

СБОРНИК ТРУДОВ

двадцать первого ежегодного
международного
промышленного симпозиума

**«Компрессоры и компрессорное
оборудование» им. К.П.Селезнева**

29-31 мая 2019 г.

Организатор

КАФЕДРА «КОМПРЕССОРНАЯ, ВАКУУМНАЯ И ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА»
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
ПЕТРА ВЕЛИКОГО

Опубликовано:

Май 2019 г.

КАФЕДРОЙ «КОМПРЕССОРНАЯ, ВАКУУМНАЯ И ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА»
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
ПЕТРА ВЕЛИКОГО

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ СПОНСОР СИМПОЗИУМА ООО

«НПФ «ЭНТЕХМАШ» (Россия)

ИНФОРМАЦИОННЫЕ СПОНСОРЫ СИМПОЗИУМА

ПОРТАЛ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И КОМПАНИЙ

«ХОЛОДИЛЬНАЯ ИНДУСТРИЯ» (Россия)

ЖУРНАЛ «ХИМАГРЕГАТЫ» (Россия)

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ

ПАО «ГАЗПРОМ»

СОВЕТА ГЛАВНЫХ МЕХАНИКОВ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ И
НЕФТЕХИМИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ РОССИИ И СТРАН СНГ

АДМИНИСТРАЦИИ ФГАОУ ВО СПБПУ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

ДИРЕКЦИИ ИНСТИТУТА ЭНЕРГЕТИКИ И ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

По решению Государственного Комитета Российской Федерации
по высшему образованию

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

Баранов Илья Геннадьевич – Начальник Департамента газовых проектов и эксплуатации ПАО «Газпром нефть»;

Бессонов Олег Геннадьевич – Генеральный директор АО «РУМО»;

Биктимиров Артур Амирович – начальник отдела подготовки и компримирования газа Управления подготовки и компримирования газа ООО «РН-Ванкор»;

Бурдюгов Сергей Иванович – Заместитель Генерального конструктора, Главный конструктор по ТЭК, ПАО НПО «Искра», д.т.н.;

Васин Олег Евгеньевич – Начальник Управления по транспорту УС, ДКС и СОГ Департамента добычи и переработки газа и конденсата ПАО «НОВАТЭК»;

Дубинин Алексей Вячеславович – начальник отдела развития нефтегазового оборудования Минпромторга России;

Забелин Николай Алексеевич – заведующий кафедрой «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»;

Кабанов Борис Сергеевич – председатель Совета главных механиков нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий России и стран СНГ;

Ковацевич Ахмед (Professor Ahmed Kovacevic) – Howden Chair in Engineering Design and Compressor Technology Department of Mechanical Engineering and Aeronautics University of London;

Кожевников Руслан Геннадьевич – начальник отдела технического развития и реализации газовых проектов ООО «ЛУКОЙЛ -Западная Сибирь»;

Кожухов Юрий Владимирович – заведующий кафедрой «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника», и.о. директора Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого – председатель оргкомитета.

Кузнецов Леонид Григорьевич – председатель Совета директоров – Генеральный конструктор АО «Компрессор»;

Нигматулин Тагир Робертович – президент АО «РЭП Холдинг»;

Петропавлов Владислав Евгеньевич – начальник отдела Департамента 307 ПАО «Газпром»;

Рудской Андрей Иванович – ректор ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», академик РАН, член Президиума Совета при Президенте РФ по модернизации экономики и инновационному развитию России;

Сальников Сергей Юрьевич – директор Центра газотранспортных систем и технологий ООО «Газпром ВНИИГАЗ»;

Сайченко Сергей Иванович – начальник Управления эксплуатации компрессорных станций ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»;

Седов Виктор Викторович – Почетный член оргкомитета – до 29.03.2019 начальник отдела Департамента 308 ПАО «Газпром»;

Семаков Андрей Владимирович – Генеральный директор ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»;

Сергеев Виталий Владимирович – проректор по научной работе ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», чл.-корр. РАН;

Середёнок Виктор Аркадьевич – начальник Управления Департамента 308 ПАО «Газпром»;

Смирнов Андрей Витальевич – Генеральный директор ООО «Гроссманн газовые системы»;

Фокин Георгий Анатольевич – Генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»;

Хахалкин Вячеслав Сергеевич – Член Правления – Главный инженер, заместитель Генерального директора ООО «Газпром газомоторное топливо»;

Ходаковский Виталий Александрович – начальник Управления Департамента 335 ПАО «Газпром»;

Шайхутдинов Александр Зайнетдинович – Заместитель Генерального директора по науке ООО «Газпром ВНИИГАЗ»;

Южвик Кшиштов – директор института турбомашин Лодзинского технологического университета

ПРОГРАММНЫЙ КОМИТЕТ

Васильев Юрий Сергеевич – Председатель программного комитета, академик РАН, д.т.н. профессор, научный руководитель ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»;

Рудской Андрей Иванович – академик РАН, д.т.н. профессор, ректор ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», академик РАН, член Президиума Совета при Президенте РФ по модернизации экономики и инновационному развитию России, член оргкомитета Симпозиума;

Сергеев Виталий Владимирович – член-корреспондент РАН, д.т.н., профессор, проректор по научной работе ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», член оргкомитета Симпозиума;

Соколовский Михаил Иванович – член-корреспондент РАН, д.т.н., профессор, генеральный конструктор - первый заместитель генерального директора ПАО НПО «Искра», лауреат Ленинской премии, Почетный работник газовой промышленности;

Фёдоров Михаил Петрович – академик РАН, д.т.н. профессор, президент ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»;

Фокин Георгий Анатольевич – д.т.н., генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург», член оргкомитета Симпозиума;

Южвик Кшиштов – доктор наук, профессор, директор института турбомашин Лодзинского технологического университета (Республика Польша), член оргкомитета Симпозиума;

Кожухов Юрий Владимирович – к.т.н., заведующий кафедрой «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» и.о. директора Института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, председатель оргкомитета Симпозиума.

СОДЕРЖАНИЕ

Создание «цифрового двойника» объектов газовой инфраструктуры Ванкорского месторождения <i>Биктимиров А.А. (ООО «РН-Ванкор»), Аксенов А.А. (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого), Кожухов Ю.В. (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого)</i>	8
Разработка проточной части и испытания воздушного центробежного нагнетателя с полукрытыми осерадиальными рабочими колесами <i>Любимов А.Н., Чеглаков И.В., Неверов В.В. (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»)</i>	17
Опыт разработки и внедрения многовальных газокompрессорных агрегатов на ДКС ПАО «НОВАТЭК» <i>к.т.н. Васин О.Е., Фурманов С.Б. (ПАО «НОВАТЭК»)</i>	27
Разработка и анализ цифрового двойника пневмосистемы депо «Выборгское» Петербургского метрополитена <i>Козин Е.Г. (ГУП «Петербургский Метрополитен»), Кожухов Ю.В., Данилишин А.М., Карташов С.В. (ФГАОУ ВО «СПБПУ»)</i>	36
Комплексный анализ энергоэффективности турбокомпрессорных агрегатов с газотурбинным приводом <i>Смирнов А.В. (ООО «Гроссманн – Газовые системы»), Парафейник В.П., Тertyшный И.Н. (Сумское НПО Фрунзе)</i>	46
Анализ динамической напряжённости лопаток осевого компрессора К-2100 <i>Алевский Д.С., Андреев Ф.М., Голубев А.Ю., Гуральник М.Г., к.т.н. Иванов С.А., д.т.н., Колотников М.Е., Ленцман М.М. (АО «РЭПХ»), Герасимов В.В., к.т.н. Макаров П.В., Чеботарь И.В. (ПК «Салют» АО «ОДК»), Данилкин С.Ю., Редькин Д.А. (ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»)</i>	61
Особенности проектирования и работы центробежного компрессора CO₂ высокого давления <i>Любимов А.Н., Неверов В.В., Чеглаков И.В. (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»)</i>	78
Модернизация центробежного компрессора на этиленовом производстве <i>Овинг Г., Фомин Е. (ООО «Хауден»)</i>	86
Компрессорная техника серии «Урал» <i>Соколовский М.И., Ерышкин Ю.П., Касьянов С.В., Селянская Е.Л. (ОАО НПО «Искра»)</i>	93
Повышение эффективности производства, ремонта и эксплуатации машинного оборудования в нефтегазхимии на основе разработки и применения инновационных импортозамещающих лазерных технологий и многофункциональных покрытий <i>Профессор Волгоградского Государственного технического университета Тескер Е.И. (ООО «Агроماش»)</i>	101

Анализ пусковых и нерасчетных режимов работы поршневого компрессора на агрегатной кольцевой линии <i>Ваняшов А.Д. , Крупников А.В. , Гуськов В.Н. (ОАО «Сибнефтетранспроект»)</i>	106
Анализ вибрации поршневых компрессорных установок <i>Шабанов А.Н. (ООО «Инженерный центр «Энергосервис»)</i>	119
Проектирование двухпоточного воздушного нагнетателя <i>Любимов А.Н. , Райков А.А. (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»)</i>	127
Модернизация центробежных компрессоров жирного нефтяного газа в АО “Славнефть-ЯНОС” <i>Чернявский Л.К., Королёв П.В., Кузьмин В.Е., Примак А.Н. (АО “НПФ” Невинтермаш”)</i>	132
Диагностика камеры сгорания ГПА по результатам непрерывного мониторинга температуры за турбиной <i>Тимофеев В.В., Третьяков Д.В. (ООО «ТД «Технекон»)</i>	139
Расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния силового блока газоперекачивающего агрегата <i>Щербаков О.Н. (ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина), Смирнов А.В. (ООО «Гроссманн – Газовые системы»), Паненко В.Г. (ПАО «Сумское НПО»), Ушаков С.М. (ПАО «Сумское НПО»), Ткаченко Д.А. (ПАО «Сумское НПО»)</i>	149
Новый подход к автоматизации компрессорного оборудования <i>Черников А.В. , Созыкин А.Г. (АО «НПФ «Система-Сервис»)</i>	159
Авторский индекс	164

СОЗДАНИЕ «ЦИФРОВОГО ДВОЙНИКА» ОБЪЕКТОВ ГАЗОВОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ ВАНКОРСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ

А.А. Биктимиров¹, А.А. Аксенов², Ю.В. Кожухов²

¹ *ООО «РН-Ванкор»*

² *Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого*

Аннотация

Рост технико-экономических показателей газовой промышленности достигается за счет совершенствования существующих и разработки новых принципиальных технологических схем подготовки и транспортировки газа. Актуальность работы по подбору эффективных режимов работы динамического оборудования, выдаче рекомендаций по существующим технологическим схемам подготовки газа, обусловлена достижением экономического эффекта и обеспечением надежной и бесперебойной подачи газа требуемого качества потребителям по направлению деятельности.

Проведение работ вызвано необходимостью обеспечения подбора эффективных режимов работы газосжатых агрегатов и турбодетандерных агрегатов с учетом режимов работы инженерных сетей установок при текущих и перспективных изменениях количества и состава газа, поступающего на объекты подготовки и компримирования газа в связи с планируемым запуском новых месторождений Ванкорского кластера.

Для определения наиболее эффективных режимов работы объектов компримирования и низкотемпературной сепарации ООО «РН-Ванкор» разработана программа симулятор газовой инфраструктуры.

1. Введение

Для определения наиболее эффективных режимов работы объектов компримирования и низкотемпературной сепарации ООО «РН-Ванкор» разработана программа симулятор газовой инфраструктуры. Программный продукт разработан на основании принципиальной схемы (рисунок 1) и предназначен для моделирования стационарных режимов работы объекта по компримированию, осушке и низкотемпературной сепарации попутного нефтяного и природного газов. В программе производится учёт изменений внешних и внутренних условий работы, включая разные режимы работы оборудования, состав газа. Программа позволяет производить моделирование работы объекта для проектных, текущих и перспективных режимов в различные сезоны года. Программный продукт включает в себя в цифровом виде комплекс математических моделей элементов системы (компрессоры, турбодетандерные агрегаты, теплообменные аппараты, сепараторы, запорно-регулирующая арматура,

осушители, трубопроводы), объединенные в единый цифровой объект — цифровой двойник.

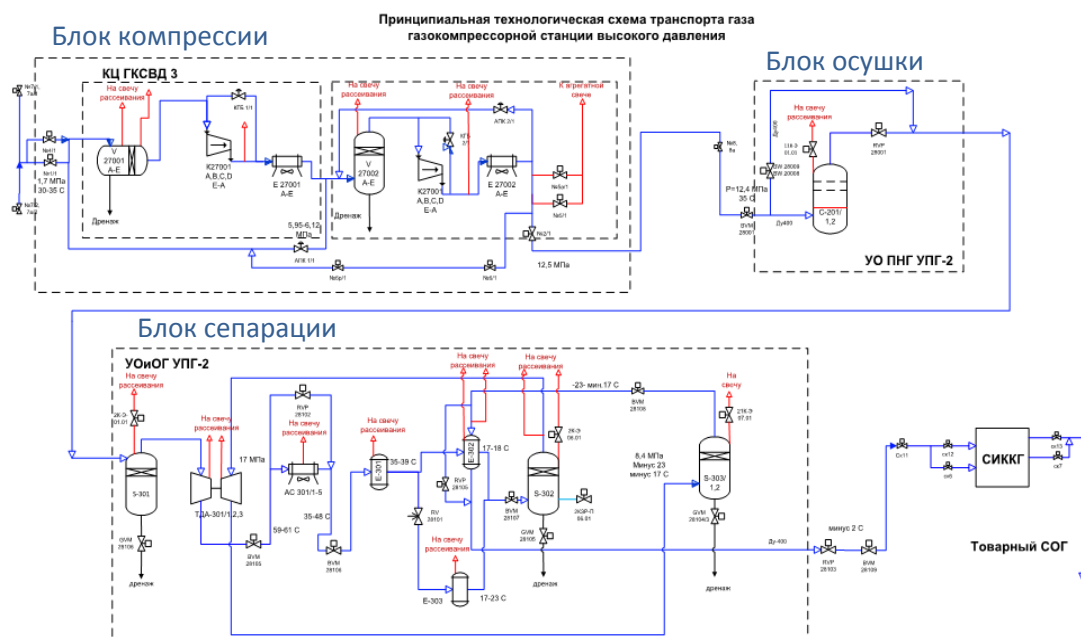


Рисунок 1. Принципиальная технологическая схема транспорта газа

Основной массив элементов программы – это трубопроводные обвязки, работа этих элементов программного продукта основана на математической модели потерь в трубопроводах. На разветвленных и закольцованных участках сети применена математическая модель распределения расходов на разветвленных и кольцевых участках сети. За работу динамического и объемного оборудования отвечают отдельные программные модули, основанные на разработанных функциях характеристик динамического и объемного оборудования. Характеристики компрессорного оборудования были получены в ходе натурных экспериментов на объекте исследования и с помощью математического моделирования (CFD – моделирования) в программном комплексе Ansys-CFX. Моделирование работы сепарационного и теплообменного оборудования представлено математическими моделями вспомогательного оборудования. В программе, помимо основных модулей, присутствуют дополнительные модули, отвечающие за открытие и закрытие различной запорной и регулирующей арматуры. Эти модули позволяют регулировать режимы работы станции и определить наиболее эффективные проценты открытия клапанов и режимы оборудования.

2. Интерфейсы ввода и вывода

Принципиальная схема объектов симуляции преобразована в формат SVG и каждый элемент такой схемы полностью интерактивен и имеет собственные

свойства. Одни элементы системы предназначены только для визуального вывода данных – это участки трубопроводов или вспомогательное оборудование, которое не имеют опциональных функций регулирования. Другие элементы системы предназначены как для вывода так и для ввода данных – это основное (компрессорное), вспомогательное оборудование и регулирующая арматура. Пример интерфейса представлен на рисунке 2.

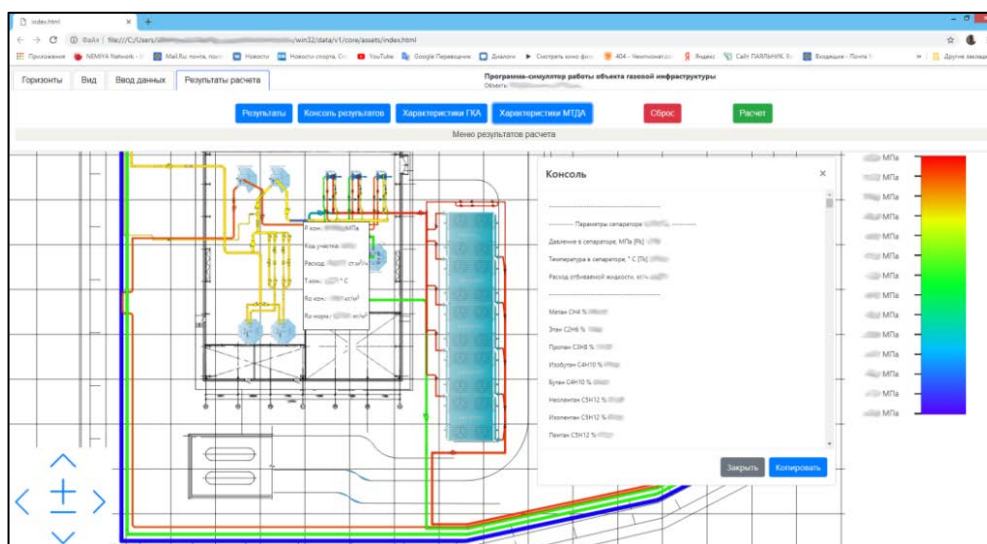


Рисунок 2. Интерфейс программы симмулятора

2.1. Вывод данных

Объем выводимых данных представлен по нескольким категориям:

- термо-газодинамические параметры среды;
- конструкционные параметры сети и элементов сети;
- расчетные параметры энергопотребления;
- расчетные параметры эффективности и надежной работы оборудования.

На реальном объекте нет возможности проводить анализ термо-газодинамических параметров среды на протяженности всей газопроводной сети объекта. Только на контрольных точках (вход и выход) основного и вспомогательного оборудования, а так же на выходе с обособленных участков станции для проведения контроля работы станции возможно проводить измерения газодинамических параметров и анализ среды. Таким образом, цифровой двойник должен производить отдельный вывод данных во всех реперных точках системы (участки измерений натурального объекта исследования). Такой подход упрощает возможность валидации цифрового двойника на объекте исследования.

2.2. Ввод данных

Объем вводимых данных представлен по нескольким категориям:

- параметры окружающей среды;
- параметры одного или нескольких входов рабочей среды;
- параметры механического регулирования объектов моделируемой сети;
- конструкционные параметры сети и элементов сети (для оптимизации проектных решений)
- параметры выходной сети.

Первые четыре категории ввода данных реализованы в программе симуляторе газовой инфраструктуры в виде прямой задачи моделирования (от входных параметров для получения параметров выхода). Пятая категория регулирования с вводом параметров выходной сети является наиболее сложной и максимально приближенным цифровым двойником реального объекта газовой инфраструктуры (обратная задача).

2.3. Дополнительные возможности интерфейса

Реализованные возможности:

- вывод основных термодинамических параметров в цветовой палитре в заданном промежутке значений (наглядная визуализация термодинамических параметров);
- вывод графического вида характеристики оборудования (эффективность работы оборудования);
- ввод входных параметров регулирования системы из файла;
- сохранение измененных параметров регулирования системы в файле с возможностью дальнейшей загрузки.

Возможности, реализуемые в целях цифровизации:

- сохранение всех результатов моделирования в базу данных;
- анализ и оптимизация полученных результатов в базе данных по оптимизационным факторам (экономическая эффективность, ресурс и т.д.);
- внедрение оптимальных результатов в процесс моделирования при включении оптимизационных факторов.

3. Математические модели

Ключевые математические модели основаны на определении потерь давления и температуры на участках моделируемой сети (первая и вторая модели) и модель определения термодинамических параметров рабочей среды (третья модель). Четвертая модель работы сети (модель расходной составляющей) служат для определения параметров параллельного распределения нескольких потоков

рабочей среды. А именно разветвление, слияние и регулирования расходной составляющей потока на участках параллельной и последовательной работы рабочей среды. Остальные модели предназначены для индивидуальной работы сложных элементов сети и базируются на множестве физических и математических законах.

3.1. Модель газопроводных обвязок

Потери давления определяются по уравнению Дарси – Вейсбаха – эмпирическая формула, определяющая потери напора или потери давления при развитом турбулентном течении несжимаемой жидкости на участках с гидравлическим сопротивлением (предложена Юлиусом Вейсбахом в 1855 году).

Формула Вейсбаха, определяющая потери давления на участках с гидравлическим сопротивлением, имеет вид:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления,

ρ — плотность,

v — средняя скорость течения жидкости.

Потери температуры от окружающей среды определяются по формуле Шухова-Лейбензона:

$$\Delta T = (T_H - T_0) \cdot e^{-\text{Шу}} + k_\lambda \cdot d \cdot (1 - e^{-\text{Шу}}), \quad (2)$$

где T_H — температура газа на входе,

T_0 — температура окружающей среды,

k_λ — коэффициент теплопередачи от газа в окружающую среду,

Шу — параметр Шухова,

d — внутренний диаметр трубопровода.

3.2. Модель учета реальности и компонентного состава газа

Расчеты термодинамических свойств рабочей среды основанного на уравнениях термодинамического расчета БВР (уравнение состояния Бенедикта, Вебба, Рубина) и его модификаций. Модификации основаны на подходе использования уравнения состояния:

- определение процесса и его свойств от входных и выходных параметров;
- определение выходных параметров по изоэнтальпийному процессу;
- определение выходных параметров по политропному процессу.

3.3. Модель расходной составляющей

Работа математических моделей распределения расходной составляющей (расхода) по разветвленным участкам сети представлена в виде многоступенчатого, многоитерационного расчета с использованием программной модификации метода градиентного спуска. Условием остановки расчета является равенство потери давлений по всем отдельным параллельным направлениям, а

величиной первого приближения является расходная составляющая по каждому направлению и неизменность суммы расхода по всем направлениям.

Основные модели расходной составляющей:

- параллельное распределение с регулируемым сопротивлением (клапан)
- параллельное распределение с регулируемым сопротивлением (байпас) и повышением давления (компрессор)
- входной кольцевой коллектор с регулируемым сопротивлением (клапан)
- выходной кольцевой коллектор с регулируемым сопротивлением (клапан)
- схема подключения через кольцевые коллекторы 3-х участков с повышением давления (компрессор)

Полученные модели регулирования требуют правильного соотношения регулирующего влияния и коэффициента сопротивления (ζ). Все элементы регулирования имеют запрограммированную функцию $\zeta = f(x_1; x_2; \dots; x_n)$, где x – величина регулирования и таких величин у одного элемента регулирования может быть одна или более. В случае дальнейшей реализации возможности интерфейса в целях цифровизации величины регулирования для запрограммированной станции будут выбираться из критериев или критерия оптимизации. Эту величину как аналоговый сигнал возможно направлять с виртуального симулятора на существующий объект.

3.4. Модель оборудования динамического действия

Изначально были построены математические модели динамического оборудования (компрессоры и турбодетандеры) с целью расчета и анализа режимов работы установки при различных начальных условиях. Для турбодетандера математическая модель состоит из двух взаимосвязанных блоков – модель турбины и модель компрессора, а также связующего расчетного блока. Для компрессора модель представлена в виде двух последовательно расположенных блоков первой и второй секции компрессора.

Для построения математических моделей использовалась совокупность различных данных по действующему динамическому оборудованию, в том числе:

- 1) Проектные данные установки, взятые из технической документации.
- 2) Экспериментальные данные, полученные при испытании установок.
- 3) Эксплуатационные данные, снятые с агрегата при его эксплуатации.

4) Построение и расчет математических моделей работы динамического оборудования на различных режимах и составах газа с помощью программного пакета Ansys.

Последние данные по результатам численных методов (пример результатов численного моделирования компрессора турбодетандерного агрегата представлен на рисунке 3) были приняты за основу в построении функций характеристик работы динамического оборудования (компрессоры и турбодетандеры).

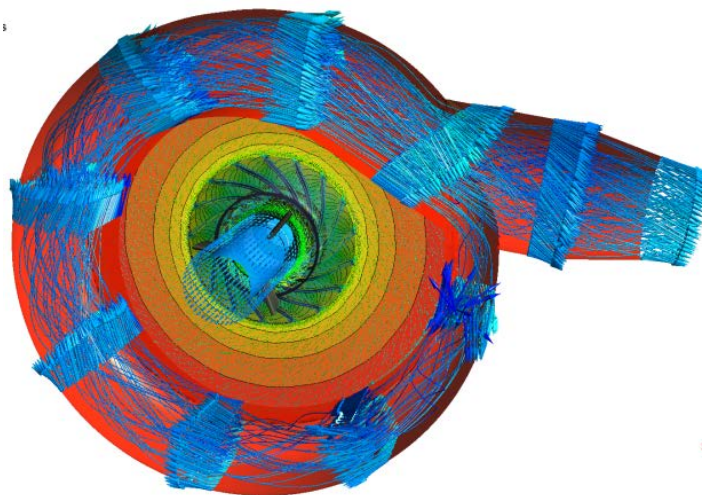


Рисунок 3. Распределение линий тока на средней поверхности с цветовой инициализацией скорости и распределения статического давления на стенках компрессора МТДА

Для построения математической модели применялись такие математические методы, как:

- аппроксимация кривой по методу наименьших квадратов;
- математическое уравнение с параметрами или полином с параметром;
- суперпозиция функций.

