического состояния ГПА магистрального газопровода «САЦ», анализ существующих методов исследования режимов работы и технического состояния ГПА	декабрь 2013 г.	
январь - февраль 2014 г. – глава 1 - «Анализ взаимосвязи надежности, эффективности и диагностического обслуживания ГПА». Разделы: Анализ технического состояния газоперекачивающих агрегатов магистрального газопровода «САЦ». Анализ надёжности и эффективности работы ГПА. Анализ методов диагностики технического состояния ГПА. Анализ влияния диагностического обслуживания оборудования на эффективность его эксплуатации.	февраль 2014 г.	
февраль - март 2014 г. – глава 2 – «Экспериментальные исследования режимов работы ГПА в условиях эксплуатации». Организация и проведение промышленных опытов, схема измерений, приборы и аппаратура. Экспериментальные исследования термогазодинамических параметров и режимов работы ГПА ГТК-10 в условиях эксплуатации. Влияние технического состояния ГПА на эффективность его работы и выбор оптимальных режимов.	март 2014 г.	
март – апрель 2014 г. – глава 3 – «Методы исследования режимов работы и технического состояния ГПА». Разделы: Анализ методик расчета термодинамических параметров ГПА в эксплуатационных условиях. Методика расчёта термодинамических параметров газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях. Методика определения мощности и технического состояния газоперекачивающего агрегата ГПА-10-01 в эксплуатационных условиях. Учет технического состояния газотурбинной установки ГТК-10-4 при определении ее рабочей мощности.	апрель 2014 г.	
май 2014 г. – Основные выводы по диссертации. Список используемой литературы.	май 2014 г.	
июнь 2014 г. – Оформление диссертации.	июнь 2014 г.	
июнь 2014 г. – Защита диссертации.	июнь 2014 г.	

Дата выдачи задания: октябрь 2012 г.

Заведующий кафедрой _____ Кибарин .А.А.
(подпись) (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации _____ Кибарин .А.А.
(подпись) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант _____ Ходанова Т.В.
(подпись) (Ф.И.О.)

Аннотация

В магистерской диссертации рассмотрены проблема надежности и эффективности эксплуатации, обслуживания и ремонта ГПА компрессорных станций МГ «САЦ» Казахстана.

В первой главе дана оценка технического состояния основного оборудования МГ «САЦ». Представлен анализ надёжности и эффективности работы ГПА, а так же обзор существующих методов диагностики технического состояния ГПА. На основе проведенного анализа литературных источников и мониторинга компрессорных станций «Джангала», «Кульсары», «Индер» и «Макат» (оснащенных агрегатами ГТ-750-6 и ГТК-10) обоснована возможность использования термогазодинамических методов контроля ГПА, что позволит создать базу для оптимизации работы компрессорных станций и повышения эффективности транспорта газа.

Во второй главе приведены результаты экспериментальных исследований режимов работы ГПА в условиях эксплуатации, проведенные сотрудниками АУЭС и ТОО «ЭкоЭнергоГаз». Работа выполнена с использованием современных измерительных приборов, обработка экспериментальных данных с использованием аппарата математической статистики. Внедрение результатов исследования подтверждено актом.

В третьей главе приведена методология и алгоритм расчетов технико-экономических показателей элементов ГПА и коэффициента технического состояния. Представлены уравнения для определения мощности и технического состояния ГПА-10 при эксплуатации в условиях ограниченного объема данных, получены уравнения для прогнозного определения мощности агрегатов при известном КТС, при планировании работы газотранспортной системы, и определения КТС агрегата при известной мощности в условиях эксплуатации. Полученные результаты исследования используются при проведении теплотехнических испытаний ГТУ.

Проведенные натурные испытания на ГПА компрессорных станций «Джангала», «Кульсары», «Индер» и «Макат» подтвердили корректность предложенной методики определения КПД и коэффициента технического состояния ГПА. Кроме того внедрение предлагаемой методики в производственную практику позволит осуществлять экологический и энергетический мониторинг работы ГТУ.

Аңдатпа

Магистрлік диссертацияда Қазақстанның МГ «САЦ» сығымдағыштық станциясын пайдаланудың сенімділік және тиімділік, қызмет көрсету және жөндеу мәселелері қарастырылған.

Бірінші бөлімде МГ «САЦ» негізгі жабдығының техникалық жағдайына баға берілген. ГАҚ жұмысының сенімділігі мен тиімділігінің талдамасы, сонымен қатар ГАҚ техникалық жағдайын болжаудың жүзеге асырылып жатқан әдістеріне шолу келтірілген. Әдебиеттік көздердің және «Джангала», «Кульсары», «Индер» және «Макат» (ГТ-750-6 және ГТК-10 агрегаттарымен қамтамасыз етілген) сығымдағыштық станциялардың мониторингінің жүргізілген сараптамасы негізінде ГАҚ бақылаудың терогаздинамикалық әдісін пайдалануға мүмкіндік туындағаны негізделген, ол сығымдағыштық станцияның жұмысын тиімдендіру және газды тасымалдаудың тиімділігін жоғарылату үшін база құруға мүмкіндік береді.

Екінші бөлімде АЭЖБУ және ЖШС «ЭкоЭнергоГаз» қызметкерлерімен жүргізілген пайдалану шартындағы ГАҚ жұмыс тәртібінің тәжірибелік зерттеулерінің нәтижелері келтірілген. Жұмыс заманауи өлшеуіш аспаптарды пайдаланумен жүргізілді және тәжірибелік берілгендерді өңдеу математикалық статистика аппаратын қолданумен жүргізілді. Зерттеу нәтижелерін енгізу актімен бекітілген.

Үшінші бөлімде ГАҚ элементтерінің техника-экономикалық көрсеткіштерінің және техникалық жағдайының коэффициентінің алгоритмі мен әдістемелігі келтірілген. Шекті көлемдік берілгендердің шартындағы пайдалану кезіндегі ГАҚ-10 техникалық жағдайын және қуатын анықтау үшін теңдеулер келтірілген, сонымен қатар белгілі ТЖК, газ тасымалдау жүйесінің жұмысын болжау кезінде агрегаттардың қуатын болжамалы анықтау үшін теңдеулер алынған және пайдалану шартындағы белгілі қуат кезіндегі агрегаттың ТЖК анықталған. Зерттеудің алынған нәтижелерін ГТҚ-на жылутехникалық сынама жүргізу кезінде пайдаланады.

«Джангала», «Кульсары», «Индер» және «Макат» сығымдағыштық станциясының ГАҚ-на жүргізілген натурлық сынамалар ПӘК және ГАҚ техникалық жағдайының коэффициентін анықтаудағы ұсынылған әдістердің дұрыстығын подтверждать етті. Сонымен қатар ұсынылған әдісті өндірістік машыққа енгізу ГТҚ жұмысының экологиялық және энергетикалық мониторингін жүргізуге мүмкіндік береді.

Abstract

In his master's thesis examined the problem of reliability and efficiency of operation, maintenance and repair of compressor stations SBS MG "CAC" Kazakhstan. In the first chapter, the technical evaluation of the main equipment MG "CAC." Presented analiz nadezhnosti the Mode GPa and efficiency, as well as a review of existing methods diagnostiki technical condition GPa.

Based on the analysis of literary sources and monitoring of compressor stations "Jangala", "Kulsari", "Inder" and "Makat" (units equipped with GT-750-6 and SCC-10) justified the use of SBS termogazodinamicheskikh control methods that will provide the basis for optimization of compressor stations and improve the efficiency of gas transport.

The second chapter presents the results of experimental studies modes GPA in operation conducted AUPET employees and LLP "EkoEnergoGaz." Work is done with the use of modern instrumentation, the experimental data using the apparatus of mathematical statistics. Implementation results of the study confirmed the act.

The third chapter describes the methodology and algorithm for the calculation of technical-economic indicators and elements GPA coefficient technical condition. The equations for the determination of capacity and technical condition of GPA-10 when operating in conditions of limited data, to derive equations for determining the predictive power units with known CCC, in the planning of transmission system, and to determine the CCC unit at a certain power conditions. The obtained results of the study are used in a gas turbine thermal testing.

Conducted field tests on the SBS compressor stations "Jangala", "Kulsari", "Inder" and "Makat" confirmed the correctness of the proposed methodology for determining the efficiency factor and the technical state of HPA. Besides the introduction of the proposed method in industrial practice will allow for environmental and energy monitoring of GT.

Содержание

	стр
Введение	8
1. Анализ взаимосвязи надежности, эффективности и диагностического обслуживания ГПА	10
1.1 Анализ технического состояния газоперекачивающих агрегатов магистрального газопровода «САЦ»	10
1.2 Анализ надёжности и эффективности работы ГПА	14
1.3 Анализ методов диагностики технического состояния ГПА	15
1.4 Анализ влияния диагностического обслуживания оборудования на эффективность его эксплуатации	27
2. Экспериментальные исследования режимов работы ГПА в условиях эксплуатации.	31
2.1 Объект исследований	31
2.2 Организация и проведение промышленных опытов, схема измерений, приборы и аппаратура	33
2.3 Экспериментальные исследования термогазодинамических параметров и режимов работы ГПА ГТК-10 в условиях эксплуатации	39
2.4 Влияние технического состояния ГПА на эффективность его работы и выбор оптимальных режимов	48
3. Методы исследования режимов работы и технического состояния газоперекачивающих агрегатов	54
3.1 Анализ методик расчета термодинамических параметров ГПА в эксплуатационных условиях	54
3.2 Методика расчёта термодинамических параметров газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях	62
3.3 Методика определения мощности и технического состояния газоперекачивающего агрегата ГПА-10-01 в эксплуатационных условиях	72
3.4 Учет технического состояния газотурбинной установки ГТК-10-4 при определении ее рабочей мощности.	75
Основные выводы по диссертации	81
Список использованной литературы	82

Введение

Актуальность работы: Проблема надежности и эффективности эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (далее ГПА), обслуживания и ремонта оборудования стоит достаточно остро. Повышение надежности и эффективности ГПА возможно за счет совершенствования технологии и технологических средств эксплуатации и ремонта оборудования по результатам диагностики и мониторинга ГПА [1,2,3].

Ключевым моментом является контроль и диагностика ГПА в условиях эксплуатации, формирование четкой структурной последовательности контроля необходимого для принятия решений по дальнейшей эксплуатации, обслуживанию или ремонте.

Исследованию рассматриваемой проблемы посвящены работы многих ученых. Наибольший вклад внесли С.П.Зарицкий, В.А.Иванов, А.С.Лопатин, Б.П.Поршаков, О.А.Степанов, А.Б.Шабаров, М.Н.Чекардовский и др. Важный вклад внесен учеными РГУНиГ им. И.М. Губкина, ВНИИГАЗ, ПО «Союзэнергогаз», ИТЦ «Оргтехдиагностика», ТюмГНГУ.

Большинство разработок названных ученых посвящены исследованию ГПА, надежность и эффективность эксплуатации которых обеспечивалась планомерно предупредительными ремонтами (ППР) агрегатов. Необходимость перехода в эксплуатации ГПА по фактическому состоянию существует много лет, но не нашла внедрения на магистральных газопроводах Казахстана. Переход возможен при внедрении системы, включающей не только ППР, но и ремонт по фактическому состоянию. Поэтому исследование режимов работы и технического состояния ГПА остается актуальной задачей, а разработка новых методов оценки эффективности работы ГПА и их технического состояния необходима, при ремонте, реконструкции, замене оборудования КС [4, 5].

Объектом исследования является оборудование компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов «САЦ» Казахстана.

Предмет исследования: ГПА с газотурбинным приводом ГТК-10, ГПА-10 и ГТ-750-6, эксплуатирующиеся на КС.

Цель работы: совершенствование методов исследования режимов работы и технического состояния ГПА.

Основные задачи:

- анализ взаимосвязи надежности, эффективности и диагностического обслуживания ГПА;
- экспериментальные исследования режимов работы ГПА в условиях эксплуатации на КС;
- совершенствование методики расчета термодинамических и диагностических параметров в эксплуатационных условиях;
- учет технического состояния газотурбинной установки ГТК-10-4 при определении ее рабочей мощности.

Методологическими основами исследований являются законы и методы технической термодинамики, элементы теории надежности, включающие в себя математическую статистику и теорию вероятности.

Достоверность, полученных в работе, результатов обеспечивается сопоставлением теоретических и экспериментальных результатов, полученных в работе с другими результатами, известными в научной и справочной литературе, использованием метрологически обеспеченной измерительной аппаратуры, как АУЭС, так и ТОО «ЭкоЭнергоГаз».

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

- усовершенствована методика расчета режимов работы и определения технического состояния агрегатов ГТК-10 и ГТ-750-6 в условиях эксплуатации;

- разработана программа расчета технико-экономических показателей элементов ГПА и коэффициента технического состояния;

- разработана методика определения мощности и технического состояния газоперекачивающего агрегата ГПА-10-01 в эксплуатационных условиях в условиях ограниченного объема данных;

- получены уравнения для прогнозного определения мощности агрегатов при известном КТС, при планировании работы газотранспортной системы, и определения КТС агрегата при известной мощности в условиях эксплуатации.

На защиту выносятся разработанные и усовершенствованные методики расчета режимов работы и технического состояния ГПА по экспериментальным данным.

Практическая ценность и реализация работы состоит в том, что разработанные алгоритмы и программы расчета используются специализированными инжиниринговыми организациями при проведении испытаний и мониторинга технического состояния и режимов работы ГПА.

Личный вклад автора: Диссертационная работа является результатом многолетнего труда автора. Материалы, использованные в диссертации, получены самостоятельно и в соавторстве с научным руководителем работы. Выполненные автором расчеты режимов работы ГПА при испытаниях в условиях эксплуатации позволили создать паспорта по термодинамическим параметрам.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 статей и тезисов, в том числе пять статей и тезисов в зарубежных изданиях.

Структура и объем диссертации. Структура диссертационной работы определяется поставленными задачами и состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованных источников и приложений.

1. Анализ взаимосвязи надежности, эффективности и диагностического обслуживания газоперекачивающих агрегатов на газопроводах

1.1 Анализ технического состояния газоперекачивающих агрегатов магистрального газопровода «Средняя Азия Центр»

При эксплуатации газоперекачивающих агрегатов (далее ГПА) происходит постепенное ухудшение технического состояния данного оборудования вследствие естественного износа. Так по статистическим данным [5,6,7] снижение мощности турбины может происходить по следующим причинам:

- увеличение зазоров в турбине снижает мощность на 8-10 %,
- отложения в компрессоре снижают мощность на 5-8 %,
- утечки в уплотнителях и загрязнение входного тракта снижает мощность на 1,5-3,0 %.

Здесь нужно акцентировать что под *техническим состоянием* понимается совокупность подверженных изменению в процессе производства или эксплуатации свойств объекта, характеризуемая в определённый момент времени признаками, установленными технической документацией на этот объект. В связи, с чем различают виды технического состояния: исправность и неисправность, работоспособность и неработоспособность, правильное функционирование и неправильное функционирование [8,9].

Исправное состояние - это состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям нормативной и (или) конструкторской (проектной) документации [10].

Неисправное состояние - это состояние объекта, при котором он не соответствует хотя бы одному из требований нормативной и (или) конструкторской (проектной) документации [10].

Неработоспособное состояние - это состояние объекта, при котором значение хотя бы одного параметра, характеризующего способность выполнять заданные функции, не соответствует требованиям нормативной документации и (или) конструкторской (проектной) документации.

При этом для сложных объектов возможно деление их неработоспособных состояний. И из множества неработоспособных состояний выделяют частично неработоспособные состояния, при которых объект способен частично выполнять требуемые функции [10].

Предельное состояние объекта - это состояние при котором его дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна, либо восстановление его работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно [10]. При переходе объекта в предельное состояние его эксплуатация должна быть временно или окончательно прекращена - он вводится из работы в ремонт или снимается с эксплуатации и списывается.

Вопросам оценки технического состояния ГПА посвящено много работ следующих учёных: Зарицкий С.П., Лопатин А.С., Поршаков Б.П., Степанов О.А., Шабаров А.Б., Чекардовский С.М., Достияров А.М., Вертепов А.Г. и других. Оценке технического состояния и его восстановлению уделяют особое внимание опытные специалисты и ученые на газотранспортных и ремонтных предприятиях Казахстана это - Наушиев Т.Е., Усеров А.Г., Майсутов Т.Б.

В процессе длительной эксплуатации ГПА происходят постепенное ухудшение физических и механических свойств материалов, нарушение соединений отдельных узлов и деталей, рост статических, динамических и термических напряжений в элементах агрегатов. В результате чего возникают процессы коробления, старения, износа, растрескивания материалов. Отдельные узлы и детали приходят в неисправное состояние, при этом в целом агрегат может продолжать сохранять свою работоспособность. Такое состояние ГПА определяется как постепенный отказ. Возникновение постепенных отказов связано с наработкой агрегатов и проявляется в ухудшении технических показателей работы, вибрации, КПД компрессора, турбины и т.д. Строгое соблюдение правил эксплуатации ГПА в межремонтный период позволяет снизить возникновение постепенных отказов и свести к минимуму число аварийных остановок из-за разрушения узлов и деталей, снизить накопление необратимых отрицательных изменений в материалах.

Немаловажное значение для поддержания высокого уровня надежности является сокращение числа пусков и остановок ГПА, т.к. работа на данных режимах сопровождается прохождением резонансных зон, резкими теплосменами, неравномерным расширением отдельных узлов и деталей и накоплением усталостных и термических повреждений.

Так экспериментально установлено, что уровень напряжений при пусках из холодного состояния в 1,5 раза превышает уровень напряжений при работе на номинальном режиме [5,11,12]. Расчеты показывают, что при эксплуатации агрегатов без аварийных остановок и с числом пусков, не превышающим 250, ресурс работы лопаток турбины и деталей камеры сгорания может составлять порядка 42 500 часов.

В состав магистрального газопровода «Средняя Азия Центр» (далее МГ «САЦ») входят 6 компрессорных станций (далее КС). Единичная мощность ГПА колеблется от 6 до 10 МВт, при номинальном КПД – от 23 % до 31,5 %. Значительное количество ГПА имеют техническое состояние, не отвечающее требованиям нормативных документов. Нарботка многих агрегатов близка к предельной. В довольно широких пределах колеблется и величина межремонтного периода, что объясняется индивидуальными условиями эксплуатации и недостаточно высоким, в ряде случаев, качеством технического обслуживания и ремонта. Так для некоторых агрегатов межремонтный период превышает 40-50 тыс. часов.

В связи, с чем в настоящее время, конечно же, проводится реконструкция ГТС «САЦ», но даже вывод из работы ряда агрегатов, ввод новых, кардинально не изменит ситуацию. На рисунке 1.1 представлена диаграмма наработки ГПА после реконструкции.

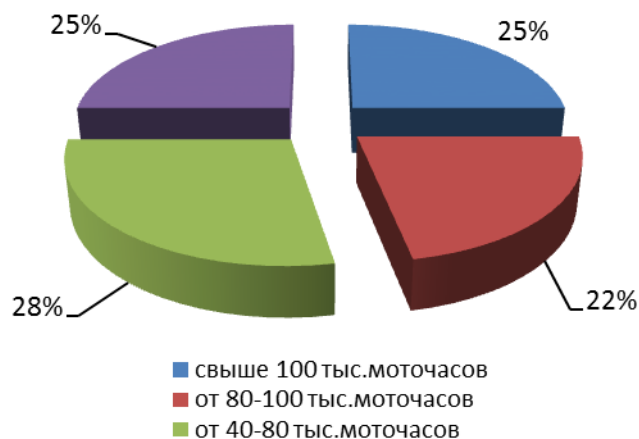


Рисунок 1.1 - Нарботка агрегатов после реконструкции ГТС «САЦ»

Как видно из рисунка 1.1 порядка 50 % ГПА имеют предельную наработку что соответственно приводит к пониженному техническому состоянию оборудования. Значительные наработки ГПА определяют возрастающую роль технической диагностики ГПА.

Основные технико-экономические показатели ГПА на текущий момент:

- мощность ниже номинальной на 10-20 %;
- расход топлива на 20-35 % выше уровня современных образцов;
- ремонтные затраты достигают 5-10 % от стоимости ГПА;
- около 30 % КС являются «неблагополучными» по показателям эмиссии оксидов азота.

Основными причинами снижения технико-экономического состояния ГПА являются:

- загрязнение, эрозия и коррозия проточной части газотурбиной установки (далее ГТУ) вследствие отсутствия эффективных фильтров в воздухозаборной камере (далее ВЗК);
- некачественная подготовка топливного газа, из-за чего происходит разрушение конструкции камеры сгорания и проточной части ГТУ;
- негерметичность воздушного тракта пластинчатых регенераторов из-за конструктивного несовершенства компоновки секций воздухопроводов, обуславливает снижение мощности и КПД ГТУ и повышение неравномерности температурного поля перед турбиной высокого давления.

Относительная величина утечек воздуха из секций регенераторов составляет порядка 1-2 %, что соответствует относительным потерям мощности ГТУ на 4 % и КПД на 2 %;

- увеличение радиальных зазоров в проточных частях осевого компрессора (далее ОК), турбин высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давлений и в уплотнениях рабочего колеса ЦБН вследствие эрозии коррозии с соответствующим снижением мощности и КПД ГТУ и ЦБН. Увеличение среднего радиального зазора ОК на 1 мм снижает мощность ГТУ на 9 %, КПД на 5 %; такое же изменение для ТВД – соответственно на 5 и 2,5 %; ТНД – соответственно на 1 и 0,8 %;

- перетечки продуктов сгорания через зазоры между «зубом» направляющих лопаток ТВД и обоймой вследствие конструктивной недоработки уплотнения, обуславливает снижение мощности ГТУ до 1 МВт;

- вредный подогрев циклового воздуха на всасе в ВЗК вследствие разрушения теплоизоляции регенераторов, газоходов, выхлопных труб или негерметичности запорной арматуры антиобледенительной системы обуславливает снижение мощности ГПА. Вредный подогрев воздуха на входе ОК может достигать значительных величин до 10°C (средняя величина оценивается 2-2,5 °C), что эквивалентно недогрузке ГТУ до 1200 кВт;

- увеличение гидравлического сопротивления входного тракта ГТУ из-за его загрязнения и выхлопного вследствие утечек из регенератора, приводит к снижению мощности и КПД ГТУ (увеличение сопротивления входного тракта на 0,01 кгс/см² приводит к снижению мощности на 3,5 % и КПД на 2 %, для выходного тракта – соответственно 2,5 % и 1,5 %);

- потери мощности и КПД ГТУ при утечках продуктов сгорания в разъемах корпуса ТВД по причине использования в качестве уплотнения жидкого стекла содержащего щёлочь, разъедающего поверхность разъёмов, а так же через некачественную изоляцию выхлопных газоходов ГТУ.

Необходимо сказать что на многих ГТУ такое неблагоприятное сочетание конструктивных и эксплуатационных дефектов может приводить к снижению их располагаемой мощности до 50 %.

В связи с вышеизложенным разработка эффективных методов контроля технологических параметров ГПА в период эксплуатации, выявление дефектов и неисправностей на ранней стадии их возникновения является весьма актуальной проблемой, которая еще и осложняется отсутствием на многих агрегатах современных систем автоматического управления и сбора данных по основным контролируемым параметрам. Ввиду сложности процессов, протекающих в ГПА недостаточно одного метода диагностики, только применение комбинированных методов диагностики, позволяющих оптимизировать обслуживание и ремонт оборудования, может привести к повышению качества, надежности и экономической эффективности эксплуатации ГПА МГ. При этом следует отметить, что в условиях значительного стареющего парка ГПА роль параметрической диагностики возрастает.

1.2 Анализ надёжности и эффективности работы ГПА

Анализ и исследование проблемы надёжности актуально и характерно для всех технических и организационных систем, и изучается теорией надёжности.

Основы теории надёжности были сформированы в 20-х годах 20 века. Первоначально теория надёжности рассматривалась как прикладной раздел математики. Она возникла в связи с возрастанием требований к технике, и в частности, в связи с опытом эксплуатации военных систем.

Современное состояние КС в системе транспорта газа характеризуется сокращением объемов поступления и замены действующего оборудования.

В период инвестиционного спада значимость решения проблемы повышения надёжности и эффективности использования производственных возможностей в рассматриваемой системе возрастает. Решение вопросов повышения надёжности функционирования касается, как минимум, двух аспектов:

- во-первых, повышение надёжности организационных систем управления в новых условиях хозяйствования;
- во-вторых, задачи повышения надёжности, долговечности оборудования и КС [5,15,16,17].

При современном уровне развития науки и техники можно создать оборудование со сколь угодно высокой степенью надёжности. При этом стоимость его изготовления и амортизационные отчисления в составе затрат на эксплуатацию будут столь высоки, что оно окажется экономически неэффективным по сравнению с уже применяемыми.

Задача заключается в том, что удельные затраты на его изготовление и техническую эксплуатацию, приходящиеся на единицу изготавливаемой продукции, с его применением были бы меньше соответствующих затрат с применяемым оборудованием. В противном случае новое, более надёжное и долговечное оборудование, будет не конкурентно с точки зрения экономических параметров. Определению целесообразной надёжности и долговечности используемого оборудования посвящено большое количество научных работ [18,19].

В современных условиях поддержание работоспособности огромного парка оборудования представляет собой важнейшую и актуальную задачу, от решения которой в значительной степени зависит эффективное использование активной части основных фондов системы.

Рассматривая проблему надёжности оборудования, можно констатировать, что в литературе встречаются примеры неадекватного отношения к надёжности и даже отождествлению ее с понятием эффективности, что создает определенные трудности в теоретической разработке и практической реализации методик создания надёжных и эффективных систем.

Большинство исследований надежности систем [20] основываются на стандарте [21], который определяет надежность как свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки.

Эффективность - это результативность выполняемых заданных функций оборудованием, которое должно быть надежным и эффективным положительно.

Показатели надежности ГПА составляют следующий перечень [6]: коэффициент готовности; коэффициент частоты пусков; коэффициент технического использования; коэффициенты резерва, вынужденного и планового простоя; наработка на отказ; полный ресурс для списания; ресурс между средними ремонтами; ресурс между капитальными ремонтами; удельный расход масла.

Надежность ГТД зависит от надежности его эксплуатации, обслуживания и ремонта, так как любой отказ по вине эксплуатации, обслуживания, ремонта приводит к снижению показателей надежности. Эффективность ГТД зависит от качества эксплуатации, обслуживания и ремонта ГТД, так как нарушение режимов пуска и остановка ГТД, эксплуатации, некачественное обслуживание и ремонт ГТД приводят к снижению эффективности оборудования. Основными показателями эффективности ГТД являются: КПД, мощность, расход топливного газа. Общеизвестно, что одним из значимых факторов, повышающих надежность и эффективность оборудования является внедрение методов и средств контроля, мониторинга, диагностики технического состояния оборудования [6, 18, 20].

1.3 Анализ методов диагностики технического состояния ГПА

1.3.1 ГПА - как объект диагностирования

ГПА - являются составной частью системы эксплуатационной диагностики. Выбор методов и средств технического диагностирования основных узлов и элементов ГПА в условиях эксплуатации во многом определяется их контролепригодностью, то есть обеспеченностью конструкций специальным оборудованием, возможностью получения достоверной информации, необходимой для объективной оценки технического состояния безразборными методами динамического контроля.