Искомыми параметрами являются степень повышения давления Π и политропный коэффициент полезного действия $\eta_{\text{пол}}$.

В результате после внедрения блоков динамического оборудования в цифровой двойник и отладки совместной работы этих блоков, был разработан индивидуальный интерфейс вывода данных в рабочей точке компрессора или турбодетандера, а так же вывод характеристики работы оборудования на текущем режиме его искомых параметров (Π и $\eta_{\text{пол}}$) от массового расхода \bar{m} . Пример вывода характеристики в программном продукте представлен на рисунка 4.

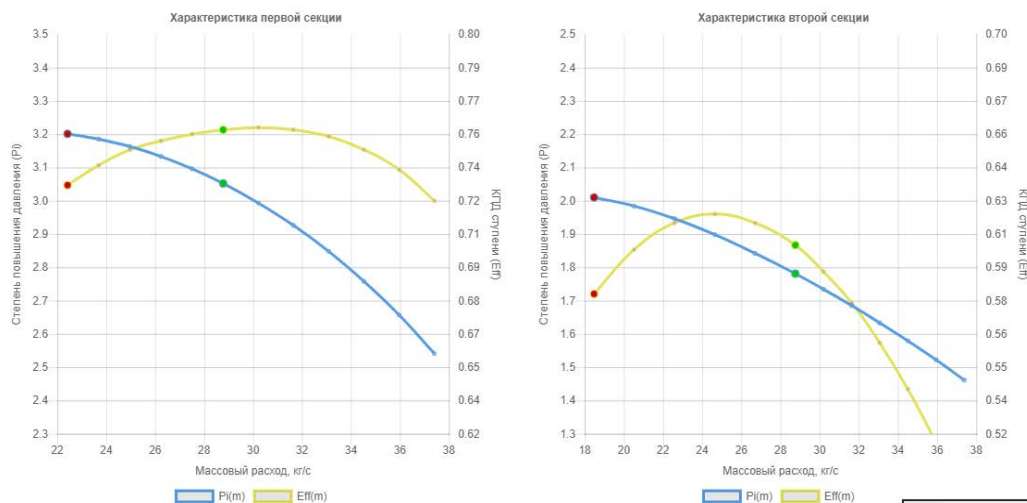


Рисунок 4. Интерфейс вывода характеристик параметров Π и $\eta_{\text{пол}}$ от массового расхода \bar{m}

4. Принцип работы и результаты

Рабочее окно представлено в виде двумерной схемы объекта газовой инфраструктуры с детальной обрисовкой всех элементов. В нижнем левом углу расположен механизм навигации, как дополнительная возможность перемещаться по объекту, а так же с помощью вкладки «Вид» выполняется навигация по схеме, изменяется масштаб схемы объекта и дополнительные настройки вида интерфейса (рис.1).

Работа начинается с вкладки «Ввод данных», производятся основные операции по внесению исходных данных для расчета в программе симуляторе. Некоторые настройки могут вноситься непосредственно в меню элементов на схеме объекта. После внесения всех данных можно приступить к расчету нажав на кнопку «Расчет».

После проведения расчета схема приобретает градиент по параметрам шкалы цветовой дифференциации давления или температуры. Появляется консоль полученных данных, в которой демонстрируются все основные параметры на основных элементах схемы, по каждому участку можно посмотреть основные его характеристики непосредственно на схеме.

Результатом расчета в программе-симуляторе является статический режим работы станции при любых заданных рабочих параметрах. Эти параметры могут быть как существующие, проектные, так и перспективные, когда технологический режим может быть изменен по предвиденным или непредвиденным внешним условиям.

В разработанном программном продукте произведена серия расчетов по симуляции работы объекта для проектных, текущих и перспективных (до 2037 г.) режимов работы. Компрессорное оборудование на объекте ГКС ВД 3-я оч. для проектного состава газа и проектных термодинамических параметров газа на

входе обеспечивает требуемые выходные термогазодинамические параметры на выходе с объекта.

5. Выводы

Основной целью программного продукта является заблаговременный анализ работы объектов ГКС ВД 3-я оч. и УПГ 2-я оч., который позволяет ориентироваться в режимах работы станции на текущий период работы при известных термогазодинамических параметрах газа и на перспективные режимы работы с новыми параметрами входного давления, температуры и компонентным составом газа. В программный продукт внесены дополнения, учитывающие перспективные изменения, которые планируются в будущих проектах. В частности, добавлены перспективный узел подключения третьего потока газа с месторождений Сузун, Тагул и Лодочное, который позволяет оценить работу смешения газов в кольцевом коллекторе с текущим потоком. В программный продукт внедрена перспективная характеристика новой проточной части с более высокой напорной характеристикой, оценку ее внедрения в текущую схему работы возможно проанализировать в программном продукте.

Программа наглядно демонстрирует эффективность от включения или отключения обходных магистралей и имеет возможность проанализировать работу станции при перенаправлении потока природного газа на ГКС ВД 3-я оч.

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ИСПЫТАНИЯ ВОЗДУШНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ С ПОЛУОТКРЫТЫМИ ОСЕРАДИАЛЬНЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ

А.Н. Любимов, В.В. Неверов, И.В. Чеглаков
ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»

В статье приведены пример модернизации проточной части центробежного компрессора, разработки полуоткрытых осерадиальных рабочих колес для стационарного компрессора, обратно-направляющего аппарата с минимальной неравномерностью потока на выходе, а также комбинированного диффузора, сочетающего в себе безлопаточный участок и малолопаточную решетку на выходе. Полученные решения были реализованы при модернизации.

НПФ «ЭНТЕХМАШ» успешно провела модернизацию двух воздушных нагнетателей в установке каталитического крекинга. Предпосылками к модернизации было: низкая надежность исходной конструкции рабочих колёс и диафрагм, недостаточное конечное давление на номинальном режиме работы, низкий политропный КПД. Заказчиком была поставлена задача замены ротора и статорных элементов нагнетателя с сохранением штатного корпуса, подшипников и системы регулирования.

Штатный нагнетатель

Перед выполнением работ по модернизации было проведено обследование по результатам которого была построена модель проточной части (ПЧ) существующего нагнетателя и смоделирован номинальный режим работы с помощью программного комплекса вычислительной газодинамики Numesa [3]. По результатам расчета в рабочих колесах (РК), лопаточных диффузорах (ЛД) и обратно-направляющих аппаратах (ОНА) течение имеет отрывной характер (рисунки 1 и 2), усугубляемый высокими местными числами Маха. Неравномерность угла потока после лопаток ОНА уменьшает диапазон работы следующих после них РК и всего нагнетателя в целом из-за чего штатный нагнетатель не мог развить давление выше номинального и входил в помпаж.

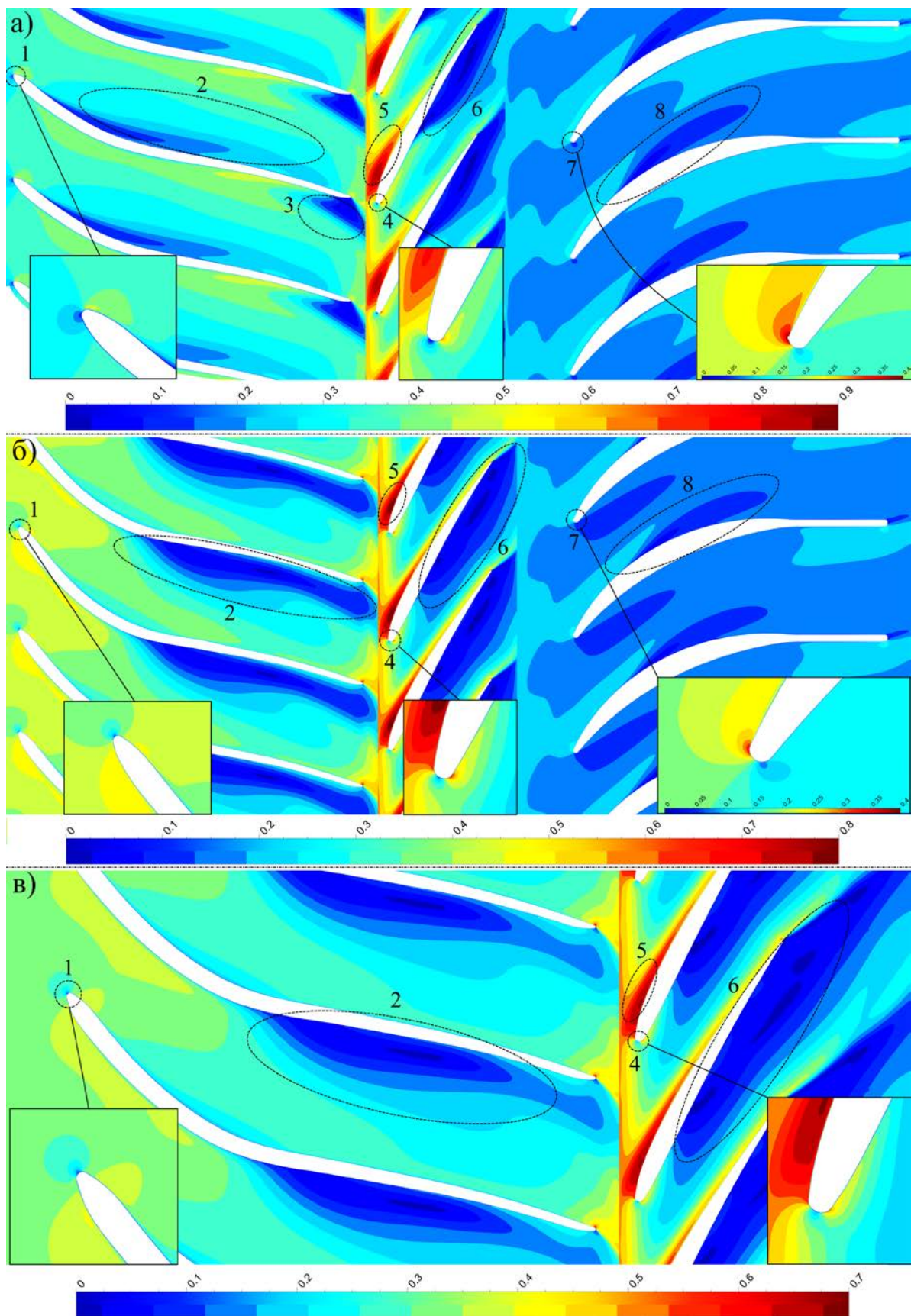


Рисунок 1. Распределение числа Маха (относительная скорость w в РК и абсолютная скорость c в статорных элементах) в конформном отображении межлопаточных каналов на плоскость: а) 1-я; б) 2-я; в) 3-я ступень

Проведенный прочностной расчет показал, что напряжения вблизи мест соединения лопаток и дисков в РК очень близки к пределу текучести используемого материала (рисунок 3). Заказчик наблюдал смятие РК именно в этом месте: покрывающий диск проворачивался в сторону вращения, лопатки при этом изгибались и необратимо деформировались.

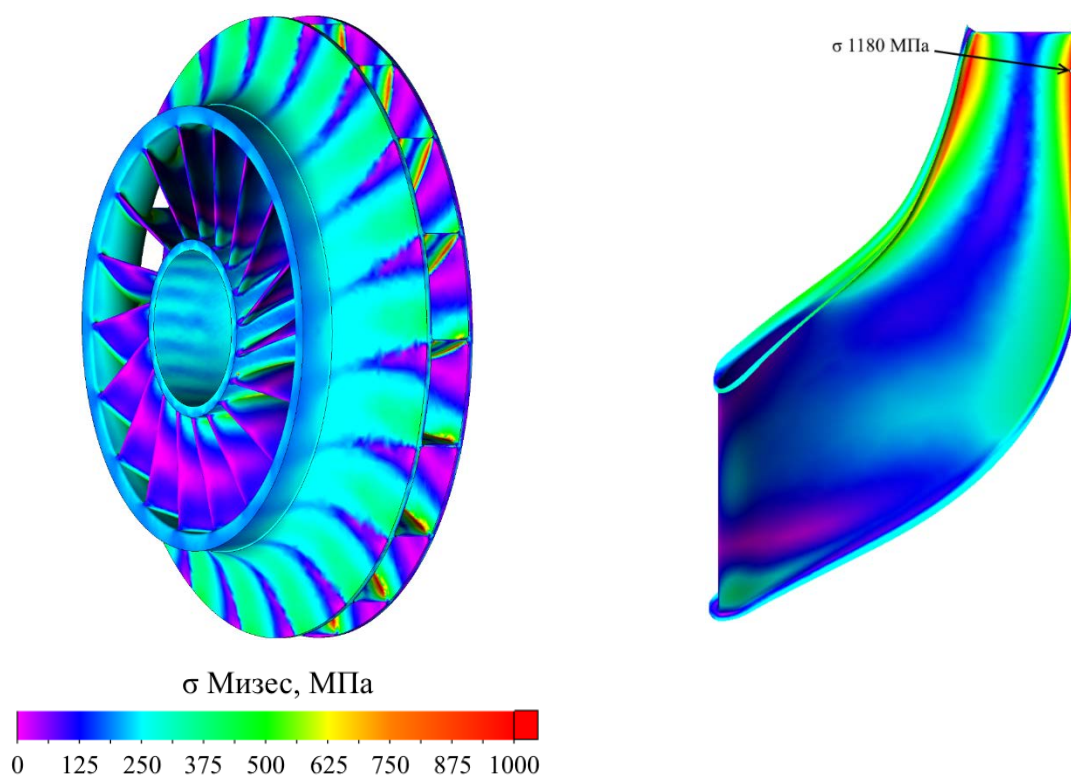


Рисунок 2. Напряжения в штатном РК

Модернизация

Доведение до рабочего состояния и повышение энергоэффективности нагнетателя выполняется за счёт модернизации ПЧ в существующем корпусе. Повышенная экономичность достигается за счет:

- нового проектирования ПЧ нагнетателя на заданные в ТЗ параметры;
- использования современных средств расчета пространственного течения потока – программного комплекса Numeca Fine/Turbo;
- согласования помпажных режимов работы всех ступеней и элементов ПЧ нагнетателя, что позволяет увеличить запас по помпажу.

Масштаб задачи оптимизации определяется количеством геометрических параметров и критериев. Чем больше критериев и варьируемых параметров, тем сложнее задача, причем сложность растет нелинейно. Относительно простая

задача оптимизации РК с варьированием нескольких параметров и одним критерием может быть решена достаточно быстро, и условно оптимальное решение может быть найдено за малое количество итераций. Вычислительная сложность при добавлении еще одного критерия и нескольких переменных вырастет в несколько раз. Следовательно, для эффективного расчета и в целом возможности проведения расчета, располагаемые вычислительные ресурсы должны быть сопоставимы с вычислительной сложностью задачи. Поэтому для этих целей в 2017 году НПФ «ЭНТЕХМАШ» приобрела расчетный сервер на базе процессоров Intel Xeon (суммарно 128 ядер), мощность которого с того момента на сегодняшний день увеличилась более чем в 5 раз.

Большинство колес в центробежных машинах отечественного производства спроектировано с цилиндрическими лопатками, для которых теоретические расчетные методики [2] показывают надежный и достоверный результат. Для полуоткрытых осерадиальных колес не существует аналогичных надежных методик, поэтому в данном случае качественный расчет и оптимальное проектирование могут быть обеспечены альтернативными методами, к которым можно отнести и численное моделирование.

В модернизированной ПЧ использованы цельнофрезерованные РК полуоткрытого осерадиального типа, двухъярусные (второй ярус несколько смещен относительно первого в сторону вращения), диаметром 1100 мм с выходными углами в диапазоне $\beta_{2л}=70-85^\circ$. РК такого типа обеспечивают как высокую эффективность, так и необходимые прочностные характеристики (запас прочности не менее 1,85). Фотография модернизированного ротора представлена на рисунке 3.



Рисунок 3. Модернизированный ротор нагнетателя

С точки зрения безопасной работы машины и с целью снижения вероятности задевания РК статорных элементов при аварийных ситуациях на периферии лопаток РК по аналогии с осевыми турбинами выполнено утонение профиля с рабочей стороны лопаток (рисунок 4). С целью увеличения прочности и жесткости РК оптимизирован меридиональный контур основных дисков РК модернизированного нагнетателя. После оптимизации всех РК были выполнены тепловые расчеты и расчеты критических частот и осевых усилий ротора.

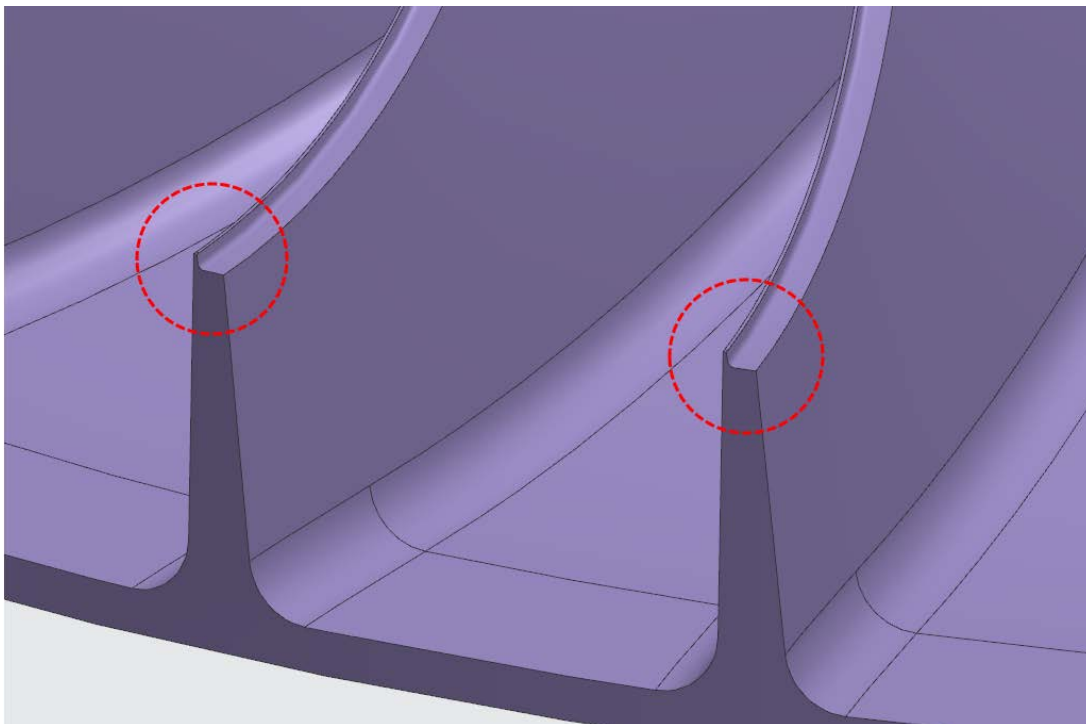


Рисунок 4. Утонение профиля лопатки РК на периферии

Все ступени спроектированы с комбинированным диффузором (входная часть – безлопаточная, выходная – лопаточная). Лопатки диффузоров выполняют две основные функции – газодинамическую (дополнительно эффективно снижают скорость потока) и конструктивную (повышают жесткость диафрагм). Такое исполнение диффузора обеспечивает широкую зону работы, сопоставимую с ступенью с БЛД, безотрывное течение в межлопаточном канале во всем диапазоне работы и, следовательно, практически постоянные условия работы для ОНА на различных режимах работы. Определены оптимальные параметры лопаточной решетки малой густоты ($l/t \approx 1,0 \dots 1,3$). По результатам оптимизации на 3-х режимах работы разработан аэродинамический профиль лопатки ЛД, отличающийся меньшей чувствительностью к углу атаки по сравнению со стандартными профилями, применяемыми в отечественных ЦК.

При разработке проточной части была выявлена высокая неравномерность потока после ОНА. В силу сильных вторичных течений ОНА, спроектированный по одномерной методике, поворачивал поток до осевого направления только в среднем сечении канала. Таким образом, наблюдалась значительная неравномерность потока, перед РК следующей ступени (рисунок 4): на втулочной поверхности угол потока составлял $+28^\circ$, а на периферийной – напротив -50° . Это ведет к рассогласованию обтекания и переменному углу атаки входной кромки РК по высоте.

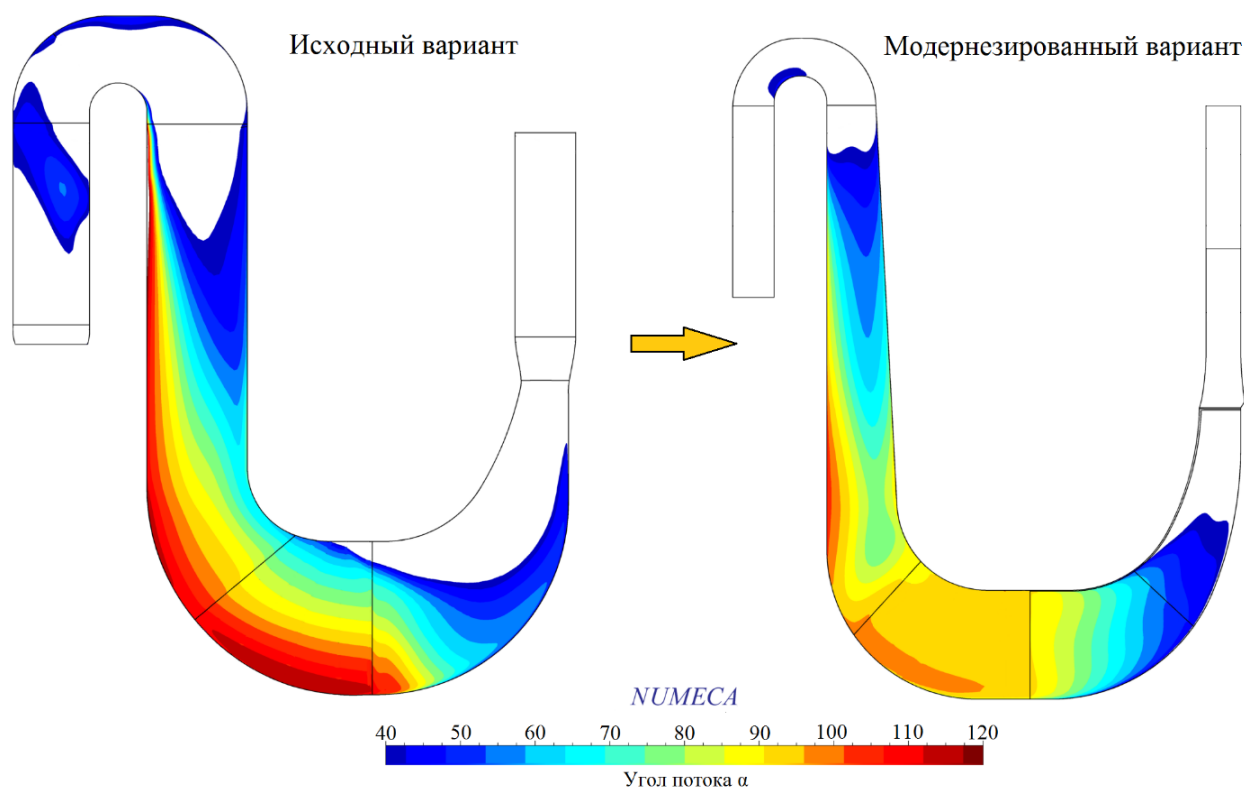


Рисунок 4. Распределение угла потока в меридиональном осреднении

Решением стало полное переупрофилирование основной части профиля лопатки ОНА и замена стандартного прямого радиально осевого выходного участка на аналогичный пространственный (рисунок 5б). Переупрофилирование основной части профиля позволило снизить интенсивность вторичных течений, а полученный в ходе оптимизационных расчетов пространственный выходной участок эффективно поворачивает поток до осевого направления во всех сечениях канала (максимальные отклонения от проектного направления для переупрофилированной лопатки ОНА $+2$ и -2 градуса). На рисунке 5а приведено сравнение распределения углов потока до и после модернизации. По примеру разработанной для первой ступени лопаточной решетки ОНА были скорректированы и решетки остальных ступеней.

Профили лопаток РК, ЛД и ОНА получены в ходе ряда многокритериальных оптимизаций в Numeca FINE/Turbo.

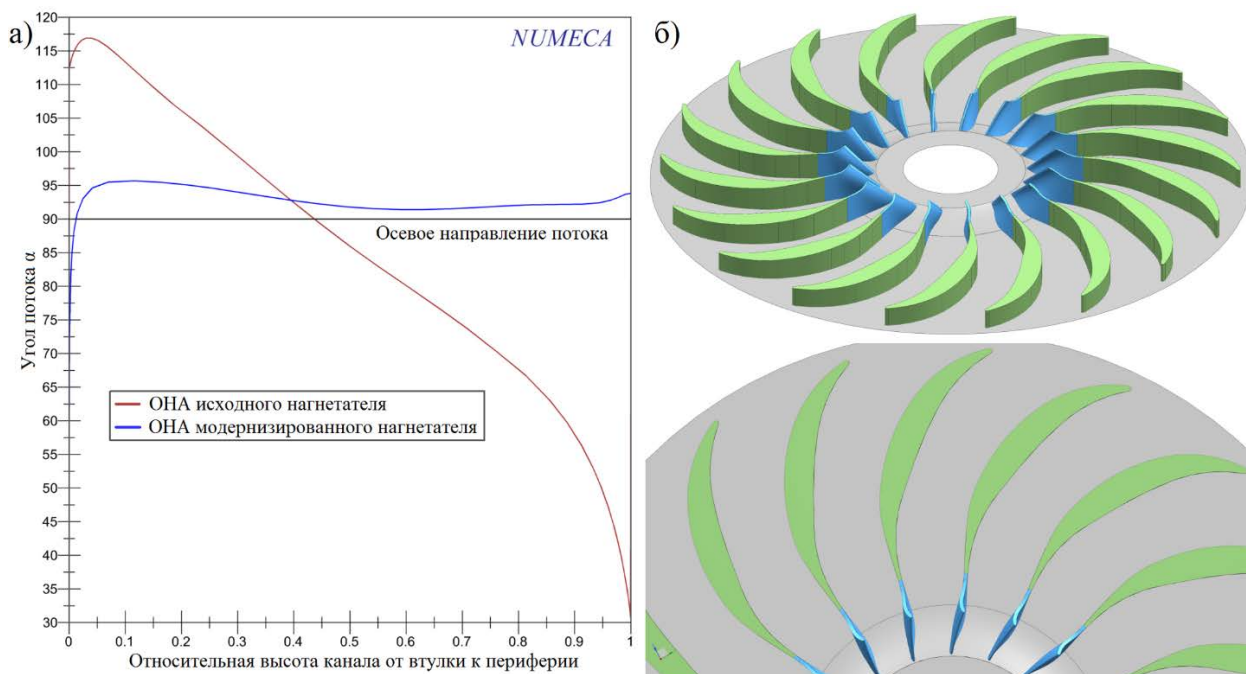


Рисунок 5. Сравнение распределения угла потока исходного и модернизированного нагнетателя перед РК следующей ступени (а) и лопаточная решетка модернизированного ОНА (б)

Моделирование ГДХ полной модели (рисунок 6) ПЧ проведено в Numeca Fine/Turbo путем изменения массового расхода нагнетателя при постоянной входной температуре, давлении и положении ВРА. Общий размер сеточной модели – ~ 45 млн. элементов. Сходимость достигалась за 600-1500 итераций (для малых и больших расходов соответственно), что составляло от 4 до 10 часов реального времени на расчет одного режима работы. Всего было рассчитано 19 ГДХ по 10 режимов работы при различных начальных температурах: $-20, 0, 20, 30^\circ\text{C}$ и положениях ВРА: 15, 30, 38, 45, 53 и 60° .

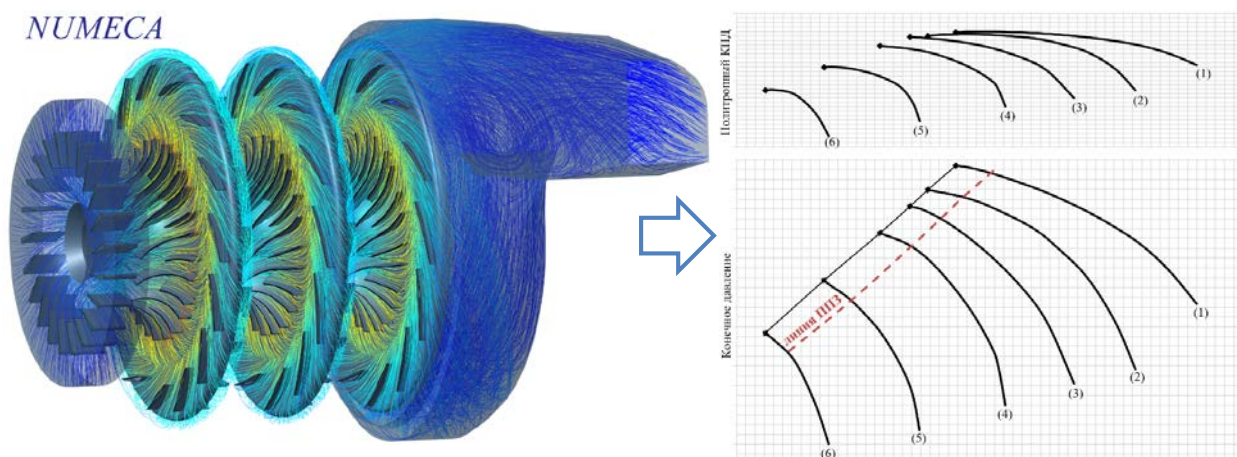


Рисунок 6. Полная расчетная модель нагнетателя с кольцевой камерой с отображением линий тока и ГДХ модернизированного нагнетателя при различных углах поворота ВРА

Результаты моделирования показали, что течение в ПЧ на проектном режиме безотрывное, номинальные параметры после модернизации достигаются с запасом.

Испытания

В мае 2018 г. специалисты НПФ «ЭНТЕХМАШ» провели приемочные испытания и ввели в эксплуатацию первый модернизированный нагнетатель, а в марте 2019 г. – второй. Опытные данные по итогам испытаний подтвердили результаты газодинамических расчетов, была достигнута необходимая производительность и конечное давление, существенно увеличен запас по помпажу, снижена потребляемая мощность на номинальном режиме.

Параметры нагнетателей до и после модернизации приведены в таблице 1. ГДХ нагнетателя с нанесенными на них опытными данными представлены на рисунке 7.

Таблица 1. Параметры нагнетателя до и после модернизации

Параметр	До модернизации	После модернизации
Политропный КПД на оптимальном режиме	77%	86%
Политропный КПД на номинальном режиме	76%	82,5%
Потребляемая мощность на номинальном режиме, МВт	7,65	7,15
Помпажная (минимальная) производительность, $\text{нм}^3/\text{час}$	106000	75000*
Максимальная производительность, $\text{нм}^3/\text{час}$	130000	137000

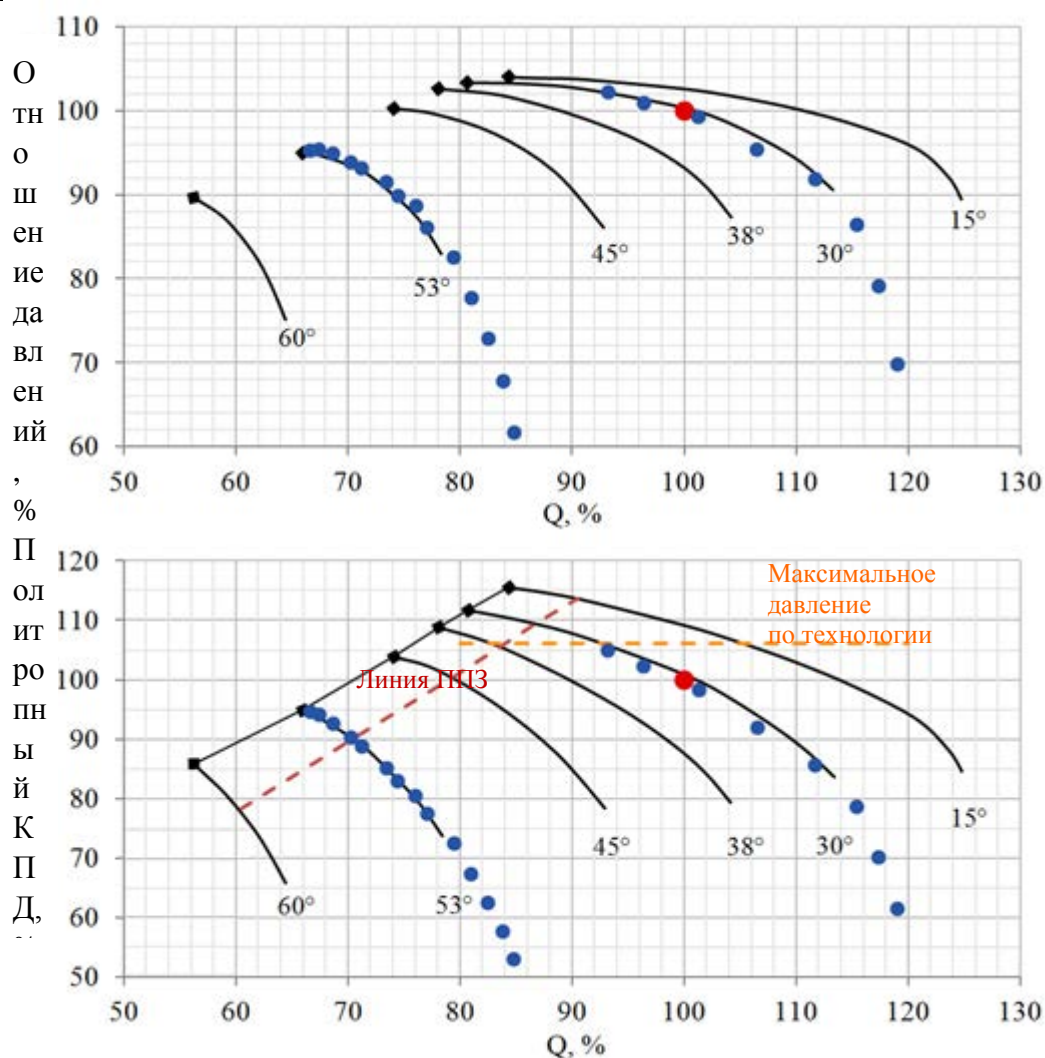


Рисунок 7. ГДХ модернизированного нагнетателя с опытными данными

Заключение

Модернизированный нагнетатель обеспечивает номинальный режим работы. Достигнут необходимый уровень прочности РК, а соответственно, и уровень надежности работы агрегата. В ходе модернизации удельное энергопотребление нагнетателя снижено на 8,5%, а запас по помпажу увеличен до 45%.

НПФ «ЭНТЕХМАШ» получил бесценный опыт разработки высокорасходных ступеней центробежных компрессорных машин и использования методов вычислительной газодинамики как основного инструмента проектирования.

Литература:

1. URL: <https://www.numeca.com/product/fineturbo>
2. Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И. Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика - 2014. - № 6. - С. 12-20

ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ВНЕДРЕНИЯ МНОГОВАЛЬНЫХ ГАЗОКОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА ДКС ПАО «НОВАТЭК»

*О.Е. Васин, к.т.н., С.Б. Фурманов
ПАО «НОВАТЭК»*

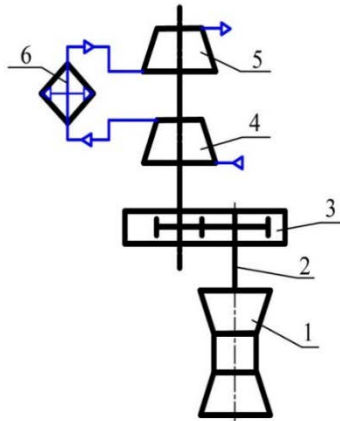
Разработка и широкое внедрение многовальных газокompрессорных агрегатов (ГКА) на ДКС ПАО «НОВАТЭК» имели следующие предпосылки:

- Практически 100% импортозависимость поршневых ГКА (как правило на базе Ariel-Caterpillar);
- Недопустимо высокие затраты на СМР, ПНР и техническое обслуживание парка поршневых ГКА;
- Высокие логистические риски, особенно в условиях санкционного прессинга;
- Малая единичная мощность серийных поршневых ГКА и высокая металлоемкость агрегатов от 3,5 МВт и выше;
- Низкая эксплуатационная надежность поршневых ГКА в реальных условиях добычных ДКС.

Учитывая вышеизложенное, а также в целях унификации оборудования ДКС, в ПАО «НОВАТЭК» был взят курс на замещение импортных поршневых ГКА отечественными центробежными агрегатами на базе приводных газотурбинных двигателей (ГТД). Для реализации от поршневых ГКА к центробежным при традиционной одновальной кинематической схеме, рассматривались следующие варианты:

1. Корпуса центробежных компрессоров (ЦБК) обеих ступеней с вертикальными разъемами.

1. Корпуса ЦБК обеих ступеней с вертикальными разъемами.

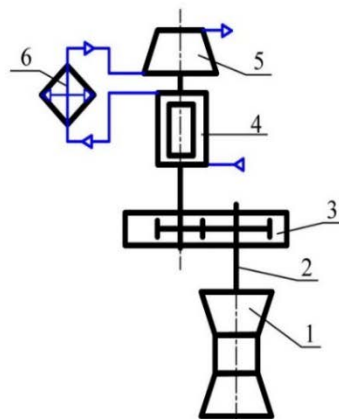


- 1 - газотурбинный двигатель (ГТД)
- 2 - трансмиссия
- 3 - мультипликатор
- 4 - центробежный компрессор (ЦБК) I ступень
- 5 - центробежный компрессор (ЦБК) II ступень
- 6 - межступенчатый АВО газа

Рис. 1

2. Корпус I-й ступени с горизонтальным разъемом, II-й ступени – с вертикальным.

2. Корпус I ступени ЦБК с горизонтальным разъемом, корпус II ступени - с вертикальным разъемом.

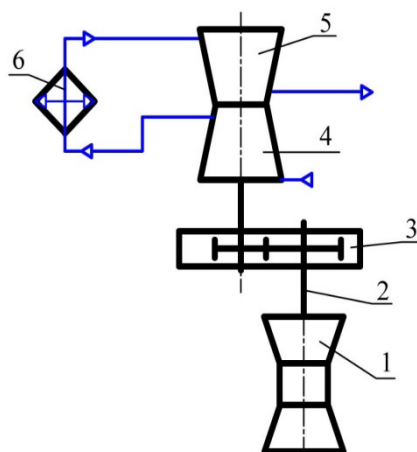


- 1 - газотурбинный двигатель (ГТД)
- 2 - трансмиссия
- 3 - мультипликатор
- 4 - центробежный компрессор (ЦБК) I ступень
- 5 - центробежный компрессор (ЦБК) II ступень
- 6 - межступенчатый АВО газа

Рис. 2

3. *Однокорпусной двухступенчатый ЦБК (в том числе компоновке «спина к спине»).*

3.Однокорпусной двухступенчатый ЦБК
в компоновке " спина к спине ".



- 1 - газотурбинный двигатель (ГТД)
- 2 - трансмиссия
- 3 - мультипликатор
- 4 - центробежный компрессор (ЦБК) I ступень
- 5 - центробежный компрессор (ЦБК) II ступень
- 6 - межступенчатый АВО газа

Рис.3

Следует отметить очевидные преимущества применения ГКА с ГТД и ЦБК:

- Снижение импортозависимости (практически «до нуля»);
- Широкое применение в газовой промышленности;
- Высокая единичная мощность ГКА;
- Упрощенные требования к фундаментам;
- Значительное снижение затрат на СМР, ПНР и техническое обслуживание (ТО);
- Повышение коэффициентов готовности и технического использования ГКА и надежности работы ДКС в целом;
- Умеренные требования к технологическому и топливному газу.

Однако, несмотря на указанные преимущества, при более детальном рассмотрении были выявлены и серьезные недостатки традиционных кинематических схем многоступенчатых ГКА:

- Длинная линия вала ГТД-ЦБК;
- Взаимное динамическое влияние (а в случае однокорпусного ЦБК и термическое влияние КНД и КВД);

- Сложность и длительность ТО и ремонта;
- Существенные ограничения по применению ЦБК с горизонтальным разъемом и однокорпусных многоступенчатых ЦБК;
- Заниженный КПД ЦБК из-за сложности или невозможности обеспечения различных оборотов КНД и КВД на номинальном режиме;
- Сложность обеспечения режимов работы ЦБК при отключенном КВД (особенно для однокорпусных ЦБК).

Учитывая всю приведенную совокупность факторов, а также мировой опыт судостроения, в ПАО «НОВАТЭК» было предложено разработать и применить ГКА нового поколения с двухвальным (а при необходимости и трёхвальными) ЦБК.

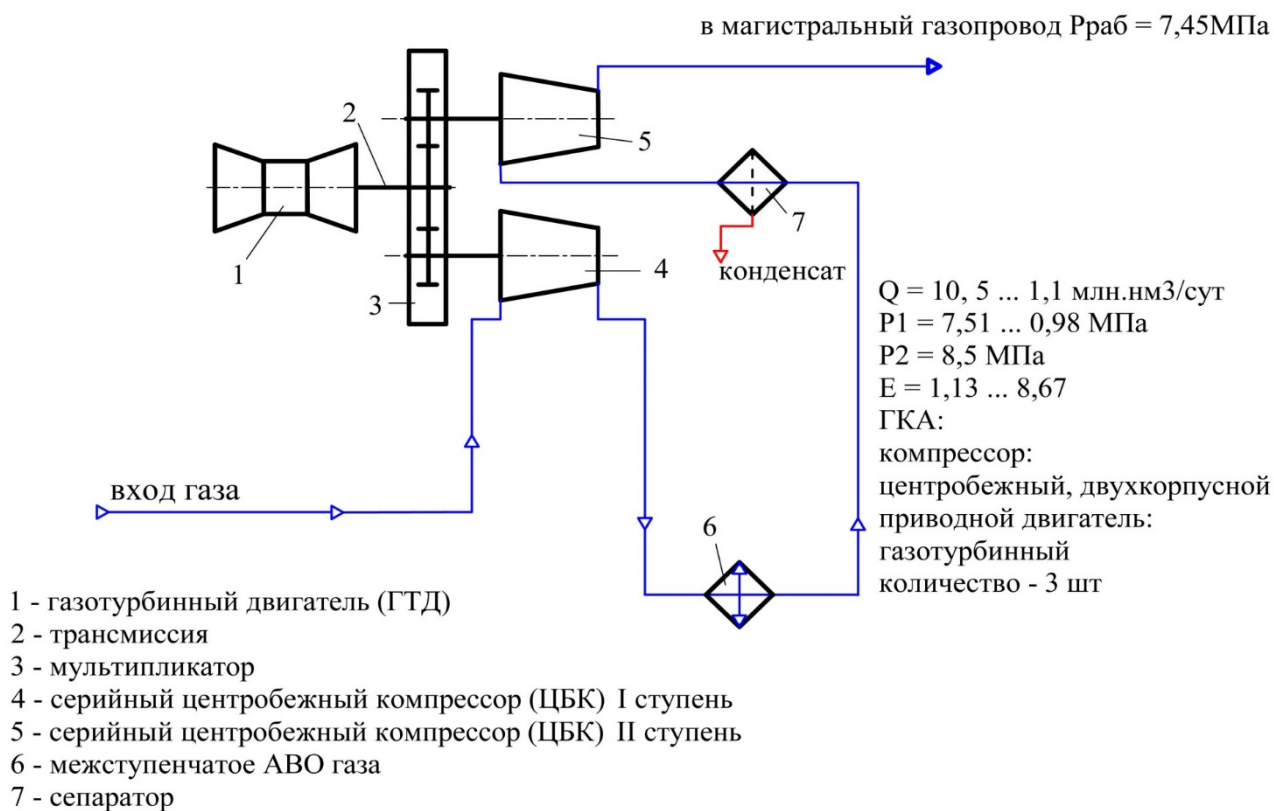


Рис. 4

Реализованный ПАО "НОВАТЭК" проект ГКА нового поколения для ДКС с двухвальным ЦБК с параллельным расположением валов (на примере Юрхаровского месторождения)

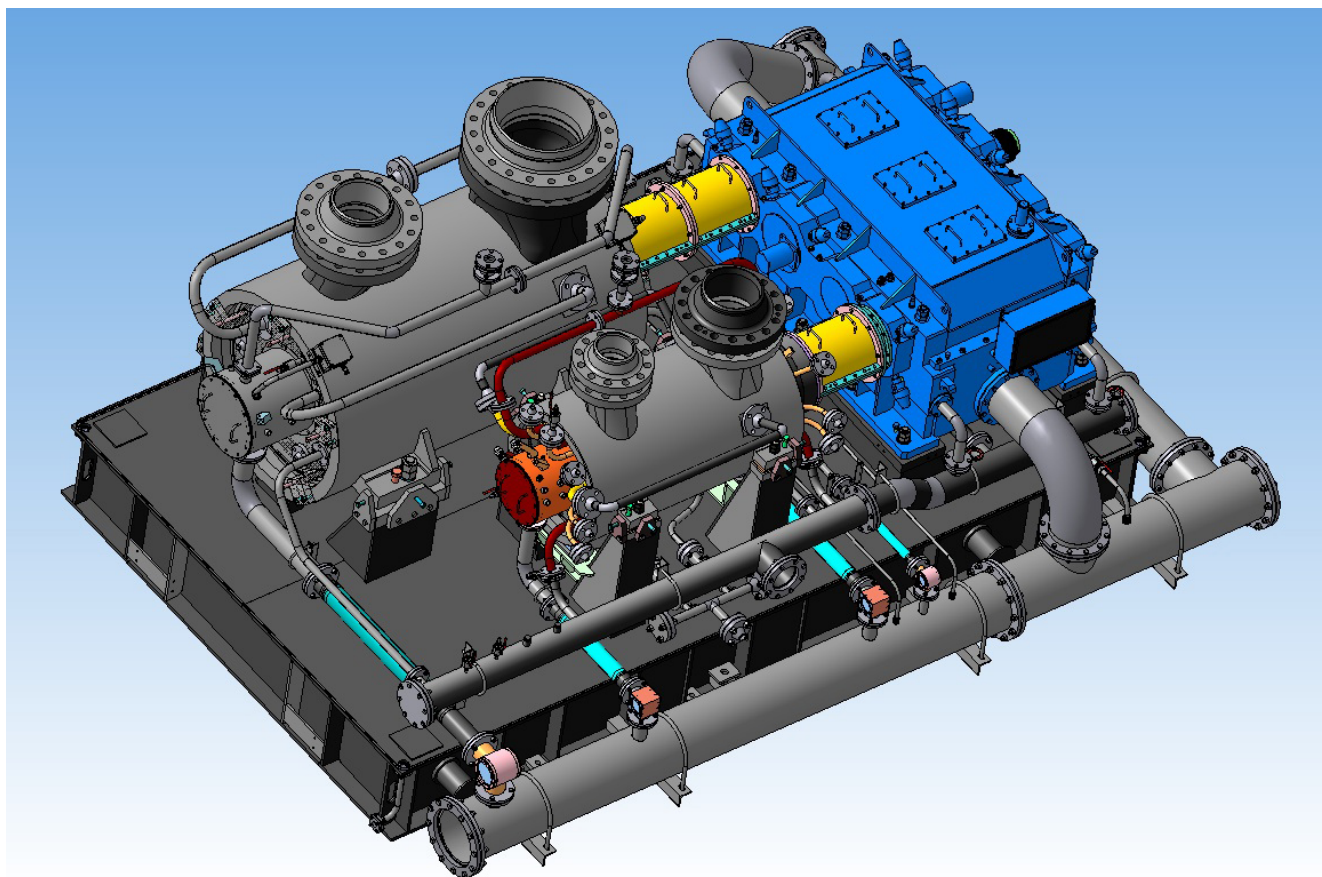


Рис. 5



Рис. 6



Рис. 7



Рис. 8

На сегодняшний день, за период с II-го квартала 2014 года, в составе ДКС ПАО «НОВАТЭК» введены в эксплуатацию 9 ГКА с двухвальными ЦБК (ДКС Сенюманская Юрхаровского месторождения, ДКС УКПГ валанжинских залежей Самбургского месторождения и КДС УКПГ восточного купола Северо-Уренгойского месторождения).

Кроме того, в стадии окончания СМР и ПНР находятся еще 6 ГКА на ДКС Яро-Яхинского месторождения АО «Арктикгаз», пуск которых запланирован на II-й квартал

2019 года. Всего, согласно Программы внедрения многовальных ГКА, к концу 2021 года их количество должно составить 30 единиц.

Проанализировав опыт эксплуатации двухвальных ГКА с 2014 года, следует отметить ряд существенных преимуществ для дожимных КС:

- Возможность применения модульной компоновки ДКС;
- Расширение диапазона режимов работы ЦБК за счет применения сменных валов-шестерней на различные номинальные обороты;
- Возможность применения высокотехнологического вертикального разъема (типа «баррель») для корпусов всех ступеней сжатия;
- Упрощение регламентного технического обслуживания и эксплуатации ГКА в целом;
- Повышение эффективности работы ГКА за счет возможности применения компрессоров разных ступеней сжатия с различными номинальными оборотами;
- Уменьшение длины вала ГТД-ЦБК и исключение взаимного влияния роторов ЦБК.

Суммарная наработка двухвальных ГКА за период 2017-2018 гг.