При этом ГПА может включать в себя следующие подсистемы и блоки:

- компрессор ГТУ (который обеспечивает сжатие воздуха для подачи его в КС);
- система дозирования топлива (обеспечивает необходимый поток газа в КС);

- КС (обеспечивает преобразование химической энергии топлива в газодинамическую и тепловую энергию продуктов сгорания);
- газовая турбина (далее ГТ), которая преобразует энергию газового потока в механическую энергию вращения вала компрессора ГТУ и нагнетателя;
- нагнетатель осуществляет сжатие транспортируемого газа;
- регенератор (производит нагрев воздуха на входе в КС за счет тепла выхлопных газов);
- утилизатор тепла выхлопных газов (служит для нагрева воды, отопления).

Оценка состояния ГПА требует одновременного измерения и регистрации большого количества взаимосвязанных параметров, а целостность системы означает, что все ее части служат достижению общей цели. Опыт эксплуатации свидетельствуют о том, что объективная оценка технического состояния агрегата, в зависимости от сложности его конструкции возможна путем измерения и анализа большого количества параметров [3, 5, 7, 23, 24].

Появление отказа или неисправности любого элемента подсистемы приводит к снижению надежности, эффективности работы, или отказу.

К параметрам привода ГТУ, используемым в расчётных задачах следует отнести:

1) Паспортные: учетные данные (название привода, шифр в базе данных);

2) Номинальные: мощность [кВт]; КПД.

3) Ограничения для управляемых приводов: минимальная частота вращения вала; максимальная частота вращения вала.

4) Коэффициенты состояния и влияния: технического состояния ГТУ по мощности; технического состояния ГТУ по топливному газу; влияния антиобледенительной системы; учета работы ГТУ без регенерации; влияния системы утилизации тепла выхлопных газов; влияния $T_{\text{воз}}$ на входе ГТУ на располагаемую мощность; наработка менее 25 тыс. час; 25 тыс. час. < наработка < 50 тыс. час; наработка более 50 тыс. час;

5) Параметры затрат: номинальный расход топливного газа ГТУ (тыс.м³/час) при номинальной мощности, а также при следующих параметрах: температура воздуха на входе ГТУ (К); давление воздуха (МПа); удельная низшая теплота сгорания (кДж/(м³ К)); норма расхода топливного газа ГТУ (тыс.м³/(кВт час)); норма расхода газа на собств. нужды КЦ (тыс м³/(кВт час)).

К параметрам ЦБН, используемым в расчётных задачах следует отнести:

1) Паспортные параметры нагнетателя: учетные данные (название нагнетателя; шифр в базе данных); признак полнонапорный или нет.

2) Номинальные параметры: номинальная частота вращения; номинальное давление газа на входе (МПа); номинальное давление на выходе (МПа); номинальная объемная производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$); номинальная коммерческая производительность ($\text{млн.м}^3/\text{сут}$); номинальная степень сжатия; номинальный политропический КПД.

3) Ограничения: минимальная степень сжатия; максимальная степень сжатия.

4) Параметры состояния: коэффициент технического состояния по мощности; коэффициент механических потерь (механический КПД).

5) Параметры приведения характеристик нагнетателя: коэффициент сжимаемости; температура газа (К); параметры газа (газовая постоянная ($\text{нм}/(\text{кгК})$) или плотность газа при стандартных условиях ($\text{кг}/\text{м}^3$) или молярная масса газа ($\text{кг}/\text{кмоль}$)); давление газа на выходе (МПа) (когда мощностная характеристика приведена к давлению газа); давление газа на входе (МПа).

6) Параметры характеристик: размерность производительности: $q_{\text{пр}}$ - объемная приведенная к номинальным оборотам [$\text{м}^3/\text{мин}$], $Q_{\text{об,мин}}$ - объемная [$\text{м}^3/\text{мин}$], $Q_{\text{об,сек}}$ - объемная [$\text{м}^3/\text{сек}$], $Q_{\text{ком}}$ - коммерческая [$\text{млн.м}^3/\text{сут}$]; признак - характеристика по мощности приведена к: плотности газа ($\text{кВт}/(\text{кг}/\text{м}^3)$), давлению нагнетания ($\text{кВт}/\text{МПа}$), давлению на входе ($\text{кВт}/\text{МПа}$), не приведена (кВт).

- кол-во оборотов ГПА, для которых представлены характеристики; относительные обороты, для которых представлены характеристики; минимальная производительность; максимальная производительность; коэффициенты полиномов, аппроксимирующих: напорную характеристику; характеристику политропического КПД; мощностную характеристику.

7) Параметры газа (параметры газа могут быть представлены либо компонентным составом, по которому рассчитываются основные характеристики, либо непосредственно параметрами, которые используются в расчетных формулах): плотность газа при стандартных условиях; низшая удельная объемная теплота сгорания; молярная доля диоксида углерода CO_2 ; молярная доля азота N_2 .

8) Параметры внешней среды: температура воздуха на входе ГТУ; барометрическое давление.

9) Параметры газового потока: давление, температура, расход газа, на входе и выходе нагнетателя. Набор заданных и расчетных параметров зависит от конкретной задачи.

1.3.2 Задачи и методы технической диагностики ГПА

Теории научной разработке технической диагностики посвящены работы [21, 25, 26, 27], в которых сформулированы следующие основные задачи: оценка технического состояния объекта; поиск неисправностей и

причин отказов; прогноз дальнейшего изменения технического состояния объекта. Основной определяющей характеристикой состояния любого объекта является его работоспособность, под которой понимают состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствует требованиям нормативно-технической документации.

Однако, здесь необходимо различать следующие подмножества состояний [25,26,27]: нормальная работоспособность, частичная утрата работоспособности, полная утрата работоспособности.

Оценка технического состояния объекта диагностики по существу и состоит, в первую очередь, в отнесении его к одному из указанных подмножеств по какому-либо диагностическому параметру или их комплексу.

Следующим этапом является поиск причин снижения (утраты) работоспособности, который состоит в обнаружении конкретного неисправного узла, а в ряде случаев и выявлении причин неисправности.

Эффективность систем диагностики существенно повышается при решении задач прогнозирования изменения технического состояния агрегата в будущие моменты времени. При этом используются статистические методы обработки измерений, при помощи которых строятся линейные или экспоненциальные модели в 95 %-ой доверительной области [18].

Прогноз позволяет своевременно принять меры к предотвращению неисправностей, заранее спланировать техническое обслуживание, заказ запасных частей и ремонт агрегатов.

Применение методов технической диагностики ГПА на газопроводах преследует следующие основные цели: повышение эффективности работы ГПА за счет оптимизации режимов его работы; сокращение числа отказов и аварийных остановок ГПА; сокращение времени поиска неисправностей и причин отказов; сокращение материальных затрат на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт, сокращение объема, а следовательно, и времени проведения ремонтных работ; сокращение затрат топливного газа на собственные нужды КС и т.д.

Внедрение систем технической диагностики позволит также с большей эффективностью планировать и прогнозировать работу цеха, КС и газопровода в целом, обоснованно подойти к разработке соответствующих нормативов на различных уровнях.

Контроль технического состояния ГПА может проводиться на остановленном, вскрытом и работающем агрегатах [28, 29].

Одним из основных способов определения неисправностей на остановленном агрегате является *визуально-измерительный контроль* [5, 28, 29].

Визуально-измерительный контроль заключается в осмотре с помощью лупы многократного увеличения больших поверхностей и труднодоступных

мест деталей из различных материалов для обнаружения трещин, механических и коррозионных повреждений, нарушения сплошности защитных покрытий, остаточных деформаций, изменения характера разъемных и неразъемных соединений, течи, следов излома, задеваний.

Преимущество этого способа состоит в простоте контроля и сравнительно малой трудоемкости. Достаточно хорошо исследованы способы контроля на вскрытом агрегате [5, 28, 29].

Метод неразрушающего контроля проникающими веществами (далее ПВК) (цветной метод) основан на проникающих свойствах жидкости и используется для обнаружения открытых трещин, пор, коррозионных повреждений деталей, различных по форме и размерам, изготовленных из магнитных и немагнитных материалов. Технологический процесс определения дефектов этим методом состоит из следующих операций: очистка и обезжиривание поверхности; пропитка поверхности индикаторным раствором; удаление избыточного индикаторного раствора с поверхности для его сохранения только в трещинах; нанесения на поверхность проявителя; осмотр детали и оценка состояния.

Ультразвуковой метод (далее УЗК) основан на свойстве распространения упругих колебаний в металлах и их отражения от границы раздела двух сред. Этот метод используют для обнаружения внутренних и наружных дефектов в труднодоступных местах у деталей, изготовленных из магнитных и немагнитных материалов. Метод не применяется при наличии галтелей, отверстий, т.к. требуется подготовка поверхности, наличие контактной жидкости и подбор соответствующих датчиков.

Вихрековый метод (далее ВК) основан на возбуждении в поверхности детали с помощью датчика вихревого тока, сила которого различна в местах изменения сплошности или свойств металла. Наиболее распространенными приборами этого метода являются дефектоскопы. Этот метод используют для обнаружения открытых и закрытых поверхностных дефектов у деталей из электропроводных материалов.

Наряду с выше перечисленными методами контроля, применяют *метод травления*, который основан на том, что под воздействием растворов кислот места повреждения растворяются быстрее, чем прилегающая поверхность, и трещины становятся видимыми на блестящем фоне. Такие способы обладают наиболее полной информативностью, но требуют довольно существенных материальных и трудовых затрат.

Недостатком описанных выше методов контроля - является необходимость остановки агрегата, что порой не всегда возможно в условиях эксплуатации. В связи с чем, возникает необходимость в методах диагностики на работающем агрегате. И наиболее широкое применение в Казахстане и за рубежом нашли методы *акустической эмиссии, вибрационной, термогазодинамической диагностики и диагностики по анализу отработанного масла* [5, 27, 28, 30].

Перечисленные методы различаются по виду используемой информации (это: геометрической, тепловой, акустической, электромагнитной и т.д.), количеству контролируемых параметров, точности, гибкости и т.д.

Методы акустической эмиссии используют в качестве диагностической информации поля упругих волн - источников акустической эмиссии, представляющие собой сложный спектр шумов аэродинамического и механического происхождения, которые могут меняться в зависимости от внешних условий и технического состояния ГПА.

Акустическая эмиссия (далее АЭ) представляет собой колебательный волновой процесс, возникающий в деталях, если в кристаллических решетках их материалов происходят необратимые процессы разрушения с образованием микротрещин. Данный колебательный процесс фиксируется пьезодатчиком, установленным непосредственно на контролируемой детали или объекте, или для определения места нахождения дефекта могут использоваться несколько датчиков, расположенных вне детали, генерируемой акустические сигналы. Отметим что метод акустической эмиссии позволяет обнаруживать транс- и межкристаллические трещины, которые нельзя выявить другими методами неразрушающего контроля. Для ГПА метод акустической эмиссии применяется для ранней диагностики питтинга в зубчатых передачах.

При контроле работоспособности ГПА серьезное внимание уделяется виброобследованию по причине того что вибрационное состояние является одним из основных показателей, характеризующих состояние силовых элементов агрегата. Так при работе ГПА все его детали, узлы совершают вынужденные и резонансные колебания, которые зависят от величины и характера возмущающих сил, упругомассовых характеристик элементов конструкции, на которые, в свою очередь, влияет ряд конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. В общем случае вынужденные колебания систем ГПА имеют в основном механическое, аэродинамическое происхождение. К источникам колебаний механического происхождения относятся: неуравновешенные силы процесса, обусловленные силами трения (скольжения или качения) и взаимодействие элементов конструкции через упругие связи.

Источником колебаний аэродинамического происхождения может быть переменные силы возмущающего потока газа в проточной части агрегата вследствие пульсации потока, неравномерность потока в радиальном и осевом направлениях, переменные импульсы, создаваемые вращающимися лопатками ротора, неравномерность сгорания топлива, вибрация трубопроводов и т.д.

Вибрационный метод неразрушающего контроля (далее ВМК) идентичен методу АЭ только при этом используется область низких частот. Принцип работы: измеряется общий уровень вибрации (виброперемещение,

виброскорость или виброускорение) в определённых точках ГПА (для каждого типа агрегата прописывается свой маршрут) в трёх направлениях (вертикальное, горизонтальное и осевое). В каждом направлении снимается спектр. После обработки и сравнения измеренных параметров делается вывод о работоспособности узла ГПА. В общем случае диагностика повреждений по параметрам вибрации конструкций осуществляется в три этапа [29, 31]:

1. Улавливание и регистрация сигналов вибраций, исходящих от работающего агрегата с помощью специальных датчиков. На этом этапе получают исходные данные, необходимые для последующего анализа вибрации (этап сбора информации);

2. Первичная обработка сигналов с помощью измерительных устройств, предварительный анализ сигналов, с выделением существенных и отбрасыванием несущественных данных;

3. Оценка состояния конструкции. Этап принятия решений, на котором экспериментальные данные сравнивают с эталонными, что позволяет оценить состояние системы и, при необходимости, принимать оперативные решения.

При исследовании вибраций в широком диапазоне датчик посылает сигналы, образованные всеми составляющими спектра колебаний, которые воспринимаются прибором, регистрирующим не только частоты следования сигналов, но и модуляции амплитуд. Это дает возможность не только с большой степенью точности установить наличие развивающегося дефекта или неисправности, но и проследить интенсивность его развития за определенный период времени. Чтобы установить элемент, подвергающийся износу, нужно выделить сигналы колебаний, полученных от каждого компонента агрегата.

Таким образом, каждая деталь вибрирует на определенной дискретной частоте, с амплитудой, изменяющейся в зависимости от интенсивности развития дефекта. Будучи отображенной на виброграмме, эта амплитуда образует пик, выходящий за пределы «белого шума» (спектральный анализ в виде огибающей) или отдельные всплески (в случае линейчатого отображения спектра). Если эти пики или всплески с течением времени в последующих спектрах имеют тенденцию к возрастанию, то это означает, что дефект продолжает развиваться.

Все методики расшифровки виброграмм, а, следовательно, и установления места нахождения и степени развития неисправности, базируются, в основном, на соотношении найденных экспериментально или теоретически графических форм спектров вибрации со спектрами колебаний, полученными при исследовании объекта диагностики [2]. Однако, в настоящее время имеется довольно много проблем с расшифровкой спектров вибраций взаимозависимых неисправностей - то есть таких, когда сложно указать первопричину возникновения одной из них.

Поэтому весьма важны разработки новых методов, дающих возможность распознать по спектрам вибрации трудноразличимые неисправности [2].

Определенную информацию о техническом состоянии ГПА может представлять *спектральный анализ отработанного масла*, позволяющий судить о степени износа узлов агрегата по наличию в масле различных механических примесей. При вполне удовлетворительном техническом состоянии агрегата и его опорных узлов необходимо иметь сведения об интенсивности и характере износа поверхностей трения. В этом случае требуется диагностирование состояния узлов трения на основе анализа смазочного масла [29]. Метод диагностирования технического состояния деталей компрессора, омываемых маслом, по содержанию в нем продуктов износа характеризует высокая достоверность оценки.

Его применение основывается на допущении, что при взаимном перемещении контактирующих поверхностей деталей происходит их износ и перенос субмикроскопических частиц износа потоком масла.

Подвижный контакт между металлическими деталями любой механической системы всегда сопровождается износом, который является причиной последующего увеличения количества частиц износа. При вполне удовлетворительном техническом состоянии агрегата и его опорных узлов необходимо иметь сведения об интенсивности и характере износа поверхностей трения. В этом случае требуется диагностирование состояния узлов трения на основе анализа смазочного масла. Следует отметить, что при эксплуатации исправной системы частицы допустимого износа образуют в масле пастообразную массу с низкой вязкостью и практически не оказывают заметного влияния на изменение темпов износа контактирующих поверхностей.

В процессе постепенного разрушения деталей поток масла, омывающий их, систематически уносит продукты разрушения из зоны трения.

В смазываемой системе эти частицы находятся во взвешенном состоянии в циркулирующем масле. Период времени от начала до полного разрушения достаточно велик при условии обеспечения нормального режима смазки. В этом случае масло можно эффективно использовать как носитель информации о техническом состоянии узлов трения. Сигналом обнаружения неисправности является присутствие в масле частиц, выносимых из контактных зон. Это позволяет выявить неисправность на начальной стадии ее проявления. Создание и применение в условиях эксплуатации эффективных систем контроля загрязнений смазочных материалов весьма сложная проблема [5,29]. В настоящее время разработаны датчики, которые встраиваются в маслосистему ГПА и в режиме реального времени отслеживают степень концентрации металлических примесей.

Все эти методы имеют важное значение и право на использование для оценки технического состояния ГПА. Но особое место среди них занимает *термогазодинамическая диагностика* которая позволяет определить техническое состояние ГПА по его термогазодинамическим параметрам, замеряемым в процессе эксплуатации. Оценка любого технологического показателя при любом методе диагностики может быть осуществлена лишь после выявления его связи с показателями термогазодинамической диагностики. Кроме того, только термогазодинамическая диагностика позволяет определить абсолютные значения технологических величин.

При этом, чем сильнее изменение технического состояния агрегата, тем важнее роль термогазодинамической диагностики в технологических расчетах. Так же следует отметить, что значение диагностики непрерывно возрастает по мере разработки АСУ трубопроводного транспорта газа, в рамках которой должна быть реализована комплексная система технической диагностики, основанная на совокупности различных методов.

Разработка такой системы является одной из предпосылок перехода к полной автоматизации работы ГПА и их управления при помощи компьютерных систем.

1.3.3 Диагностика по термогазодинамическим параметрам ГПА

Диагностика по *термогазодинамическим параметрам* - является одним из наиболее перспективных направлений технической диагностики ГПА. Это связано, прежде всего, с тем, что в настоящее время не имеется датчиков, позволяющих непосредственно измерять техническое состояние элементов ГПА (эрозионные износы рабочих колес ЦБН, радиальные зазоры турбин высокого и низкого давлений и т.д.). И конечно же трудно ожидать, что необходимые датчики появятся в ближайшее время и причем в полном необходимом для проведения диагностики объеме.

В связи с чем, методы оценки технического состояния ГПА по значениям непосредственно измеряемых в процессе эксплуатации технологических параметров, то есть косвенным путем, необходимо развивать и совершенствовать.

Описанный ранее *методы термогазодинамической диагностики* довольно успешно применяется в авиационной промышленности, на судовом транспорте. Успехи в применении методов для контроля технического состояния ГПА на КС МГ пока значительно скромнее. Это связано с тем, что большинство таких методов [5,7,32] используют приближенные термодинамические модели или используют ряд допущений, существенно снижающих точность диагностирования. Наиболее же совершенные методы [5,33,34] достаточно сложны в реализации и требуют специальной измерительной аппаратуры, к которой предъявляются повышенные требования к точности измерений. При этом низкая точность эксплуатационных измерений на КС газопроводов, существенные различия в

объеме измерений и ряд других факторов, существенно снижает эффективность разработанных методов диагностики, а в ряде случаев делает невозможным их внедрение в эксплуатацию на газопроводах. Следует также отметить, что существующие методы термогазодинамической диагностики применимы, как правило, лишь к отдельным типам ГПА и не обеспечивают стабильных показателей в процессе длительной эксплуатации. Все это подтверждает острую необходимость дальнейшего продолжения исследований и практических разработок в области термогазодинамической диагностики.

Методы термогазодинамической диагностики ГПА могут быть общими и частными [35,36]. Применение частных методов, связанных с определением относительного изменения параметров технического состояния ГПА, позволяет выявить темп изменения состояния агрегатов, его технологических и топливно-энергетических показателей – производительности, мощности, расхода топливного газа и т.д.; определить, с известным приближением, суммарный расход топливного газа на КС, средне-статистические значения параметров состояния парка ГПА (ГТУ и ЦБН). Применение общих методов позволяет перейти к определению абсолютных величин технологических показателей ГПА, необходимых для построения системы ППР, планирования и прогнозирования работы агрегатов и КС в целом. Без них невозможно построение комплексной автоматизированной системы диагностики ГПА [37, 38, 39]. В зависимости от структуры представления объекта, методы термогазодинамической диагностики могут быть интегральными (рассматривающими установку в целом) и дифференциальными (рассматривающими каждый элемент агрегата в отдельности).

В этих методах могут применяться и различные способы задания исходной информации о режимах работы ГПА и его элементов в виде функциональных уравнений или характеристик, найденных опытным путем. Прежде всего, необходимо выбрать набор диагностических параметров, достаточно полно отражающих изменение технического состояния и довести решение задачи до получения количественной зависимости между показателями технического состояния и диагностическими сигналами.

Для решения данных целей необходимо проводить ряд экспериментальных исследований, как в условиях эксплуатации, так и в лабораторных (или на стенде с имитацией изменения технического состояния отдельных узлов агрегата). При этом такие исследования должны, проводиться отдельно для каждого типа агрегатов. Решить поставленную задачу по всему многообразию типов агрегатов, применяемых на газопроводах, в настоящее время весьма затруднительно.

В то же время, даже в случае успешной разработки подобной диагностической системы, неизбежно придется столкнуться с необходимостью проведения большого количества дополнительных замеров

по агрегату, причем с точностью практически недостижимой в настоящее время в условиях эксплуатации. Однако, даже столь сложные системы диагностики дают возможность, как правило, идентифицировать лишь единичные неисправности.

Диагностирование же кратных неисправностей в основном успеха не имеет [34, 40]. Так например *метод характеристик*, заключается в опытном определении "сдвига" фактических характеристик ГПА или его элементов от эталонных «паспортных» характеристик. При этом, знание закономерностей протекания рабочих процессов не обязательно, так как, с одной стороны, эталонные характеристики могут быть получены опытным путем, а, с другой стороны, взаимосвязь между "сдвигом" характеристик и техническим состоянием так же может быть получена экспериментально [37, 38, 39].

Поэтому оценку изменения состояния центробежного нагнетателя и ГТУ можно и целесообразно произвести по "сдвигу" различных приведенных термогазодинамических характеристик ЦБН и приведенных характеристик ГТУ.

При этом возможны следующие варианты:

а) "сдвиг" характеристики не выходит за пределы погрешности измерительной аппаратуры \Rightarrow данные характеристики практически не изменяются при изменении состояния ГТУ. Это позволяет по непосредственно измеряемой величине контролировать значения величин, непосредственно не измеряемых.

б) "сдвиг" характеристик значительно превосходит пределы погрешности измеряемой аппаратуры \Rightarrow в этом случае по величине "сдвига" можно судить об изменении состояния нагнетателя и ГТУ и контролировать его по непосредственно измеряемым параметрам.

Как уже упоминалось выше такая диагностика достаточно хорошо отработана для судовых и авиационных ГТУ [8, 41, 42], где она построена как диагностика отдельных узлов - воздушного компрессора, газовой турбины, КС и регенератора.

"Сдвиг" характеристик этих узлов характеризует степень их удаленности от паспортных, а, следовательно, и их техническое состояние. В состав приведенных газодинамических характеристик центробежных нагнетателей (далее ЦН) обычно вводят графики зависимостей приведенной относительной мощности, политропического КПД $\eta_{пол}$ и приведенного соотношения давлений сжатия газа $\varepsilon_{пр}$ (при значении приведенной частоты вращения $\left(\frac{n}{n_{ном}}\right) = 1$) от приведенной объемной производительности $Q_{пр}$ [43].

В состав альбома характеристик вводят также зависимость перепада температур газа в ЦБН $\Delta t_{пр}$ (при $\left(\frac{n}{n_{ном}}\right) = 1$) от величины $Q_{пр}$. Пересчет величин $\varepsilon_{пр}$ и $\Delta t_{пр}$ на другие значения приведенной частоты вращения проводят по известным формулам приведения.

Таким образом, приведенные характеристики ЦН имеют одну независимую переменную Q_{np} :

$$\left(\frac{N_i}{\rho_n}\right)_{np} = f(Q_{np}), \quad (1.1)$$

$$\eta_{пол} = f(Q_{np}), \quad (1.2)$$

$$\varepsilon_{np} = f(Q_{np}), \quad (1.3)$$

$$\Delta t_{np} = f(Q_{np}), \quad (1.4)$$

Из системы уравнений (1.1) - (1.4) можно получить ряд зависимостей, связанных между собой расчетными соотношениями термодинамики [37, 38, 44]. Приведенная разность энтальпии газа:

$$\Delta i_{np} = \Delta i \left(\frac{n}{n_{ном}}\right)^2 = \frac{\left(\frac{N_i}{\rho_n}\right)_{np}}{Q_{np}}, \quad (1.5)$$

Приведенная потенциальная работа:

$$\omega_{np} = \omega \left(\frac{n}{n_{ном}}\right)^2 = \eta_{пол} \Delta i_{np} = f(Q_{np}) \quad (1.6)$$

Приведенная величина необратимых потерь работы:

$$\omega_{np}^{**} = \omega^* \left(\frac{n}{n_{ном}}\right)^2 = \Delta i_{np} - \omega_{np} = f(Q_{np}) \quad (1.7)$$

Показатель политропического (внешнеадиабатического) процесса сжатия газа:

$$k^* = \frac{n_i}{1 - \frac{1}{\eta_{пол}} \left(1 - \frac{n_i}{k}\right)} \quad (1.8)$$

где k - показатель адиабаты газа, n_i -показатель изоэнтальпийного процесса; при построении характеристик значения k и n_i принимаются обычно равными $k = 1,3$; $n_i = 1$

ГТУ имеют следующие приведенные характеристики [38, 39, 44]:

$$BQ_{np}^p = f(N_{e np}), \quad (1.9)$$

$$\varepsilon_k = f(N_{e np}), \quad (1.10)$$

$$T_{z np} = f(N_{e np}), \quad (1.11)$$

$$G_{\varepsilon np} = f(N_{e np}), \quad (1.12)$$

$$\eta_e = f(N_{e np}), \quad (1.13)$$

где B - расход топливного газа;

Q_{np}^p -низшая рабочая теплота сгорания;

ε_k -соотношение давлений сжатия воздуха в компрессоре;

$T_{z np}$ - приведенная температура газа на входе в турбину ВД;

$G_{\varepsilon np}$ - приведенный массовый расход воздуха в компрессоре;

η_e - эффективный к.п.д. ГТУ;

$N_{e_{np}}$ - приведенная мощность ГТУ.

Каждая из приведенных характеристик несет в себе определенную диагностическую информацию и может быть использована в системах диагностики. "Сдвиг" любой из рассмотренных характеристик свидетельствует о наличии какого-либо вида неисправности. Однако, величина "сдвига", может быть различной. В диагностическую модель целесообразно вводить лишь характеристики наиболее чувствительные к изменению технического состояния ГПА, так как чем больше "сдвиг", тем легче его обнаружить. Обобщенные требования, которые необходимо учитывать при построении систем интегральной термогазодинамической диагностики сводятся к следующему:

а) система приведенных термогазодинамических характеристик ЦБН и ГТУ является однопараметрической (для каждого данного состояния);

б) состояние ГПА характеризуется постоянством системы приведенных характеристик на данный момент времени, действительном в широком диапазоне режимов;

в) приведенные термогазодинамические характеристики могут иметь "сдвиг" в процессе эксплуатации, величину "сдвига" можно учесть введением специального коэффициента технического состояния;

г) каждый из коэффициентов технического состояния должен учитывать "сдвиг" одной из приведенных характеристик, причем общее количество коэффициентов, используемых в системе, должно быть достаточным для нахождения величин "сдвига" всех остальных характеристик;

д) состояние нагнетателя и ГТУ сравнивается с начальным состоянием для данного межремонтного периода (если такие сведения имеются) или с эталонными «паспортными» характеристиками.

Приведенные требования были положены в основу представленных далее методов *термогазодинамической диагностики газотурбинных ГПА*.

1.4 Анализ влияния диагностического обслуживания оборудования на эффективность его эксплуатации

Повышение надежности и эффективности оборудования, наряду с созданием необходимых резервов мощностей, является важнейшим средством оптимизации режимов работы оборудования и решающим фактором повышения надежности и эффективности снабжения потребителей газом. Многие проектные и монтажные недостатки можно устранить на стадии проектирования, качественного изготовления и монтажа путем выявления и устранения при наладке и освоении. Но, воздействие скрытых дефектов, неблагоприятных для длительной работы оборудования,

отклонений от расчетных режимов работы оборудования выявляется не сразу, и механизм этого воздействия зачастую скрыт.

Поэтому определяющее значение имеет разработка методов диагностирования и прогнозирования эксплуатационных показателей надежности технологического оборудования, особенно с продолжительным сроком службы, характеристики надежности которого можно оценить исключительно по результатам длительной эксплуатации.

Следует решать задачи, связанные с исследованием физических характеристик материалов, конструкций, узлов и элементов технологического оборудования с помощью методов и теории физического и математического моделирования, развитием на основе этих исследований новых методов, приборов, систем для оценки и прогнозирования физического состояния оборудования системы ГС с точки зрения возможности обеспечения требуемого уровня надежности.

Теоретические оценки надежности эксплуатируемого оборудования вследствие их неоднозначности следует периодически проверять и корректировать на основе измерений соответствующих параметров.

Каждую неисправность необходимо своевременно выявить, локализовать, должны быть оценены возможные последствия дефектов и намечены оптимальные пути их устранения. Для этой цели используются методы и средства ТД.

Неавтоматизированное диагностирование отдельных элементов оборудования, основанное на правилах эксплуатации, инструкциях, интуиции обслуживающего персонала, существует и функционирует уже давно. Примером может послужить проверка механической прочности элементов оборудования, дефектоскопии элементов газотурбинного двигателя. Остановка оборудования персоналом из-за изменения вибрации, шума, температуры - пример интуитивного диагностирования.

В настоящее время разработано значительное число методов ТД, основанных на различных физических, механических, химических и других методах.

В зависимости от способа воздействия на элементы системы методы диагностирования делят на *функциональные, тестовые, комбинированные*.

При *функциональном диагностировании* воздействия на систему осуществляются в процессе ее эксплуатации.

При *тестовом диагностировании* на элементы подаются тестовые воздействия, определенные специальной испытательной программой.

При *комбинированном диагностировании* используют как рабочие, так и тестовые воздействия на элементы оборудования.

Условия современного производства требуют создания отраслевой системы диагностирования, т.е. необходимо, чтобы элементы автоматизированного диагностирования приобрели обоснованную теоретическую и инструментальную базу.

Накопленную и постоянно поступающую информацию о состоянии эксплуатируемого оборудования следует целенаправленно подбирать и систематизировать.

Информация должна характеризовать такие параметры, которые в максимальной мере определяют состояние диагностируемых элементов. Очень перспективна система диагностирования и прогнозирования состояния, основанная на сравнении параметров математической модели с фактическими параметрами реального объекта. На каждой КС имеется выделенная группа узлов и элементов оборудования, определенная как наиболее ответственная и представительная с точки зрения надежности и лимита ресурса для них.

Имеющийся опыт диагностирования отдельных элементов оборудования требует объединения в единую отраслевую систему диагностического обеспечения оборудования как традиционно применяемых, так и новых средств для повышения надежности и экономичности работы оборудования при оптимальных затратах.

Основная задача отраслевой системы диагностического обеспечения это долгосрочное прогнозирование режимов работы оборудования в зависимости от изменения различных факторов, раннее предупреждение дефектов и определение по результатам прогноза наиболее эффективных путей и способов использования имеющихся материально-технических ресурсов.

Для этого требуется решение ряда сложных и взаимосвязанных задач: определение видов оборудования и его деталей для первоочередного прогнозирования; составление диагностических моделей оборудования; выбор параметров по этим моделям, подлежащих сопоставлению с измеренными параметрами; выбор датчиков и аппаратных средств, позволяющих измерять эти параметры; создание систем регистрации внешних воздействий и последствий ремонтно-профилактических работ. Средства технической диагностики позволяют организовать научно-обоснованную эксплуатацию и ремонт, как основного, так и вспомогательного оборудования.

Эксплуатационное обслуживание оборудования современных КС предполагает расчет параметров технической эксплуатации и подготовку необходимой технической документации [5, 45].

Схема организации эксплуатационного обслуживания включает следующий перечень задач:

1. Оценка фактического уровня надежности и прогнозирование на её основе межремонтного цикла. При этом используются следующие параметры: время между отказами, время восстановления, коэффициент готовности и др. Выходная документация -это формы сбора и методы обработки информации.

2. Планирование технического обслуживания. Используемые параметры - период и время проверки и ремонта. Выходная документация - план-график и инструкция по проведению проверок.

3. Планирование запасных деталей, материалов, механизмов. Используемые параметры - число элементов каждого типа, время ремонта, число восстанавливаемых и невосстанавливаемых элементов с привязкой их к существующей организации ремонта. Выходная документация - ведомости, маршрутные карты.

4. Расчет численности персонала, определение специализации, распределение на диспетчерский и ремонтный. Выходная документация - проект штатного расписания.

Средства ТД можно использовать как во время ремонтов для проверки качества, так и в оперативном режиме. Они, выполняя роль предвестников отказа, позволяют более эффективно использовать оборудование и сократить потери. Ремонт современного оборудования систем характеризуется большим объемом подготовительных работ, ограниченными размерами ремонтных сроков. Плановые ремонты проводят для ответственных, сложных блоков, требующих больших трудовых затрат. При этом сокращение потерь идет, прежде всего, в результате уменьшения времени ремонта, снижения потерь газа. Необходимо совмещать анализ причины появления дефектов с контролем технологических режимов эксплуатации и другими условиями, нарушение которых приводит к дефектам.

Для высокой достоверности установления видов и механизмов возникновения дефектов необходимо знать и условия, в которых возникают дефекты. Поэтому важной задачей являются организация и выбор средств, фиксирующих различного рода воздействия.

2. Экспериментальные исследования режимов работы ГПА в условиях эксплуатации

2.1 Объект исследований

Характеристика объекта: ГТК-10-4 (см. рисунок 2.1) состоит из двух механически не связанных между собой турбин: турбина высокого давления - для привода воздушного компрессора и силовой турбины - для привода центробежного нагнетателя, воздушного компрессора, камеры сгорания, воздухоподогревателя, пускового турбодетандера, а также системы смазки, регулирования, защиты и управления, обеспечивающих нормальную работу и обслуживание установки.



Рисунок 2.1 – Внешний вид ГТК-10-4

Воздух из атмосферы засасывается через фильтры, сжимается осевым компрессором и поступает в воздухоподогреватель, где его (воздуха) температура повышается за счёт тепла отработавших в турбине продуктов сгорания. Продукты сгорания из камеры сгорания направляются в турбину высокого давления, мощность которой используется для привода осевого компрессора; далее продукты сгорания попадают в силовую турбину, вращающую нагнетатель. После турбины продукты сгорания проходят через воздухоподогреватель, отдают часть тепла воздуху и выпускаются в атмосферу через дымовую трубу.

Пуск агрегата осуществляется пусковым турбодетандером, работающим на перекачиваемом газе. Обе турбины выполнены в общем, литом корпусе, имеющим внутреннюю тепловую изоляцию.

Воздушный компрессор осевого типа имеет 10 ступеней. Ротор компрессора барабанного типа.

Турбина и компрессор смонтированы на общей сварной раме-маслобаке.

Камера сгорания - прямоточная, состоит из корпуса, фронтального устройства с горелками, огневой части и смесительного устройства.

Соединение роторов нагнетателя и газовой турбины осуществляется при помощи промежуточного вала с зубчатыми соединительными муфтами.

Максимально допустимая нагрузка ГТУ в условиях КС должна быть не более 12,3 МВт. ГТУ имеет пределы регулирования частоты вращения силового вала от 55 с^{-1} (3300 об/мин) до 84 с^{-1} (5040 об/мин).

Защита турбоагрегата от помпажа компрессора во время пуска осуществляется автоматическим сбросом воздуха, для чего на ОК установлены 8 сбросных клапанов.

Масляная система ГТУ, обеспечивающая смазку подшипников турбины и нагнетателя, систему уплотнений нагнетателя и систему регулирования ГТУ, характеризуется следующими данными:

- сорт масла - турбинное марки Тп -22С ТУ 38.101821-2001 или Тп – 22Б ТУ 38.401-58-48-92.

- объемный расход масла (циркулирующего): 1260 ± 150 л/мин - для смазки и уплотнения, 300 ± 30 л/мин - для регулирования;

- давление масла перед маслоохладителями $0,49 \pm 0,05$ МПа ($5,0 \pm 0,5$ кг/см²);

- давление масла для смазки подшипников не менее $0,059$ МПа и не более $0,12$ МПа (не менее $0,6$ кг/см² и не более $1,2$ кг/см²); на упорно-опорный подшипник нагнетателя не менее $0,20$ МПа и не более $0,44$ МПа (не менее $2,0$ кг/см² и не более $4,5$ кг/см²); на регулирование не менее $0,49$ МПа и не более $0,59$ МПа (не менее $5,0$ кг/см² и не более $6,0$ кг/см²);

- температура масла после маслоохладителей не более 51 °С при температуре наружного воздуха не более 40 °С;

- давление масла для уплотнения нагнетателя выше давления сжимаемого газа в пределах от $0,098$ до $0,29$ МПа (от 1 до 3 кг/см²);

- объем маслосистемы (без маслоохладителей) $8,0 \pm 0,5$ м³;

- безвозвратный массовый расход масла ГТУ не более $0,3$ кг/ч.

В качестве топлива для ГТУ используется перекачиваемый газ. Потребное давление топливного газа $1,47 \pm 0,03$ МПа ($15,0 \pm 0,3$ кг/см²). Объемный расход топлива $3,66 \times 10^3$ м³/ч при 20 °С, давлении $0,1013$ МПа (760 мм.рт.ст.) и теплотворной способности топлива 35509 кДж/ кг.

Запуск агрегата осуществляется пусковым турбодетандером, использующим давление газа за стационарным блоком подготовки пускового и топливного газа.

Время запуска из холодного состояния, включая принятие нагрузки, соответствующей частоте вращения силового вала 55 с-1 (3300 об/мин) составляет 25 ± 5 мин. Давление пускового газа $1,47 \pm 0,03$ МПа ($15,0 \pm 0,3$ кг/см²). Масса газа на один запуск должна быть не более 1000 кг.



Рисунок 2.2 – Состав ГТК-10-4

2.2 Организация и проведение промышленных опытов, схема измерений, приборы и аппаратура

Измерения на ГТК-10-4 проводились на режимах, которые устанавливались специально для испытания ГТУ в соответствии с конкретными рабочими программами. При этом для представления параметров теплового процесса ГТУ и его основных особенностей все основные и вспомогательные характеристики ГТУ при подготовке испытаний были рассчитаны по проектным данным.



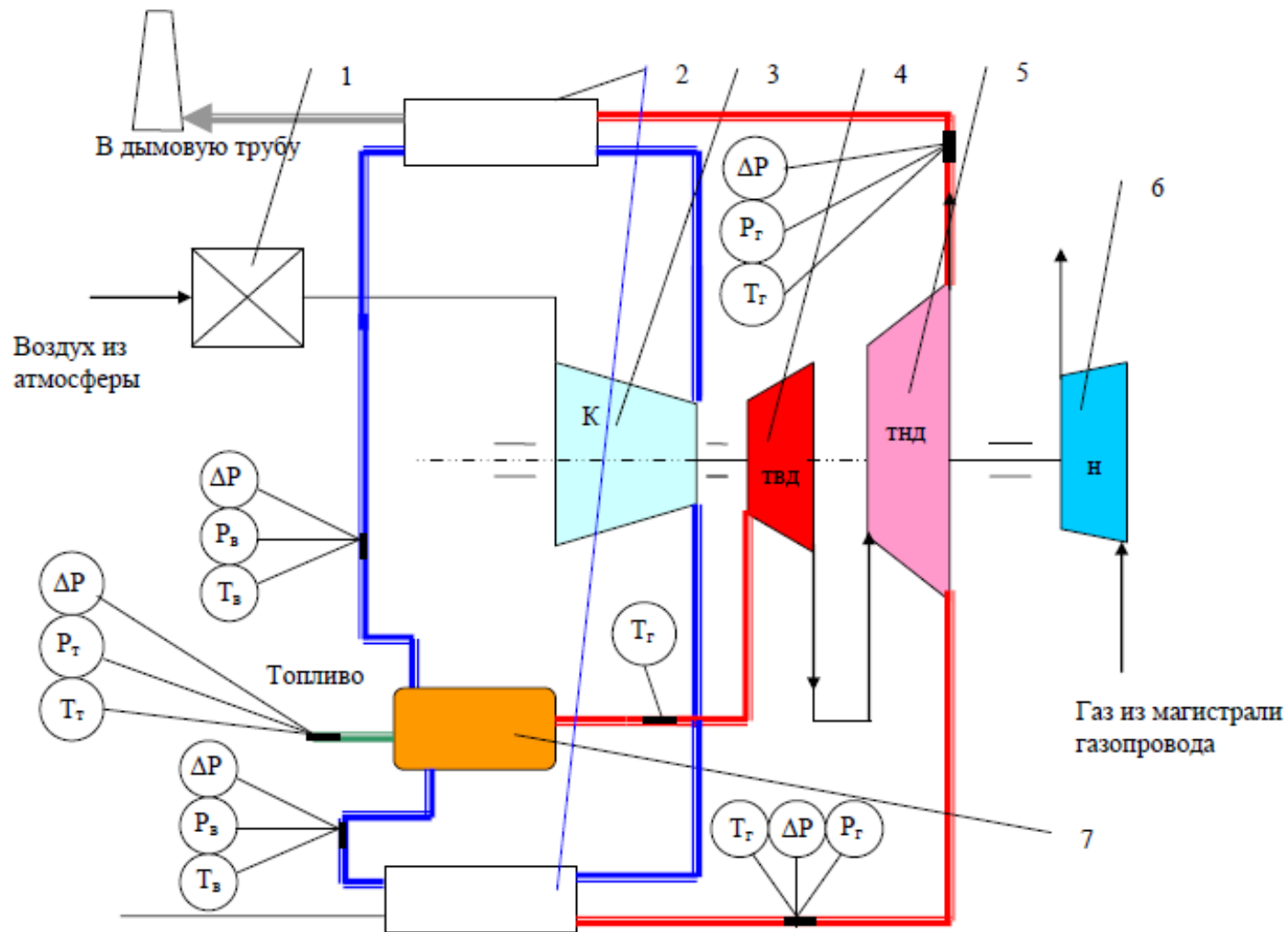
Рисунок 2.3 – Установка ГТК-10-4 на КС

Так же были рассмотрены способы определения величин, которые не могут быть определены непосредственно в опытах: температуры после ТВД, утечки воздуха из тракта, расход воздуха на охлаждение. Эти параметры оценивались на основе расчетов процесса расширения газа в турбине с учетом охлаждения элементов турбины [46, 47, 48, 49], а также зависимостей представленных в [47].

Исходными материалами для разработки схемы измерений являлись: проектные данные; чертежи турбоустановок; осмотр на месте турбоустановок; компоновочные чертежи штатного КИП; изложенные выше предварительные расчеты и соображения.

Схема измерения на ГПАГТК-10-4 представлена на рисунке 2.4. Отборы статического давления производились со стенок трубопроводов. Во всех сечениях, принятых для измерения скорости и, следовательно, расхода,

разности между полным и статическим давлением сравнительно невелики. Вследствие этого отборы статического давления со стенок трубопроводов являются вполне надежными, а погрешности, связанные с недостаточной представительностью отборов, не могут быть существенными. Разности между температурой потока T и температурой торможения T^* во всех сечениях невелики ($\Delta T = T^* - T < 2^\circ\text{C}$). С учетом коэффициента восстановления на обычных поперечно обтекаемых приемниках ($r = 0,70$), измеряемая температура отличается от температуры торможения не более чем на $0,5 - 1^\circ\text{C}$. Столь небольшими разностями при обработке можно пренебречь и считать замеренную температуру температурой торможения. Использование этой же температуры при расчетах плотности, скоростей потока и т.п. также не приводит к заметным погрешностям, так как в эти величины входит абсолютная температура.



1 – воздухозаборник, 2-регенератор, 3- компрессор, 4 – турбина высокого давления, 5- турбина низкого давления, 6 – нагнетатель газа, 7 – камера сгорания.

Рисунок 2.4 - Схема ГТУ

Так как коэффициенты теплоотдачи от воздуха (газа) к приемникам, даже значительных размеров, достаточно высоки, а стенки трубопроводов покрыты тепловой изоляцией, то погрешности из-за теплопроводности при нормальной глубине погружения приемника (~300 мм) пренебрежимо малы. Расчеты погрешностей вследствие оттока тепла по электродам термопар, установленных перед турбиной, показали, что при глубине погружения спая в газовый поток более 15 мм эти погрешности не будут превышать 0,2 °С [5].

Погрешности, связанные с лучистым теплообменом, могут иметь значение лишь при измерении сравнительно высоких температур. Расчеты, проведенные в условиях, характерных для входного патрубка турбины, показали, что при реально возможной разнице температур газов и стенки в измеряемом сечении 50 °С погрешность измерения температуры газов открытым спаем не превышает 2,5-3 °С, что менее 0,5 %.

Для измерения температур воздуха и продуктов сгорания за турбиной использовались протарированные хромель-алюмелевые термопары с толщиной спая 1,5 мм. Все они компенсационным проводом выводились на клеммные коробки, на которых устанавливались термометры для измерения температуры холодного спая, и далее на переносной милливольтметр. Параллельно с измерениями температур термопарами проводились измерения при помощи специальных зондов Testo-350.

Температура газов за турбиной измерялась в выхлопном трубопроводе (левый и правый) на прямом участке с помощью пяти точечных гребенок термопар. Термопары компенсационным проводом были подсоединены к электронному переносному милливольтметру. Измерения поля температур в этом сечении обнаружили лишь сравнительно небольшую неравномерность в направлении, перпендикулярном оси турбины, всего 6-10 %. Вследствие этого осреднение температуры при установке спаев на поперечной оси патрубка оказывается достаточно представительным, а общая погрешность измерения температуры за турбиной не превышает $\pm 5 - 7$ °С.

Для измерения температуры воздуха на входе в камеру сгорания (левый и правый рукав) также использовались пятиточечные гребенки термопар. Отклонения показаний термопар от стандартной тарировки не превышали $\pm 0,5 - 1,0$ °С и при обработке результатов не учитывались.

Для измерения температуры рабочего газа перед турбиной использовались четыре стандартные хромель-алюмелевые термопары (см. рисунок 2.5).



Рисунок 2.5 - Размещение штатных термопар на ГТУ

Показания термодатчиков снимались непосредственно со штатных приборов на щите управления и параллельно через милливольтметр. Температура топлива принималась равной температуре газа измеряемой в магистрали штатными приборами. Отборы статических давлений производились со стенок трубопроводов через отверстия диаметром 6 мм. Наибольших погрешностей при отборе статических давлений со стенок каналов можно было ожидать в сечениях, расположенных непосредственно после резких сужений или поворотов, где возможно вихреобразование. Однако, при скоростях, характерных для ГТК-10-4 в мерительных сечениях, погрешность отборов давления не превышает $\pm 0,1 - 0,3\%$ [5].

Полное давление воздуха на входе в КС и газов за турбиной измерялись с помощью многоточечных зондов, установленных в трубопроводах (рисунок 2.6). Перепады давления, а также избыточные давления до $0,5 - 0,7 \text{ кгс/см}^2$ измерялись жидкостными манометрами и дифманометрами с водяным заполнением, а также образцовым пружинным манометром МО класса 0,15. Избыточные давления (свыше 1 кгс/см^2) измерялись пружинными образцовыми манометрами МО класса 0,4 и 0,6, которые имели индивидуальные тарировки, снятые на масляном прессе, перепады давления измерялись дифференциальными манометрами класса точности 1 (Wika германия). Барометрическое давление измерялось барометром-анероидом, измерения проводились в химической лаборатории КС «Кульсары» и КС «Макат», а также прибором Testo - 350.



Рисунок 2.6 - Размещение измерительных зондов на воздуховоде и газохвате (правые рукава)

Схема коммутации при минимальном количестве вторичных приборов и импульсных линий обеспечивала разумную степень дублирования при измерении основных величин. Так, давления за компрессором, до камеры сгорания измерялись параллельно двумя образцовыми манометрами (по левому и правому рукаву) со шкалой на 4 и 6 кгс/см^2 соответственно; кроме того, замерялись разности полных и статических давлений при помощи дифференциальных манометров.

Погрешности вторичных приборов (с учетом дублирования) составляли: при измерениях водяным столбом $\pm 2-10 \text{ мм вод. ст.}$ (в зависимости от величины колебаний столба при работе ГТУ); при измерениях образцовыми манометрами $\pm 0,5 - 1,3 \%$.

Наладка измерений давления заключалась в контроле плотности и ликвидации источников утечек, которые производились как опрессовкой линий при монтаже, так и под давлением на работающей машине. В процессе работы ГТУ каких-либо нарушений в схеме измерения давлений (неплотностей в линиях и коллекторах, засорения отверстий для отбора давлений и т. п.) не наблюдалось. Трудности возникали лишь при наладке и эксплуатации водяных дифманометров. Они были связаны с периодически возникающими колебаниями уровня и образованием пробок.

Измерения расходов газового топлива в цикле ГТУ производились стандартными дроссельными устройствами. Давление топлива измерялось образцовым манометром, перепад давления на расходомере дифференциальным манометром.

Измерения расходов воздуха на утечки и охлаждение турбины не проводились, ввиду невозможности организации таких измерений в условиях действующей КС, а принимались на основе расчетов и по экспериментальным данным, полученным на аналогичных агрегатах [37, 47, 48].

Отбор проб продуктов сгорания для химического анализа производился из выхлопного трубопровода турбины зондом Testo-350.

Пробоотборник вдвигался в трубопровод на 350-500 мм, пробоотборник не позволял снять поле составов по сечению трубопровода и оценить их равномерность. Однако, данные испытаний, проведенные на аналогичных агрегатах, свидетельствуют о том, что поле составов достаточно равномерное и пробы являются представительными. Кроме состава газов (не измерялись углеводороды C_nH_m) измерялась влажность атмосферного воздуха, барометрическое давление и температуры воздуха в помещении и в районе установки холодных спаев термопар, также для контроля измерялась температура стенок воздухопроводов.

Отборы проб газового топлива производились из трубопровода вблизи камеры сгорания. Определение теплоты сгорания топлива выполнялось в калориметрической бомбе с точностью ± 30 ккал/м³, или $\pm 0,4$ %; определение плотности газа производилось пикнометром с точностью $\pm 0,005$ кг/м³, или $\pm 0,7$ %. Эти определения и элементарный состав топлива выполнялись химической лабораторией КС «Бейнеу».

Сходимость прямого и обратного баланса камеры сгорания проводилась на ряде режимов и показала удовлетворительные результаты (невязка баланса не более $\pm 1,5 - 2,0$ %). Для измерения числа оборотов ТВД и ТНД использовались штатные тахометры.

Все врезки производились по месту на временно остановленных ГТУ. Для облегчения доступа к местам врезок и установки датчиков на оборудовании были изготовлены передвижные площадки, мостики и лестницы. Импульсные линии от отборов давления прокладывались стальными трубками и резиновыми шлангами.

Вторичные приборы группировались по левому и правому газоходу и воздуховоду в помещении компрессорного цеха.

Вторичные приборы располагались таким образом, чтобы связь измеряемых величин была ясно видна. Ряд вторичных приборов был установлен вне стендов, в непосредственной близости к датчикам. Схема измерения расхода топлива монтировалась в месте установки диафрагмы на открытом воздухе. Ряд измерений проводилось на щите управления и местном щите турбины.

Эксплуатация измерительной схемы и поддержание первоначальной точности измерений особых затруднений не вызывали. Для обеспечения готовности схемы своевременно производили замену вышедших из строя термопар; периодическое устранение течей в измерительных мостах и т. п.

Перед каждой серией испытаний производили визуальный осмотр основных элементов измерительной схемы (датчиков, соединений, трасс, панелей и стендов вторичных приборов), устраняли обнаруженные неисправности; производили тарировку на масляном прессе всех образцовых манометров, контроль плотности и устранение течей в соединениях приборов, измеряющих давление (на работающей машине); проверку качества изоляции и сопротивлений измерительных цепей термопар. Первый опыт каждой серии являлся наладочным. По его результатам производили в случае необходимости дополнительные проверки и исправления.

Испытания ГТУ включали в себя опыты при температуре газа перед турбиной, близкой к 750-780 °С и при 4 частичных нагрузках (минимальная температура выбиралась по режиму, близкому к помпажу компрессора).

Опыты начинались через 1 ч после пуска ГТУ. Выдержка на постоянном режиме перед записями, необходимая для стабилизации теплового состояния оборудования, при всех нагрузках производилась в течение 20 - 30 мин.

Тепловое состояние ГТУ считалось установившимся, если при определенной температуре перед турбиной не происходило значительных изменений в измерениях температуры воздуха перед камерой сгорания и газов за ТНД. Длительность каждого опыта составляла 50 – 60 мин. При колебаниях режима во время опыта длительность его увеличивалась. Стабильность режима контролировалась по следующим основным величинам: температуре газа перед турбиной, давлению за компрессором (перед турбиной).

Перед началом каждого опыта окончательно проверялась правильность показаний основных приборов.

Отсчеты показаний основных приборов производились через 5 мин; отдельные менее ответственные измерения - через 10 мин (для отчета выбирались последовательные 5 точек с наиболее стабильными характеристиками).

Измерения барометрического давления производились одновременно, до и после опыта (серии опытов).