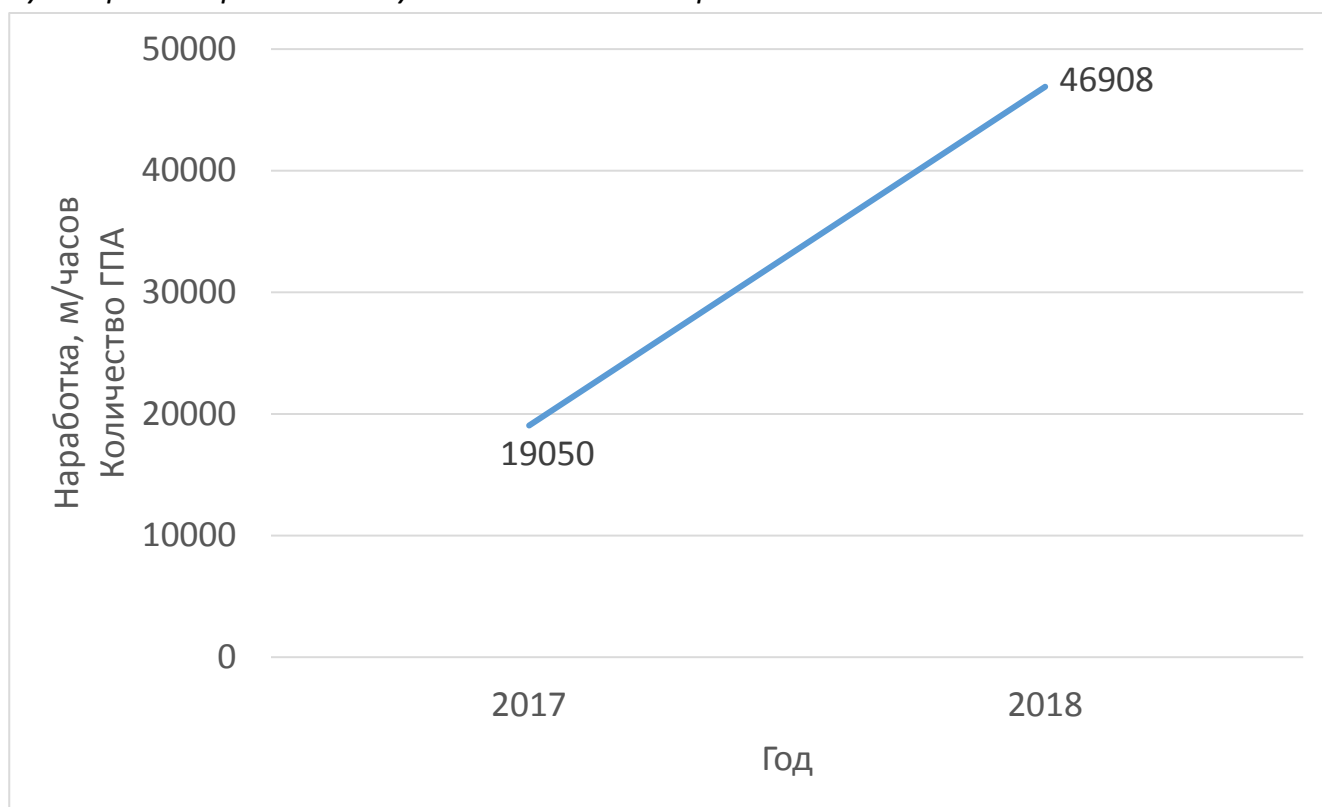


Рис. 9

Структура отказов по парку двухвальных ГКА за период 2017-2018 гг.

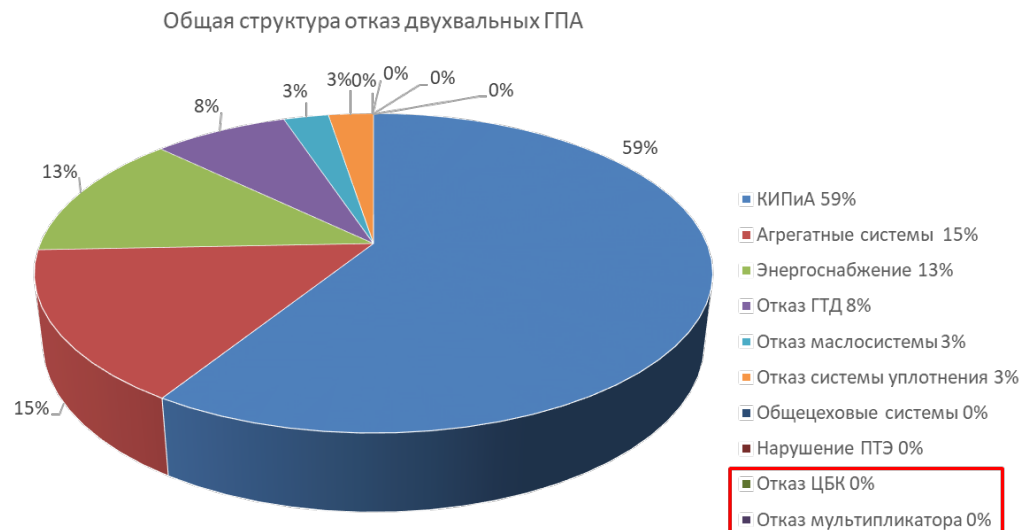


Рис. 10

Таким образом, из представленного выше анализа, можно сделать обоснованный вывод о возможности и целесообразности применения многовальных ГКА в следующих областях:

- ДКС попутного нефтяного газа с промежуточным циклом низкотемпературной сепарации;
- Промысловые ДКС с высокой степенью сжатия (более 4,0), вплоть до 64,0 при переходе на трехступенчатое сжатие, в случае падения пластового давления до 2,5 кгс/см² или значительной удаленности от точки врезки в ГТС;
- ДКС ПХГ, при условии универсальной (параллельно-последовательной) обвязки ГКА для обеспечения режима «закачки-отбора»;
- Линейные КС при переходе на двухступенчатое сжатие с целью увеличения расстояния между ними и уменьшения их количества;
- Технологические линии заводов по производству СПГ, в том числе на морских платформах;
- Импортозамещение поршневых ГКА мощностью выше 2 МВт;
- «Гибридные» ГКА с применением мотор-генераторов с целью оптимизации совместной работы электростанций собственных нужд (ЭСН) и ДКС, как единого энергетического комплекса.

Дальнейшее совершенствование облика многовальных ГКА и применяемых технических решений будет проводится по следующим направлениям:

- Доведение назначенного ресурса ГКА до значения срока службы (ресурса) магистрального газопровода (более 30 лет, т.е. порядка 250 тысяч часов);
- Повышение блочности ГКА и уровня заводской готовности блоков с учетом возможности оперативной перебазировки на новые объекты

добычи по мере выработки месторождений в пределах назначенного ресурса;

- Пересмотр концепции капитального ремонта приводных ГТД в условиях заводов-изготовителей с возможностью дефорсирования их до необходимых эксплуатационных характеристик при плановом снижении добычи;
- Разработка и серийное производство отечественных многовалвных мультипликаторов для ГКА мощностью 4-25 МВт;
- Разработка, адаптация и реализация идеи применения гибридных ГКА с установкой дополнительно к двум ступеням ЦБК мотор-генератора инверторного типа со свободными оборотами.

Все вышеизложенное однозначным образом подтверждает своевременность и правильность применения многовалвных ГКА на ДКС ПАО «НОВАТЭК».

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ ЦИФРОВОГО ДВОЙНИКА ПНЕВМОСИСТЕМЫ ДЕПО "ВЫБОРГСКОЕ" ПЕТЕРБУРГСКОГО МЕТРОПОЛИТЕНА

Е.Г. Козин¹, Ю.В. Кожухов², А.М. Данилишин², С.В. Карташов²

¹ *Государственное унитарное предприятие «Петербургский метрополитен»*

² *Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Институт энергетики и транспортных систем*

Целью работы является разработка цифровых моделей пневматических магистралей электродепо «Выборгское» на суперкомпьютере в среде ANSYS CFD, предназначенных для анализа обеспечения существующего подвижного состава, и вновь внедряемого, сжатым воздухом, требуемых параметров (давление, степень очистки), а также обеспечение бесперебойной работы систем автоматической и ручной очистки стрелочных переводов от снега. Расчеты произведены на суперкомпьютере «Политехнический» СПбПУ пневмосистемы депо с использованием программного комплекса Ansys CFX 16.2. В работе показано сравнение результатов расчётов в ANSYS CFX и аналитического расчета.

Введение

Задачи по оптимизации сложных технологических пневмосистем промышленных объектов с учётом индивидуальных особенностей их структуры и детализации могут эффективно решаться с применением суперкомпьютерных технологий. Пневмосистемы депо метрополитена являются объектами, к которым выдвигаются повышенных требования энергоэффективности и надежности функционирования. В работе с применением методов вычислительной газодинамики на основании решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по числу Рейнольдса, в стационарной постановке на суперкомпьютере «Политехнический» решается задача анализа работы при различных режимах потребления воздуха сложноразветвленной системы воздухопроводов низкого давления депо «Выборгское» Петербургского метрополитена. Стабильная работа метрополитена – главный фактор своевременных перевозок пассажиров без задержек для Санкт-Петербурга. От этого зависит экономическая безопасность города. В соответствии со своей миссией «Обеспечение мобильности пассажиров в метрополитене с оптимальными затратами на перевозку при соблюдении требований

безопасности и доступности» площадки депо Петербургского метрополитена обязаны обеспечивать регулярную выдачу подвижного состава на линии метро.

Приведение в работу систем торможения, открытия-закрытия дверей и др. подвижного состава обеспечиваются при помощи сжатого воздуха, питание составов во время стоянки в отстойно-ремонтном корпусе (ОРК) депо осуществляется с помощью компрессорной станции. Также на каждой площадке депо установлены системы автоматической и ручной очистки стрелочных переводов от снега, работающие от сжатого воздуха. Компрессорная станция и пневмомагистраль должны обеспечивать потребителей необходимым количеством сжатого воздуха требуемого качества, исключая недопустимое падение давления.

С недавнего времени начался ввод современных составов типа «Юбилейный», к которым предъявляются повышенные требования к качеству и давлению воздуха в пневмосистеме. Соответственно необходимо заблаговременно проводить мероприятия по техническому аудиту пневматических систем депо. Для этого ранее была разработана методика пневмоаудита, включающая экспериментальные исследования рабочих процессов и режимов работы, действующей пневмосистемы, успешно показавшая себя при проведении реконструкции компрессорной станции депо «Невское» [1, 2]. Однако натурные экспериментальные замеры влекут за собой высокие материальные затраты, а существующие методики расчета потерь давления не могут во всех деталях отразить спектр явлений, происходящих в пневмосистеме. Поэтому для данной задачи был выбран комплекс Ansys CFD [3], использующий методы вычислительной газодинамики для расчета потоков различных сред. Данные методы широко используются в машиностроении для моделирования сложных технических изделий, например центробежных компрессоров [4].

В данной работе рассматривается вопрос о применимости и целесообразности применения данных методов для моделирования пневматических сетей депо с точки зрения используемых вычислительных ресурсов и временных затрат, поскольку размеры депо достаточно большие.

Цель и задачи работы

Целью работы является разработка цифрового двойника пневматических магистралей электродепо «Выборгское» (рис. 1) на суперкомпьютере "Политехнический" в среде Ansys CFD для анализа обеспечения существующего подвижного состава, и вновь внедряемого, сжатым воздухом требуемых параметров (давление, степень очистки), а также обеспечение бесперебойной

работы систем автоматической и ручной очистки стрелочных переводов от снега.

Для решения поставленной цели, выполнены следующие задачи:

1. Определены рабочие параметры пневмосети, согласно проектным данным.
2. Разработка твердотельной модели пневмосети.
3. Построение расчетной сетки.
4. Расстановка граничных условий и проведение расчета на суперкомпьютере.

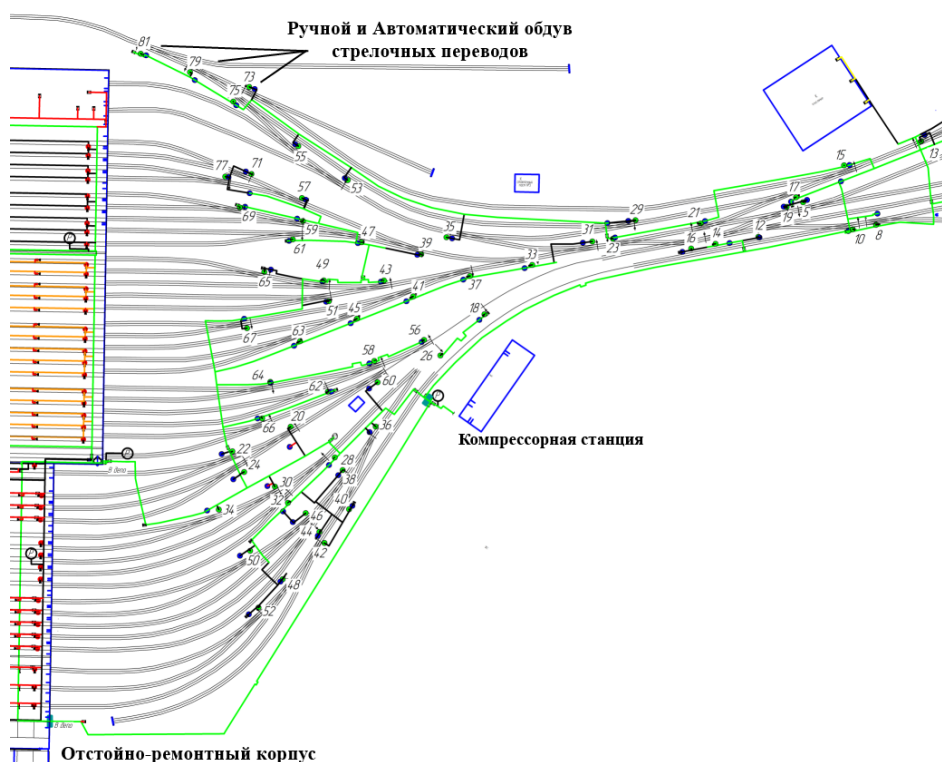


Рис. 1. Фрагмент схемы пневмосистемы депо «Выборгское»

Объект исследования

Питание пневмосистемы депо обеспечивает компрессорная станция, находящаяся на расстоянии ориентировочно в 200 м от потребителей. Наружная система трубопроводов разделена на 2 магистрали, которые каждая в отдельности доставляет сжатый воздух потребителям.

Пневмосистема компрессорной станции укомплектована 4 поршневыми компрессорами на оппозитной базе (3 основных с номинальным расходом $24 \text{ м}^3/\text{мин}$, 1 резервный с номинальным расходом $11 \text{ м}^3/\text{мин}$, ЗАО «Борец»), работающими на общий коллектор сжатого воздуха, соединённый с 4 ресиверами объемом $3,2 \text{ м}^3$ каждый. На выходе каждого ресивера находится второй общий коллектор подсоединенный к двум сосудам - трехсекционным влагомаслоотделителям, предназначенным для охлаждения и осушения

сжатого воздуха далее магистраль разделяется на потребителей: отстойно-ремонтный корпус (ОРК) и путейский веер. Питание депо электровозов для нужд вагономоечной машины (сдув капельной влаги) осуществляется через путейский веер. На путейском веере дополнительно установлен 5-й ресивер ёмкостью 6,3 м³. Фрагмент схемы потребителей изображен на рисунке 1.

Как было сказано ранее, для достижения поставленной цели достаточно использовать самый экономный по затратам вычислительных ресурсов метод моделирования стационарных турбулентных течений на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (метод RANS – Reynolds average Navie-Stocks).

Режимы эксплуатации пневмосистемы

Пневмосистема депо «Выборгское» эксплуатируется в течении календарного года, в зависимости от климатических условий, в различных режимах среднемесячной загрузки. Диапазон среднемесячной загрузки пневмосистемы ограничивается двумя граничными режимами, представленными в таблице 1.

Таблица 1. Граничные режимы среднемесячной загрузки пневмосистемы депо «Выборгское»

Режим №	Потребители	Потребление
1 (максимального расхода) зимний сезон	1. ОРК	$Q_n=16 \text{ м}^3/\text{мин}$
	2. Депо электровозов (мойка)	$Q_n=16 \text{ м}^3/\text{мин}$
	3. Путейский веер: автоматическая обдувка	$Q_n=6,25 \text{ м}^3/\text{мин}$
	4. Путейский веер: ручная обдувка х3	$Q_n=3 \times 7,5=22,5 \text{ м}^3/\text{мин}$
2 (минимального расхода) летний сезон	1. ОРК	$Q_n=16 \text{ м}^3/\text{мин}$

Важным параметром при оценке проекта пневмосистемы является режим максимальной пиковой моментальной загрузки пневмосистемы, когда включены одновременно все потребители сжатого воздуха: 1 – отстойно-ремонтный корпус (ОРК), 2 – депо электровозов (мойка), 3 – путейский веер в автоматическом и ручном режиме обдувки одновременно. Обеспечение работы на этом режиме является условием надежной работы пневмосистемы. Именно

этот режим - режим пиковой максимальной загрузки пневмосистемы - принимается за расчётный режим работы.

Основные положения аналитического расчета

Для аналитического расчета используется методика, изложенная в [5, 6].

Для определения потерь ΔP на участке используется следующая формула (1), сочетающая сумму потерь на трение ΔP_{mp} в трубе и суммы всех потерь $\sum_{i=1}^i \Delta P_{mi}$ за счет местных сопротивлений (вентили, краны, отводы, внезапное расширение, внезапное сужение и т.д.).

$$\Delta P = \Delta P_{mp} + \sum_{i=1}^i \Delta P_{mi} \quad (1)$$

Для определения потерь трения используется формула Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda \cdot k \cdot l \cdot c^2 \cdot \rho_{\tau}}{2 \cdot d_{\text{вн}}} \quad (2)$$

В формуле (2) λ – коэффициент сопротивления, l – длина участка трубопровода; c – скорость среды в трубопроводе, ρ_{τ} – давление в трубопроводе, $d_{\text{вн}}$ – диаметр участка трубопровода.

Для расчета коэффициента сопротивления используются эмпирические формулы Блазиуса (3) и Никурадзе (4), предназначенные для расчета гидравлически гладких труб.

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (3) \quad \lambda = 0,0032 + 0,221 \text{Re}^{-0,237} \quad (4)$$

$$\text{Re} = \frac{c \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} \quad (5)$$

ν – кинематическая вязкость среды.

Формула (3) используется в случае попадания числа Рейнольдса в диапазон от 3000 до 7000, формула (4) при попадании числа Рейнольдса в диапазон от 10^5 до 10^7 .

Скорость потока определяется из уравнения массового расхода:

$$c = \frac{\bar{m}}{\rho_{\tau} F} = \frac{4 \cdot \bar{m}}{\rho_{\tau} \pi d_{\text{вн}}^2} \quad (6)$$

Для определения потерь местных сопротивлений используется видоизмененная формула Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_m = \zeta \cdot k_{\text{ш}} \frac{c^2 \cdot \rho_{\tau}}{2} \quad (7)$$

В формуле (7) ζ – коэффициент местного сопротивления определяется графически по эмпирическим зависимостям из справочника по

гидравлическим соединениям И.Е Идельчика [6], $k_{ш}$ – коэффициент для учета шероховатости.

CFD модель

Для проведения расчетов были построены три тетраэдрические расчетные сетки следующей конфигурации:

- 1) сетка с размером элемента 10 мм. 81,07 млн элементов.
- 2) сетка с размером элемента 5 мм. 92,2 млн. элементов.
- 3) сетка размером элемента 5 мм. и пристеночным сгущением 0,2 мм, 412,9 млн. эл. (рис.2).

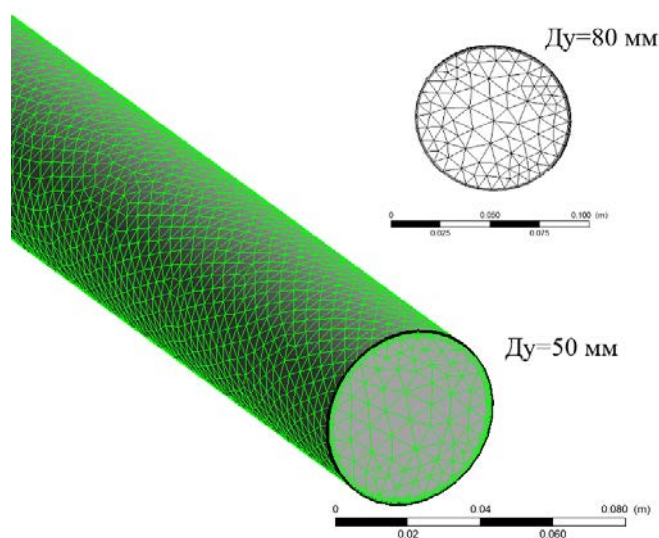


Рис. 2. Расчетная сетка труб с условным диаметром $Ди=80$ и $Ди=50$

Расчеты выполнены таким образом, чтобы учесть максимальный перепад давления на самых дальних потребителях воздуха в пневмосистеме. Для этого на участках потребления задавались данные согласно таблице 1. Расчеты проводились как в изотермической постановке задачи, так и с уравнением энергии при температуре газа 253 К (-20 °С) с использованием RANS-модели турбулентности $k-\epsilon$. Для задачи с числом элементов сетки 412,9 млн., учитывалась песочная шероховатость поверхности трубопровода, значения устанавливались: 10 мкм, 100 мкм, 1000 мкм.

Вычислительные ресурсы

Расчеты производились на вычислительном кластере в суперкомпьютерном центре «Политехнический». Параметры одного узла кластера: PCK Торнадо– 2 процессора по 14 ядер (2xXeon E5-2697v3 2.6 GHz 64 GB RAM). Всего 712 узлов (19936 ядер). Для сходимости решения хватает 1000 итераций. В таблице 2 указано среднее время, затрачиваемое на 1 итерацию. В таблице 3 произведено сравнение результатов моделирования с аналитическим решением.

Таблица 2. Среднее время на 1 итерацию для различных задач

Система и число ядер	Число элементов расчетной сетки, млн	Среднее время на 1 итерацию, с	Примечание
Tornado, 128	81,07	21,1	изотермическая
Tornado, 224	81,07	6,42	изотермическая
Tornado, 448	81,07	3,2	изотермическая
Tornado, 128	92,2	8,22	изотермическая
Tornado, 128	92,2	10,74	с уравнением энергии
Tornado, 448	412,9	40,86	шероховатость 10 мкм
Tornado, 448	412,9	51,3	шероховатость 100 мкм
Tornado, 448	412,9	26,64	шероховатость 1000 мкм
Tornado, 448	412,9	57,1	с уравнением энергии

Таблица 3. Сравнение результатов моделирования адиабатически гладких труб с аналитическим решением

Задача	P	ΔP	ΔP аналит.
81,07 млн.	667039	33301	48600
92,2 млн.	667094	33380	48600
92,2 млн. с уравнением энергии	666580	33420	48600

В сетках 81,07 млн., 92,2 млн. разница в потерях давления не более 0,2% или 79 Па, что является достаточно малой величиной и, соответственно, можно считать, что сеточная независимость условно достигнута, однако размер ячейки

у пограничного слоя достаточно велик, поэтому для дальнейших расчетов использована сетка с 400 млн. элементов с пристеночным сгущением призматическими слоями. Поскольку на площадке используются трубы длительной эксплуатации, то невозможно достоверно определить шероховатость внутренней поверхности трубы, увеличивающуюся со временем за счет коррозии и износа материала. Таким образом значения шероховатости могут достигать величины до 1000 мкм и более, чем можно объяснить различие результатов CFD-моделирования с результатами аналитического решения. В таблице 4 произведено сопоставление аналитического расчета с результатами моделирования учетом шероховатости.

Таблица 4. Сравнение результатов с аналитическим решением для различной шероховатости стенок

Значение шероховатости	P, Па	ΔP , Па	ΔP , Па аналит.
Шероховатость 10 мкм	666321	33678	48600
Шероховатость 100 мкм	656539	43460	48600
Шероховатость 1000 мкм	637238	62761	48600
Шероховатость 100 мкм С уравнением энергии	656550	43449	48600

На рисунках 3 и 4 изображено

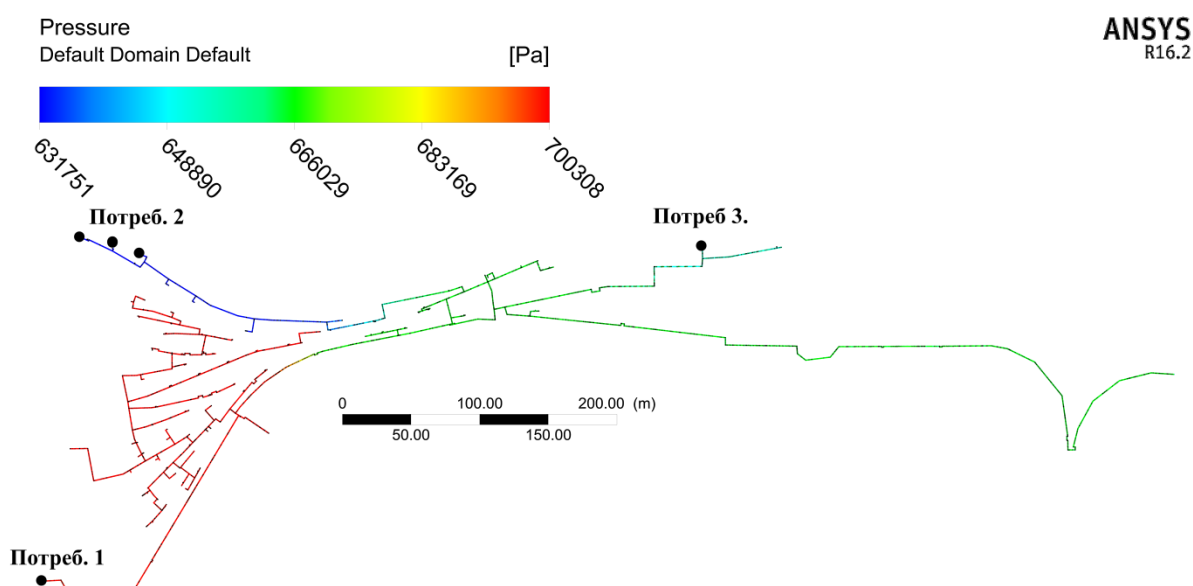


Рис. 3. Распределение статического давления в пневмосистеме при расчете сетки 92,2 млн.