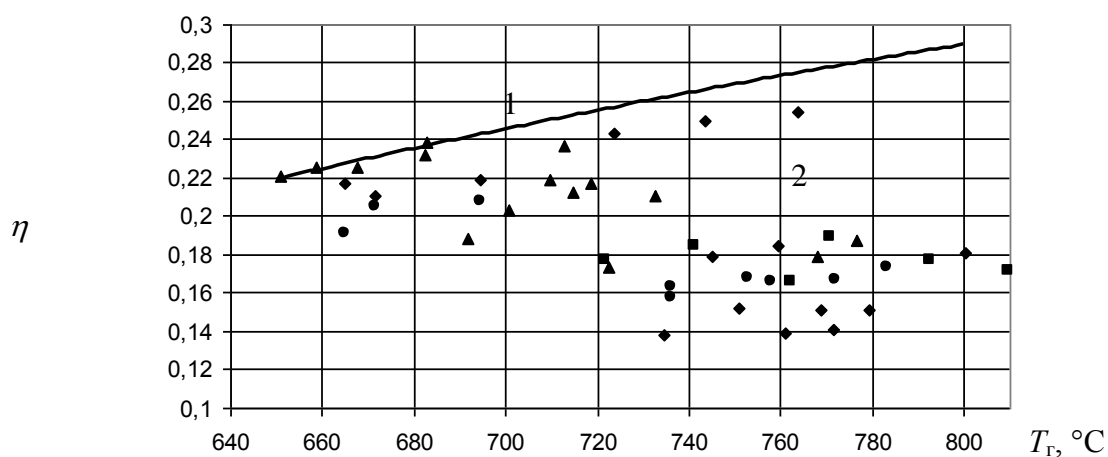
2.3 Экспериментальные исследования термогазодинамических параметров и режимов работы ГПА ГТК-10 в условиях эксплуатации

2.3.1 Анализ технического состояния агрегатов ГТК-10 на компрессорных станциях МГ

Техническое состояние ГПА на компрессорных станциях, установленных более 30 лет назад, несмотря на проводимые ремонты далеко от лучших показателей. В процессе эксплуатации значительно снизились располагаемые мощности действующих агрегатов ГТК-10, в настоящее время они ниже паспортных на 2000-4000 кВт. Для многих ГПА достигнут предел по наработке, и их необходимо демонтировать, однако они продолжают работать. При проведенных испытаниях ГТК-10-2 и ГТК-10-4 было проведено подробное сравнение результатов эксперимента с паспортными данными. Основным контролируемым параметром при испытаниях ГПА была температура газов перед турбиной высокого давления, поэтому в большинстве графиков рассматривается влияние именно этой величины на характеристики ГПА. При приведении результатов испытаний к нормальным условиям, использовались требования нормативных документов. Испытания на ГТК-10 проводились в диапазоне температур перед ТВД 600-770 °С, что соответствовало диапазону допустимых нагрузок действующей компрессорной станции.

На рисунке 2.7 представлена зависимость КПД ГТК-10-4 от температуры газов на входе в турбину по паспортной характеристике и фактические КПД, полученные в результате испытаний на компрессорных станциях МГ «САЦ».

Как видно из рисунка 2.4 КПД многих ГПА значительно отличается от паспортной характеристики и составляет не более 22-24 % на режимах, близких к номинальному. Только для модернизированных ГПА КПД находится на уровне 26-28 %.



- 1- линия -данные паспортной характеристики;
- 2- точки -экспериментальные фактические данные.

Рисунок 2.7 - Зависимость коэффициента полезного действия ГТК-10 от температуры газов на входе в турбину

В процессе эксплуатации происходит «старение» ГПА, которое всегда сопровождается необратимыми процессами ухудшения его технического состояния. Интенсивность этих процессов зависит от условий эксплуатации, режима работы, качества ремонта и влияния внешней среды. При этом изменяются не только теплотехнические характеристики ГПА, но и, как показали исследования, представленные в [52,53,60], экологические параметры, характеризующие содержание оксидов азота и углерода в продуктах сгорания. На многих ГТУ неблагоприятное сочетание конструктивных и эксплуатационных дефектов может приводить к снижению их располагаемой мощности до 50 %. КПД ГТУ связан с коэффициентом технического состояния (далее КТС), который является одним из основных показателей эффективности работы ГПА:

$$K_{\text{ТС}} = N_{\text{эф}} / N_{\text{эт}} = \eta_{\text{эф}} / \eta_{\text{эт}}$$

При низком КТС ГТУ увеличивается удельный расход топлива, снижается максимально возможная мощность ГТУ, падает КПД. В практике эксплуатации ГПА принято, что если КТС ГТУ ниже 0,8, то агрегат необходимо выводить в ремонт. Как видно из рисунка 2.4 для многих агрегатов ГТК-10 КТС либо меньше 0,8, либо приближается к этому значению.

К одним из основных причин снижения мощности можно отнести:

- загрязнение, эрозия и коррозия проточной части ГТУ вследствие отсутствия эффективных фильтров в воздухозаборной камере (далее ВЗК), что приводит к снижению эффективного КПД проточной части турбины и соответственно к снижению мощности;

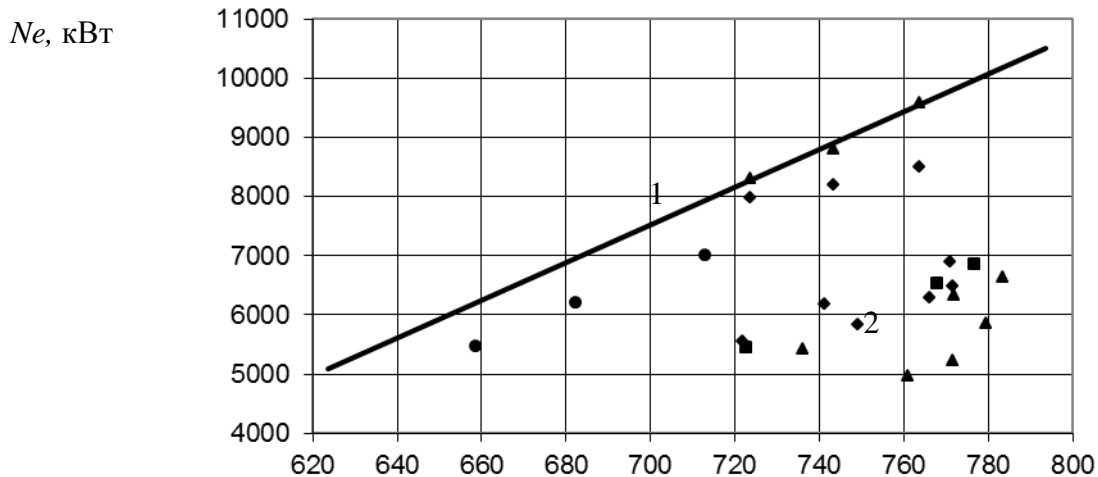
- увеличение радиальных зазоров в проточных частях осевого компрессора (ОК), турбин высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давлений. Увеличение среднего радиального зазора ОК на 1 мм снижает мощность ГТУ на 9 %, такое же изменение для ТВД приводит к снижению мощности на 5%, а ТНД на 1 %;

- негерметичность воздушного тракта пластинчатых регенераторов из-за конструктивного несовершенства компоновки секций воздухопроводов, что приводит к значительным перетокам воздуха в газовый тракт и тем самым к потере мощности;

- увеличение гидравлического сопротивления выхлопного тракта вследствие утечек из регенератора, приводит к снижению мощности до 3 %.

Мощность на валу ТНД приведенная (рисунок 2.8) при расчетной температуре 780 °С составляет для большинства агрегатов 6-7 МВт.

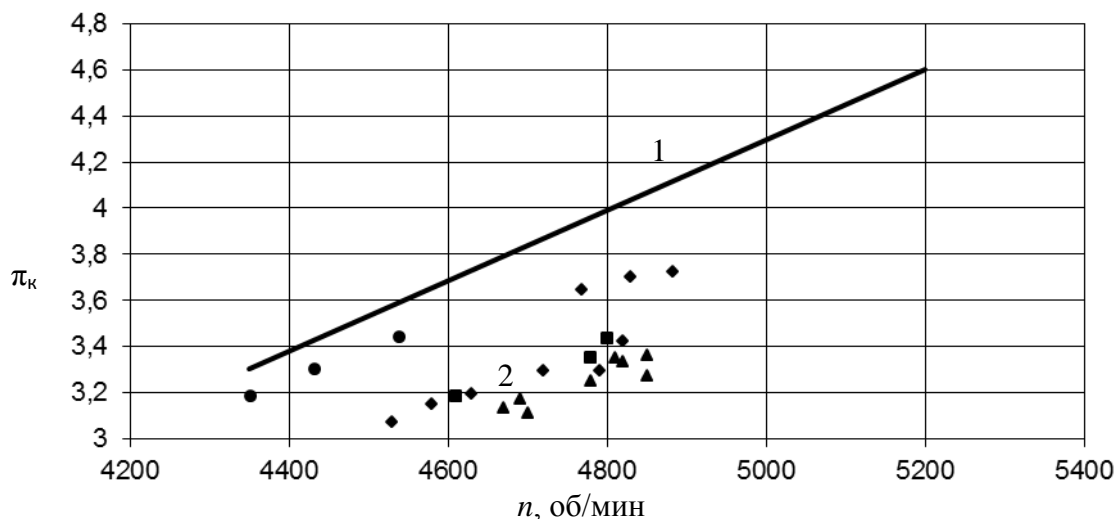
Таким образом, коэффициент технического состояния ГТУ около 0,6-0,7, что по регламенту технического обслуживания ГПА требует капитального ремонта. Основная причина снижения мощности значительная наработка агрегатов без капитальных ремонтов, происходит загрязнение проточной части и увеличение радиальных зазоров в проточных частях турбин высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давлений.



1- линия - паспортная характеристика мощности при нормальных условиях ($t_0 = +15$ °C, $P_0 = 760$ мм рт. ст.); 2 – точки - фактическое приведенное значение мощности.

Рисунок 2.8- Зависимость мощности ГПА от температуры газов на входе в турбину

Из рисунка 2.8 видно, что часть агрегатов имеют характеристику близкую к паспортной - это агрегаты, на которых был осуществлен капитальный ремонт или проведена модернизация. Часть параметров используемых при обработке экспериментальных данных ГТК-10 были получены расчетным путем по известным методикам. При определении мощности и коэффициента технического состояния ГТУ использовался линейный ("экспресс-метод") [52,53]. На рисунке 2.9 представлена зависимость степени сжатия осевого компрессора от приведенных к нормальным условиям оборотов ТВД.

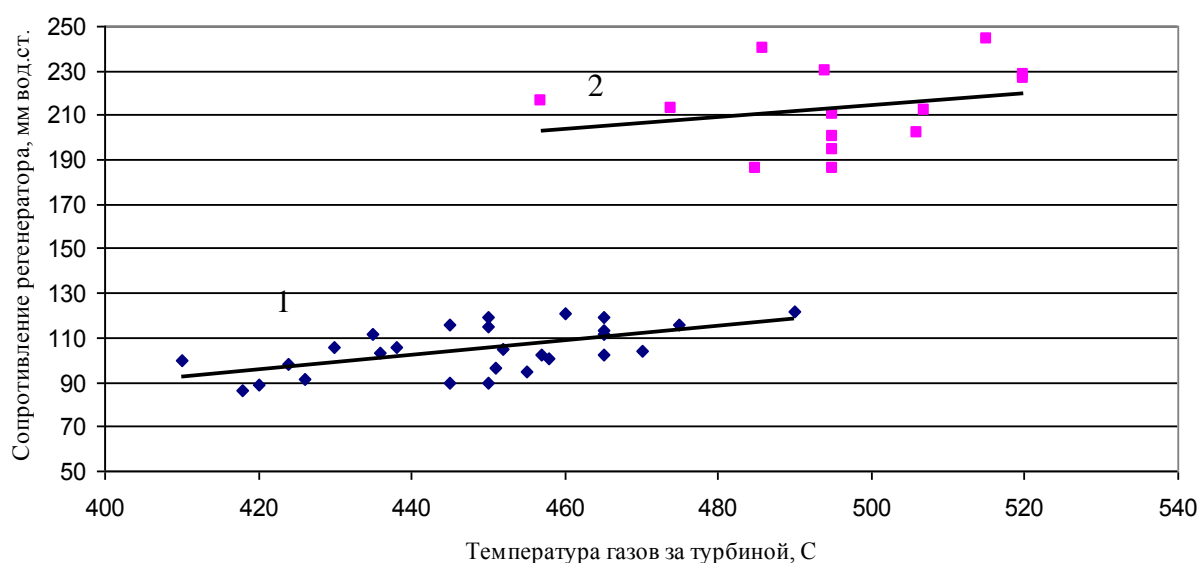


1 – паспортная характеристика агрегата ГТК-10; 2 - фактические показатели;

Рисунок 2.9 - Зависимость степени сжатия осевого компрессора от приведенных к нормальным условиям оборотов ТВД.

Анализ полученных результатов, представленных на рисунке 2.9 показывает, что для установок ГТК-10 характерно ухудшение характеристик проточной части компрессора, так как при одних и тех же оборотах ТВД достигается меньшая степень сжатия на 15-20 %. Это свидетельствует о засорении проточной части осевого компрессора, увеличении зазоров в проточной части. Увеличение сопротивления выхлопного тракта ГТУ, как было сказано выше, также сильно сказывается на экономичности.

На рисунке 2.10 представлены экспериментальные исследования по определению сопротивления регенераторов в зависимости от температуры газов за газовой турбиной, проведенные авторами на агрегатах ГТК-10-4. Исследования проводились на пластинчатых и трубчатых регенераторах (установлены на ряде агрегатов при проведении капитальных ремонтов и модернизации).



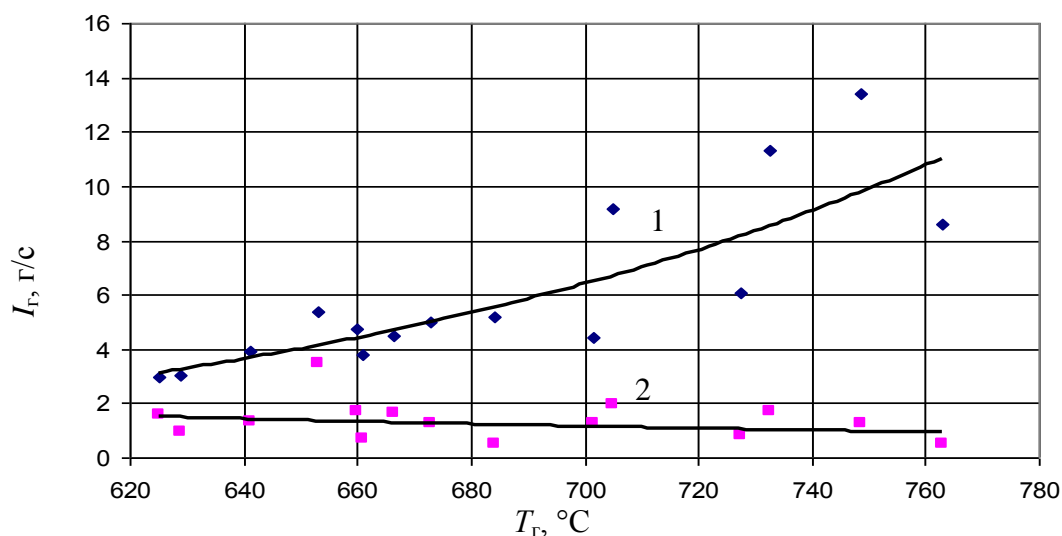
1 - трубчатый регенератор ВПТ-2000; 2 – пластинчатый регенератор.

Рисунок 2.10 - Зависимость сопротивления регенератора от температуры газов за газовой турбиной

Как видно из рисунка 2.10 сопротивление пластинчатого регенератора находится на уровне 210-250 мм вод. ст., при этом потери мощности согласно расчетов составляют порядка 3,5 % [54]. При замене пластинчатого регенератора на трубчатый сопротивление уменьшается до уровня 100-130 мм вод.ст. Таким образом, только за счет уменьшения сопротивления регенератора при реконструкции удастся повысить мощность на 1,5 %.

Снижение мощности и эффективности газовых турбин приводит к перерасходу топливного газа. Проведенные расчеты по удельным расходам топлива показали, что для большинства агрегатов эта величина выше паспортных значений, для некоторых агрегатов удельный расход условного топлива доходил до 780 г/кВт*ч, при утвержденном нормативном 620 г/кВт*ч. [50,55].

На рисунке 2.11 представлены зависимости массовых выбросов NO_x и CO для ГТК-10-4 с традиционной камерой сгорания, имеющих значительную наработку с начала эксплуатации.



1 – выбросы оксидов азота; 2 – выбросы оксида углерода.

Рисунок 2.11 - Зависимость массового выброса NO_x и CO от температуры газов перед ТВД

Как видно из рисунка 2.11 для ряда агрегатов на повышенных нагрузках существует превышение предельно-допустимых выбросов по оксидам азота, а на пониженных по оксиду углерода. Для снижения выбросов оксидов азота необходима замена традиционной камеры сгорания на модернизированную, например по технологии АО «ОРМА» [56].

Ремонт агрегатов с низким КТС, замена камеры сгорания и регенератора на трубчатый позволит значительно повысить эффективность работы агрегатов ГТК-10-4, при этом мощность повысится в среднем 1,5-2 МВт, удельный расход топливного газа на ГТУ снизится в среднем на 100 – 150 г/кВт*ч. Средний потенциал снижения расхода топливного газа и соответственно парниковых газов 10-15 % [54]. Суммарное снижение выбросов вредных веществ на одну турбину составит более 950 усл.тонн.

2.3.2 Техничко-экологические характеристики КС ГТК-10-4 после модернизации

Многолетний опыт эксплуатации ГТК-10-4 показал, что одним из слабых узлов агрегата является его КС. Токсичность выхлопа штатных КС как было показано выше может превышать требования «ГОСТ 28775-90 «Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия» в $2,5 \div 4$ раза [50].

Кроме того, штатная камера сгорания отличается крайней ненадежностью (наработка на отказ камеры сгорания может составлять менее 20000 часов).

Сегодня на компрессорных станциях МГ проходит модернизация ГТК-10-4, как в условиях компрессорной станции, так и в заводских условиях по программе «Рекон». При этом штатные КС заменяются на модернизированные по технологии ЗАО «ОРМА». Предлагаемый ЗАО «ОРМА» подход к модернизации КС позволяет снизить токсичность выхлопа агрегата до величин ниже требований ГОСТ 28775-90 и гарантировать безаварийную работу камер сгорания до 80000 часов и более.

Суть «экологической» модернизации КС заключается в перераспределении потоков первичного и вторичного воздуха. В новой конструкции добавлены два дополнительных пояса отверстий.

Первый – шесть сопел, расположенных по периметру зоны установки завихрителей. Второй – шесть сопел большего диаметра, расположенных на конической части жаровой трубы до смесителя. Часть периферийного завихрителя вторичного воздуха, закрыта специальными накладками.

Мероприятия по повышению надежности КС включают:

- установку центрирующей обечайки жаровой трубы в районе выходного фланца камеры сгорания;
- замену штатных цилиндрических узлов крепления на сферические;
- уменьшения размеров окон смесителя до оптимального.

После проведения замены внутренних элементов камеры сгорания по технологии ЗАО "ОРМА", КС соответствует параметрам, указанным в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Основные параметры камеры сгорания модернизированной турбины

	Наименование параметра	Значение параметра
1.	Температура воздуха на входе в камеру сгорания, °С	407 ¹⁾
2.	Температура газов на выходе из камеры сгорания, °С	800 ¹⁾
3.	Окружная неравномерность температурного поля, °С	<35
4.	Суммарное относительное гидравлическое сопротивление камеры сгорания, %	<3
5.	Содержание оксидов азота NO _x в отработавших газах при условной концентрации кислорода 15 %, мг/нм ³	<200 ²⁾
6.	Содержание окиси углерода СО в отработавших газах при условной концентрации кислорода 15 %, мг/нм ³	<300 ²⁾
1). Параметр зависит от технического состояния регенератора и осевого компрессора		
2). Фактически: содержание NO _x не более 170 мг/нм ³ ; содержание СО не более 200мг/нм ³ .		

Проведение работ по модернизации КС, связанных со снижением выбросов оксидов азота, повышением надежности и заменой элементов камеры сгорания, приводит, кроме того, к снижению неравномерности температурного поля перед турбиной высокого давления и повышению экономичности агрегата.

Прирост мощности после модернизации составляет $0,5 \div 1,5$ МВт, КПД увеличится в среднем на 2%.

Этот факт объясняется влиянием на выходные параметры газотурбинной установки (такие, как мощность на силовом валу или КПД) неравномерности температурного поля продуктов сгорания перед турбиной высокого давления (ТВД). Чем выше эта неравномерность, тем меньше выходная мощность ГТУ в силу ограничения температуры металла направляющих лопаток ТВД. Температура же перед ТВД связана с температурой продуктов сгорания за турбиной низкого давления (ТНД). На агрегатах ГТК-10-4 именно по температуре за ТНД осуществляется защита лопаточного аппарата турбины от возможных пережогов. Причем, ограничения определяются термопарой с максимальными показаниями.

Очевидно, что чем меньше неравномерность температурного поля за ТНД, тем выше уровень средней температуры за ТНД и, следовательно, выше мощность и КПД ГТУ [50,58].

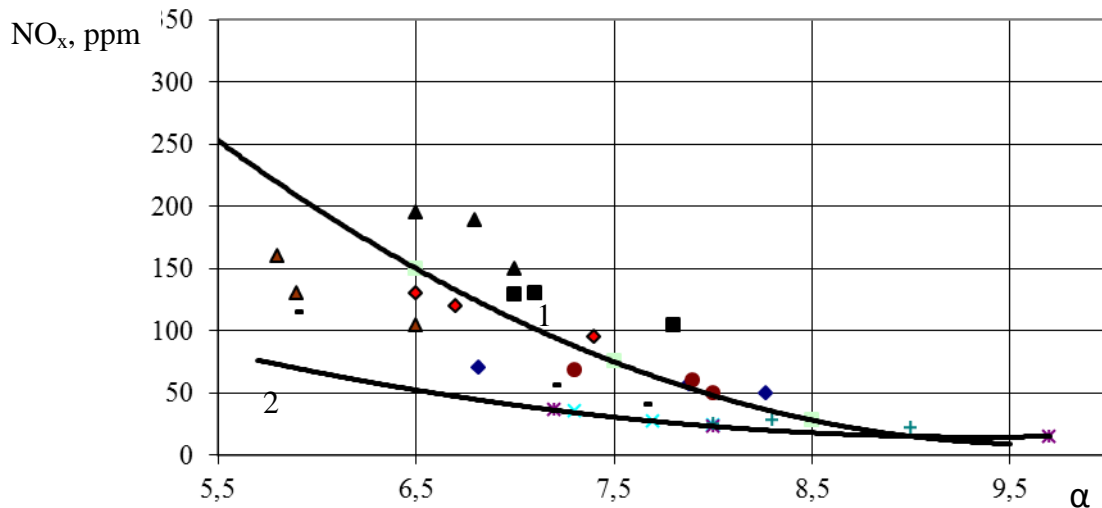
Как правило, неравномерность температурного поля за ТНД для агрегата ГТК-10-4 до модернизации составляла $35 \div 50$ °С. Для расчета примем исходную неравномерность равной 35 °С и превышение максимальной температуры над средней 17,5 °С. При ограничении максимальной температуры за ТНД уровнем 520 °С, средняя температура составит в этом случае 502,5 °С.

После проведения модернизации камеры сгорания неравномерность температурного поля уменьшилась до $10 \div 15$ °С. При тех же условиях средняя температура за ТНД может быть поднята до $512,5 \div 515$ °С, т.е. на $10 \div 12,5$ °С. Для дальнейших расчетов будем считать, что средняя температура за ТНД может быть поднята на 10 °С. Анализ паспортной характеристики агрегата ГТК-10-4 показал, что зависимость мощности и КПД от температуры за ТНД в диапазоне $500 \div 520$ °С является линейной, и может быть описана простыми уравнениями [59]

$$\Delta N \approx 50 \times \Delta t_{ТНД}, \text{ кВт}; \quad \Delta \eta \approx 0,026 \times \Delta t_{ТНД}, \text{ \%},$$

тогда получаем, что на каждый градус увеличения температуры за ТНД приходится 50 кВт прироста мощности и 0,026 % КПД. Следовательно, с ростом температуры за ТНД на 10 °С, мощность агрегата увеличится на 500 кВт, а КПД на 0,26 %.

Для оценки экологических характеристик камер сгорания ГТК-10-4 после модернизации были проведены измерения. На рисунке 2.12 представлена зависимость выбросов оксидов азота от коэффициента избытка воздуха в КС по агрегатам ГТК-10-4 КС «Жангала» и «Индер». Линиями на рисунке ограничены характерные значения для традиционных конструкций камеры сгорания и модернизированной камеры сгорания.

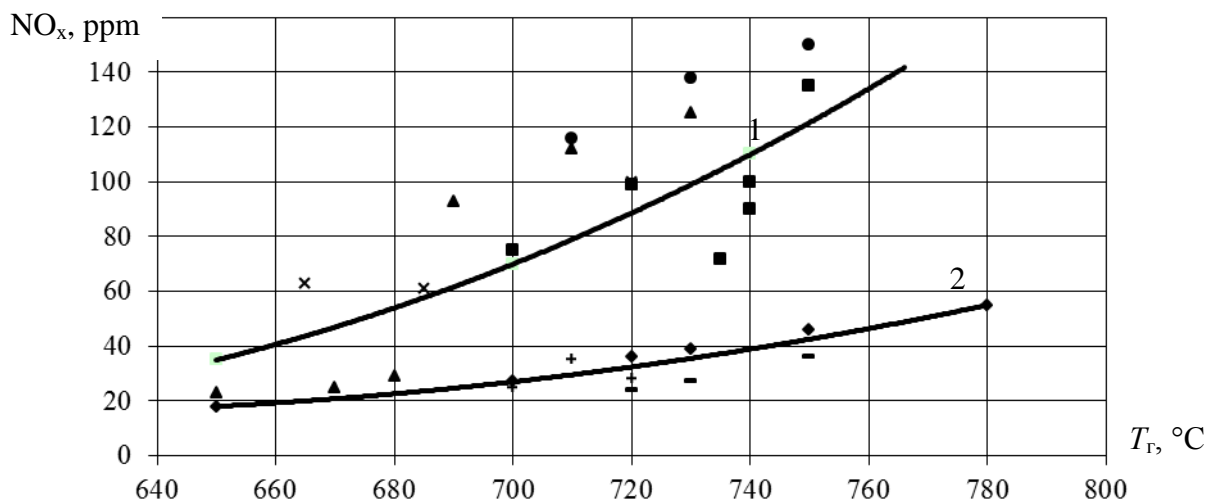


1 – традиционная камера сгорания; 2 – модернизированная камера сгорания.

Рисунок 2.12 - Зависимость концентрации оксидов азота в выхлопном трубопроводе от коэффициента избытка воздуха в камере сгорания для ГС «Жангала» и «Индер»

Как видно из рисунка 2.12 для модернизированной камеры сгорания выбросы оксидов азота значительно ниже, чем для традиционной.