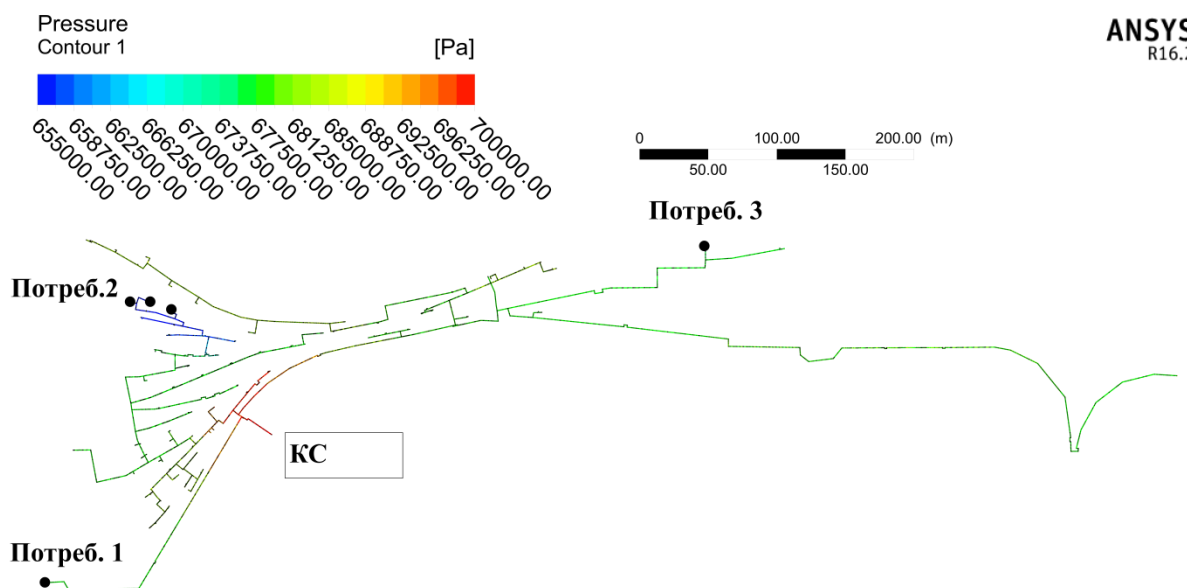


Рис. 4. Распределение статического давления в пневмосистеме при расчете сетки 412,9 млн.

Выводы:

Цифровой двойник пневмосистемы позволяет производить моделирование режимов работы на суперкомпьютере методами вычислительной газодинамики с применением уравнений Навье-Стокса, осредненных по числу Рейнольдса в стационарной постановке. Моделирование позволяет в деталях определить индивидуальные особенности работы пневмосистемы с выдачей рекомендаций по мероприятиям, обеспечивающим всех подключенных к пневмосистеме потребителей необходимым давлением при изменении режимов работы каждого потребителя. Учитывается взаимное влияние сетей пневмосистемы и перераспределение давления между ними. Расчёты позволяют с высокой степенью достоверности провести проектирование пневмосистемы, оптимальной с точки зрения энергоэффективности и надежности работы.

Результаты работы были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (www.scc.spbstu.ru).

Литература:

1. Е.Г. Козин, Ю.В. Кожухов. Технологический аудит пневмосистемы как этап в процессе ее реконструкции. / Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2(243)' 2016. с. 34-44.

2. A.M. Danilishin, S.V. Kartashov, Y.V. Kozhukhov and E.G. Kozin. The methodology for the existing complex pneumatic systems efficiency increase with the use of mathematical modeling (2017). / IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 232 012069.
3. ANSYS CFX 16.2: Users Manual [Электронный ресурс] / ANSYS Inc., 2015.
4. Ю. В. Кожухов. Моделирование рабочего процесса в неподвижных элементах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики / Ю. В. Кожухов, А.М. Данилишин, А.А. Лебедев – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 123 с.
5. Станции и пневмосети: компрессор, привод и вспомогательное оборудование: учебное пособие / Ю. В. Кожухов [и др.]; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. — Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2018.
6. А.Н. Вейраух и др. Компрессорные станции: Учеб. пособие. — Л., 1990 .— 84 с.
7. И.Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М. О. Штейнберга.— 3-е изд., перераб. и доп.— М.; Машиностроение, 1992.

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ

В.П. Парафейник¹, А.В. Смирнов², И.Н. Тертышный³

¹ *д.т.н., ведущий научный сотрудник СКБ, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина*

² *генеральный директор ООО «Гроссманн – Газовые системы», г. С.-Петербург, Россия*

³ *к.т.н., ведущий инженер-конструктор СКБ, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина*

Блочно-комплектные турбокомпрессорные агрегаты (ТКА) в последние десятилетия создаются на основе конвертированных авиационных и судовых газотурбинных двигателей (ГТД) мощностью 4 – 32 МВт с одно- и многокаскадными центробежными компрессорами (ЦК) и являются энерготехнологическими системами, рабочий процесс которых сопровождается сложными термодинамическими процессами. В ТКА обеспечивается преобразование химической энергии топливного газа (т.г.) в механическую энергию привода, очистка, компримирование, охлаждение и сепарация углеводородного газа (у.г.) до требуемых технологических параметров. При этом показатели и характеристики эффективности основных энергопреобразующих систем (ГТД, ЦК, электропривод (ЭП)) имеют существенные различия. В связи с этим целесообразным является применение комплексного (системного) подхода к анализу особенностей рабочего процесса газотурбинных ТКА и оценки его энергоэффективности на основе эксергетического метода. Такой подход позволяет усовершенствовать процесс создания новых систем для ТКА и ЦК, в т.ч. и выбор наиболее эффективных проточных частей (ПЧ), что является основной для проектирования высокоэффективных блочно-комплектных агрегатов, компрессорных установок (КУ) и компрессорных станций (КС) различного назначения.

На сегодняшний день системному анализу эффективности рабочего процесса агрегатов типа ГПА-Ц и КС на их основе, как сложных термодинамических систем, посвящено значительное количество работ специалистов ПАО «Сумское НПО» (СМНПО) и других организаций [1–5 и др.]. Однако в них не в полном объеме рассматривалась работа ТКА как сложной энерготехнологической системы. Вопрос выбора совместных оптимальных режимов работы ГТД и ЦК не исследовался, так же как не изучалось влияние ЦК, ГТД и других элементов ТКА на системную характеристику агрегата. В последние годы на основе эксергетического подхода

выполнены исследования в области термотрансформаторов, холодильных и газотранспортных агрегатов, существенно расширяющие возможности применения результатов комплексного термодинамического анализа энерготехнологических систем [6–8]. Это создало предпосылки для развития новой методологии проектирования и совершенствования конструкции ТКА. Актуальным является также вопрос о создании методики анализа энерготехнологических схем (ЭТС) агрегатов различного типа на предпроектной стадии работ для снижения энергозатрат при компримировании газа, что требует проведения дальнейших исследований с использованием экспериментальных данных, в т.ч. полученных в процессе эксплуатации оборудования.

При термодинамическом анализе эффективности ЭТС вновь проектируемых агрегатов одной из основных задач является получение интегрального критерия ее эффективности, а также выявления оптимального режима работы агрегата и совмещение его с проектным режимом работы ЦК. Как показывают ранее выполненные исследования, анализ эффективности рабочего процесса блочно-комплектного агрегата при разработке ЭТС и построение его системной характеристики можно выполнять на основе функционального или функционально-эксергетического подходов. При функциональном подходе системная (интегральная) характеристика агрегата определяется как [1]

$$\eta_{\Sigma}^{\text{TCA}} = \eta_{\text{e}}^{\text{ГТД}} \cdot \eta_{\text{п}}^{\text{ЦК}}, \quad (1)$$

где $\eta_{\Sigma}^{\text{TCA}}$ – интегральный КПД агрегата; $\eta_{\text{e}}^{\text{ГТД}}$ – эффективный КПД ГТД с учетом потерь в газоздушном тракте агрегата; $\eta_{\text{п}}^{\text{ЦК}}$ – политропный КПД ЦК.

При функционально-эксергетическом подходе системная характеристика агрегата определяется с использованием зависимости [2]

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{TCA}} = \left[\lambda_I^{\text{ГТП}} \cdot \eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}} + (1 - \lambda_I^{\text{ГТП}}) \right] \cdot \eta_{\text{ex}}^{\text{ЦК}}, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{ex}}^{\text{TCA}}$ – эксергетический КПД агрегата, определяемый с учетом основных и вспомогательных систем; $\lambda_I^{\text{ГТП}}$ – доля располагаемой эксергии на входе в ГТП в общем потоке эксергии на входе в агрегат; $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}}$ – эксергетический КПД газотурбинного привода (ГТП), определяемый с учетом всех систем в его составе; $\eta_{\text{ex}}^{\text{ЦК}}$ – эксергетический КПД ЦК.

Следует отметить, что с использованием зависимости (1) определяется эффективность рабочего процесса агрегата с учетом только основных его элементов – ГТД и ЦК, т.е. учитывается процесс компримирования у.г. в ЦК и выработка механической энергии в ГТД. Зависимость (2) оценивает эффективность рабочего процесса ТКА как сложной энерготехнологической системы, в которой происходят разнокачественные энергопреобразования не только в основных, но и во

вспомогательных системах (охлаждения, смазки, утилизации теплоты и т.д.), сопровождающиеся подводом т.г., электроэнергии, теплоты, сжатого воздуха.

Существенное влияние на выбор зависимости (1) или (2) при системном анализе рабочего процесса компрессора или агрегата имеет тип привода. В частности, работа электропривода (ЭП) не сопровождается физико-химическими и сложными тепловыми процессами, что характерно для ГТД. В связи с этим зависимость (1) может быть предпочтительной для определения системной характеристики электроприводного ТКА. Это связано с тем, что преобладающее влияние на величину $\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}}$ будут оказывать КПД компрессора и электродвигателя, а влияние вспомогательных систем на рабочий процесс такого агрегата будет несущественным. В тоже время для газотурбинного ТКА различие между величиной $\eta_{\Sigma}^{\text{ТКА}}$ и $\eta_{\text{ex}}^{\text{ТКА}}$, например, в случае агрегата для линейной КС может достигать 3,2 % (абсолютных) для агрегатов мощностью 6,3 – 16 МВт. В связи с этим при углубленном анализе рабочего процесса газотурбинного ТКА более целесообразно применять зависимость (2) при построении его системной характеристики.

При проведении системного анализа эффективности агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 для КС магистральных газопроводов (МГ) использованы ранее полученные результаты модельных и натурных испытаний ГТД Д-336-1 в ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»; компрессора НЦВ-6,3/56-1,45, ГТП, вспомогательных систем и ТКА в СМНПО на стенде замкнутого контура (ЗК) [9 – 12]. Анализ рабочего процесса агрегата и учет влияния отдельных систем на его эффективность выполняется на основе данных об эксергетических КПД элементов ЭТС (рис.1), абсолютных (ΔE_D) и относительных потерь эксергии (δE_D) [11, 12].

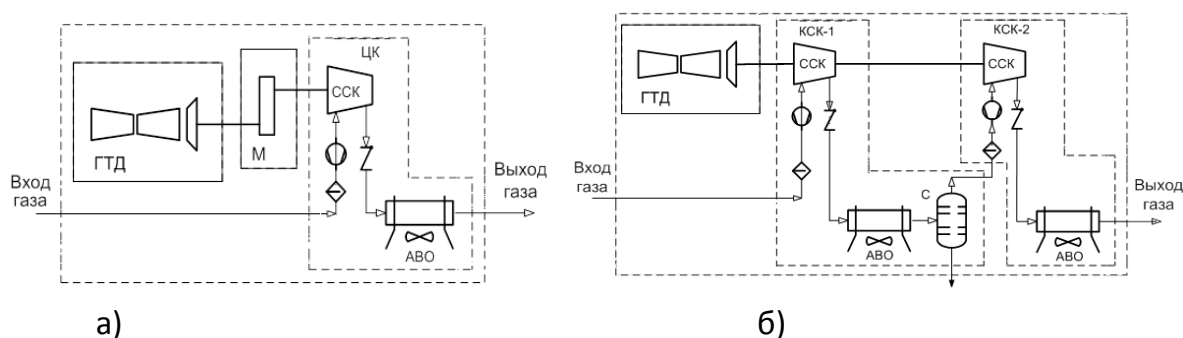


Рис. 1. Принципиальные схемы агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А: а) с однокаскадным ЦК; б) с двухкаскадным ЦК; М – мультипликатор; КСК-1, 2 – каскады сжатия компрессора; остальные обозначения в тексте.

Анализ эффективности рабочего процесса блочно-комплектного агрегата выполняется с использованием вышеприведенных зависимостей (1) и (2) со следующими допущениями и условиями: температура циклового воздуха на входе в ГТД и технологического газа на входе в ЦК принимается равной 288К; потери эксергии, вызванные тепловым взаимодействием между корпусом сжатия ЦК и

окружающей средой, не учитываются; не учитываются также потери эксергии в технологическом контуре агрегата и отборы сжатого воздуха от осевого компрессора газогенератора ГТД на нужды ТКА, теплота выхлопных газов ГТП; отбор мощности на привод электрогенератора собственных нужд агрегата; т.г. для ГТД поступает от автономного источника; мощность ЭП вспомогательных агрегатов принимается по паспортным данным.

Результаты расчетов по оценке эффективности рабочего процесса основных элементов и ТКА в целом, полученные на основе расчетной модели и экспериментальных данных для проектного режима работы агрегата, приведены в табл. 1 и на рис. 2. В таблице представлено также распределение абсолютных и относительных потерь эксергии, оказывающих влияние на уровень эффективности рабочих процессов в отдельных элементах ТКА.

Таблица 1. Основные параметры и показатели эффективности работы агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 и его элементов

Параметр		$G_{кг}^*$, кг/с	$N_{П}^*$, кВт	η_{ex} , (σ_{ex}^{ABO}) %	ΔE_D , кВт	δE_D , %
Расчетная характеристика						
ССК	проектный	95	6410	89,3	715	3,44
	оптимальный*	94	6380	89,4	710	3,43
АВО		95	80	(94,5)	305	1,47
ЦК	проектный	95	6410	84,6	1010	4,85
	оптимальный	97	6470	84,9	1015	4,84
ГТП			6410	31,1	14132	68,43
ТКА	проектный	95	6410	26,5	15300	73,4
	оптимальный	100	6540	26,8	15750	73,3
Экспериментальная характеристика						
ССК	проектный	95	6125	91,0	550	2,81
	оптимальный	91	6000	91,5	525	2,69
АВО		95	80	(95,1)	277	1,38
ЦК	проектный	95	6125	86,9	820	4,15
	оптимальный	93	6070	87,1	810	4,10
ГТП			6125	30,6	13760	68,76

* КГ – компримируемый газ; П – потребляемая мощность (мощность силовой турбины); под оптимальным режимом работы агрегата и его элементов подразумевается режим, при котором достигается максимальное значение его эксергетического КПД.

ТКА	проектный	95	6125	27,1	14650	72,95
	оптимальный	98	6225	27,2	14800	72,87

При проектном режиме работы ЦК потери эксергии в его основном функциональном элементе (ССК) равны 715 кВт ($\delta E_D=3,44\%$) и 550 кВт ($\delta E_D=2,81\%$), а ее эксергетические КПД равны 89,3 и 91,0 % при $G_{КГ} = 95$ кг/с (табл. 1; рис. 2, т. А) для расчетной и экспериментальной характеристик, соответственно. Различие в значениях КПД составляет 1,9 % (относительных), что свидетельствует об удовлетворительном совпадении расчетных и экспериментальных данных. Оптимальным значениям $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ соответствует т. В (рис. 2). Наличие рассогласования между т. А и В по массовому расходу является следствием определенного недостатка методологии проектирования, основанной на методе моделирования, при котором используются имеющиеся характеристики базовых проточных частей.

Наименьший уровень относительных потерь эксергии наблюдается в аппарате воздушного охлаждения (АВО) и равен 1,47 и 1,38 % для расчетной и экспериментальной характеристик ССК соответственно, что обусловлено незначительным повышением температуры (ΔT) углеводородного газа (у.г.), составляющим для компрессора НЦВ-6,3/56-1,45 при $\pi_K=1,45$ $\Delta T=32$ К и незначительными гидравлическими потерями в АВО.

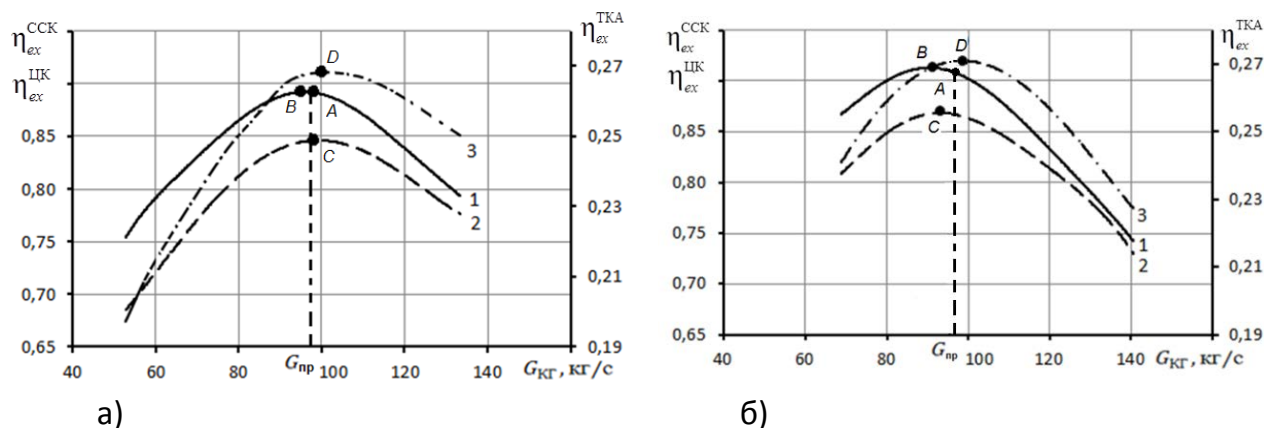


Рис. 2. Эффективность ТКА, полученная на основе: а) - расчетных ГДХ секции сжатия и ГТД; б) - экспериментальных характеристик ССК и ГТД; 1 – эксергетический КПД ССК; 2 – эксергетический КПД ЦК; 3 – эксергетический КПД ТКА (системная характеристика агрегата)

Интегральные потери эксергии в ЦК с учетом ССК и АВО составляют: для расчетной характеристики $\Delta E_D=1010$ кВт ($\delta E_D=4,85\%$), а для экспериментальной характеристики $\Delta E_D=820$ кВт ($\delta E_D=4,15\%$) (табл.1). Характер зависимости

$\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{КГ})$ определяется формой характеристики $\eta_{ex}^{ССК} = f(G_{КГ})$. При оптимальном значении КПД секции сжатия $(\eta_{ex}^{ССК})_{max} = 89,4\%$ (т. В, рис. 2, а) значение КПД для ЦК снижается на 4,5 % и составляет $\eta_{ex}^{ЦК} = 84,9\%$ (т. С, рис. 2, а). Это обусловлено увеличением потерь эксергии до 1010 кВт. Происходит также смещение оптимума $\eta_{ex}^{ЦК} = f(G_{КГ})$ (т. С, рис. 2, а) в область больших расходов относительно максимального КПД ССК (т. В, рис. 2, а) на величину $\Delta G_{КГ} = 97 - 95 = 2$ кг/с (2,1%) для расчетной и экспериментальной характеристик ССК, соответственно.

Характер изменения системной характеристики ЦК обусловлен перераспределением влияния «термической» (температура) и «механической» (давление) составляющих в потоках эксергии. Следует также принять во внимание тот факт, что в отечественной практике методика обработки экспериментальных данных при натурных испытаниях не учитывает влияния числа Re на повышение КПД. Это учтено, в частности, международным стандартом по испытаниям ЦК [13]. Как видно из данных рис. 2 (а, б), это приводит к некоторому разбросу в соотношениях расчетных и экспериментальных данных величины КПД (например, $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max} = 84,9\%$, рис. 2, а и $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max} = 87,1\%$, рис. 2, б, соответственно), а также к перераспределению потоков эксергии и ее потерь в отдельных элементах ЭТС агрегата [11].

Наибольшие потери эксергии имеют место в ГТП ($\Delta E_D = 14132$ кВт, $\delta E_D = 68,43\%$ и $\Delta E_D = 13760$ кВт, $\delta E_D = 68,76\%$ для расчетной и экспериментальной характеристик ССК и ГТД, табл.1) Такой уровень потерь обусловлен особенностями рабочего процесса ГТД, а соотношение потерь в ССК и ГТП особенностями рабочего процесса ЦК и соответствующей загрузкой силовой турбины (СТ).

При анализе интегральных (системных) характеристик ТКА выявляется преимущественное влияние ГТП на величину КПД агрегата при различных режимах работы и на изменение характера зависимости $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КГ})$. При этом расчетная системная характеристика имеет четко выраженный оптимум при $G_{КГ} = 100$ кг/с (т. Д, рис. 2, а), когда $\eta_{ex}^{ТКА} = 26,8\%$. Рассогласование между $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ и $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$ по массовой производительности составляет 3,0%, а по значению потребляемой мощности 1,1%. Рассогласование между проектным режимом работы компрессора (т. А, рис. 2, а, б) и оптимумом характеристики $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{КГ})$ (т. Д, рис. 2, а, б) составляет по массовому расходу ($\Delta G_{КГ}$) компримируемого газа 5,0 % и по величине мощности ($\Delta N_{П}$) 2,0 % для расчетных характеристик ССК и ГТД. При экспериментальном определении характеристик ССК и ГТД рассогласование по $\Delta G_{КГ} = 3,1\%$ и $\Delta N_{П} = 1,6\%$ [12]. Данный результат является следствием применения в составе ПЧ компрессора рабочих колес с выходными углами $\beta_{Л2} = 32^\circ$ и лопаточных

диффузоров, что не наблюдается в случае применения безлопаточного диффузора [3].

На рис. 3 представлены системные характеристики агрегата типа ГПА-Ц-6,3А и данные о топливной эффективности агрегата. Результаты получены на основе функционального и функционально-энергетического подходов, исходя из расчетных и экспериментальных данных. При этом в качестве показателя топливной эффективности принят коэффициент относительного расхода т.г. ($K_{ТГ}$), определяемый с учетом напорной характеристики компрессора

$$K_{ТГ} = \frac{G_{ТГ}}{G_{КГ} \cdot \frac{\Psi_{П}}{\Psi_{П}^P}} = \frac{G_{ТГ}}{G_{КГ} \cdot \bar{\Psi}_{П}}, \quad (3)$$

где $G_{ТГ}$ – расход т.г. в ГТД; $\Psi_{П}$ – текущее значение коэффициента политропного напора ССК; $\Psi_{П}^P$ – коэффициент политропного напора на расчетном режиме; $\bar{\Psi}_{П}$ – относительная величина коэффициента $\Psi_{П}$.

Коэффициент $K_{ТГ}$ учитывает не только расход т.г., но и изменение напорной характеристики компрессора и в этом смысле может рассматриваться как системный параметр, характеризующий эффективность агрегата, создаваемый на основе ЦК.

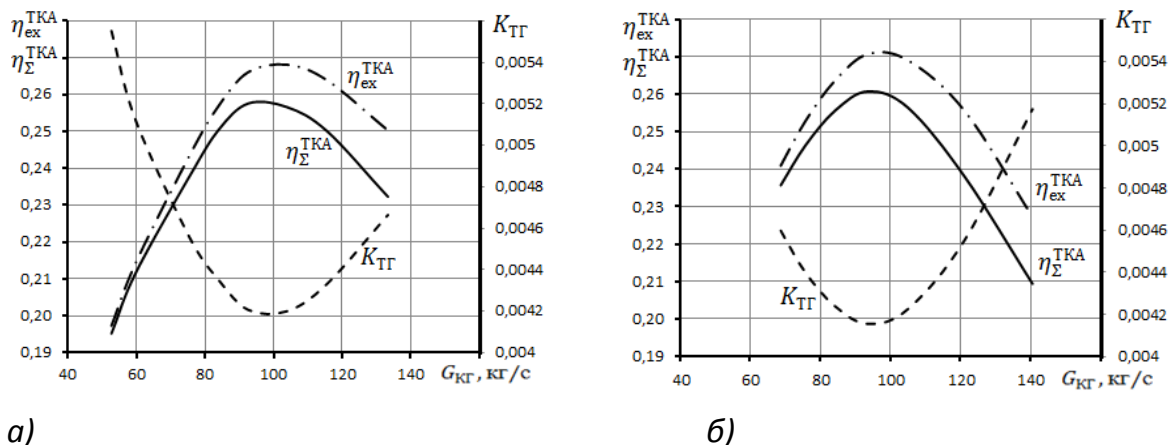


Рис. 3. Системные характеристики агрегата типа ГПА-Ц-6,3А, полученные на основе функционального и функционально-энергетического подходов и характеристики топливной эффективности: а) расчетные значения; б) характеристики на основе экспериментальных данных

Из рис. 3 видно, что интегральный критерий топливной эффективности имеет ярко выраженный оптимум по $(K_{ТГ})_{min}$, соответствующий $(\eta_{ex}^{TKA})_{max}$. В тоже время системные характеристики агрегата, полученные на основе функционального и функционально-энергетического подходов, имеют существенные различия. Это является следствием особенностей подходов в определении КПД агрегата с учетом основных и вспомогательных элементов. Таким образом, несмотря на отмеченную

неточность методики обработки результатов натурных испытаний, полученные данные показывают удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных и целесообразность применения расчетной методики для анализа ЭТС агрегатов других модификаций и параметров.