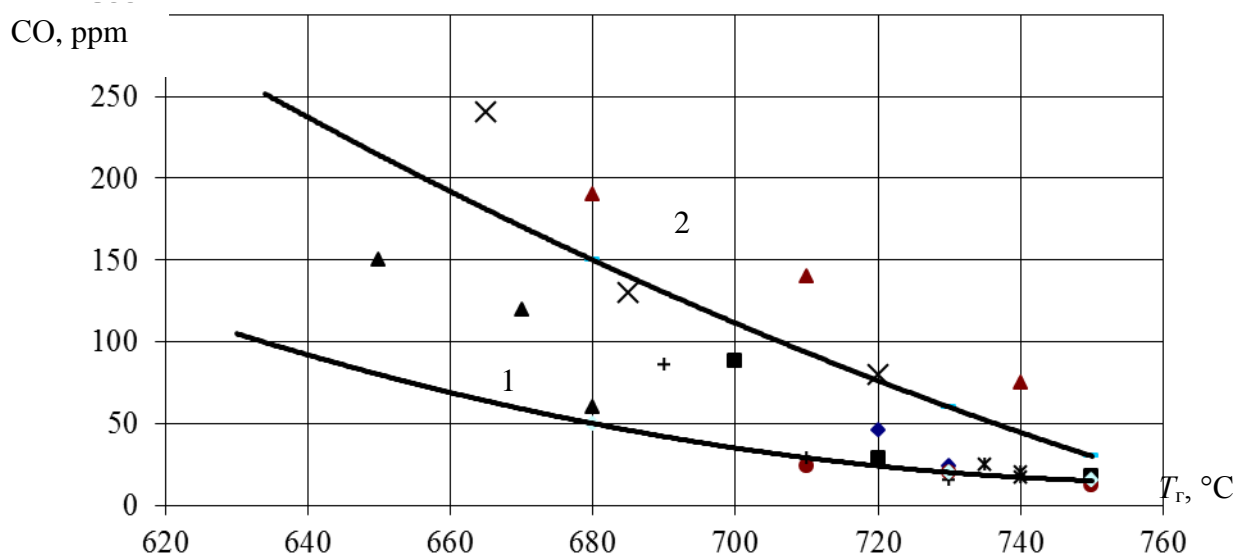
На рисунке 2.13 представлена зависимость концентрации оксидов азота в выхлопном трубопроводе от температуры газов перед газовой турбиной для агрегатов ГТК–10-4 установленных на ГКС «Жангала» и «Индер».



1 – традиционная камера сгорания; 2 – модернизированная камера сгорания.

Рисунок 2.13 - Зависимость концентрации оксидов азота в выхлопном трубопроводе от температуры газов перед газовой турбиной для ГКС «Жангала» и «Индер»

Как видно из рисунка 2.13 на расчетных режимах по ряду агрегатов с штатной камерой сгорания приведенная концентрация оксидов азота превышает 300 мг/м^3 . На рисунке 2.14 представлены данные измерений по оксиду углерода на агрегатах ГТК-10 (КС «Жангала» и «Индер»).



1 – традиционная камера сгорания; 2 – модернизированная камера сгорания.

Рисунок 2.14 - Зависимость концентрации CO в уходящих газах от температуры газов перед турбиной

Данные свидетельствуют о достаточно высокой полноте сгорания топлива. Хотя они не могут быть достаточно представительными, так как отсутствуют данные по несгоревшим углеводородам. На режимах, близких к номинальным (по температуре газов перед турбиной), концентрация CO не превышает 20 ppm.

Как видно из рисунка 2.14 в модернизированных камерах сгорания значительный рост образования окиси углерода на пониженных нагрузках. При этом на ряде режимов наблюдалось превышение норм ПДВ.

Как видно из представленных данных, а в них представлены выборочно агрегаты, для которых существует превышение выбросов над уровнем ПДВ, для штатных камер сгорания значительны выбросы оксидов азота, для модернизированных окиси углерода на пониженных нагрузках. Но поскольку оксиды азота являются загрязняющими веществами первой категории опасности КОВ $> 10^5$ (основные загрязняющие вещества, как по мощности выбросов, так и по объему годовых валовых выбросов) [60,61], то проведение модернизации камер сгорания приводит к общему снижению выбросов и снижению платы за выбросы.

2.4 Влияние технического состояния ГПА на эффективность его работы и выбор оптимальных режимов

В настоящее время транспорт газа по системе газопроводов «САЦ» осуществляется по основной нитке САЦ-4, лупингу САЦ-4, нитке САЦ-5 и лупингу нитки САЦ-2. Наибольший объем перекачки газа приходится на основную нитку и лупинг САЦ-4, поэтому вопросы выбора оптимальной загрузки газоперекачивающих агрегатов в дальнейшем рассмотрены на примере САЦ-4. В составе компрессорной станции транспорт газа, непосредственно по САЦ-4, обеспечивается компрессорным цехом ТКЦ №4. Основное технологическое оборудование ТКЦ №4, за исключением реконструируемой компрессорной станции «Опорная», девять ГПА с ГТУ типа ГТК-10-4 и центробежным нагнетателем (ЦБН) типа Н370-18-1. Нагнетатели Н370-18-1 неполнонапорные, и необходимое повышение давления осуществляется работой агрегатов в группе (два или три агрегата последовательно). Для правильной загрузки агрегатов большое значение имеет их техническое состояние. Расход топливного газа, КПД ГТУ связаны с коэффициентом технического состояния (КТС), который является одним из основных показателей эффективности работы ГПА. При низком КТС ГТУ увеличивается удельный расход топлива, снижается максимально возможная мощность ГТУ, падает КПД. В практике эксплуатации ГПА принято, что если КТС ГТУ по мощности ниже 0,8, то агрегат необходимо выводить в ремонт. Как показала базовая паспортизация ГПА, проведенная в 2006-2008 гг. примерно треть части парка ГТУ и ЦБН МГ САЦ-4 соответствует состоянию «эксплуатация нежелательна» [58, 62]. Низкое техническое состояние ГПА также приводит к увеличению выбросов вредных веществ [62]. В качестве примера на рисунке 2.15 представлены данные по КТС агрегатов КС «Макад» на уровне 2007 г.

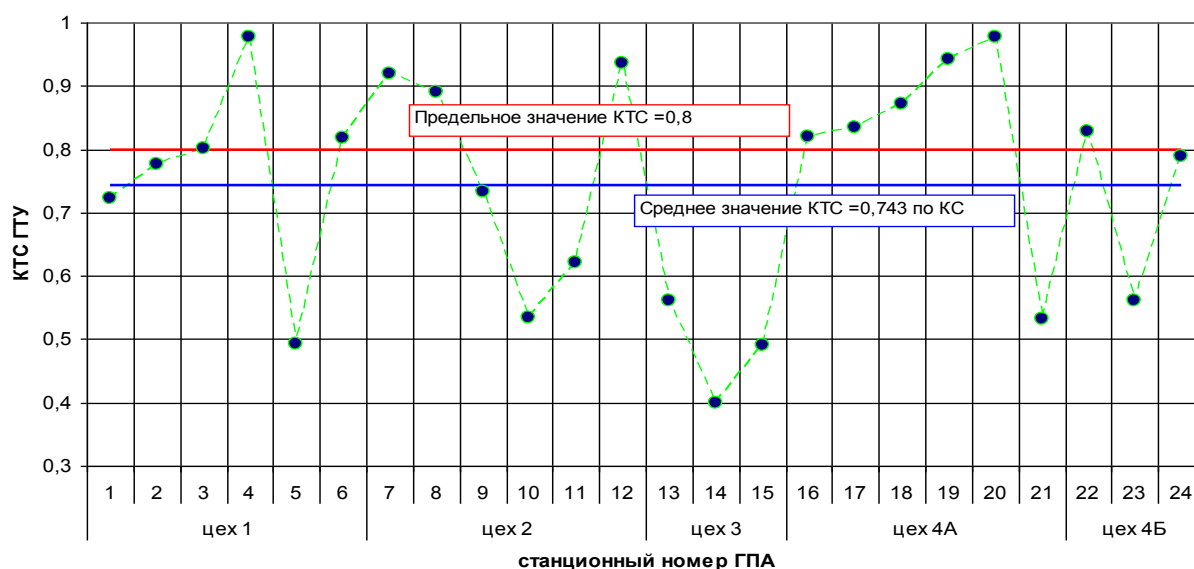


Рисунок 2.15 - Коэффициент технического состояния парка ГПА КС «Макад»

Как видно из рисунка 2.15 порядка 40 % ГПА имеют КТС ниже допустимого уровня. При анализе режимов работы нагнетателей, в качестве эталонных (паспортных) характеристик ЦБН НЗ70-18-1 использовались характеристики, представленные в каталоге нагнетателей. Сменная проточная часть нагнетателя НЗ70-18-1 с рабочим колесом шириной $b_2=56$ мм называется «широкой», с рабочим колесом шириной $b_2=42$ мм – «зауженной». Для нагнетателя НЗ70-18-1 существует ещё, так называемая, «узкая» проточная часть, с шириной рабочего колеса $b_2=37$ мм. Предполагалось использовать «узкую» проточную часть в летний период, «широкую» в зимний. Когда выяснилось, что мощности ГТК-10-4, особенно при снижении КТС с наработкой, недостаточно для эффективной эксплуатации, была разработана «зауженная» проточная часть. Эта проточная часть преимущественно и используется на компрессорных станциях магистрального газопровода «САЦ» в ГПА ГТК-10-4 и их модернизациях. Однако на ряде компрессорных станций часть нагнетателей НЗ70-18-1 оснащены «широкой» сменной проточной частью. Наличие на одной компрессорной станции нагнетателей с разными проточными частями (ширина рабочих колёс $b_2=42$ мм и $b_2=56$ мм) имеет негативные эксплуатационные последствия.

При работе ЦБН с разными проточными частями в одной группе их согласованная работа (по одинаковому расходу) возможна только при значительной разнице в частотах вращения роторов ЦБН – не менее 200 об/мин, что значительно усложняет эксплуатацию. Для подавляющего большинства эксплуатационных режимов работа в группе невозможна без существенного байпаса перекачиваемого газа по нагнетателю с более широким рабочим колесом. Это приводит к неоправданному перерасходу топливного газа. Характеристики «широкой» и «зауженной» (далее по тексту: « $b_2=56$ мм» и « $b_2=42$ мм») проточных частей находятся в разных диапазонах производительности, поэтому их совместная работа в группе весьма проблематична (рисунок 2.16).

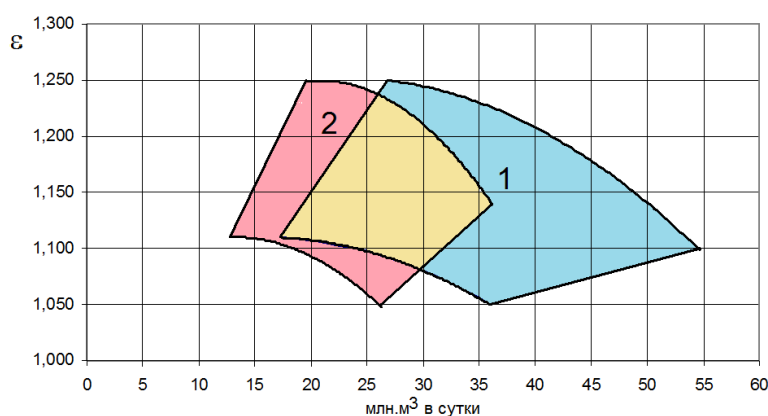


Рисунок 2.16 - Области допустимых значений степени сжатия от коммерческой производительности нагнетателя для «широкого» - 1 и «зауженного» - 2 колеса

Результаты обработки режимов по суточным ведомостям (рисунок 2.17), показали, что степень сжатия газа в ЦБН и другие характеристики имеют значительный статистический разброс.

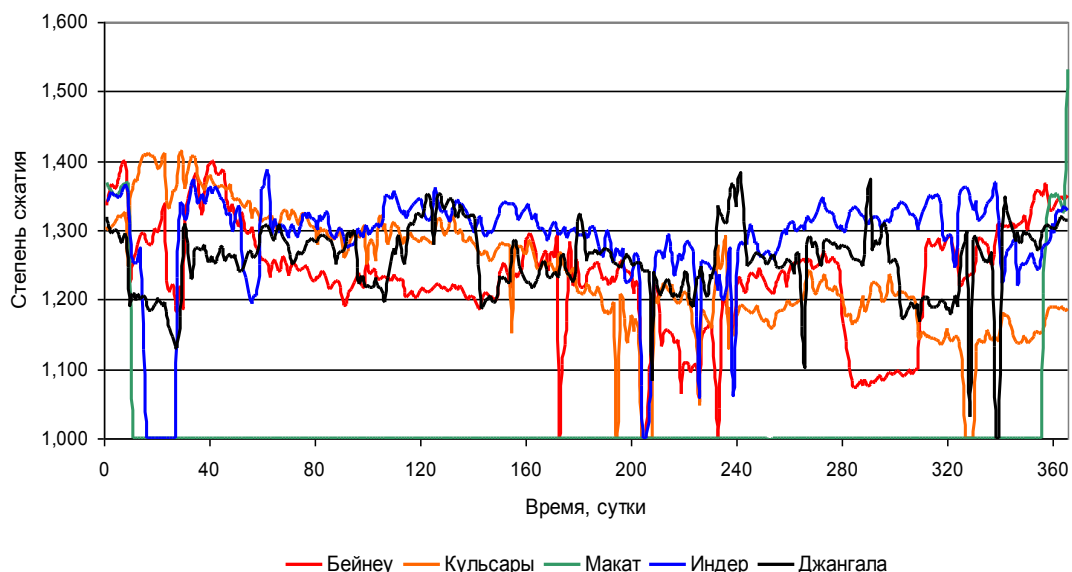


Рисунок 2.17 - Степень сжатия газа групп ЦБН за 2008 год на компрессорных станциях магистрального газопровода «САЦ»

Как видно из рисунка 2.17 средняя степень сжатия газа группы нагнетателей (как правило, два нагнетателя) находится на уровне 1,25-1,27. Значительный промежуток времени степень сжатия группы в 2008 г. не превышала 1,2 (при этом степень сжатия одного нагнетателя в группе не превышает 1,1). Работа с низкой степенью сжатия при значительных расходах перекачиваемого газа приводит к резкому снижению политропного КПД нагнетателя (рисунок 2.158).

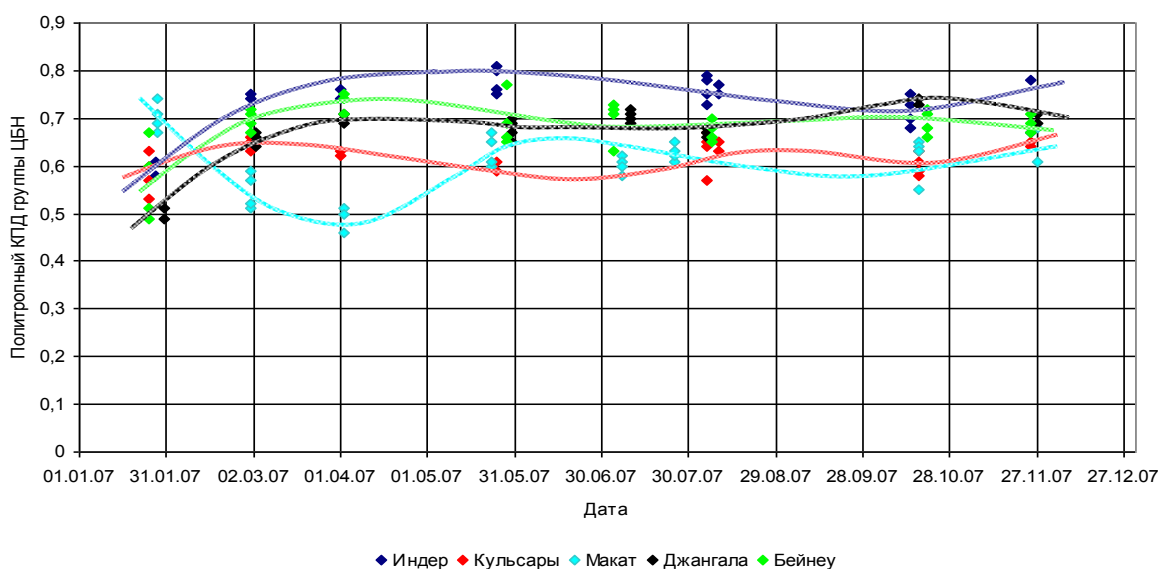


Рисунок 2.18 - Политропный КПД по группам сжатия по выборке режимов за 2007 год

Как видно из рисунка 2.18 по ряду компрессорных станций из-за неоптимальной загрузки нагнетателей политропный КПД не превышал 0,5-0,6. Работа на режимах с пониженным политропным КПД приводит к снижению эффективности работы всего ГПА и соответственно к перерасходу топливного газа. Таким образом, очевидны проблемы, связанные с несогласованностью загрузки газопровода и нагнетателей. Работа, проведенная авторами, направленная на снижение удельных затрат на транспортировку газа для магистрального газопровода «САЦ» включала следующие этапы:

1. Анализ фактической загруженности ГПА с целью определения эффективности согласования «нагнетатель – газовая турбина» по мощности и соответствия рабочих режимов нагнетателя проектным значениям.

Анализ проводился по данным диспетчерских служб о текущей нагрузке, на основе обработки материалов суточных ведомостей типичных (сезонных) режимов работы ГПА, по данным долгосрочных прогнозов изменения загрузки газопровода по расходу перекачиваемого газа. В анализе использовались паспортные данные ГПА, данные суточных ведомостей и результаты теплотехнических испытаний. Обработка проводилась по специально разработанной программе на основе методики [53].

2. Диагностика технического состояния газотурбинного привода и нагнетателей с целью определения изменения характеристик в процессе эксплуатации и повышения достоверности результатов анализа фактической загруженности. Использовалась статистическая обработка произвольной выборки данных из суточных ведомостей в межремонтный период, проводилось тестирование нагнетателя на одном технологическом режиме изменением частоты вращения, проводились теплотехнические испытания. Это позволяло оценивать уровень политропного КПД и КТС в процессе эксплуатации.

3. На основании анализа фактической загруженности ГПА осуществлялась выработка предложений по использованию существующих проточных частей нагнетателей и сменных проточных частей (СПЧ) нагнетателей. Предложения, по выбору оптимальных режимов работы «газопровод-нагнетатель», можно свести к следующим:

- оптимизация парка ГПА на САЦ-4. Производится путём замены на отдельных КС используемой сейчас «зауженной» проточной части $b_2=42\text{мм}$ на СПЧ с более широкими рабочими колёсами, а на других станциях замены используемой сейчас «широкой» проточной части $b_2=56\text{мм}$ на СПЧ с более узкими рабочими колёсами. Это повлечёт за собой снижение затрат топливного газа на транспорт одинакового количества технологического газа при использовании однотипных приводов;

- повышения давления транспортируемого газа по магистральному газопроводу. Это приводит к снижению удельного расхода топливного газа и снижению потерь давления при транспортировке газа по трубопроводу;

- снижения затрат на техническое обслуживание ГПА из-за возможности обеспечения необходимого режима транспорта газа меньшим количеством агрегатов и уменьшения наработки агрегатов;

- оптимизация режимов транспорта газа за счёт варьирования количества групп и числа работающих агрегатов.

Для расчёта экономического эффекта от замены «зауженной» проточной части на СПЧ с широким рабочим колесом за эталон был принят суммарный расход топливного газа за год для группы из двух последовательно работающих ГПА с «зауженными» проточными частями нагнетателей - $b_2=42$ мм. Режимы работы были приняты по среднемесячным параметрам загрузки компрессорных станций. На рисунке 2.19 представлены результаты расчета эффективности замены «зауженной» проточной части на СПЧ с широким рабочим колесом для трех случаев (модернизация ГПА в заводских условиях по программе «Рекон», капитальный ремонт ГПА в условиях компрессорной станции и замена до ремонта).

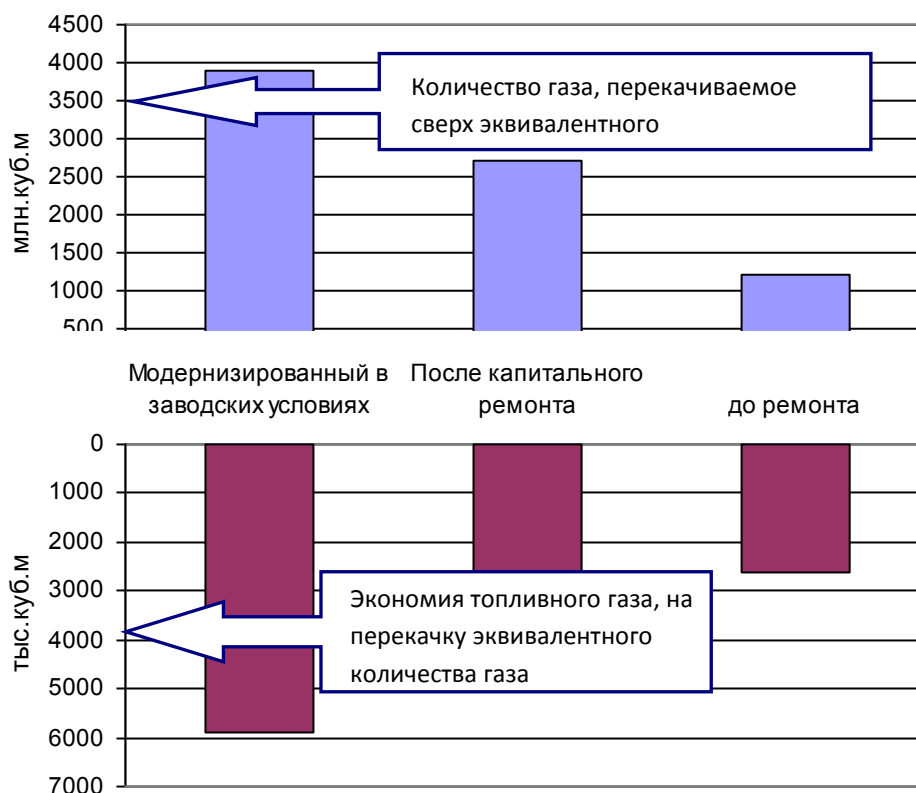


Рисунок 2.19 - Сравнительные характеристики эффективности перекачки газа при замене «зауженной» СПЧ $b_2=42$ мм на СПЧ $b_2=56$ мм

Как видно из рисунка 2.19 при замене на СПЧ $b_2=56$ мм снижается расход топливного газа при перекачивании одинакового количества газа («эквивалентного») с «зауженной» СПЧ, более широкие СПЧ позволяют за одно и тоже время перекачать большее количество газа, т.е. для перекачки «эквивалентного» количества газа потребуется меньшее количество рабочего времени, т.е. снижается наработка агрегатов.

Модернизация ГПА дополнительно позволяет экономить до 3500 тыс.м³ топливного газа в год. Отметим, что в представленных результатах, экономический эффект определён для одной группы из двух последовательно работающих ГПА. Таким образом, экономический эффект от замены «зауженной» СПЧ, на СПЧ с более широкими рабочими колёсами составит более 300 тыс. долларов в год для одной пары последовательно работающих ЦБН (при стоимости 1000 нм³ газа – \$100 USA).

Анализ возможных схем включения агрегатов и оптимизация групп работающих ГПА показал, что оптимальным вариантом представляется схема «2х2», вторым возможным вариантом схемы включения является «2х3». Вариант «1х3» является самым экономичным, но рабочая точка располагается близко к ограничению по мощности. Модернизация ГПА или капитальный ремонт направленные на повышение КТС позволят в ряде случаев переходить на этот режим, экономя дополнительное количество топливного газа за счет уменьшения работающих ГПА.

Низкое техническое состояние (более 30 %) ГПА компрессорных станций приводит к значительному перерасходу топлива, в среднем эта величина составляет 10-15 %. Неоптимальная загрузка нагнетателей приводит к снижению политропного КПД (0,5-0,6) и к перерасходу топливного газа.

3. Методы исследования режимов работы и технического состояния ГПА

3.1 Анализ методик расчета термодинамических параметров ГПА в эксплуатационных условиях

Для оперативного контроля и регулирования параметров работы ГПА, оценки проведенных мероприятий по сокращению расходов топливного газа и выбросов вредных веществ в атмосферу необходим мониторинг эффективной мощности и энергетического КПД газотурбинных установок.

Использование метода, дающего возможность быстро и эффективно определять энергетические показатели ГТУ, позволило бы рационально подбирать технологические режимы ГПА. Для определения энергетических показателей работы ГПА с газотурбинным приводом в условиях эксплуатации в настоящее время используются следующие расчетно-экспериментальные методы, разработанные в ведущих научно-исследовательских и проектно-конструкторских организациях (ВНИИГаз, ДАО «ОргЭнергоГаз», ИТЦ «ОргТехДиагностика»):

- по параметрам компримируемого ЦБН газа (расход газа через ЦБН определяется по перепаду давлений на конфузоре нагнетателя);
- по «тепловому балансу»;
- по «мощностному параметру» ГТУ;
- по измеренному расходу тепла (расход топлива определяется по индивидуальной расходомерной диафрагме агрегата);
- по расходу воздуха двигателем (расход определяется по перепаду давлений на конфузоре ОК или скоростными напорными трубками);
- по альбомным газодинамическим характеристикам ЦБН;
- «заводскими» методами - для ГПА авиационных типов (по прилагаемой заводом-изготовителем математической модели к данному типу ГТУ);
- по давлению за ОК;

Большая часть методов оценки технического состояния ГТУ, различаясь в части определения эксплуатационной мощности, имеют одинаковый алгоритм расчета коэффициента технического состояния по мощности K_N , включающий операции приведения мощности к нормальным атмосферным условиям и номинальной температуре газа перед турбиной.

Для оценки эффективности применяемой технологии определения мощности в условиях эксплуатации проведена краткая сравнительная оценка методов:

1. По параметрам компримируемого газа - метод можно использовать для нагнетателей, расходный коэффициент конфузора которых стабилен по парку, в процессе эксплуатации, а перепад давления устойчив (без пульсаций) и не превышает 1 кгс/см^2 .

Этому требованию *удовлетворяют* ЦБН типов 520-12-1, 370-18-1, НЦ-16/76-1,44, Н-300-1,23 и некоторых других, эксплуатация которых началась 20-30 лет назад.

Не удовлетворяют данному требованию нагнетатели новых серий, например серии 235, импортной поставки, других вновь поступающих в эксплуатацию агрегатов авиационного и судового типов. Для последних заводы-изготовители уже не указывают расходные коэффициенты конфузоров ЦБН (если даже и можно измерять перепад давления), и персонал, проводящий испытания ГПА с использованием данного метода, вынужден проводить предварительно индивидуальную тарировку конфузоров на воздухе. Погрешность определения расхода по перепаду на конфузоре, сужающими устройствами, скоростными трубками, в том числе через ЦБН ("Анну-бар" ANF-76), может достигать 5% [38]. Учитывая дополнительную погрешность при определении мольной теплоёмкости, других термодинамических характеристик газа и теплоперепада (напора) по ЦБН в целом (0,5 – 1 % [39]), результирующая погрешность определения мощности может составить 8-10 % и более [39]. По меркам сегодняшнего дня, принимая также во внимание указанные обстоятельства относительно точности, метод относится к трудоёмким из-за большого количества измеряемых параметров по ЦБН и конфузору.

2. По «тепловому балансу» - разновидность поузлового теплового расчёта ГТУ с применением многочисленных эмпирических формул (для зависимостей давлений и расходов рабочего тела по тракту). На настоящее время реально имеются заводские расчёты по ГТК-10-4, ГТН-25. Можно достаточно уверенно утверждать в справедливости метода для новых двигателей, т.е. практически без наработки, техническое состояние которых близко к проектному. Для агрегатов с достаточно большой наработкой, данный метод будет приводить к существенным погрешностям, необходимо вводить поправки на техническое состояние агрегата.

3. По «мощностному параметру» ГТУ - Метод разрабатывался для ГТУ стационарных типов (ГТК-10-4, ГТ-700-5, ГТ-750-6, ГТ-6-750), приспособлен в заводском виде для ГПА-Ц-6,3 и ГПА-Ц-16 (НК-16 СТ). В модернизированном виде рекомендован ОАО "Невский завод" для ГТК-10-4.

При практическом использовании имеются существенные замечания. В основе метода лежит использование «мощностного параметра» в зависимости от степени расширения в турбине, который при неизменных площадях сопловых аппаратов ТВД и ТНД принимается стабильным по характеристике. Между тем, в процессе эксплуатации ГПА из-за деформации и общей деградации узлов сопловых аппаратов площади проходных сечений ТВД и ТНД изменяются, что может быть обнаружено параметрической диагностикой. В [37] рекомендуют в дальнейшем уточнять коэффициенты, входящие в зависимость мощностного параметра, по результатам заводских стендовых испытаний.

4. По измеренному расходу тепла - Методически был разработан для агрегатов типов ГТК-10И и ГТК-25И [37]. Эксплуатационные трудности метода известны. Метод базируется на точном индивидуальном замере расхода тепла (топлива), ибо именно по нему (в относительном виде) определяется фактическая мощность ГТУ.

Алгоритм определения коэффициента технического состояния ГТУ отличается достаточной сложностью: для стационарных условий требует учёта поправок на изменение атмосферного давления, на отклонение частоты вращения ТВД, на изменение сопротивления на всасе ОК и выхлопе ГТУ, на влияние системы антиобледенения, требует графоаналитических построений. В итоге, метод «не прижился» в эксплуатации, не имеет напрямую широкого использования для эксплуатируемых в Казахстане ГТУ ГТК-10И.

5. По расходу воздуха двигателем [5,37] - Попытка, по аналогии с авиадвигателями, использовать расход воздуха как базовый параметр для определения развиваемой агрегатом мощности. Масштабы парка, особенности эксплуатации ГПА, специфическая трудоёмкость установки самой измерительной оснастки по воздуху определили условия, негативным образом повлиявшие на возможность использования данного метода (практическая невозможность оснащения входного канала необходимыми зондами с калиброванными скоростными трубками, запыление всасывающего тракта из-за большой в сравнении с авиадвигателем продолжительности работы ГПА, отсутствием воздухозаборных воздухоочистителей и др.). В итоге, получаемые значения мощности более чем на 10 % отличались от результатов по другим методам. Для определения загрузки ГПА метод в настоящее время не применяется.

6. По альбомным газодинамическим характеристикам ЦБН – Метод следует рассматривать пригодным лишь для проектных расчётов режимов ГПА, КС и участков газопроводов, при условии, что техническое состояние всех ЦБН идентично и номинально. В условиях эксплуатации этого практически не бывает (сами газодинамические характеристики смещены относительно альбомных). Поэтому пытаться использовать метод для оценки в эксплуатационных условиях хотя бы загрузки конкретного ГПА некорректно. Использование альбомных газодинамических характеристик возможно введением поправок на смещение характеристик, которое может быть определено экспериментальным путем.

7. По «заводским» методам - В общем случае, к этой категории, или группе относятся методические разработки, главным образом, заводоизготовителей ГТУ, сопровождающие или выпущенные ими уже после начала эксплуатации ГПА, как правило, авиационного и судового типов (ГПА-Ц-6,3, ГПА-Ц-16, ГПА-16 ("Урал"), ГПА-Ц-16С и др.). Чаще всего это аппроксимированные полиномами по методу наименьших квадратов зависимости параметров на основе дроссельных характеристик, получаемых на заводском испытательном стенде, для обобщённого (или "среднего") двигателя.

К использованию заводских методов определения мощности, а тем более, коэффициента технического состояния проточной части ГТУ, следует подходить критически. Оперлируемые зависимости параметров используются в абсолютном виде. Поскольку обычно двигатель на стенде используется «чистым» (с малой наработкой) и, соответственно, «высокими» характеристиками, использование приводимых «жестких» зависимостей параметров для эксплуатируемых ГПА, имеющих умеренную наработку, приводит часто к определённым погрешностям, соответственно, к завышенным оценкам мощности, КПД и технического состояния ГТУ [5,37]. Для получения фактических характеристик индивидуального эксплуатируемого двигателя, имеющего определённую наработку, необходимо было бы получить в эксплуатационных условиях «новые» дроссельные характеристики (мощности, расхода топлива), а также зависимости давления и др. для двигателя с уже частичным техническим состоянием, т.е. круг замыкается. Поэтому заводские расчётные методы удовлетворительно работают для новых двигателей, с существенно малой наработкой.

Таким образом, из рассмотренных расчётных имеется два «абсолютных» метода определения фактической мощности ГПА: 1) *по параметрам компримируемого в ЦБН газа*; 2) *по тепловому балансу ГТУ*.

Остальные расчётные методы являются «сравнительными»: мощность ГТУ оценивается с графика, на котором последняя (получаемая предварительно любым способом, обычно с заводского стенда - пневмо-, гидротормоз, ЦБН, электрогенератор и др.), «накладывается» на какой-либо контролируемый в дальнейшем «базовый» параметр. По линейному методу мощность определяется относительно номинальной, рассчитанной предварительно тепловым расчётом, по изменению базового параметра.

Ниже представлено описание ряда методов, используемых в практике эксплуатации для определения характеристик ГПА, основанные на измерении термогазодинамических параметров и расчете показателей термодинамических процессов. В работах [5,37] представлена методика определения КПД, основанная на определении расхода продуктов сгорания по газоходам (методика Степанова О.А., Чекардовского М.Н., Чекардовского С.М.). Зная расход продуктов сгорания и расход топлива (определяется экспериментально) можно найти коэффициент избытка воздуха и основные параметры цикла. Последовательность определения мощности и КПД рассмотрим на примере ГТ-10-4.

Расход продуктов сгорания определяется по каждому газоходу по формуле:

$$M_{ПС} = M_{ПСл} + M_{ПСд}, \quad (3.1)$$

где

$$M_{ПСд} = F_{д} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{д} \cdot 10^6 \cdot \rho_{д}}, \quad (3.2)$$

$$M_{ПС_{II}} = F_{II} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{II} \cdot 10^6 \cdot \rho_{II}} . \quad (3.3)$$

Площадь газохода принимается по паспортной характеристике ГПА. Динамический напор $\Delta P_{Л}$ и ΔP_{II} определяется на основе измерений. Плотность продуктов сгорания за ТНД определяется по формулам:

- левый газоход

$$\rho_{Л} = \rho_{15} \cdot \frac{P_S \cdot 288}{98,1 \cdot T_S} , \quad (3.4)$$

- правый газоход

$$\rho_{II} = \rho_{15} \cdot \frac{P_S \cdot 288}{98,1 \cdot T_S} , \quad (3.5)$$

где $P_S = P_a + P_{ИЗБ}$ – абсолютное давление в газоходе.

Зная расход топлива, определяем расход воздуха на турбину:

$$M_B = M_{ПС} - B . \quad (3.6)$$

Мощность осевого компрессора турбины определяется по формуле:

$$N_{OK} = M_B \cdot C_{P_B} \cdot (T_C - T_0) , \quad (3.7)$$

$$\text{где } C_{P_B} = 0,9379 + 0,000198 \cdot \frac{T_S + T_C}{2} . \quad (3.8)$$

Мощность турбины высокого давления при условии, что ТВД и ОК на одном валу определяется по формуле:

$$N_{ТВД} = 1,015 \cdot N_{OK} . \quad (3.9)$$

Температура продуктов сгорания перед ТВД рассчитывается по следующей формуле:

$$T_Z = \frac{0,98 \cdot Q_H^P + C_{P_B} \cdot (\alpha \cdot L_0 \cdot T_V + T_0)}{C_{P_B} \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1)} . \quad (3.10)$$

$$\text{где } \alpha = \frac{M_B}{B \cdot L_0} , \quad (3.11)$$

L_0 – теоретически необходимый расход сухого воздуха на 1 кг топлива;

T_V – температура после регенератора;

T_V – температура определения теплоты сгорания топлива

Q_H^P - низшая теплота сгорания топлива.

Температура продуктов сгорания за ТВД определяется по формуле

$$T_S = T_Z - \frac{N_{ТВД}}{M_{ПС} \cdot C_{P_{ПС}}} , \quad (3.12)$$

где

$$C_{P_{ПС}} = 0,9796 + 0,000283 \cdot \frac{T_S + T_C}{2} . \quad (3.13)$$

Эффективная мощность ГПА определяется по формуле:

$$N_e = M_{ПС} \cdot C_{ПС} \cdot (T_s - T_S). \quad (3.14)$$

Эффективный КПД ГПА:

$$\eta_e = \frac{N_e}{B \cdot Q_P^H}. \quad (3.15)$$

К недостаткам методики следует отнести следующее:

- для большинства ГПА отсутствует система измерений расхода продуктов сгорания и расхода воздуха;
- для расчета необходимо знать расход топлива, который не определяется непосредственно для многих ГПА;
- в расчетные уравнения входят температуры не измеряемые штатной системой измерения, например, температура воздуха после регенератора
- методика не позволяет оценить коэффициент технического состояния ГТУ.

В работе [37] представлена методика определения мощности, основанная на расчете термодинамического цикла ГТУ (методика Шабарова А.Б.).

Согласно методике измеряется или определяется абсолютное давление продуктов сгорания за ТНД:

$$P_T = \frac{P_{Sп} + P_{Sл}}{2}. \quad (3.16)$$

Степень расширения продуктов сгорания в турбине:

$$\pi_T = P_{Г} / P_T. \quad (3.17)$$

Для расчёта температуры продуктов сгорания перед ТВД принимается $\kappa = 1,33$:

$$T_{Г} = \frac{T_T}{1 - \left(1 - \pi_T^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}\right) \cdot \eta_{Л}}. \quad (3.18)$$

По уравнениям (3.8) и (3.13) находятся теплоёмкости воздуха и продуктов сгорания C_{P_6} и C_{P_2} соответственно, при температурах T_P и $T_{Г}$, затем определяются относительный расход топлива и расход воздуха:

$$g_m = \frac{C_{P_{Г}} \cdot T_{Г} - C_{P_6} \cdot T_P}{Q_H^P \cdot G_m - (C_{P_{Г}} \cdot T_{Г} - C_{P_{Г}} \cdot T_O)}, \quad (3.19)$$

$$M_B = G_m / g_m. \quad (3.20)$$

Для определения удельных работ компрессора и турбин по уравнениям (3.8) и (3.13) находятся теплоёмкости воздуха и продуктов сгорания C_{P_6} и C_{P_2} соответственно, в заданном интервале температур: T_C , T_a (для воздуха в компрессоре) и $T_{Г}$, T_S (для продуктов сгорания в турбинах):

$$L_K = C_{P_6} \cdot (T_K - T_a), \quad (3.21)$$

$$L_T = C_{P_T} \cdot (T_G - T_T). \quad (3.22)$$

Эффективная мощность ГПА:

$$N_e = L_T \cdot (G_m + G_B) \cdot \eta_M - L_K \cdot G_B. \quad (3.23)$$

Для расчёта эффективного КПД ГПА определяются удельная мощность и удельный расход топлива:

$$N_{e_{y\delta}} = \frac{N_e}{M_B}, \quad (3.24)$$

$$C_e = \frac{3600 \cdot g_m}{N_{e_{y\delta}}}, \quad (3.25)$$

$$\eta_e = \frac{3600}{C_e \cdot Q_H^P}. \quad (3.26)$$

К недостаткам методики следует отнести следующее:

- для расчета необходимо знать расход топлива, который не определяется непосредственно для многих ГПА;

- в расчетные уравнения входят температуры не измеряемые штатной системой измерения, например, температура воздуха после компрессора или регенератора;

- методика не позволяет оценить коэффициент технического состояния ГТУ.

В работах [28, 37] представлена методика определения мощности ГТУ, основанная на расчете изменения энтальпии при сжатии газа в нагнетателе (методика Поршакова Б.П.).

Изменение энтальпии при сжатии газа в нагнетателе определяется по формуле:

$$\Delta h = (C_{P_0} + \Delta C_P) \cdot (T_2 - T_1), \quad (3.27)$$

где

$$\Delta C_P = \frac{6 \cdot C \cdot P_1 \cdot 10^3}{\left(\frac{T_1 + T_2}{2}\right)^3}, \quad (3.28)$$

$$C = 360 - \frac{(66 \cdot r_{CH_4})}{100}, \quad (3.29)$$

$$C_{P_0} = 4,187 \cdot \left(0,334 + \frac{0,66 \cdot r_{CH_4}}{100}\right) \cdot \left(0,519 + 0,000583 \cdot \left(\frac{(T_1 + T_2) - 546}{2}\right)\right). \quad (3.30)$$

Эффективная мощность ГПА связана с изменением энтальпии при сжатии газа в нагнетателе и может быть определена по эмпирической зависимости

$$N_e = \sum_{j=1}^n b_j \left(\frac{\Delta h}{60}\right)^{j-1} \cdot \rho_{нагн} \cdot \left(\frac{n}{n_{ном}}\right)^3 + N_{мех}. \quad (3.31)$$

Паспортная мощность и коэффициент технического состояния ГПА определяются по уравнениям:

$$N_{eП} = N_{eНОМ} \cdot \left[1 - 4,2 \cdot \left(1 - \frac{T_Z \cdot T_{aНОМ}}{T_{ZНОМ} \cdot T_a} \right) \cdot \frac{T_Z \cdot T_{aНОМ}}{T_{ZНОМ} \cdot T_a} \right] \cdot \frac{P_a}{P_{aНОМ}} \cdot \sqrt{\frac{T_a}{T_{aНОМ}}} \quad (3.32)$$

$$k_{ГТУ} = \frac{N_e}{N_{eП}} \quad (3.33)$$

Эффективный КПД ГПА определяется через теплоту, полученную от сгорания топлива, с учётом коэффициента технического состояния:

$$B \cdot Q_H^P = \frac{0,25 \cdot [1 + (1 - k_{ГТУ}) \cdot C]}{\eta_{eНОМ}} \left(N_{eНОМ} \cdot \frac{P_a}{P_{aНОМ}} \cdot \sqrt{\frac{T_a}{T_{aНОМ}}} + 3 \cdot N_e \right), \quad (3.34)$$

$$\eta_e = \frac{N_e}{B \cdot Q_H^P}$$

В методике используются параметры, фиксируемые в процессе эксплуатации нагнетателя, а также параметры окружающей среды. Это позволяет рекомендовать методику к использованию при эксплуатации ГПА.

К недостаткам методики следует отнести необходимость получения эмпирических коэффициентов для каждого типа нагнетателя и поправочного коэффициента C' для каждого типа ГТУ, что делает методику не универсальной. В работе [44], выполненной при непосредственном участии автора эффективная мощность на муфте «ГТУ - нагнетатель» N_e определяется по мощности приводимого нагнетателя (ЦБН) по формуле

$$N_e = N_i + \Delta N_m + N_r, \quad (3.35)$$

где N_i - внутренняя мощность ЦБН, кВт;

ΔN_m - механические потери в ЦБН, кВт;

N_r - тепловые потери ЦБН в окружающую среду, кВт.

Допускается определение эффективной мощности ГТУ в следующей форме:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \quad (3.36)$$

где η_m - механический КПД ЦБН с учетом относительных тепловых потерь.

Внутренняя мощность определяется по формуле

$$N_i = \frac{K}{K-1} \cdot Z_{cp} \cdot R \cdot (T_{2н} - T_{1н}) \cdot G_n = 4,0 \cdot \frac{K}{K-1} \cdot Z_{cp} \cdot (T_{2н} - T_{1н}) \cdot q_n, \quad (3.37)$$

где

Z_{cp} - средний коэффициент сжимаемости газа;

G_n - массовая производительность ЦБН;

q_n - коммерческая производительность ЦБН.

Несмотря на простоту выражения для определения внутренней мощности ЦБН, имеется сложность расчета по этой формуле, связанная с определением массового расхода газа или коммерческой производительности.

В условиях компрессорной станции расход перекачиваемого газа на отдельных ЦБН не измеряется. Определяется расход газа по нитке газопровода, на который работает несколько газоперекачивающих агрегатов.

Методика определения энергетической эффективности работы ГТУ должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) быть применима ко всем типам ГПА с газотурбинным приводом;
- 2) не должна по возможности опираться на характеристики ГПА, которые могут изменяться во время эксплуатации агрегата;
- 3) должна позволять повышать точность определения энергетической эффективности с увеличением объема измерений;
- 4) должна позволять контролировать энергетическую эффективность работы ГТУ в реальном масштабе времени с учетом конкретных режимов эксплуатации ГПА;
- 5) иметь минимум необходимых исходных данных.

Как видно из представленных данных не существует универсальной методики для определения мощности и КПД ГТУ.

Для реализации многих методик определения КПД ГТУ необходима установка дополнительных приборов измерения параметров рабочего тела. Применение в расчетах такого показателя, как мгновенный расход топливного газа, делает расчет КПД для отдельной турбины затруднительным, так как на многих компрессорных станциях учет расхода топливного газа ведется приборами учета расхода газа, установленных на блоке подготовки топливного и пускового газа (БТПГ), который является единым на весь компрессорный цех. Некоторые параметры работы агрегата в методиках определяются расчетным путем: такие как температура воздуха за осевым компрессором (ОК) или температура газов перед турбиной высокого давления (ТВД). Использование большого числа различных приборов измерения вводит дополнительные погрешности в результаты расчетов.

Принимая во внимание вышеперечисленные трудности, сопровождающие имеющиеся на данный момент методики определения КПД ГПА, в основу предложенного нами метода положены измерения, которые можно осуществить при помощи штатной системы измерений.

3.2 Методика расчёта термодинамических параметров ГПА в эксплуатационных условиях

В качестве метода определения мощности и КПД ГТУ применим линейный ("экспресс-метод") [52, 53, 63]. В данном методе используются линеаризованные уравнения рабочего процесса газотурбинной установки с коэффициентами взаимного влияния в численном виде, получаемыми предварительно для различных рассматриваемых законов регулирования ГТУ.

Математическим аппаратом получения необходимых оперируемых зависимостей является метод малых отклонений [64]. Метод отличается от всех вышеперечисленных малым необходимым набором входных параметров по ГТУ (базовый, управляющий, параметры окружающих условий).

Методически строго точен, ибо оперирование всеми расчётными зависимостями производится в относительном виде. Метод прошёл проверку в период 2007-2009 гг. при испытаниях агрегатов типов ГТК-10-4 и ГТК-10М ("Рекон") с измерителем крутящего момента (ИКМ) типа М-106 М разработки ФПК "Космос-Нефть-Газ" (г.Воронеж) на КС «Жангала» УМГ «Атырау»: на всех контрольных режимах значения фактической мощности по экспресс-методу имели хорошее совпадение с значениями по ИКМ (отклонения составляли 0,1-1,7 %).

В настоящее время метод используется при обработке результатов пусковых испытаний ГПА после капитальных ремонтов компаниями ТОО «Казтурборремонт» и ТОО «ЭкоЭнергоГаз». Практическое применение метода представлено в виде программного продукта на компьютере в электронных таблицах Excel применительно к агрегатам ГТК-10-4, ГТК-10-2, ГТ-750-6. В работах [52, 53] представлен алгоритм определения мощности и коэффициента технического состояния ГТК-10-4. В данной работе представлен алгоритм определения мощности и коэффициента технического состояния ГТ-750-6, основанный на сопоставлении определения мощности по параметрам ГТУ и ЦБН.

3.2.1 Алгоритм расчёта параметров ГТУ ГТ-750-6.

В данном разделе представлена пошаговая последовательность определения характеристик ГТУ на основе испытаний, данный алгоритм использован в программе расчета на компьютере.

1. Давление воздуха на выходе ОК для фактического режима работы абсолютное, кгс/см^2 , определяется по формуле:

$$p_{4\text{кфа}} = p_{4\text{кф}} + 1,0332p_a/760, \quad (3.38)$$

2. Относительное изменение давления воздуха на выходе ОК для фактического режима (фактической мощности) определяется по формуле:

$$\delta p_{4\text{кф}} = (p_{4\text{кфа}} - p_{4\text{као}})/p_{4\text{као}}, \quad (3.39)$$

3. Относительное изменение температуры воздуха на входе ОК определяется по формуле:

$$\delta T_3 = (t_3 - t_{30})/T_{30}, \quad (3.40)$$

4. Относительное изменение атмосферного давления определяется по формуле:

$$\delta p_a = (p_a - p_{a0})/p_{a0}, \quad (3.41)$$

Алгоритм расчета мощности ГТУ и коэффициента технического состояния при замере температуры продуктов сгорания перед ТВД представлен ниже.

5. Относительное изменение температуры перед ТВД для фактического режима определяется по формуле:

$$\delta T_{1\phi} = (t_{1\phi} - t_{10}) / T_{10}, \quad (3.42)$$

6. Фактическая мощность ГТУ (физическая), кВт, определяется по формуле:

$$N_{e\phi} = [1 + \delta N_{e\phi}] N_{e0}, \quad (3.43)$$

где

$$\delta N_{e\phi} = \left(\frac{\delta Ne}{\delta P_{4k}} \right) \delta P_{4k\phi} + \left(\frac{\delta Ne}{\delta T_3} \right) \delta T_3 + \left(\frac{\delta Ne}{\delta P_a} \right) \delta P_a + \left(\frac{\delta Ne}{\delta Q_P^H} \right) \delta Q_P^H, \quad (3.44)$$

где

$$\frac{\delta Ne}{\delta P_{4k}}, \frac{\delta Ne}{\delta T_3}, \frac{\delta Ne}{\delta P_a}, \frac{\delta Ne}{\delta Q_P^H} - \text{коэффициенты взаимного влияния на мощность}$$

ГТУ соответственно давления на выходе ОК, температуры воздуха на входе в ОК, атмосферного давления и теплоты сгорания топливного газа - для закона регулирования $p_{4k} = var$. Данный закон $p_{4k} = var$ следует рассматривать как условный, чисто математический, не связанный с конкретной системой регулирования агрегата, поскольку p_{4k} является базовым параметром, определяющим мощность этого вида ГТУ.

В численном виде поправка к мощности для ГТ-750-6 определяется по формуле:

$$\delta N_{e\phi} = 2,08713 \delta p_{4k\phi} + 0,4939 \delta T_3 - 0,39854 \delta p_a + 0,00578 \delta Q_P^H \quad (3.45)$$

7. Относительное изменение расчётного давления p_{4k} для эталонной мощности определяется по формуле(9):

$$\delta p_{4k\text{ эт}} = \left(\frac{\delta P_{4k}}{\delta T_3} \right) \delta T_3 + \left(\frac{\delta P_{4k}}{\delta P_a} \right) \delta P_a + \left(\frac{\delta P_{4k}}{\delta T_{1\phi}} \right) \delta T_{1\phi} + \left(\frac{\delta P_{4k}}{\delta Q_P^H} \right) \delta Q_P^H, \quad (3.46)$$

где

$$\frac{\delta P_{4k}}{\delta T_3}, \frac{\delta P_{4k}}{\delta P_a}, \frac{\delta P_{4k}}{\delta T_{1\phi}}, \frac{\delta P_{4k}}{\delta Q_P^H} - \text{коэффициенты взаимного влияния температуры}$$

перед ОК, атмосферного давления, температуры перед ТВД и теплоты сгорания топливного газа на давление за ОК для закона регулирования ГТУ $T_{1\phi} = var$.

В численном виде относительное изменение расчётного давления p_{4k} для эталонной мощности определяется по формуле:

$$\delta p_{4k\text{ эт}} = -1,77849 \delta T_3 + 1,43511 \delta p_a + 1,79957 \delta T_{1\phi} - 0,0208 \delta Q_P^H, \quad (3.47)$$

8. Эталонная мощность ГТУ определяется по формуле (11).

$$N_{e\text{ эт}} = [1 + \left(\frac{\delta Ne}{\delta P_{4k}} \right) \delta P_{4k\text{ эт}} + \left(\frac{\delta Ne}{\delta T_3} \right) \delta T_3 + \left(\frac{\delta Ne}{\delta P_a} \right) \delta P_a + \left(\frac{\delta Ne}{\delta Q_P^H} \right) \delta Q_P^H] N_{e0}, \quad (3.48)$$

9. В численном виде:

$$N_{e\text{ эт}} = (1 + 2,08713 \delta p_{4k\text{ эт}} + 0,4939 \delta T_3 - 0,39854 \delta p_a + 0,00578 \delta Q_P^H) N_{e0} \quad (3.49)$$

10. Коэффициент технического состояния ГТУ по мощности определяется по формуле

$$K_N = N_{эф}/N_{эст}. \quad (3.50)$$

11. Расход топливного газа с учетом фактической мощности и технического состояния определяется по формуле:

$$Q_{ТГ} = \left[1 + \left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta N_e} \right) * \left(\frac{1}{K_N} + \frac{\delta N_{эф}}{K_N} - 1 \right) + \left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta T_3} \right) \delta T_3 + \left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta P_a} \right) \delta P_a + \left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta Q_P^H} \right) \delta Q_P^H \right] Q_{ТГ0} \quad (3.51)$$

где

$$\left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta N_e} \right); \left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta T_3} \right); \left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta P_a} \right); \left(\frac{\delta G_{ТГ}}{\delta Q_P^H} \right) - \text{коэффициенты взаимного влияния на}$$

расход топливного газа соответственно фактической мощности ГТУ, температуры на входе в ОК, атмосферного давления и теплоты сгорания топливного газа, для закона регулирования $N_e = var$.

или в численном виде для ГТ-750-6

$$Q_{ТГ} = \left[1 + 0,78752 \cdot \left(\frac{1}{K_N} + \frac{\delta N_{эф}}{K_N} - 1 \right) + 0,10173 \cdot \delta T_3 - 0,22455 \cdot \delta P_a - 0,9954 \cdot \delta Q_P^H \right] Q_{ТГ0}, \quad (3.52)$$

12. Эффективный КПД ГТУ.

$$\eta_e = \frac{N_{эф} * 3600}{(Q_{ТГ} * Q_P^H)} \quad (3.53)$$

В зависимости от величины коэффициента технического состояния ГТУ по мощности в методике и программе расчета предусмотрено введение поправок и корректирующих шагов. По результатам расчёта формируется сводная таблица и формы входных и выходных данных, необходимые для формирования паспорта ГПА.

Для определения эффективности работы ГПА в целом, необходимо знать эффективность работы ЦБН.

3.2.2 Методика определения расходных характеристик и технического состояния ЦБН

При уменьшении политропического КПД нагнетателя обеспечение постоянства выходных параметров (напора и расхода) сопровождается пропорциональным увеличением потребляемой мощности.

Как показывает практика, снижение $\eta_{пол}$ в процессе эксплуатации может достигать 10% по абсолютной величине, что вызывает необходимость вести постоянный контроль за состоянием нагнетателя, особенно после проведения капитального ремонта.

3.2.2.1 Алгоритм определения расходных характеристик нагнетателя и коэффициента технического состояния

В основу методики расчета расходных и мощностных характеристик компрессора положены термодинамические процессы сжатия газа и нормативная универсальная характеристика нагнетателя.

Для расчета характеристик компрессора необходимо знать свойства перекачиваемого газа. Поскольку все расчеты приводятся к нормальным условиям ($P_a = 760$ мм.рт.ст и $T = 293$ К) то необходимо знать плотность воздуха и газа при этих условиях. Плотность воздуха при температуре 20 °С – $1,206$ кг/м³. Газовая постоянная воздуха $R_b = 286,8$ Дж/кг.