Ранее в работе [3] показано, что применение рабочих колес (РК) с выходными углами лопаток $\beta_{Л_2} \leq 22,5 - 30^\circ$ в сочетании с лопаточными или безлопаточными диффузорами (БЛД) в конструкции ЦК обеспечивает совпадение $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ и $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$ по $G_{КГ}$ и $N_{П}$. Комплектация ПЧ компрессора РК с $\beta_{Л_2} > 32^\circ$ и лопаточными диффузорами (ЛД), как видно на примере ЦК агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45, приводит к рассогласованию системной характеристики ТКА и характеристики $\eta_{ex}^{ЦК} = f(N_{П}, G_{КГ})$, что также снижает топливную эффективность агрегата. Аналогичные результаты получены и для перспективного агрегата типа ГПА-Ц-32 мощностью 32МВт, укомплектованного одноступенчатым ЦК консольного типа. Следует отметить, что в конструкции ПЧ этого типа впервые в отечественной практике достигнуто значение политропного КПД 90%, что подтверждено испытаниями на специальном аэродинамическом стенде. Результаты термодинамического анализа агрегата типа ГПА-Ц-32 показали, что применение средненапорной ПЧ с с РК с $\beta_{Л_2} = 32^\circ$ и БЛД конструкции кафедры КВХТ С.-ПбГПУ (рис.4) обеспечивает совпадение $(\eta_{ex}^{ЦК})_{max}$ и $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ по массовой производительности. Использование высоконапорной ПЧ с РК с $\beta_{Л_2} = 52^\circ$ и ЛД разработки ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» (рис. 4) приводит к рассогласованию $(\eta_{ex}^{ТКА})_{max}$ и $(\eta_{ex}^{ССК})_{max}$ (рис. 5). Величина рассогласования по значению $\varepsilon = \Delta G_{КГ} / G_{КГ}$ достигает 11,6%. Применение высоконапорной ступени сжатия существенно уменьшает радиальные размеры ЦК, но требует применения специальных способов регулирования характеристик как компрессора, так и ГТД для их согласования.

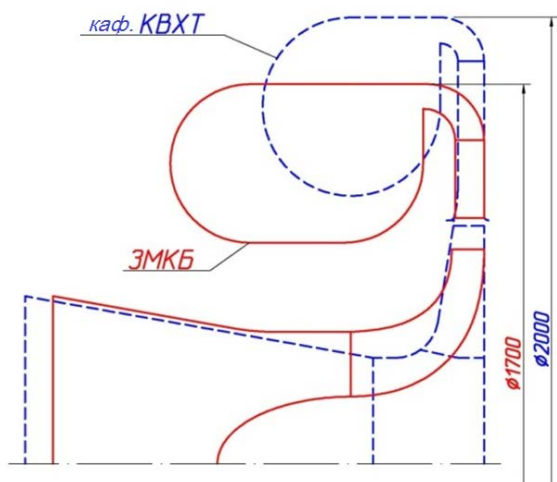


Рис. 4. Геометрические характеристики ПЧ разработки: кафедры KBXT С.–ПБГПУ и ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»

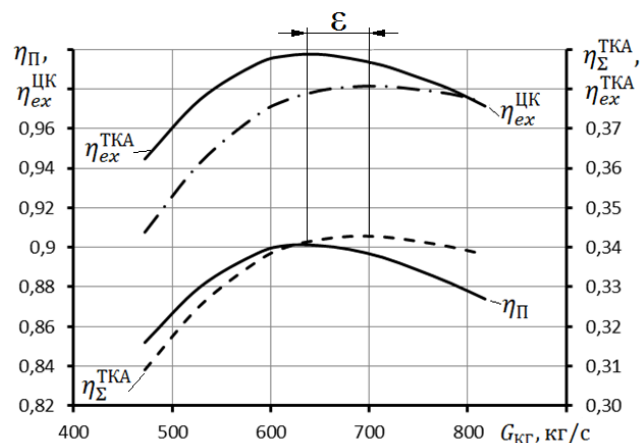


Рис. 5. Сопоставление КПД компрессора и КПД агрегата типа ГПА-Ц-32С, исходя из его системной характеристики ЦК с ПЧ конструкции ГП «Ивченко-Прогресс», укомплектованной РК с $\beta_{Л_2} = 52^0$ и ЛД

Реализация способов управления системной характеристикой агрегата с целью полной согласованности режимов работы ГТД и ЦК для достижения оптимального режима работы агрегата связаны с необходимостью применения средств механизации проточной части как ЦК, так и газогенератора ГТД, а также его СТ. В частности, для воздействия на газодинамическую характеристику ЦК и системную характеристику агрегата целесообразно предусматривать в конструкции ЦК регулируемые входные направляющие аппараты, а в составе ГТД регулируемые сопловые аппараты СТ. Как известно, эксплуатируемые в настоящее время отечественные ГТД, полученные путем конвертирования авиационных и судовых двигателей, не обеспечены такими средствами регулирования в конструкции СТ. Компрессоры высокого давления для у.г., применяемые в составе ТКА, также не имеют средств управления их газодинамическими характеристиками, что не позволяет реализовать предложенную методику выбора совместных режимов работы ЦК и ГТД в полном объеме. В связи с этим разработка способов управления характеристиками ЦК и ГТД и системной характеристикой агрегата должно быть предметом специальных исследований и конструкторских разработок. Также для управления системной характеристикой агрегата и согласованием режимов работы ЦК и ГТД необходимо создание новых алгоритмов работы САУ и Р.

Результаты настоящей работы позволяют также сделать вывод о целесообразности проведения исследований с целью более широкого применения

регулируемого электропривода (ЭП) в составе агрегатов и КУ различного назначения [6].

С использованием изложенных подходов осуществлялся анализ эффективности рабочего процесса и ЭТС дожимных агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А для КС «Яро-Яхинская» (ОАО «Газпром», Россия). С целью анализа возможности создания более экономичных агрегатов для этой и других ДКС были рассмотрены ЭТС агрегатов ТКА-Ц-6,3А/77-4,37 с мультипликатором (рис. 1, а) и без мультипликатора, но с двухкаскадным (двухкорпусным) ЦК (рис. 1, б) [14, 15].

При однокаскадной схеме сжатия применяется шестиступенчатая ССК, обеспечивающая на проектном режиме: $P_k=7,68$ МПа при $n_p=13000$ об/мин; $\pi_k = 4,37$; $G_{кГ} = 13,9$ кг/с и $\eta_{\Pi} = 67\%$. Дожимной ТКА с двухкаскадным ЦК на те же параметры может быть создан без мультипликатора ($n_p=8200$ об/мин, рис. 1, б). При этом в составе КСК-1 целесообразно использовать ССК с пятиступенчатой проточной частью на $\pi_k = 2,45$ с $\eta_{\Pi} = 73,3\%$, АВО и С; в КСК-2 – пятиступенчатую проточную часть на $\pi_k = 1,84$ с $\eta_{\Pi} = 65,2\%$ и концевым АВО газа (рис. 1, б).

Результаты термодинамического анализа рабочего процесса агрегата и его ЭТС показали, что для однокаскадного ЦК значение максимального эксергетического КПД составляет 53,1 %. Системная характеристика агрегата $\eta_{ex}^{ТКА} = f(G_{кГ})$ имеет четко выраженный оптимум при значении $\eta_{ex}^{ТКА} = 16,39$ %. Применение двухкаскадного ЦК позволяет существенно уменьшить суммарные потери эксергии в ЦК с 2600 до 1960 кВт, а интегральные потери в рабочем процессе ТКА с 15300 до 13700 кВт. Тем самым повышается эксергетический КПД агрегата с 15,72 до 17,02 % и обеспечивается снижение N_{Π} на 725 кВт на проектном режиме, что обеспечивает экономию т.г. на 9,5 % (до 1 млн. нм³/год). Однако реализация двухкаскадной схемы повышает стоимость агрегата, в связи с применением 2^х корпусного ЦК. Для определения наиболее целесообразной схемы ТКА и анализа влияния различных факторов при его эксплуатации был выполнен расчет стоимости жизненного цикла (СЖЦ) различных вариантов ЭТС с учетом капитальных и эксплуатационных затрат (табл. 2). Основной составляющей эксплуатационных затрат газотурбинного ТКА является стоимость т.г. При цене т.г. в 150 \$/тыс.м³ и ниже СЖЦ агрегата с однокаскадным ЦК будет ниже, чем при двухкаскадном ЦК. При цене т.г. в 300 \$/тыс.м³ агрегаты будут равноэкономичны, а при повышении цены т.г. более 300 \$/тыс.м³ целесообразно применение ТКА с двухкаскадным ЦК.

Таблица 2. Результаты расчета СЖЦ дожимных агрегатов типа ТКА-Ц-6,3А для ДКС «Яро-Яхинская» (ОАО «Газпром», Россия)

Наименование	ТКА с однокаскадным ЦК	ТКА с двухкаскадным ЦК
Капитальные затраты, тыс. \$	10114,6	13392,1
Назначенный ресурс работы ТКА, тыс. ч	100	100
Цена топливного газа, \$/тыс.м ³	150	150
Эксплуатационные затраты за весь жизненный цикл ТКА, тыс. \$	20017,33	18660,91
Стоимость жизненного цикла ТКА, тыс. \$	30131,96	32053,04

Таким образом, применение результатов термодинамического анализа эффективности рабочего процесса и оценки СЖЦ дает обширную информацию для выбора наиболее целесообразной ЭТС и компоновочной схем агрегата, а также возможных направлений дальнейшего совершенствования его конструкции.

Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Изложены основные положения нового научно-методического подхода к проектированию турбокомпрессорных агрегатов с газотурбинным приводом с использованием результатов комплексного термодинамического анализа их рабочего процесса и энерготехнологических схем.

Новый подход к проектированию агрегатов на основе ЦК и приводов различного типа сводится к определению оптимума системной характеристики агрегата (установки) и возможности совмещения его с проектным режимом работы компрессора. В случае рассогласования проектных режимов работы агрегата (установки) и компрессора в процессе эксплуатации требуется регулирование как газодинамических характеристик ЦК, так и мощностных характеристик привода, что обеспечивает достижение максимальной энергоэффективности проектируемого агрегата или установки.

2. На основе результатов комплексного термодинамического анализа с использованием эксергетического подхода к построению системной характеристики агрегата или установки могут быть решены практические задачи по созданию ТКА на более высоком научно-техническом уровне. К таким задачам относятся:

– проектирование и обоснование параметров ЭТС вновь разрабатываемого или модернизируемого изделия;

- выбор требуемых газодинамических характеристик (ГДХ) проточной части ЦК на основе анализа системной характеристики агрегата (установки), полученной с использованием функционального или функционально-энергетического подходов;
- формулировка требований к характеристикам ЦК и привода, обеспечивающих достижение оптимального режима работы агрегата по топливной эффективности в случае применения ГТД или энергоэффективности в случае ЭП;
- обоснование и разработка алгоритмов управления САУ и Р компрессора или агрегата, обеспечивающих реализацию режимов работы с максимальной энергоэффективностью;
- разработка технических требований на создание новых элементов ЭТС в составе ЦК или агрегата (установки) на основе результатов комплексного термодинамического анализа.

3. Установлено, что при использовании в конструкции центробежных компрессоров рабочих колес с $\beta_{Л_2} \leq 22,5 - 30^0$, а также применение как лопаточных так и безлопаточных диффузоров в составе ПЧ ($\pi_K = 1,25 - 1,45$ для ТКА линейных КС) обеспечивается оптимальный режим работы агрегата, создаваемого на основе серийных ГТД отечественной конструкции. В случае применения рабочих колес компрессорного типа ($\beta_{Л_2} > 32^0$) в составе дожимных ЦК требуется создание ПЧ с регулируемыми ГДХ, а также создание новых конструкций приводных ГТД с регулируемыми сопловыми аппаратами в составе силовых турбин двигателей.

4. На основе одноступенчатого ЦК консольного типа с $\pi_K = 1,35$ и $\eta_{П} = 90\%$ может быть создан агрегат типа ГПА-Ц-32 мощностью 32МВт с использованием низконапорных ПЧ конструкции кафедры КВХТ С.ПбГПУ, имеющих безлопаточный диффузор и рабочее колесо с $\beta_{Л_2} = 32^0$. Применение высоконапорных ПЧ конструкции ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» (г.Запорожье, Украина) позволяет создавать высокоэффективный ЦК с существенно меньшими массогабаритными характеристиками. Однако для достижения оптимальных режимов работы ТКА с высоконапорным одноступенчатым ЦК требуется использование в его конструкции регулируемых входных направляющих аппаратов и ГТД с соответствующими регулировочными характеристиками. Целесообразно также рассмотреть применение регулируемого электропривода в составе ЦК или ТКА такого типа.

5. С целью создания параметрического ряда высокоэффективных конструкций одноступенчатых ЦК консольного типа на основе проточной части ЦК мощностью 32МВт для агрегатов линейных КС магистральных газопроводов мощностью 6,3 – 16 МВт целесообразно проведение НИР и ОКР по созданию проточных частей с регулируемыми входными направляющими аппаратами различного типа.

6. На основе методики комплексного термодинамического анализа рабочего процесса ТКА (ЦК) с газотурбинным приводом целесообразно осуществить НИР и

ОКР по исследованию эффективности рабочего процесса ЦК (ТКА), создаваемых на основе ПЧ различного типа и регулируемого электропривода современной конструкции.

7. При создании компрессорного оборудования для КС различного назначения требуется проведение анализа их эффективности с использованием технико-экономических показателей на стадии разработки их ЭТС. В частности, при создании агрегата типа ТКА-Ц-6,3А с двигателем Д-336-2/1 и двухкорпусным ЦК с $\pi_K = 4,37$ для дожимной КС обеспечивается повышение интегрального (эксергетического) КПД на 7,6 % (относительных). В тоже время, как показывает анализ стоимости жизненного цикла агрегата, при стоимости транспортируемого газа 150\$/тыс.нм³ целесообразно применение однокорпусного ЦК. При стоимости газа 300 \$/тыс.нм³ более выгодным является применение двухкорпусного ЦК в составе агрегата.

8. Полученные результаты подтверждают целесообразность расширения объема предпроектных НИР и ОКР в процессе создания нового компрессорного оборудования с использованием, в частности, методики комплексного анализа его энергоэффективности. Особую актуальность это приобретает в связи с необходимостью учета на стадии проектирования эксплуатационных данных и реальных режимах работы КС.

Литература:

1. Соколов С.Г. Газоперекачивающие агрегаты с авиаприводом и способы повышения их эффективности: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.06/МИХМ.–М.; 1984. –18с.
2. Парафейник В.П. Научные основы совершенствования турбокомпрессорных установок с газотурбинным приводом: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.16 «Турбомашины и турбоустановки» / В.П. Парафейник – Харьков, 2009. – 41 с.
3. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа / В.П.Парафейник, А.Н. Нефедов, В.Е. Евдокимов, И.Н. Тertyшный // Компрес. техника и пневматика. – 2012. – №2. – С.18–25.
4. Сагитов Р.Р. Повышение эффективности эксплуатации элементов компрессорных станций на базе эксергетического анализа: Автореф. дис. ... канд. тех. наук: спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» / Р.Р. Сагитов – М., 2014. – 167 с.
5. Анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы / И.Н.Тertyшный, В.П.Парафейник, А.Н.Нефедов, С.А.Рогальский // Компрес. и энергет. машиностроение. – 2014. - №4. – С.6–10.

6. Тертишний І.М. Удосконалення конструкції блоково-комплектних турбокомпресорних агрегатів з газотурбінним приводом для компресорних станцій магістральних газопроводів: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.16 «Турбомашини та турбоустановки» / І.М. Тертишний – Харків, 2018. – 25 с.

7. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Тсатсаронис Дж. /. – Одесса: Негоциант. – 2002. – 152с.

8. Системно-структурный анализ парокompрессорных термотрансформаторов / Ю.М.Мацевитый, Э.Г.Братута, Д.Х.Харлампиди, В.А.Тарасова // Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины. – Харьков. – 2014. – 269с.

9. Выбор системной характеристики турбокомпресорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. I. Состояние вопроса и объекты исследования / В. П. Парафейник, Н. С. Щербаков, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 4. – С. 12 – 18.

10. Выбор системной характеристики турбокомпресорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. II. Методологические подходы к созданию блочно-комплектных турбокомпресорных агрегатов для компресорных станций газовой промышленности / В. П. Парафейник, Н. С. Щербаков, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 3 – 11.

11. Выбор системной характеристики турбокомпресорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. III. Исследование эффективности основных систем турбокомпресорного агрегата ГПА-Ц-6,3А/56-1,45 по результатам его натурных испытаний / Н. С. Щербаков, В. П. Парафейник, А. А. Рябов, В. В. Шевчук, В. Н. Разношинский, И. Н. Тертышный, С. А. Прилипко // Пробл. машиностроения. – 2017. – Т. 20, № 2. – С. 11 – 18.

12. Выбор системной характеристики турбокомпресорного агрегата на основе анализа его эффективности по результатам натурных испытаний. Ч. IV. Анализ системной характеристики турбокомпресорного агрегата типа ГПА-Ц-6,3А и возможность оптимизации режимов его работы на стадии проектирования / Парафейник В. П., Тертышный И. Н., Прилипко С. А., Рябов А. А. // Проблемы машиностроения. – 2017. – Т. 20, №4. – С. 3–12.

13. API STANDARD 617. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors. Eighth Edition, Washington: American Petroleum Institute, 2014. –373р.

14. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Ч.1. / И.Н. Тертышный, С.А. Прилипко, Е.А. Мирошниченко, В.П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2015. – Т.18, №4/1. – С.9–17.

15. Вопросы термодинамического анализа эффективности рабочего процесса дожимных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Ч.2. / И.Н. Тертышный, С.А. Прилипко, В.П. Парафейник // Пробл. машиностроения. – 2016. – Т.19, №2. –С.10–18.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЁННОСТИ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА К-2100.

*Д.С. Алевский¹, Ф.М. Андреев¹, А.Ю.Голубев¹, М.Г.Гуральник¹, к.т.н. С.А. Иванов¹,
д.т.н. М.Е Колотников¹, М.М. Ленцман¹, В.В. Герасимов², к.т.н. П.В. Макаров²,
И.В. Чеботарь², С.Ю. Данилкин³, Д.А. Редькин³*

¹ АО «РЭПХ», г. Санкт-Петербург

² ПК «Салют» АО «ОДК», г. Москва

³ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва

Аннотация

Выполнен анализ динамической напряженности лопаточного аппарата ротора и статора осевого компрессора ОК-2100. Препарирование лопаток тензорезисторами и подготовка ротора и статора к испытаниям произведены силами ПК «Салют» АО «ОДК» г. Москва. Испытания компрессора производились на стенде ЗАО «НЗЛ», г. Санкт-Петербург. Обработка результатов тензометрирования и анализ нерезонансных колебаний потока выполнены силами ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», г. Москва.

Ключевые слова

Осевой компрессор, рабочие и направляющие лопатки, вибронпряженное состояние, модальный анализ, тензометрирование.

Введение

Осевой компрессор ОК-2100, предназначен для подачи атмосферного воздуха в установки каталитического крекинга «Комплекса нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов» ПАО «Татнефть».

Ввиду крайне сжатых сроков разработки агрегата и базируясь на имеющемся на заводе опыте по изготовлению осевых компрессоров газотурбинных установок ГТ-700-5 и ГТ-700-12 для ротора вновь проектируемого компрессора была выбрана ступень К-100-1 как наиболее изученная в условиях периферийной подрезки. По форме проточной части компрессор ОК2100 соответствует второму типу проточной части - с переменным наружным диаметром и постоянным внутренним.

В процессе проектирования, исходя из заданных газодинамических параметров компрессора, были определены габаритные размеры лопаток, окончательный профиль которых был получен масштабированием аналогов роторных (рабочих) и статорных (направляющих) лопаток.

Компрессоры агрегатов ГТ-700-5 и ГТ-700-12, взятые за прототип, в результате доводки и опытной эксплуатации имели высокие характеристики надежности.

Однако, учитывая, что агрегат ОК-2100 имеет отличия, обязательным этапом и основной целью данной работы являлся анализ динамической напряженности лопаточного аппарата компрессора во всем рабочем диапазоне.

Для определения уровня действующих динамических напряжений и спектра собственных частот колебаний компрессорных лопаток в рабочих условиях был использован метод натурного тензометрирования.

Вибрационные напряжения в ступенях реальных турбомашин зависят от ряда случайных факторов конструкционного, технологического и эксплуатационного характера и в уровне напряжений даже для лопаток одной ступени могут быть заметные различия, что вызвано разбросом (в пределах принятых допусков) геометрических размеров лопаток, различным уровнем конструкционного демпфирования лопаток в ступени и другими причинами.

Тензометрирование позволяет определить уровень динамических напряжений, возникающих в лопатках в процессе эксплуатации и оценить действительные коэффициента запаса по динамической прочности лопаток и, при необходимости, разработать мероприятия конструкционного, технологического и эксплуатационного характера по повышению предела выносливости лопаток и снижению уровня динамических напряжений.

Объект исследований

Объектом исследований был 15-ти ступенчатый осевой компрессор ОК-2100 (рисунок 1). Основные параметры приведены в таблице 1.

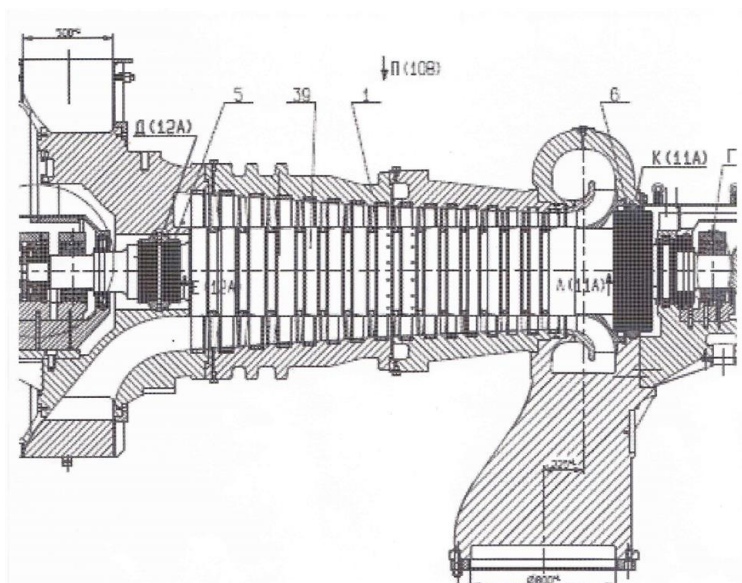


Рисунок 1. Конструкция 15-ти ступенчатого осевого компрессора ОК-2100

Таблица 1. Основные характеристики компрессора

Наименование параметра	Номинальный режим
Производительность, при P=0,1013 МПа и t= 0 °С, нм ³ /ч	106673
Производительность объемная, отнесенная к начальным условиям, м ³ /ч	127170
Мощность, требуемая на привод, вкл. потери, кВт	8051
Давление воздуха начальное, абсолютное при входе во всасывающий патрубок компрессора, МПа	0,0975
1. Давление воздуха конечное, абсолютное при выходе из нагнетательного патрубка компрессора, МПа	0,457
2. Температура воздуха начальная при входе во всасывающий патрубок компрессора, °С	40
3. Температура воздуха конечная расчетная при выходе из нагнетательного патрубка компрессора, °С	239,5
4. Частота вращения ротора, об/мин	5060

Минимальная рабочая частота вращения ротора компрессора– 3900 об/мин, максимальная частота вращения – 5313 об/мин.

Количество направляющих и рабочих лопаток в ступенях исследуемого компрессора представлено в таблице 2.

Таблица 2. Количество направляющих и рабочих лопаток в компрессоре

Ступень		ВНА	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
НА	7	34	34	34	34	36	36	36	36	36	36	38	38	38	38	38	38
РЛ			28	28	28	36	36	36	36	36	36	39	39	39	39	39	39

Рабочие лопатки 1-15 ступеней изготовлены из стали 20Х13. Механические свойства материала приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Механические свойства 20Х13

T исп., ОС	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	Ψ , %	КСУ, Дж/см ²
20	510	815	21	66	64-171
300	392	539	18	66	196

Основная часть

Модальный анализ

Исследование собственных частот и форм колебаний, а также распределение относительных напряжений на этих формах рабочих лопаток и направляющих лопаток выполнялась с помощью вычислительного комплекса ANSYS 19.1. Выборочные результаты модального анализа лопаток 1-3 ступеней показаны на рисунке 2. Формы колебаний названы условно, исходя из положения узловых линий на поверхности профильной части лопаток.