Относительная плотность газа по воздуху может быть рассчитана через газовые постоянные или как отношения плотности газа к плотности воздуха при нормальных условиях:

$$\rho_{ов} = (\rho_{г} / \rho_{в}). \quad (3.54)$$

Если не известна газовая постоянная для газа, то ее легко определить через относительную плотность газа:

$$R_{г} = R_{в} / \rho_{ов}. \quad (3.55)$$

В основу дальнейших расчетов положена степень сжатия газа в нагнетателе, которая определяется по формуле

$$\varepsilon_s = \frac{P_{z2} + 1}{P_{z1} + 1}. \quad (3.56)$$

Методика предназначена для расчетов реальных газов, поэтому вводятся коэффициенты сжимаемости газа на входе и на выходе из компрессора, которые определяются по эмпирической зависимости, где индекс 1 относится к входным параметрам, индекс 2 к выходным параметрам.

Коэффициент сжимаемости можно определить по уравнению:

$$z_1 = 1 - ((P_1 - 6) * (0,345 * 0,01 * \rho_{ов} - 0,0446 * 0,001) + 0,015) * (1,3 - 0,0144 * (T_1 - 273)). \quad (3.57)$$

Зная характеристики газа на входе в компрессор можно рассчитать плотность газа на всасе нагнетателя:

$$\rho_1 = \frac{100000 \times P_1}{R_z \times z_1 \times T_1} \quad (3.58)$$

Для расчета нагнетателя по нормативной характеристике необходимо получить значение приведенной степени сжатия, которая будет зависеть от относительной частоты вращения нагнетателя, изменения свойств газа по сравнению с условиями построения характеристики.

Значение приведенной степени сжатия определяется по формуле:

$$\varepsilon_{np} = \left(1 + \left(\varepsilon_s^{n / ((n-1)\eta_{нол})} - 1 \right) \times \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \times \frac{z_1 \times R_1 \times T_1}{z_n \times R_n \times T_n} \right)^{(n-1) \times \eta_{нол} / n} \quad (3.59)$$

Все основные характеристики нагнетателя рассчитываются через приведенную степень сжатия посредством полиномов высокого порядка.

Вспомогательным коэффициентом в полиномах выступает производная величина от степени сжатия:

$$Q = (\varepsilon_{np})^5 \quad (3.60)$$

Производительность нагнетателя на условиях всаса, м³/с определится по формуле:

$$Q_n = (a_1 + a_2 \times Q + a_3 \times Q^2 + a_4 \times Q^3)^{1/3}, \quad (3.61)$$

где полученные в работе коэффициенты a_1, a_2, a_3, a_4 для нагнетателей ГПА с турбинами ГТК-10-4 и ГТ-750-6 представлены в таблице 3.1

Таблица 3.1 - Расчетные коэффициенты для определения производительности нагнетателя

Тип нагнетателя	A(1)	A(2)	A(3)	A(4)
ГТК-10-4 ЦБН 380-18-1 (широкое колесо)	8913,448	-7391,19	2548,998	-354,213
ГТК-10-4 ЦБН 380-18-1 (узкое колесо)	6745,103	-7574,58	3180,126	-467,931
ГТК-10-4 ЦБН 520-12-1	4037,591	-2154,47	543,8877	-62,5198
ГТ-750-6 ЦБН 380-17-1	1633,377	-899,349	228,4809	-29,1834

Объемная минутная производительность соответственно будет равна:

$$Q_{мин} = 60 \times Q_n \quad (3.62)$$

Политропный КПД нагнетателя напрямую связан сего производительностью и степенью сжатия, в нашем случае политропный КПД может быть определен по уравнению:

$$\eta_{пол} = (v_1 + v_2 \times Q_n + v_3 \times Q_n^2 + v_4 \times Q_n^3) \quad (3.63)$$

где коэффициенты в работе v_1, v_2, v_3, v_4 для нагнетателей ГПА с турбинами ГТК-10-4 и ГТ-750-6 представлены в таблице 3.2

Таблица 3.2 - Расчетные коэффициенты для определения политропного КПД нагнетателя

Тип нагнетателя	B(1)	B(2)	B(3)	B(4)
ГТК-10-4 ЦБН 380-18-1 (широкое колесо)	0,018421	0,26316	-0,0251407	0,000678
ГТК-10-4 ЦБН 380-18-1 (узкое колесо колесо)	0,884438	-0,15054	0,0468	-0,00377
ГТК-10-4 ЦБН 520-12-1	2,458227	-0,73844	0,1087007	-0,00517
ГТ-750-6 ЦБН 380-17-1	0,42091	0,093187	0,0096183	-0,00214

Мощность, потребляемую нагнетателем, можно определить через внутреннюю относительную мощность, которая определяется по эмпирической зависимости

$$\frac{N_i}{\rho_1} = (d_1 + d_2 \times Q_n + d_3 \times Q_n^2 + d_4 \times Q_n^3) \quad (3.64)$$

где полученные в работе коэффициенты d_1, d_2, d_3, d_4 для нагнетателей ГПА с турбинами ГТК-10-4 и ГТ-750-6 представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 - Расчетные коэффициенты для определения внутренней относительной мощности нагнетателя

Тип нагнетателя	D(1)	D(2)	D(3)	D(4)
ГТК-10-4 ЦБН 380-18-1 (широкое колесо)	169,1167	-25,6927	7,608816	-0,3889
ГТК-10-4 ЦБН 380-18-1 (узкое колесо колесо)	59,75254	12,13113	3,692775	-0,34391
ГТК-10-4 ЦБН 520-12-1	64,53886	33,7224	0,8816116	-0,15201
ГТ-750-6 ЦБН 380-17-1	17,10219	44,5884	-1,964033	-0,05174

Приведенная мощность нагнетателя тогда определится по формуле:

$$N_{прив} = \left[\frac{N_i}{\rho_i} \right] \times \rho_1 \quad (3.65)$$

Фактическая мощность связана с приведенной через число оборотов и определяется по формуле:

$$N = N_{прив} \times \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 \quad (3.66)$$

Коммерческая производительность компрессора в нормальных условиях будет равна:

$$V_3 = \frac{24 \times 60 \times P_1 \times 293 \times Q_{мин}}{(1,033 \times T_1 \times Z_1 \times 10^6)} \text{, млн.нм}^3/\text{сутки.} \quad (3.67)$$

Паспортные характеристики нагнетателей представляют собой, как отмечалось выше, зависимости приведенной внутренней мощности $(N_i / \rho_H)_{пр}$ политропического КПД $\eta_{пол}$ и степени сжатия ε от приведенной объемной подачи газа $Q_{пр}$. Практика эксплуатации нагнетателей показывает, что в эксплуатационных условиях происходит сдвиг главным образом характеристик $\eta_{пол} = f(Q_{пр})$ и $\varepsilon = f[(Q_{пр}, (n/n_0))]$. Особенно заметный сдвиг имеет характеристика $\eta_{пол} = f(Q_{пр})$, которую и следует выбирать за основную при оценке технического состояния нагнетателя. Практически отсутствует сдвиг характеристики $(N_i / \rho_H)_{пр} = f(Q_{пр})$.

3.2.2.2 Определение технического состояния центробежных нагнетателей

В расчетной практике по определению показателей нагнетателя во многих случаях удобно использование характеристик, получаемых на основе паспортных данных. К таким характеристикам следует отнести:

1. Приведенную разность энтальпии газа:

$$\Delta h_{\text{пр}} = (N_i / \rho_{\text{H}})_{\text{пр}} / Q_{\text{пр}} = \frac{\Delta h(n_0/n)^2}{60} = f(Q_{\text{пр}}), \text{ кВт/(кг/мин)} \quad (3.68)$$

2. Приведенную удельную потенциальную работу сжатия газа

$$\omega_{\text{пр}} = \omega_{1,2}(n_0/n)^2 = \eta_{\text{пол}} \Delta h_{\text{пр}} = f(Q_{\text{пр}}), \text{ кДж/кг} \quad (3.69)$$

3. Разность температуры газа

$$\Delta t = f[(n/n_0)_{\text{пр}}, Q_{\text{пр}}], \quad (3.70)$$

где

$$\left(\frac{n}{n_0} \right)_{\text{пр}} = \frac{n}{n_0} \cdot \sqrt{\frac{(zR)_{\text{пр}}}{zR}}.$$

Учитывая относительную стабильность характеристики $(N_i / \rho_{\text{H}})_{\text{пр}} = f(Q_{\text{пр}})$, можно утверждать, что коэффициенты сдвига характеристик (N_i / ρ_{H}) , $\Delta h_{\text{пр}}$ и Δt практически одинаковы между собой и численно равны единице, т.е. характеризуют отсутствие сдвига. Коэффициенты сдвига характеристик $\omega_{\text{пр}}$ и $\eta_{\text{пол}}$ практически также равны между собой, но численно меньше единицы.

Основными причинами ухудшения технического состояния нагнетателя (уменьшение КПД и увеличение потребляемой мощности) являются следующие:

- эрозионный износ рабочих колес (70 %);
- увеличение зазоров в уплотнениях покрывающего диска (20 %);
- эрозионный износ лопаточных диффузоров и загрязнение проточной части (10 %).

Для определения коэффициента технического состояния нагнетателя необходимо, как показано выше, фактический КПД соотнести с паспортным (или исходным) при одинаковом расходе газа ($Q_{\text{пр}} = \text{idem}$), хотя более правильно определять этот коэффициент, как отношение оптимумов КПД на фактической и паспортной (исходной) характеристике $\eta_{\text{пол}} = f(Q_{\text{пр}})$. Однако на практике это трудно выполнимо, поскольку для этого необходимо определить экспериментальные характеристики нагнетателя в условиях КС.

3.2.2.3 Определение фактического политропического КПД нагнетателя

Фактический КПД нагнетателя может быть определен, в частности, следующими методами:

- с использованием термодинамических свойств природного газа и параметров газа по нагнетателю (P, t);
- с использованием показателя изоэнтропы газа по методике ВНИИГАЗ.

Для расчета КПД по первому способу необходимо знать химический состав природного газа. На практике целесообразно использовать

упрощенные эмпирические соотношения, для определения основных термодинамических величин природного газа по метану:

$$(C_p D_h)_{\text{CH}_4} = (0,00012 t^2 - 0,0135 t + 0,31) P - 0,0463 t + 11,19; \quad (3.71)$$

$$(C_p)_{\text{CH}_4} = (0,003 - 0,0009 P) t + 0,11 P + 2,08; \quad (3.72)$$

$$(Pv)_{\text{CH}_4} = (0,017 P + 0,555) t - 2,73 P + 139,4. \quad (3.73)$$

Эти же параметры для полного состава газа (содержание метана 94-100 %) могут быть определены соотношениями:

$$C_p D_h = (C_p D_h)_{\text{CH}_4} \cdot (1,37 - 0,37 r_{\text{CH}_4}), \quad (3.74)$$

$$C_p = (C_p)_{\text{CH}_4} \cdot (0,37 + 0,63 r_{\text{CH}_4}), \quad (3.75)$$

$$Pv = (Pv)_{\text{CH}_4} \cdot (1,49 - 0,49 r_{\text{CH}_4}), \quad (3.76)$$

где r_{CH_4} - мольное содержание метана в долях единицы.

Тогда

$$\eta_{\text{пол}} = \omega_{1,2} / \Delta h; \quad (3.77)$$

$$\omega_{1,2} = (Pv)_{\text{cp}} \cdot \ln \varepsilon, \quad (3.78)$$

где

$(Pv)_{\text{cp}}$ - среднее значение потенциальной функции Pv при условиях входа и выхода;

ε - степень сжатия

$$\Delta h = C_{pm} \cdot \Delta t - (C_p D_h)_{\text{cp}} \cdot \Delta P; \quad (3.79)$$

$$C_{pm} = (0,37 + 0,63 r_{\text{CH}_4}) [(0,003 - 0,0009 P_1) t_{\text{cp}} + 0,11 P_1 + 2,08]; \quad (3.80)$$

$$(C_p D_h)_m = (1,37 - 0,37 r_{\text{CH}_4}) [(0,00012 t_2^2 - 0,0135 t_2 + 0,31) \cdot P_m - 0,463 t_2 + 11,19]; \quad (3.81)$$

$$t_m = (t_1 + t_2) / 2;$$

$$P_m = (P_1 + P_2) / 2;$$

$$\Delta t = t_2 - t_1;$$

$$\Delta P = P_2 - P_1.$$

Для определения фактического КПД по второму методу необходимо знать параметры газа на входе и выходе нагнетателя (P, t), а также состав газа.

Задача определения $\eta_{\text{пол}}$ сводится к использованию уравнения, широко применяемого при построении характеристик нагнетателя [44]:

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{n_T}{n_T - 1} \cdot \frac{k - 1}{k}; \quad (3.82)$$

где n_T - показатель политропического (внешнеадиабатного) процесса сжатия; k - показатель адиабаты. При проведении ориентировочных инженерных расчетов его можно принимать $k = 1,30$

$$\frac{n_T}{n_T - 1} \cdot \frac{\lg \varepsilon}{\lg \frac{T_2}{T_1}}, \quad (3.83)$$

$$\frac{k}{k-1} = \frac{1}{z_1} \cdot \left(\frac{k_0}{k_0-1} + \frac{\Delta C_p}{R} - z_1 \cdot x \cdot \frac{n_T}{n_T-1} \right); \quad (3.84)$$

где z_1 - коэффициент сжимаемости газа, определяемый по параметрам газа на входе, либо по соотношению

$$z_1 = 1 - \left(\frac{0,41}{\tau^3} - \frac{0,061}{\tau} \right) \cdot \pi - \frac{0,04}{\tau^3} \cdot \pi^2, \quad (3.85)$$

$$\frac{k_0}{k_0-1} = \frac{\mu C_p}{\bar{R}} - \text{показатель адиабаты газа в его идеальном состоянии};$$

где

C_p - теплоемкость идеального газа;

\bar{R} - универсальная газовая постоянная $8314 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К}) = 1,9858 \text{ ккал}/\text{моль} \cdot \text{К}$;

μ - молярная масса газа

$$\frac{k_0}{k_0-1} = \frac{5,15 + (5,65 + 0,017 \cdot t_{cp}) \cdot \Delta}{\bar{R}}, \quad (3.86)$$

поправка на теплоемкость при постоянном давлении

$$\frac{\Delta C_p}{\bar{R}} = \frac{6\pi}{\tau^3} \cdot (0,41 + 0,02\pi); \quad (3.87)$$

вспомогательная функция

$$X = \frac{\pi}{\tau z_1} \cdot \left(\frac{1,23}{\tau_2} - 0,061 + \frac{0,12\pi}{\tau_2} \right);$$

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1};$$

$$\tau = \frac{T_1}{T_{кр}};$$

$$T_{кр} = 162,8 \cdot (0,613 + \rho_{ов}), \text{К};$$

$$\pi = \frac{P_1}{P_{кр}};$$

$$P_{кр} = (47,9 - \Delta) 0,0981, \text{МПа};$$

средняя температура газа в нагнетателе, °С

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2};$$

$\rho_{ов}$ - относительная масса газа по воздуху;

P_1, t_1 - соответственно, давление и температура газа на входе нагнетателя;

P_2, t_2 - соответственно, давление и температура газа на выходе нагнетателя.

Затем полученные фактические значения политропного КПД сравниваются с полученным по нормативной характеристике

$$K_{mex} = \frac{2 \times \eta_{пол}^{ix}}{(\eta_{пол}^{1.мет} + \eta_{пол}^{2.мет})} \quad (3.88)$$

Значения политропного КПД ЦБН, полученные по нормативной характеристике, корректируются с учетом полученного значения K_{mex}

$$\eta_{пол} = K_{mex} \cdot \eta_{пол0} \quad (3.89)$$

КПД ГПА с газотурбинным приводом, $\eta_{ГПА}$, вычисляется по формуле

$$\eta_{ГПА} = \eta_e \times \eta_{пол}, \quad (3.90)$$

где

η_e - эффективный КПД ГТУ;

$\eta_{пол}$ - политропный КПД ЦБН.

Зная КПД газоперекачивающего агрегата можно рассчитать удельные расходы топлива на перекачку газа $b_{ГТ}^{ГТУ}$, м³/кВт×ч

$$b_{ГТ}^{ГТУ} = \frac{3600}{\eta_{ГПА} \cdot Q_H^P} \quad (3.91)$$

и оценить эффективность загрузки ГПА.

3.3 Методика определения мощности и технического состояния ГПА-10-01 в эксплуатационных условиях

Для ГПА-10-01 на компрессорных станциях Казахстана отсутствует стандартная (заводская) методика определения эффективности работы. При отсутствии методики, по определению мощности, КПД и КТС ГПА-10-01, можно в первом приближении воспользоваться паспортными и альбомными характеристиками двигателя и ЦБН [43]. Для этого графические характеристики необходимо представить в виде полиномов.

Алгоритм расчетов должен быть следующий [65]. Сначала определяются расходные характеристики нагнетателя, его мощность и его коэффициент технического состояния. С использованием коэффициента технического состояния нагнетателя определяется фактическая мощность, которая затем сравнивается с эталонной мощностью ГТУ, определяемой по паспортным зависимостям для ГТУ.

В основу методики расчета расходных и мощностных характеристик компрессора положены термодинамические процессы сжатия газа и нормативная универсальная характеристика нагнетателя.

Для расчета характеристик нагнетателя необходимо знать свойства перекачиваемого газа. Поскольку все расчеты приводятся к нормальным условиям ($P_a = 760$ мм.рт.ст и $T = 293$ К) то необходимо знать плотность воздуха и газа при этих условиях.

В основу всех расчетов положена степень сжатия газа в нагнетателе, которая определяется по формуле (3.56).

Для дальнейших расчетов вводятся коэффициенты сжимаемости газа на входе и на выходе из компрессора, которые определяются по эмпирической зависимости (3.57), где индекс 1 относится к входным параметрам (индекс 2 к выходным параметрам).

Зная характеристики газа на входе в нагнетатель можно рассчитать плотность газа на всасе нагнетателя (3.58).

Для расчета нагнетателя по нормативной характеристике необходимо получить значение приведенной степени сжатия, которая будет зависеть от относительной частоты вращения нагнетателя, изменения свойств газа по сравнению с условиями построения характеристики. Значение приведенной степени сжатия определяется по формуле (3.59).

Все основные характеристики нагнетателя рассчитываются через приведенную степень сжатия посредством полиномов высокого порядка. Вспомогательным коэффициентом в полиномах выступает производная величина от степени сжатия (3.60).

Приведенная производительность нагнетателя определяется по формуле (3.61). С учетом, полученных при обработке альбомной характеристики, коэффициентов для нагнетателя 235-21-1 (газотурбинный привод ГПА-10-01) уравнение (3.61) будет выглядеть следующим образом:

$$Q_n = (327,986934 - 104,965924 \times Q + 16,9699352 \times Q^2 - 1,0697 \times Q^3)^{\frac{1}{3}} \quad (3.92)$$

Приведенная минутная объемная производительность соответственно будет равна:

$$Q_{мин} = 60 \times Q_n \quad (3.93)$$

Вспомогательным коэффициентом в полиномах для определения КПД и мощности нагнетателя выступает производная величина от приведенной объемной производительности

$$Q_c = Q_{мин}^{\frac{1}{3}} \quad (3.94)$$

Политропный КПД нагнетателя напрямую связан с его производительностью и степенью сжатия, зависимостью:

$$\eta_{пол} = (v_1 + v_2 \times Q_c + v_3 \times Q_c^2 + v_4 \times Q_c^3) \quad (3.95)$$

или с учетом, полученных коэффициентов

$$\eta_{пол} = (52,52494 - 26,8849 \times Q_c + 4,649104 \times Q_c^2 - 0,2673179 \times Q_c^3) \quad (3.96)$$

Мощность, потребляемую нагнетателем, можно определить через внутреннюю относительную мощность

$$\frac{N_i}{\rho_1} = (d_1 + d_2 \times Q_c + d_3 \times Q_c^2 + d_4 \times Q_c^3) \quad (3.97)$$

или с учетом, полученных коэффициентов

$$\frac{N_i}{\rho_1} = (5166,89319 - 2840,78704 \times Q_c + 525,84553 \times Q_c^2 - 31,61719 \times Q_c^3) \quad (3.98)$$

Приведенная мощность нагнетателя тогда определится по формуле (3.65). Фактическая мощность связана с приведенной через число оборотов и определяется по формуле (3.66).

По известной температуре на входе в компрессор и степени сжатия можно определить расчетную температуру на выходе из компрессора

$$T_{вых} = T_{вх} * \varepsilon_S^{(m-1) \times \eta_{пол} / m} \quad (3.99)$$

Приведенная коммерческая производительность компрессора в нормальных условиях, млн.нм³/сутки, определяется по формуле (3.67).

Фактическая коммерческая производительность компрессора, млн. нм³/сутки, будет равна:

$$V = V_3 \times \left(\frac{n}{n_0} \right) \quad (3.100)$$

Паспортные характеристики нагнетателей представляют собой, как отмечалось выше, зависимости приведенной внутренней мощности $(N_i/\rho_n)_{пр}$, политропического КПД $\eta_{пол}$ и степени сжатия ε от приведенной объемной подачи газа $Q_{пр}$. Определение технического состояния центробежного нагнетателя ведется в соответствии с разделом 3.2.2.2, а определение фактического политропического КПД нагнетателя в соответствии с разделом 3.2.2.3.

Для определения эталонной мощности ГТУ по паспортной характеристике используются номинальные характеристики ГПА.

Поправка на обороты компрессора высокого давления (КВД) с учетом температуры наружного воздуха, об/мин, определяется по паспортной номограмме или по формуле:

$$\Delta n_{квд} = (15 - t_a) * 9,5 \quad (3.101)$$

Обороты КВД с учетом поправки, об/мин

$$n_{квд \phi} = n_{квд} + \Delta n_{квд} \quad (3.102)$$

Эталонная мощность силовой турбины определяется в зависимости от фактического числа оборотов КВД, данная зависимость получена на основе обработки паспортной характеристики в виде полинома второго порядка:

$$N_{эм} = (f_1 + f_2 \times n_{квд \phi} + f_3 \times n_{квд \phi}^2) \quad (3.103)$$

или с учетом полученных коэффициентов:

$$N_{эм} = (59232 - 23,059 \times n_{квд \phi} + 0,0022 \times n_{квд \phi}^2) \quad (3.104)$$

Фактическая мощность ГТУ (физическая) определяется по формуле, кВт:

$$N_{эф} = N^p + 250 \quad (3.105)$$

где: N^p - расчетная мощность ЦБН (15), кВт

250 – механические потери мощности.

Коэффициент технического состояния ГТУ тогда будет равен

$$K_N = N_{эф} / N_{эм} \quad (3.106)$$

Для определения КПД ГТУ необходимо кроме мощности знать расход топливного газа, как правило, расход топливного газа на КС измеряется в целом по цеху. Индивидуальных систем расхода газа нет. В этой связи потребуется расчетное определение расхода газа с учетом коэффициента технического состояния ГТУ

Расход топливного газа с учетом фактической мощности и технического состояния можно определить в первом приближении по аналогии с [53] по формуле:

$$Q_{TT} = \left[1 + 0,78752 \cdot \left(\frac{1}{K_N} + \frac{\delta N_{эф}}{K_N} - 1 \right) + 0,10173 \cdot \delta T_3 \right] * Q_{TT0} , \quad (3.107)$$

где поправка к мощности определяется по формуле:

$$\delta N_{эф} = (N_{e0} - N_{эф}) / N_{e0} , \quad (3.108)$$

а относительное изменение температуры воздуха на входе в осевой компрессор определяется по формуле:

$$\delta T_3 = (t_3 - t_{30}) / T_{30} . \quad (3.109)$$

Тогда эффективный КПД ГТУ определяется по формуле:

$$\eta_e = \frac{N_{эф} * 3600}{(Q_{TT} * Q_P^H)} , \quad (3.110)$$

Для оценки справедливости предлагаемой методики была разработана программа, и проведены расчеты, исходными данными для которых стали суточные ведомости и экспериментальные данные, полученные авторами в процессе проведения энергетического обследования ГПА-10-01.

Расчет показал, что предлагаемая методика позволяет определять мощность и коэффициент технического состояния ГПА с достаточной для эксплуатационных условий точностью. Предложенная методика позволит в процессе эксплуатации проводить оценку технического состояния агрегатов.

3.4 Учет технического состояния газотурбинной установки ГТК-10-4 при определении ее рабочей мощности

ГТУ, используемые в качестве привода нагнетателей природного газа, наиболее чувствительны к изменению технического состояния своих элементов по сравнению с другими типами тепловых двигателей. С ухудшением технического состояния ГТУ для обеспечения мощности, необходимой для транспорта одного и того же объема газа, как правило, требуется увеличение расхода топливного газа.

При планировании работы газотранспортной системы очень важно знать располагаемую мощность ГТУ.

Располагаемая мощность ГТУ - это максимальная рабочая мощность на муфте, которую может развить ГТУ в конкретных станционных условиях. Ее величина определяется внешними эксплуатационными условиями, уровнем технического состояния, параметрами эксплуатационных ограничений и другими факторами.

В качестве основных параметров влияющих на мощность можно отметить обороты ТВД и температуру газов перед турбиной высокого давления (ТВД), реже после турбины низкого давления (ТНД). Эти параметры обязательно фиксируются в суточных ведомостях работы агрегатов.

Основные технико-экономические характеристики ГТУ чаще всего обобщают в относительных приведенных величинах [66]. Связь приведенной относительной мощности с относительной приведенной температурой перед ТВД имеет вид:

$$\bar{N}_{прив} = 1 - 4,2 \times (1 - \bar{T}^{ТВД}) \times \bar{T}^{ТВД}, \quad (3.111)$$

где

$$\bar{N}_{прив} = \frac{N_{прив}}{N_0},$$

где

$N_{прив}$ – приведенная к нормальным условиям мощность ГТУ ($P_a = 760$ мм.рт.ст., $T_{30} = 288$ °С);

N_0 – номинальная мощность ГТУ ($N_0 = 10471$ кВт для ГТУ типа ГТК-10), кВт;

$$N_{прив} = N_e \times \frac{P_{a0}}{P_a} \times \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}},$$

где

N_e – фактическая мощность ГТУ, кВт;

$P_{a0} = 760$ - нормальное атмосферное давление, мм.рт.ст.;

P_a – фактическое атмосферное давление на период измерений, мм.рт.ст.;

T_3 - фактическая температура наружного воздуха, К;

$T_{30} = 288$ – нормальная температура наружного воздуха для ГТУ, К;

$\bar{T}^{ТВД}$ - приведенная относительная температура на входе турбины, °С;

$$\bar{T}^{ТВД} = \frac{T^{ТВД}}{T_0},$$

$$T^{ТВД} = T^{ТВД} \times \frac{T_{30}}{T_3},$$

где

T_0 – номинальная температура газов перед ТВД ($T_0 = 780$ °С для ГТК-10);

$T^{ТВД}$ – фактическая температура газов перед ТВД.

Связь приведенной относительной мощности и приведенных относительных оборотов ТВД представлена уравнением:

$$\bar{N}_{прив} = (\bar{n}^{ТВД})^{4,75}. \quad (3.112)$$

где

$$\bar{n}^{ТВД} = \frac{n_{прив}}{n_0},$$

$$n_{прив} = n \times \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}},$$

где

n – фактические обороты ТВД, об/мин;

$n_0 = 5200$ – номинальные обороты ТВД, об/мин.