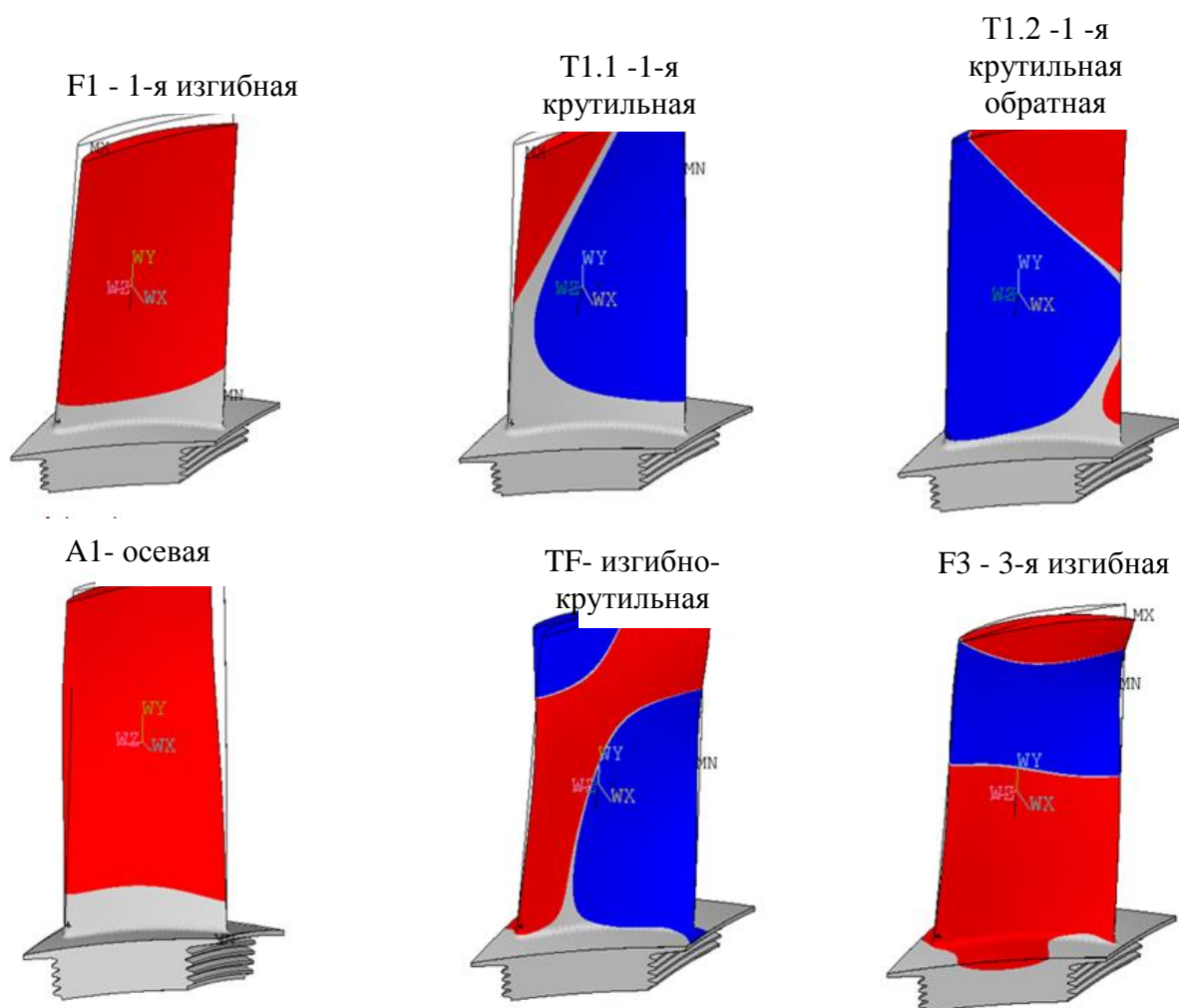


Рисунок 2. Формы колебаний рабочих лопаток 1-3 ступеней

Собственные частоты рабочих лопаток, полученные расчетным (F_p) и экспериментальным путем ($F_{\text{эксп}}$), представлены в таблице 3.

Таблица 3. Собственные частоты колебаний лопаток по основной (первой) изгибной форме

Номер ступени	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_{\text{эксп.}}$, Гц	305-318	343-355	396-402	312-320	350-366	400-411	461-475	512-527
F_p , Гц	313	351	399	316	357	408	470	520
Номер ступени	9	10	11	12	13	14	15	
$F_{\text{эксп.}}$, Гц	563-585	535-547	588-608	647-664	718-745	818-833	902-933	
F_p , Гц	576	537	600	654	727	813	925	

Экспериментальные собственные частоты были получены замером после сборки лопаток в роторе ОК с окружным натягом и окончательной обработки по формулярной высоте.

Рассчитанные собственные частоты имели удовлетворительную корреляцию с замеренными частотами изготовленных лопаток.

Для оценки вибрационной отстройки были построены Кэмпбелл диаграммы для лопаток всех ступеней. Кэмпбелл диаграммы рабочих лопаток 1-3 ступеней представлены на рисунке 3.

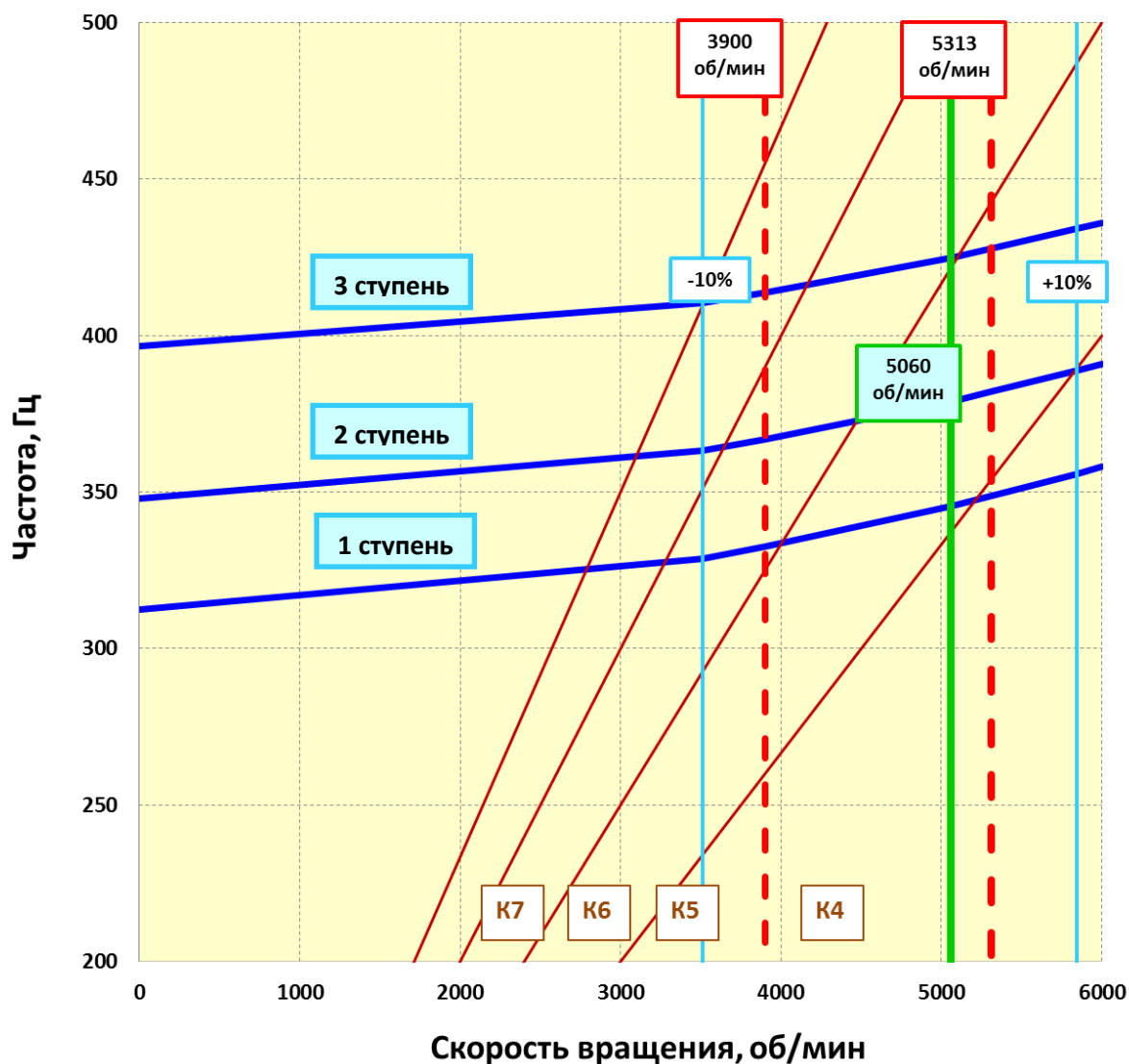


Рисунок 3. Кэмпбелл диаграммы рабочих лопаток 1-3 ступеней

Сводные результаты модального анализа рабочих лопаток ротора ОК-2100 представлены в таблице 4.

Таблица 4. Частоты вращения ротора ОК-2100 и резонансные частоты колебаний рабочих лопаток

№ ступени	Форма колебаний	Кратность	Резонансные обороты, об/мин	Резонансная частота, Гц
1	M1	4	5194	346,3
	M1	5	3991	332,6
	M5	34	5114	2897,7
2	M4	34	3718	2106,9
	M1	5	4486	373,9
	M5	34	5605	3176,3

3	M4	34	4104	2325,9
	M1	5	5082	423,5
	M1	6	4143	414,3
4	M1	4	5314	354,3
	M1	5	4048	337,4
	M5	36	5459	3275,4
	M5	34	5788	3279,6
5	M4	36	3826	2295,8
	M1	5	4578	381,5
	M1	6	3713	371,3
6	M4	36	4250	2549,9
	M1	5	5218	434,8
	M1	6	4233	423,3
7	M4	36	4759	2855,7
	M1	6	4873	487,3
	M3	36	3594	2156,4
8	M3	36	3972	2383,5
	M4	36	5162	3097,2
	M1	6	5390	539,0
9	M3	36	4394	2636,4
	M4	36	5591	3354,3
	M1	6	5957	595,7
10	M3	36	4230	2538,3
	M3	38	4005	2536,3
	M4	36	5351	3210,5
	M4	38	5068	3209,7
	M1	6	5556	555,6
11	M3	38	4395	2783,7
	M4	38	5469	3463,9
12	M3	38	4847	3069,6
	M2	38	3575	2264,4
13	M2	38	3803	2408,5
	M3	38	5372	3402,0
14	M2	38	4056	2568,5
15	M2	38	4340	2748,5

Выделенные желтым цветом строки таблицы 4 соответствуют рассчитанным резонансным частотам, находящимся вне рабочего диапазона частот вращения ротора компрессора.

Определение мест наклейки датчиков

С целью определения мест наклейки датчиков для тензометрирования было выполнено:

- статический анализ прочности для скорости, соответствующей резонансным частотам вращения ротора;
- модальный анализ, соответствующий резонансным частотам вращения с извлечением относительных напряжений;
- извлечение из статического анализа для всех внешних узлов пера лопатки эквивалентного напряжения Мизеса, обусловленного центробежной нагрузкой;
- извлечение из модального анализа для всех внешних узлов пера лопатки динамических относительных эквивалентных напряжений Мизеса и динамических радиальных напряжений;
- построение Гудман диаграммы для материала лопатки;
- построение на Гудман диаграмме точек для всех внешних узлов: координата X – статическое эквивалентное напряжение Мизеса, координата Y – динамическое эквивалентное напряжение Мизеса;
- скалирование для каждой построенной точки (внешнего узла) динамического эквивалентного напряжения Мизеса до линии Гудмана.
- определение максимального коэффициента скалирования для всех внешних узлов $Sc(\max)$;
- скалирование всех динамических напряжений с коэффициентом $Sc(\max)$. В результате скалирования только одна точка (критический узел) будет лежать на Гудман линии, все остальные точки будут лежать ниже Гудман линии (рисунок 4).

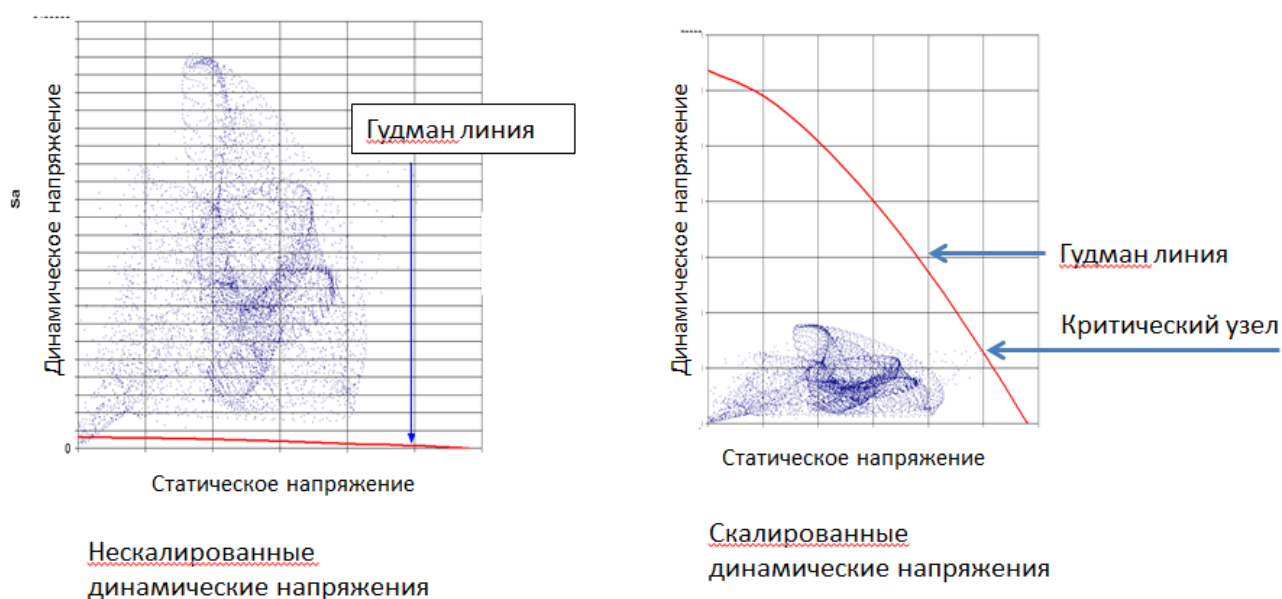


Рисунок 4. Скалирование динамических напряжений для внешних узлов

- определение чувствительности датчика для каждого внешнего узла лопатки. Чувствительность датчика определялась как отношение скалированного динамического напряжения в узле к скалированному динамическому напряжению критического узла. Учитывая радиальное направление расположения датчика в качестве чувствительности датчика принималось отношение скалированного радиального напряжения в узле к скалированному напряжению Мизеса в критическом узле. Положение датчика выбиралось в месте, где можно наклеить датчик в зоне максимальной чувствительности. Приемлемой считается чувствительность датчика больше 0,35.

Для регистрации каждой формы колебаний лопатки в ступени предусматривался отдельный тензорезистор.

Пример рассчитанной схемы установки тензорезисторов на рабочих и направляющих лопатках показан на рисунке 5.

Места расположения датчиков и предельно допустимые амплитуды деформации (strain limits) для ступеней 1-3 приведены в таблице 5.

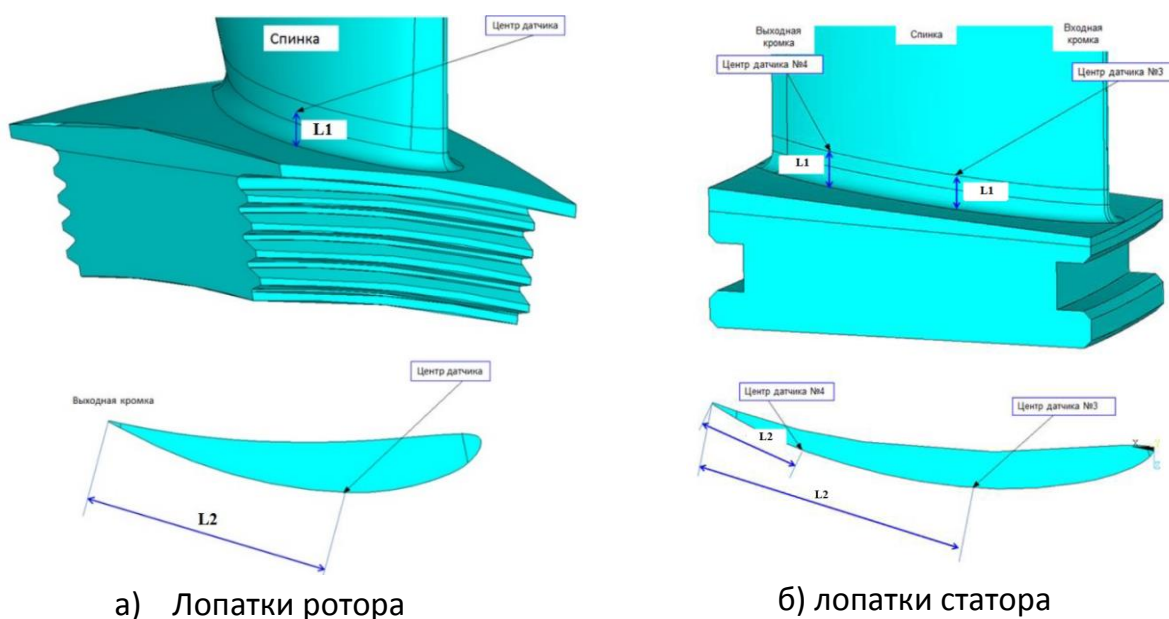


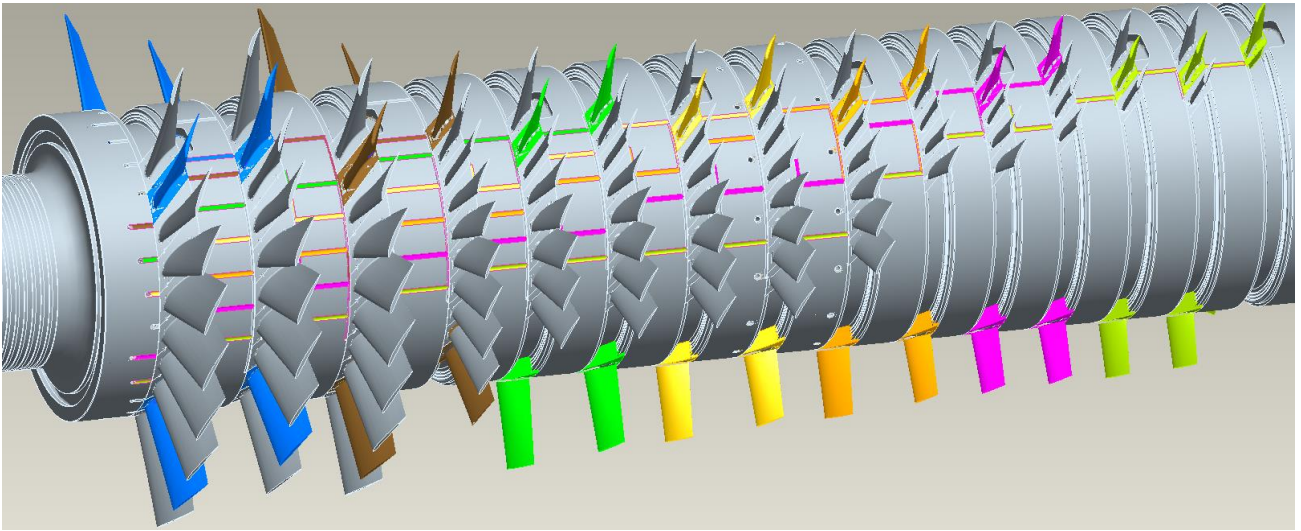
Рисунок 5. Схема установки тензорезисторов

Таблица 5. Расположение датчиков и предельно допустимые амплитуды деформации для лопаток 1 – 3 ступеней

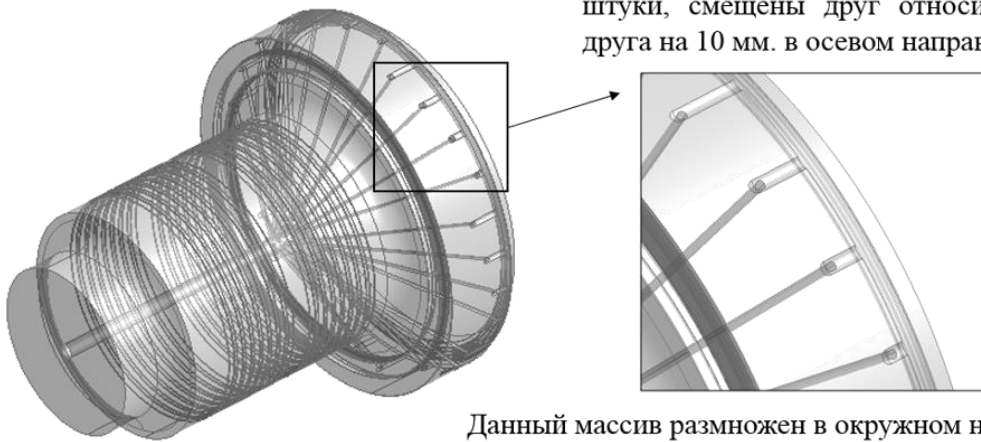
Ступень	Датчик	Общее к-во датчиков	Расположение	Расстояние от платформы, мм (Радиус платформы R=245.0)	Расстояние от выходной кромки, мм	Расстояние от входной кромки, мм	Форма колебания	Резонансные обороты, об/мин	Собственная частота лопатки, Гц	Strain gage limits, microstrain
1	1	2	Спинка	4.8	56.6		M1K4	5194	346.3	121.1
							M1K5	3991	332.6	144.9
							M1K6	3267	326.7	229.1
	2	2	Корыто	8.5	10.6		M5K34	5114	2897.7	8.3
							M1K4	5194	346.3	24.3
							M1K5	3991	332.6	28.9
2	3	2	Спинка	7.0	57.8		M1K6	3267	326.7	45.5
							M5K34	5114	2897.7	155.7
							M1K4	5844	389.6	159.2
	4	1	Спинка	7.0	9.3		M1K5	4486	373.9	129.7
							M1K6	3655	365.5	209.9
							M4K34	3718	2106.9	16.5
							M5K34	5605	3176.3	2.0
							M1K4	5844	389.6	11.4
							M1K5	4486	373.9	9.8
	5	1	Корыто	7.0	8.7		M1K6	3655	365.5	16.3
							M4K34	3718	2106.9	119.7
							M5K34	5605	3176.3	0.0
M1K4							5844	389.6	30.4	
M1K5							4486	373.9	24.3	
M1K6							3655	365.5	39.0	
3	6	4	Спинка	7.0	57.8		M4K34	3718	2106.9	71.9
							M5K34	5605	3176.3	156.1
							M1K5	5082	423.5	119.9
							M1K6	4143	414.3	136.3
							M4K34	4104	2325.9	20.4

Препарирование ротора и статора компрессора

Ротор компрессора ОК-2100 представляет собой сплошной цельнокованный вал из стали 27ХНЗМ2ФА, что обуславливало сложность его подготовки для тензометрирования и препарирования. Трассировка измерительных каналов от каждого тензорезистора выполнялась по поверхности ротора. Перед первой ступенью компрессора собранные жгуты проводов через наклонные радиальные отверстия проводились в центральное отверстие, просверленное по оси ротора (рисунки 6, 7).



Отверстия, сгруппированные по 4 штуки, смещены друг относительно друга на 10 мм. в осевом направлении



Данный массив размножен в окружном направлении до 7 групп (т.е. 28 отверстий в сумме).

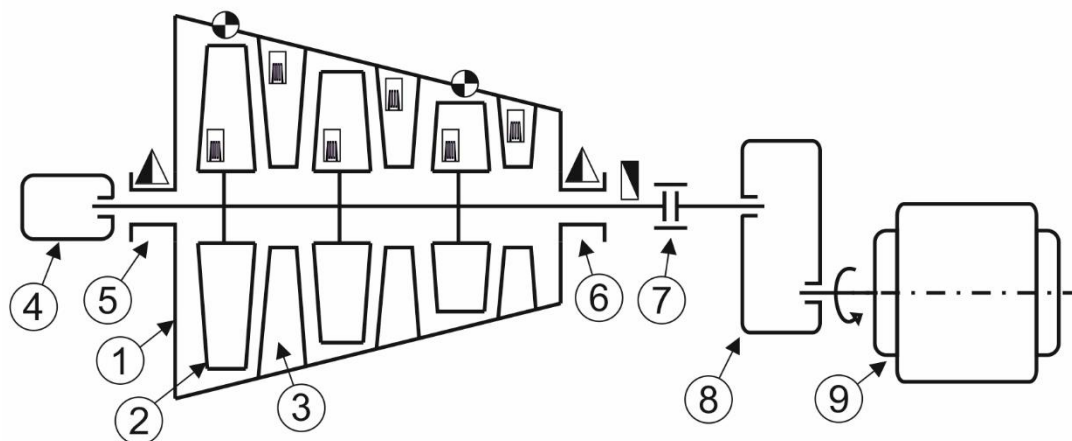
Рисунок 6. Схема трассировки измерительных каналов по ротору компрессора







Рисунок 7. Подготовка ротора ОК-2100 к тензометрированию

Данная работа была выполнена силами специалистов силами ПК «Салют» АО «ОДК» г. Москва. Следует отметить высокое качество работ по подготовке ротора, о чем свидетельствует тот факт, что в процессе проведенных испытаний, из строя вышли менее 1% всех установленных на лопатках тензорезисторов.