Однако в процессе эксплуатации происходит отклонение фактически полученных данных от этих характеристик, что связано с изменением технического состояния ГТУ. При низком коэффициенте технического состояния (КТС) ГТУ увеличивается удельный расход топлива, снижается максимально возможная мощность ГТУ, падает КПД. В практике эксплуатации ГПА принято считать, что если КТС ГТУ по мощности ниже 0,8, то агрегат необходимо выводить в ремонт. На ряде компрессорных станций средний КТС находится на уровне 0,8 [60, 67].

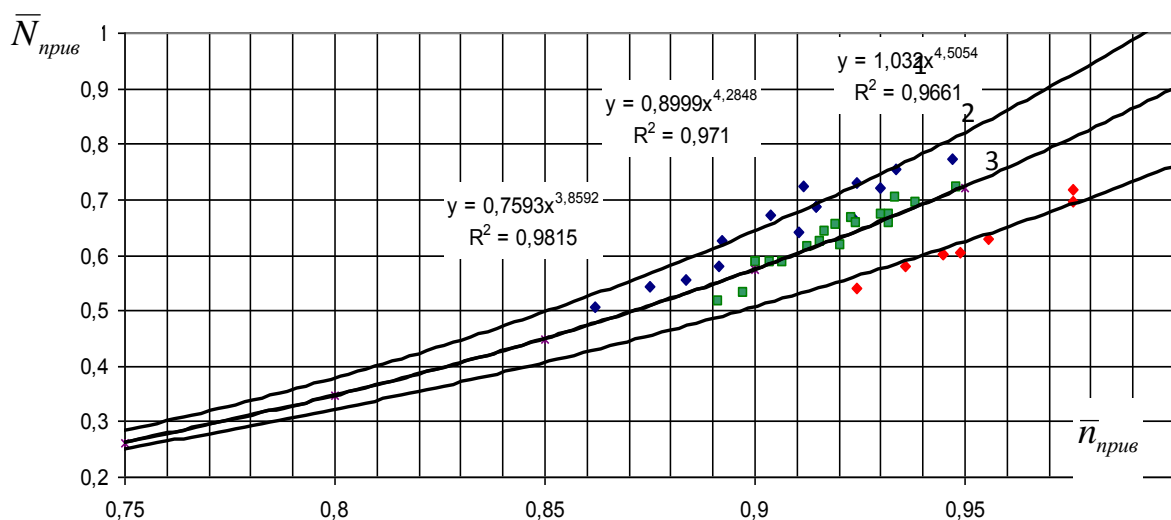
При анализе результатов теплотехнических испытаний агрегатов ГТК - 10 четко прослеживалась связь фактической мощности, развиваемой турбиной с КТС. При низком КТС фактическая мощность на много меньше располагаемой. Исследуемые агрегаты, при обработке данных, были разделены на группы с разными КТС от 0,95-1 до 0,5.

По аналогии с уравнением (3.112) экспериментальные данные были представлены в виде степенной зависимости. На рисунке 1 представлены зависимости изменения приведенной относительной мощности от приведенных относительных оборотов ТВД при различном КТС ГТУ (точки - экспериментально полученные данные, линии - уравнения регрессии).

Как видно из уравнений регрессии, представленных на рисунке 3.1, степенная зависимость довольно точно описывает изменение мощности в зависимости от оборотов.

Обобщение отдельных уравнений, представленных на рисунке 3.1, позволило получить эмпирическую зависимость (3.113) изменения мощности в зависимости от изменения оборотов ТВД, где изменение КТС учитывается изменением коэффициентов степенной зависимости.

$$\bar{N}_{прив} = (0,775 \times KTC + 0,2512) \times \bar{n}_{прив}^{(1,8604 \times KTC + 2,666)} \quad (3.113)$$



1 – КТС - 0,95-1; 2 – КТС - 0,83-0,87; 3 – КТС - 0,63-0,67.

Рисунок 3.1 - Относительная характеристика ГТУ по оборотам ТВД

Зависимость относительной приведенной мощности от относительных приведенных оборотов ТВД при изменении КТС, полученная на основе уравнения (3.113) представлена на рисунке 3.2.

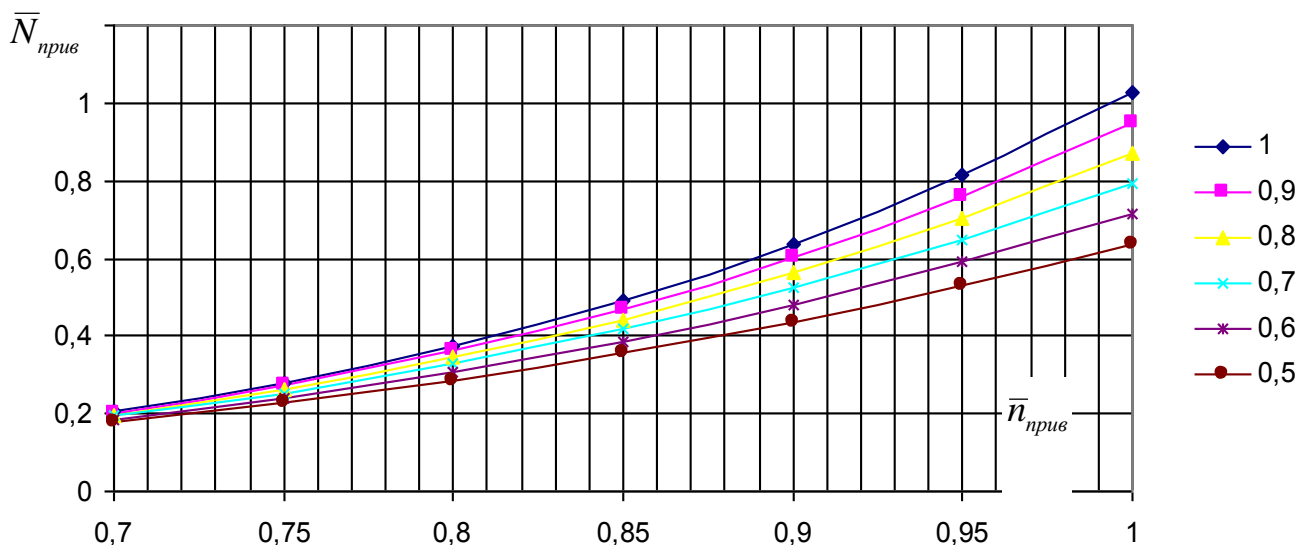
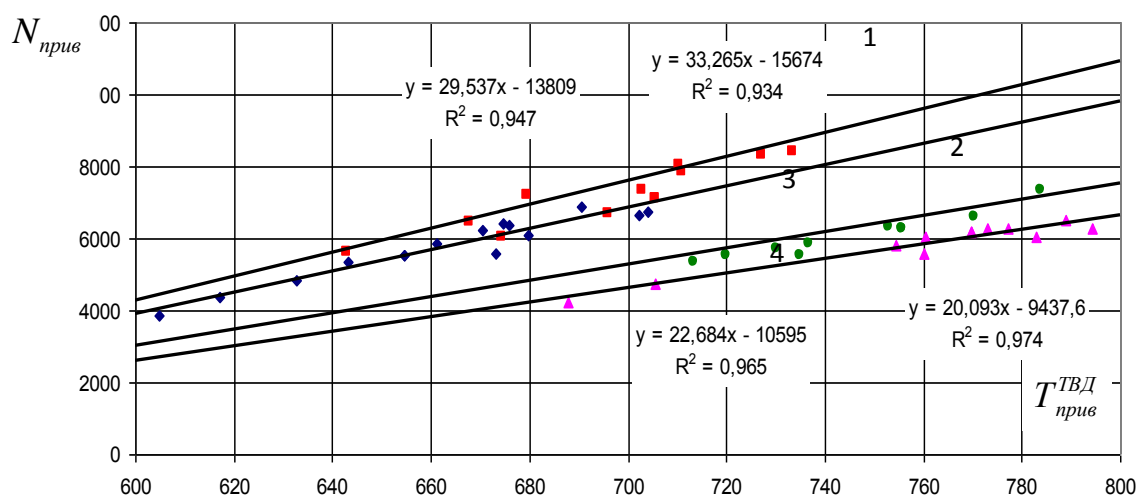


Рисунок 3.2 - Относительная характеристика ГТУ по оборотам ТВД с учетом коэффициента технического состояния ГТУ

На рисунке 3.3 представлены результаты обработки экспериментальных данных характеризующих связь приведенной мощности ГТУ от приведенной температуры газов перед ТВД (точки – экспериментальные данные, линии – уравнения регрессии).



1 – КТС – 0,97-1,0; 2 - КТС – 0,84-0,87; 3 - КТС – 0,63-0,67; 4 - КТС – 0,53-0,57;

Рисунок 3.3 - Приведенная характеристика мощности от температуры газов с учетом коэффициента технического состояния ГТУ

Как видно из рисунка 3.3 изменение мощности достаточно точно описывается линейной зависимостью.

Обобщение экспериментальных данных для ГТУ типа ГТК-10 методами математической статистики позволило получить уравнение (3.114). Результаты расчета по уравнению (3.114) представлены на рисунке 3.4.

$$N_{прив} = (30,499 \times KTC + 2,9866) \times T_{прив}^{ТВД} - (14429 \times KTC + 1304,8) \quad (3.114)$$

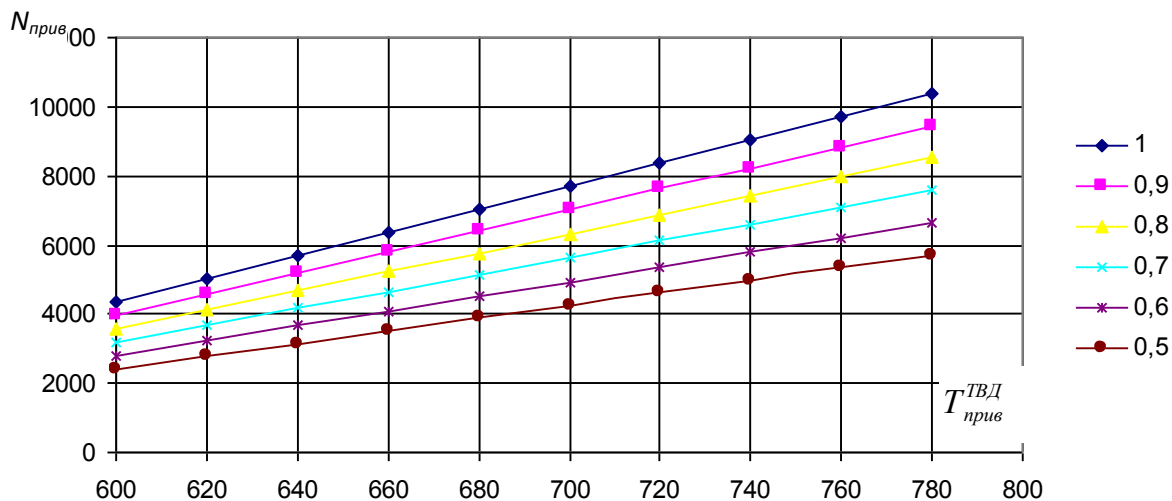


Рисунок 3.4 - Приведенная характеристика мощности ГТУ с учетом КТС

Из уравнения (3.114) можно получить выражение для определения коэффициента технического состояния турбины при известной приведенной мощности и температуре газов перед ТВД:

$$KTC = \frac{N_{прив} - 2,9866 \times T_{прив}^{ТВД} + 1304,8}{(30,499 \times T_{прив}^{ТВД} - 14429)} \quad (3.115)$$

Традиционные схемы штатных измерений не предусматривают определение мощности, мощность может быть определена на основе расчета. При этом используются различные методы [37, 53], различающиеся по точности и возможности применения для разных типов газотурбинных установок, поэтому уравнение (3.113) использовать неудобно.

Однако в последние годы на компрессорных станциях магистральных газопроводов внедряется система прямого измерения мощности с измерителем крутящего момента (ИКМ), типа М-106М разработки ФПК "Космос-Нефть-Газ" (г. Воронеж). Зная мощность при текущих фактических параметрах работы ГТУ по уравнению (3.113) или (3.115) легко можно определить техническое состояние агрегата.

В таблице 3.4 в качестве примера представлены результаты расчетов по уравнениям (3.113) и (3.114) в сравнении с расчетами по методике [53] для агрегата ст.№18 компрессорной станции «Макат».

Таблица 3.4 - Сравнительные расчеты по определению мощности

№	Характеристики	Обозн.	Ед. измер.	Режим 1	Режим 2	Режим 3
1	Атмосферное давление	p_a	мм.рт.ст	762	762	762
2	Температура атмосферного воздуха	t_3	°С	-0,7	-0,7	-0,7
3	Температура газов перед ТВД	$t_{\text{ТВД}}$	°С	639	625	652
4	Число оборотов ТВД	$n_{\text{ТВД}}$	об/мин	4575	4485	4620
5	КТС ГТУ	KTC		0,88	0,88	0,88
6	Фактическая мощность по уравнению (3)	Ne	кВт	6194	5687	6461
7	Фактическая мощность по уравнению (4)	Ne	кВт	6000	5570	6400
8	Фактическая мощность по методике [5]	Ne	кВт	6220	5719	6690

Расчеты, проведенные с использованием данных теплотехнических испытаний более 20 агрегатов ГТК-10, показали, что предельное отклонение в расчетах по уравнениям (3.113) и (3.114) с данными теплотехнических испытаний и прямого измерения мощности не превышает 7 %.

Представленные в работе данные позволяют рекомендовать полученные уравнения для прогнозного определения мощности агрегатов при известном КТС, при планировании работы газотранспортной системы, и определения КТС агрегата при известной мощности в условиях эксплуатации.

Основные выводы по магистерской диссертации

1. На основе анализа литературных источников и самостоятельных исследований обоснована возможность использования термогазодинамических методов контроля ГПА, что позволит создать базу для оптимизации работы компрессорных станций и повышения эффективности транспорта газа.

2. На основании мониторинга компрессорных станций «Джангала», «Кульсары», «Индер» и «Макат» оснащенных агрегатами ГТ-750-6 и ГТК-10 выявлено значительное количество агрегатов работающих с пониженным КПД.

3. Предложена модернизированная методика и программное обеспечение, позволяющие в режиме реального времени контролировать энергетические и эксплуатационные параметры агрегата и выбирать рациональные режимы работы агрегатов.

4. Проведенные натурные испытания на ГПА компрессорных станций «Джангала», «Кульсары», «Индер» и «Макат» подтвердили корректность предложенной методики определения КПД и коэффициента технического состояния ГПА. Внедрение предлагаемой методики в производственную практику позволит осуществлять экологический и энергетический мониторинг работы ГТУ.

5. Работа выполнена с использованием современных измерительных приборов, обработка экспериментальных данных с использованием аппарата математической статистики.

6. Полученные результаты исследования используются в учебном процессе и в ТОО «ЭкоЭнергоГаз» при проведении теплотехнических испытаний ГТУ. Внедрение результатов исследования подтверждено актом.

Список использованной литературы

1. Зарицкий С.П. Развитие системы диагностического обслуживания газоперекачивающих агрегатов: Учебное пособие. – М.: Издательство РГУ им.И.М.Губкина, 2007. - 150 с.
2. Зарицкий С.П. Вопросы перехода на новую ресурсосберегающую отраслевую систему эксплуатации оборудования «по состоянию». М.: ИРЦ Газпром, 2003.
3. Губанюк И.И., Зарицкий С.П., Хороших А.В. «Создание единой системы диагностического обслуживания объектов ОАО "Газпром"- Газовая промышленность. Москва, 2005. №10.
4. Ангалев А.М., Антипов Б.Н., Зарицкий С.П., Лопатин А.С. «Диагностическое обслуживание магистральных трубопроводов». М.: Издательство ООО "МАКС Пресс", 2009 г.
5. Зарицкий С.П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов. Части 1-5. М.: Издательство РГУ им.И.М.Губкина, 2006 г.
6. Антонова Е. О., Иванов И. А., Степанов О. А., Чекардовский М.Н. Мониторинг силовых агрегатов на компрессорных станциях. - СПб.: Недра, 1998.-216 с.
7. Зарицкий С.П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с газотурбинными приводами. М.: Недра. 1987. -198 с.
8. Кеба И.В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей. М.: Транспорт. 1980. – 248 с.
9. Сафарбаков А.М., Лукьянов А.В., Пахомов С.В. Основы технической диагностики: учебное пособие. – Иркутск: ИрГУПС, 2006. – 216 с.
10. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. - М.: Изд-во стандартов, 1990. - 39 с.
11. Кудашев Э.Р. Разработка прогрессивных методов оценки технического состояния газоперекачивающих агрегатов. Дис. ... канд. техн. наук. - Тюмень, 2005. – 131 с.
12. Китаев С.В. Повышение энергетической эффективности работы газоперекачивающих агрегатов. Дис. ... канд. техн. наук. - Уфа, 2003. – 143 с.
13. Достяров А.М., Кибарин А.А, Наушиев Т.Е., Толумбаев А.З., Туманов М.Е., Усеров А. Г. Основные результаты исследования технического состояния газотурбинных установок ГПА-750-6 в условиях эксплуатации на магистральных газопроводах // Экология и нефтегазовый комплекс: материалы Междунар. науч.-практ. конф. Атырауский ин-т Нац. Инж. Академии РК. – Атырау, 2004. – С. 359-366.
14. Кибарин А.А. Анализ технического состояния парка газовых турбин ГТ-750-6 на компрессорных станциях МГ «Средняя Азия Центр» – Естественные и технические науки, Москва, 2010, №3. - С.397-402.

15. Модернизация систем управления электроприводными ГПА и КЦ ООО «Сургутгазпром» /Бурганов Ф.С., Балавин М.А., Кузнецов О.А., Швабский В.И. //Газовая промышленность, 2000. №5. - С.17-18.
16. Взаимосвязи ценовой политики на энергоносители, надежности их транспорта и энергосбережения. / Бурганов Ф.С., Шпилевой А.В., Делов Е.И. // Метод. вопросы исследования надежности больших систем энергетики. Сб. статей выпуск 54 «Проблемы обеспечения надежности систем энергетики и методы их решения» книга 1, г. Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2005. - С. 143-155.
17. Диллон Б., Сингх Ч. Инженерные методы обеспечения надёжности систем. - М.: Мир, 1984.-318 с.
18. Крылов Г.В., Чекардовский М.Н., Яковлев Е.И., Блошко Н.М. Техническая диагностика газотранспортных магистралей. - Киев.: Наукова думка, 1990.-301 с.
19. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем. - М.: Мир, 1980. - 604 с.
20. Надёжность и эффективность в технике. Справочник. Т. 2. - М.: Машиностроение, 1987. - 254 с.
21. Биргер И.А. Техническая диагностика. - М.: Машиностроение, 1978. - 240 с.
22. Чекардовский М. Н., Разбойников А. А., Беликов И. Н., Чекардовский С. М. Эффективность диагностического обслуживания и ремонта теплоэнергетических установок. Сборник трудов V научно-технического семинара «Энергетика: экология, надёжность, безопасность». - Томск: ТПУ, 1999.-с.34-41.
23. Кибарин А.А., Ходанова Т.В., Касимов А.С. Технические решения по повышению эффективности и снижению токсичности газотурбинных установок типа ГТК-10-4. - Промышленность Казахстана, Алматы, 2010.- №4(61). С. 57-59.
24. Микаэлян Э.А. Эксплуатация газотурбинных газоперерабатывающих аппаратов компрессорных станций, газопроводов. М.: Недра. 1994. -304 с.
25. Мозгалецкий А.В., Гаскаров Д.В. Техническая диагностика, - М.: Высш. школа, 1975. - 208 с.
26. Основы технической диагностики./Под ред.Пархоменко П.П./-М.: Энергия ,1976. - 463 с.
27. Яковлев Е.И., Барыбин В.Н. Техническая диагностика трубопроводных систем: Учебное пособие, - М.: МИНХиГП, 1986, - 72 с.
28. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки для транспорта газа и бурения скважин. - М.: Недра, 1982. - 184 с.
29. Терентьев А.Н., Седых З.С., Дубинский В.Г. Надёжность газоперекачивающих агрегатов. -М.: Недра, 1978. - 166 с.
30. Инструкция по контролю и учету технического состояния элементов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. - М.:ВНИИГаз, 1977. - 48 с.
31. Барзилович Е.Ю., Мезенцев В.Г., Савенков М.В. Надежность авиационных систем. - М.: Транспорт, 1982. - 181 с.

32. Кунина П.С., Павленко П.П.. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с центробежными нагнетателями. Ростов-на-Дону, изд-во РГУ, 2001. - 362 с.
33. Зарицкий С.П. Построение системы многофакторного диагностирования состояния нагнетателей природного газа. - Реф. сб. ВНИИЭГазпрома, сер. Транспорт и хранение газа, 1982, вып.12, с.19-22.
34. Белоконь Н.И., Поршаков Б.П. Газотурбинные установки на компрессорных станциях магистральных газопроводов. - М.: Недра. 1969. - 109 с.
35. Б.П.Поршаков. Газотурбинные установки М: Недра 1992, 238 с.
36. Поршаков Б.П., Матвеев А.В., Лопатин А.С, Рябченко А.С. Метод определения состояния и технологических показателей ГПА с применением параметрической диагностики. - Труды МИНХ и ГП, вып. 166, М.:1982, с .155-164.
37. Эксплуатация магистральных газопроводов: Учебное пособие. 2-ое изд., переработ. и доп./Под общей редакцией Ю.Д. Земенкова. – Тюмень: Издательство «Вектор Бук», 2003. – 528 с.
38. Козаченко А.Н.. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. - М: Нефть и газ. 1999, - 463 с.
39. Чекардовский С.М.. Разработка термодинамических методов контроля и диагностики оборудования системы газоснабжения. Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. 2001.
40. Хенли Д., Кумамото Х. Надёжность технических систем и оценка риска.М.: Мир, 1987.-528с.
41. Голуб Е.С. Диагностирование судовых технических средств. М.: Машиностроение. 1993. -354 с.
42. Кучеренко О.С. Диагностирование технического состояния судового ГТД. по термогазодинамическим параметрам. - Труды ЦНИИМФ, вып. 236, Л.: 1678, с. 3-12.
43. Альбом характеристик центробежных нагнетателей природного газа. - М.: Оргэнергогаз, ВНИИГаз, 1977. - 98 с.
44. СТ ГУ 153-39-019-2005. Газотурбинные установки. Методические указания по расчету теплотехнических и газодинамических параметров ГТУ.
45. Организационные вопросы по диагностике. // Чекардовский СМ., Бурганов Ф.С// Сб. науч. тр. Мегапаскаль. - Тюмень: Феникс, 2006г., №2.- С. 20-21
46. Ольховский Г.Г. Тепловые испытания стационарных газотурбинных установок. М.: Энергия, 1971. – 408 с.
47. Основные результаты испытаний опытно-промышленного образца газотурбинной установки ГТ-750-6 НЗЛ. Л.А.Кузнецов, Р.И.Богорадовский, А.А.Кринский, А.Л.Кузнецов. И.И.Мальцуров Энергомашиностроение, 1965, №5.
48. М. Гречухин, М. И. Трифсик, В. Г. Тырышкин Результаты испытаний ГТ-750-6 НЗЛ для магистральных газопроводов. – Энергомашиностроение,

49. СТ ГУ153-39-020-2005 Газотурбинные установки. Методика проведения замеров теплотехнических и газодинамических параметров газотурбинных установок.

50. Кибарин А.А., Ходанова Т.В. Повышение экологической безопасности газоперекачивающих компрессорных станций за счет модернизации ГПА. - Современные наукоемкие технологии. Москва, 2009. №11. - С.35-37.

51. Кибарин А.А., Ходанова Т.В. Технические и экологические характеристики камер сгорания газотурбинных установок ГТК--750-6. -10-4 после модернизации, Международная конференция «II Весенние научные чтения», Донецк, 2014.- часть 2. С. 28-32.

52. Вертепов А.Г. Метод оценки выходных показателей ГТУ в эксплуатационных условиях. - Газовая промышленность, 2001, №3, с.31-33.

53. Вертепов А.Г., Кибарин А.А., Ходанова Т.В., Спиридонский Е.Д. и др. Методика определения мощности и технического состояния ГТК–10-4. Материалы 5-ой Международной научно-технической конференции «Энергетика, телекоммуникации и высшее образование в современных условиях» – Алматы, 2006. – с. 27-30.

54. Кибарин А.А., Ходанова Т.В. Потенциал повышения энергоэффективности газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов/ Энергетика в глобальном мире: сб. тезисов докладов первого международного научно-технического конгресса. – Красноярск: ООО «Версо», 2010. – С.379-380.

55. Кибарин А.А., Ходанова Т.В., Касимов А.С. К выбору оптимальных режимов работы газоперекачивающих агрегатов// Энергетика и топливные ресурсы Казахстана. Специализированный научно-практический отраслевой журнал №2. Алматы, 2010. С. 57-60.

56. Ходанова Т.В. Анализ исследований по выбросам токсичных компонентов на агрегатах ГТ-750-6 магистральных газопроводов. – Вестник АИЭС, 2009 г. №3, с.59-64

57. Кибарин А.А., Ходанова Т.В., Касимов А.С. Анализ технического состояния агрегатов ГТК-10 на компрессорных станциях магистрального газопровода//Алматы, Вестник КазАТК, 2010.- №4. С. 58-63.

58. Кибарин А.А. Потенциал повышения энергоэффективности и снижения выбросов парниковых газов при работе газоперекачивающих агрегатов. – Вестник АИЭС, 2009 г. №4. – С.64-70.

59. Орберг А.Н., Виноградов В.В., Третьяков С.И. О модернизации газоперекачивающих агрегатов ГТК-10-4. Газовая промышленность.- 1998.- №4. С.56-59

60. Кибарин А.А. Анализ эксплуатационных и экологических характеристик газотурбинных установок ГТК-10 на КС «Кульсары». Экология

и безопасность жизнедеятельности: Сборник статей IX Международной научно-практической конференции / МНИЦ ПГСХА. – Пенза: РИО ПГСХА, 2009. – С.110-112

61. СТО Газпром 2-3.5-039-2005 «Каталог удельных выбросов вредных веществ газотурбинных газоперекачивающих агрегатов»

62. Кибарин А.А., Ходанова Т.В., Касимов А.С. К вопросу влияния технического состояния ГПА на загрязнение воздушного бассейна в районе компрессорных станций магистральных газопроводов. – Вестник АИЭС, 2009 г. №2. - С. 72-76.

63. Вертепов А.Г. Экспресс-метод оценки загрузки и технического состояния ГТУ. В сб. Совершенствование машин и агрегатов газовой промышленности. - М.: ВНИИГАЗ, 1994, - с.44-52.

64. Черкез А.Я.. Инженерные расчёты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. М., «Машиностроение», 1975,- 380 с.

65. Кибарин А.А., Ходанова Т.В., Касимов А.С., Мартынов И.В. Методика определения мощности и технического состояния ГПА-10-01. - Вестник КазНТУ, №4 (80), 2010, С.114-121

66. М.М. Волков, А.Л.Михеев, К.А.Конев Справочник работника газовой промышленности. 2-ое изд., переработ. и доп. – М.: Недра, 1989. – 286 с.

67. Кибарин А.А., Наушиев Т.Е. Анализ выбросов компонентов ГПА типа ГТК-10-4 на компрессорной станции «Макат» УМГ «Атырау» Вестник КазАТК им. М. Тынышпаева, Алматы, 2006.- №6. С. 219-223.