Для проведения исследования и анализа вибронпряженного состояния лопаток компрессора ОК-2100 на испытательном стенде ЗАО «НЗЛ» была смонтирована информационно – измерительная система (ИИС) для измерения и анализа в темпе эксперимента динамических напряжений в лопатках (ПК «Салют» АО «ОДК») и система регистрации и анализа динамических сигналов с высокочастотных датчиков пульсаций давления (ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»). Структурная схема испытаний компрессора ОК-2100 показана на рисунке 8.



-  - датчик частоты вращения вала компрессора;
-  - тензорезистор;
-  - датчик пульсаций статического давления;
-  - датчики абсолютной вибрации установленные в вертикальном и горизонтальном направлении.

1 – осевой 15-ти ступенчатый компрессор ОК-2100 ; 2 – рабочие лопатки; 3 - статорные лопатки; 4 – токосъемник АГАТ-Л48; 5 – опорно-упорный подшипник; 6 – опорный подшипник; 7 – муфта ; 8 – мультипликатор; 9 – электродвигатель.

Рисунок 8. Структурная схема объекта испытаний

Для передачи сигналов динамических напряжений рабочих лопаток применялся бесконтактная контрольно-измерительная система СКИ «АГАТ-Л48» , изготовленная компанией «COMELPRO» SRL (рисунок 9).

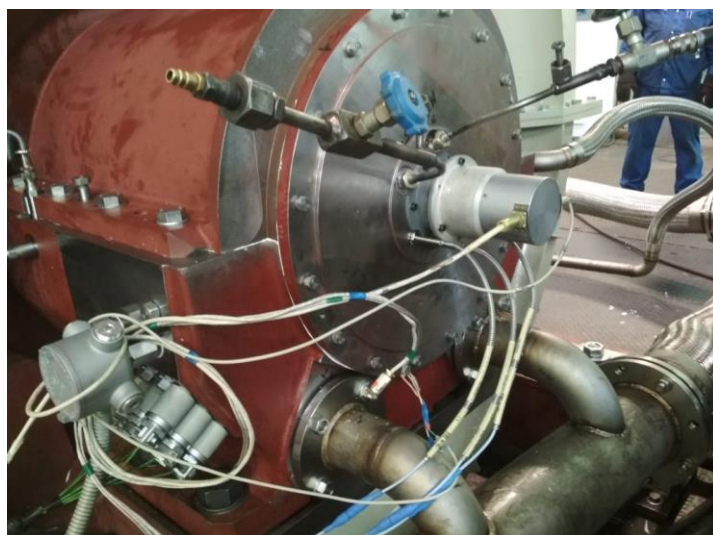
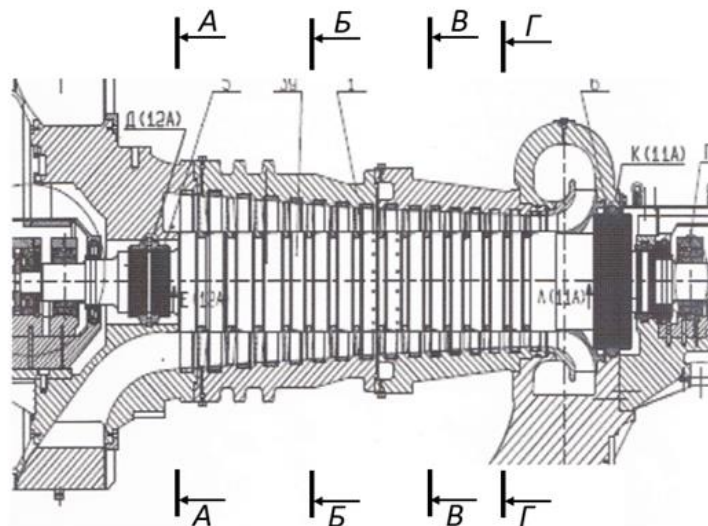


Рисунок 9. Установленный токоъемник СКИ «Агат-Л48»

Для регистрации возможных нерезонансных колебаний (вращающегося срыва потока или автоколебаний) на статор компрессора была установлена ИИС пульсаций давления, которая включала в себя регистратор-анализатор МІС-355, согласующие усилители-преобразователи для пьезорезистивных датчиков, специальные соединительные кабели и высокочастотные датчики пульсаций давления фирмы Kulite. На рисунке 10 показана схема установки датчиков пульсаций статического давления.



А-А; Б-Б; В-В; Г-Г

Эскиз схемы расположения датчиков
пульсаций статического давления

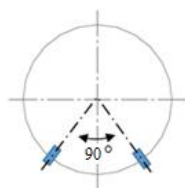


Рисунок 10. Схема препарирования корпуса компрессора датчиками пульсации статического давления

Общий вид подготовленного к испытаниям статора и ротора компрессора ОК-2100 показан на рисунке 11.

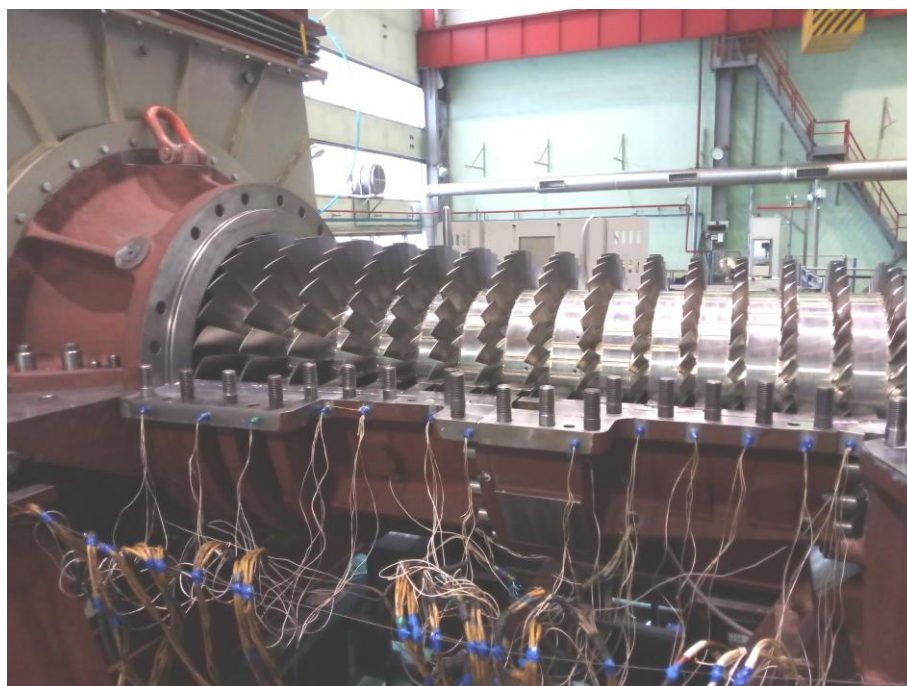


Рисунок 11. Ротор и статор компрессора ОК-2100, подготовленные к испытаниям

Программа испытаний. Измерения

Тензометрирование лопаток ротора и статора осевого компрессора проводилось в соответствии с программой [1] совместно с газодинамическими и механическими испытаниями.

Испытания компрессора проводилось во всем диапазоне частот вращения ротора от запуска агрегата до достижения максимальной разгонной частоты вращения 5840 об/мин. Напорные характеристики регулировались при помощи заслонок, установленных на нагнетании компрессора и исследовались практически до границы помпажа.

На всех режимах испытаний непрерывно велась запись всех сигналов тензорезисторов, установленных на рабочих и направляющих лопатках (рисунок 12).

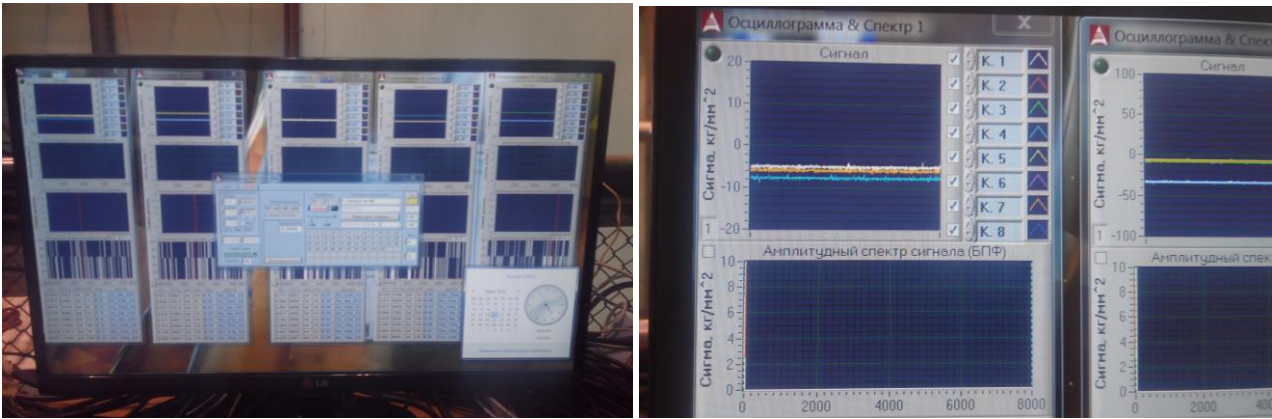


Рисунок 12. Запись сигналов тензодатчиков

Одновременно записывались сигналы датчиков пульсаций давления. Все измерения были синхронизированы с частотой вращения ротора в единой системе времени.

Предварительная оценка результатов испытаний

Предварительная обработка результатов тензометрирования рабочих лопаток компрессора показала, что максимальные замеренные вибронапряжения в рабочих лопатках компрессора возникали при резонансах с кратностями, равными числу направляющих лопаток по высшим формам колебаний и достигали 8 кгс/мм² в рабочих лопатках 2 ступени, 10,0 кгс/мм² в рабочих лопатках 14 ступени и 15,8 кгс/мм² в рабочих лопатках 15 ступени. В остальных ступенях уровень вибронапряжений не превышал 6,0 кгс/мм².

Максимальный уровень вибронапряжений при колебаниях лопаток по основной (первой изгибной) форме был зафиксирован на лопатках 3-й ступени при резонансе с кратностью $k=5$ и составил 5,6 кгс/мм². Причём, уровень вибронапряжений до 5,6 кгс/мм² по 1-й изгибной форме был зафиксирован только на рабочих лопатках 2-3-й ступеней. По 1, 4-9 ступеням вибронапряжения по 1-й изгибной форме не превышали 3,0 кгс/мм², а лопатках 10-15 ступеней резонансы по основной форме колебаний не регистрировались.

На рисунке 13 представлены результаты спектрального анализа сигналов с датчиков пульсаций давления. Преобладающими частотами в накопленном спектре сигналов пульсаций являются частоты следования рабочих лопаток, частот не кратных частоте вращения ротора не обнаружено.

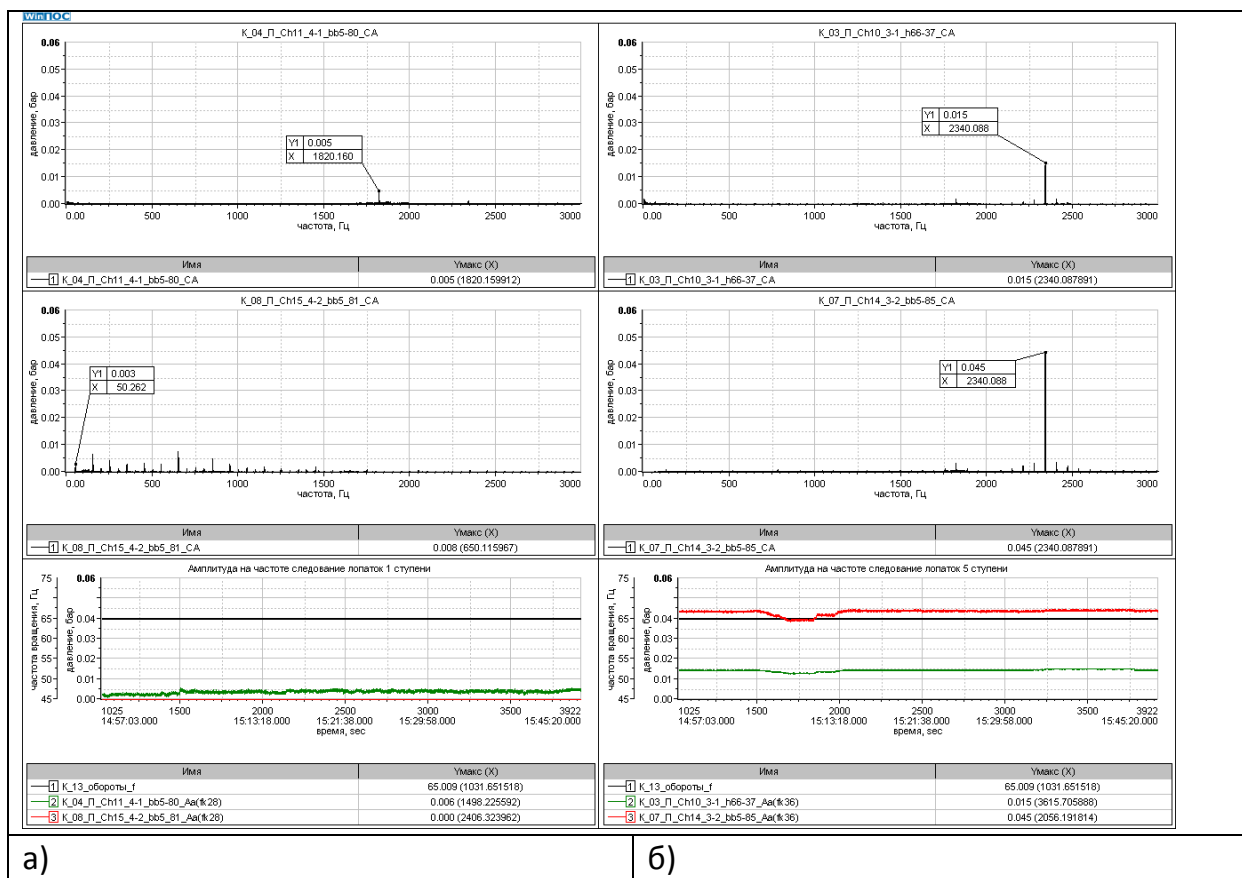


Рисунок 13. Спектральный анализ сигналов с датчиков пульсаций давления, установленных в корпусе компрессора над РЛ: а) 1 ступени б) 5 ступени на режиме $n = 65$ Гц (3900 об/мин)

Выводы

Выполнена расчетная оценка вибронпряженного состояния рабочих и направляющих лопаток осевого компрессора ОК-2100. Полученные расчетным путем собственные частоты лопаток имеют высокую сходимость с замеренными частотами.

Проведенное тензометрирование лопаточного аппарата осевого компрессора, позволило получить объективную и достоверную картину динамической напряженности рабочих и направляющих лопаток на всех возможных режимах эксплуатации агрегата. В процессе испытаний компрессора на рабочих и направляющих лопатках регистрировался умеренный уровень действующих динамических напряжений.

На всех исследованных режимах испытаний компрессора, включая предпомпажные, нерезонансные колебания (вращающийся срыв потока и автоколебания) не зарегистрированы.

Все зафиксированные колебания рабочих и направляющих лопаток носят резонансный характер.

Полученные сведения о вибронпряженном состоянии лопаток носят предварительный характер. Обработка результатов тензометрирования продолжается.

Литература:

1. Компрессор осевой ОК2100-А. Программа тензометрических испытаний. ИЯТЛ.064411.105 ПМ. 2018 г.
2. ДО-6280-86 Нормы статической и динамической прочности лопаток осевых компрессоров, газовых и паровых турбин.

Благодарность

Авторы выражают благодарность:

руководству АО «РЭПХ» в лице Президента Т.Р. Нигматулина за поддержку проведения и финансирование работ по тензометрированию компрессора ОК-2100, несмотря на крайне сжатые сроки разработки и дефицит бюджета проекта;

руководству ЗАО «НЗЛ» в лице генерального директора И.Н. Мишина, заместителя генерального директора по производству Д.Г. Ивашина и начальника отдела внешней кооперации и сбыта В.Г. Махова за организацию и проведение работ по подготовке испытаний с ПК «Салют» АО «ОДК»;

руководству ПК «Салют» АО «ОДК» в лице директора по НИР и ОКР А.Ю. Потапова и генерального конструктора Г.П. Скирдова за участие специалистов ПК «Салют» в подготовке тензометрирования компрессора и поставку первичного измерительного оборудования для испытаний;

руководству ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» в лице генерального директора М.В. Гордина и заместителя генерального директора - директора исследовательского центра "Динамика, прочность, надежность" Ю.А. Ножницкого за участие специалистов ФГУП «ЦИАМ» в проведении и анализе результатов тензометрирования ОК-2100;

стендовому управлению ЗАО "НЗЛ" в лице начальника управления В.Ю. Болдырева и конструкторскому отделу испытательных стендов в лице начальника отдела К.А. Кузьмина за подготовку стенда и проведение испытаний ОК-2100;

управлению электротехнического оборудования и АСУ в лице главного конструктора Д.Д. Мордовченко за создание системы управления стенда, подготовку привода и сопровождение испытаний ОК;

компании «COMELPRO» SRL. в лице генерального директора М.П. Владова и главного конструктора Д.И. Доброва за разработку, оперативное изготовление и поставку СКИ «Агат-Л48».

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА CO₂ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

А.Н. Любимов, А.А. Райков

ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», г. Санкт-Петербург, Россия

В статье представлен пример выполнения модернизации центробежного компрессора углекислого газа (CO₂) высокого давления, работающего в производстве карбамида. Целями модернизации компрессора являлись повышение его производительности для увеличения выработки цехом карбамида, увеличение энергоэффективности и надежности работы.

Введение

Центробежный компрессор углекислого газа играет важнейшую роль в технологии производства карбамида. Существует ряд модификаций компрессора с двухцилиндровым и трехцилиндровым исполнением, с приводом от электродвигателя или паровой турбины. Компрессоры углекислого газа высокого давления являются одними из самых сложных с точки зрения проектирования, проведения расчетов и конструирования для обеспечения их требуемых газодинамических и механических характеристик.

В последние десятилетия существует тенденция в появлении потребности увеличения выработки минеральных удобрений производствами, в том числе и карбамида. Компрессоры углекислого, используемые в производствах карбамида, зачастую не отвечают текущим требованиям по производительности, энергоэффективности и надежности.

Оригинальный компрессор

Оригинальный компрессор был спроектирован и изготовлен фирмой «Nuovo Pignone» в начале 60-х годов и затем поставлен в Россию. Принципиальная схема агрегата представлена на рисунке 1. Компрессор выполнен трехцилиндровым, пятисекционным. В состав цилиндра низкого давления (ЦНД) входят две секции: в 1-й секции – 3 ступени, во 2-й секции – 4 ступени. В состав цилиндра среднего давления (ЦСД) входит две секции, в каждой по 3 ступени. В состав цилиндра высокого давления (ЦВД) входит одна секция с пятью ступенями. Секции ЦНД и ЦСД расположены по аэродинамической схеме «спина к спине». Приводом компрессора служит паровая турбина производства «Nuovo Pignone» номинальной мощностью 4,35 МВт, максимальной мощностью ~5,3 МВт и диапазоном частоты вращения 6750-9450 об/мин. Мультипликатор с косозубым зацеплением с передаточным отношением $i=1,4468$ расположен между ЦНД и ЦСД. Газ после каждой секции, за исключением 5-й (ЦВД), охлаждается в промежуточном газоохладителе воздушного типа. Основные параметры оригинального компрессора приведены в Таблице 1.

Таблица 1. Проектные параметры оригинального компрессора

Название	Оригинальный компрессор (проектный режим)
Состав газа, объемная доля, %	CO ₂ – 98%, N ₂ – 2% ($\varphi_{отн.}=100\%$)
Производительность на всасывании, нм ³ /ч (20°С, 1 физ. атм.)	17171
Начальное давление, МПа	0,101
Конечное давление, МПа	14,8
Начальная температура газа на входе, °С	42,0
Частота вращения ротора ЦНД/ЦСД-ЦВД, об/мин	9000/13021
Потребляемая мощность, МВт	3,95

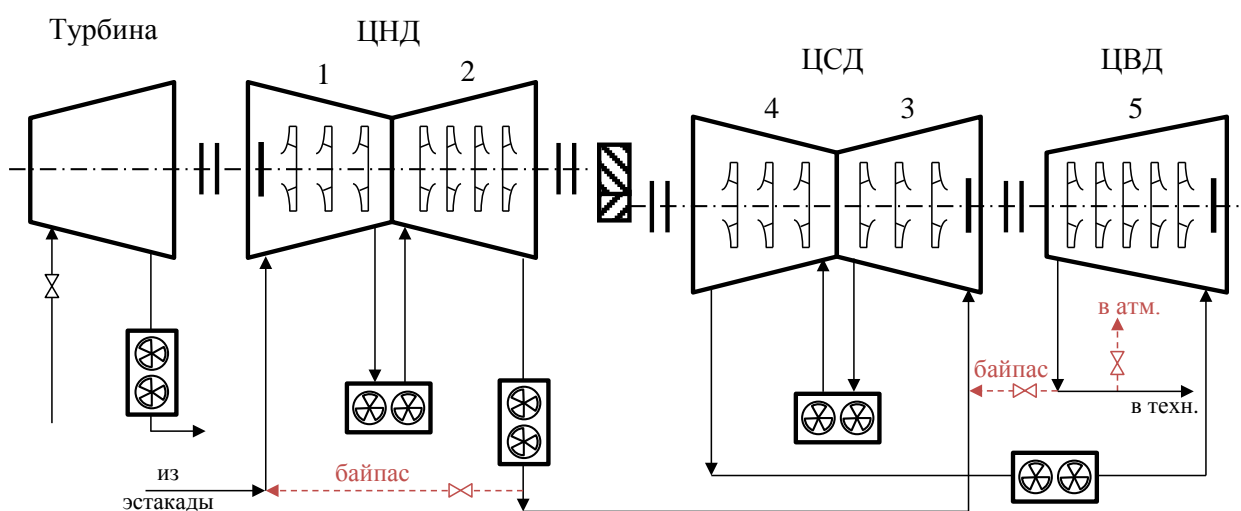


Рисунок 1. Принципиальная схема агрегата

Модернизация компрессора

С целью увеличения производительности и энергоэффективности было принято решение модернизировать проточные части ЦНД, ЦСД и ЦВД компрессора, при использовании фундамента, паровой турбины, корпусов компрессора, обвязки, смазочной системы, арматуры, вкладышей подшипников. В объем поставки дополнительно вошли мультипликатор с несколько увеличенным передаточным отношением ($i=1,4655$), сухие пластинчатые муфты и колодки подшипников.

Цели модернизации:

1. Повышение производительности компрессора на нагнетании с 16500 (фактическая) до 20500 нм³/ч;
2. Увеличение энергоэффективности;
3. Согласование работы секций компрессора;
4. Повышение надежности работы компрессора (уменьшение уровня вибрации роторов, исключение конденсации газа в концевых уплотнениях).

Особенности проектирования и работы компрессора

Особенности работы центробежного компрессора углекислого газа связаны со свойствами сжимаемого газа. Сжимаемый газ, подаваемый из технологии, представляет собой смесь углекислого газа (91÷94%), азота (3÷5%), кислорода (~1%) со 100% относительной влажностью. Углекислый газ является легкосжимаемым, плотность при нормальных условиях в 1,5 раза выше, чем у воздуха. В связи с этим, скорость звука в нем относительно низкая и возникает проблема раннего звукового заклинивания рабочего колеса 1-й ступени ЦНД, в межлопаточных каналах которого уже на оптимальном режиме местные числа Маха достигают значений ~0,85. Оптимизация его геометрических параметров нацелена на расширение диапазона работы – отдаления границы звукового заклинивания первых ступеней.

Специалисты НПФ «ЭНТЕХМАШ» использовали в процессе проектирования программы собственной разработки, учитывающие свойства газа в каждом сечении ступеней проточной части [1], а также современный метод конечных элементов для оптимизации геометрии первой ступени ЦНД и проточной части ЦВД. Для расчета термодинамических свойств газа использовалось уравнение состояния реального газа Редлиха-Квонга в модификации Соаве.

Первое колесо ЦНД (рисунок 2) выполнено с радиальными вырезами типа «ромашка» для снижения динамических напряжений, что позволило дополнительно увеличить угол наклона покрывающего диска с целью раскрытия входного сечения и уменьшения чисел Маха.

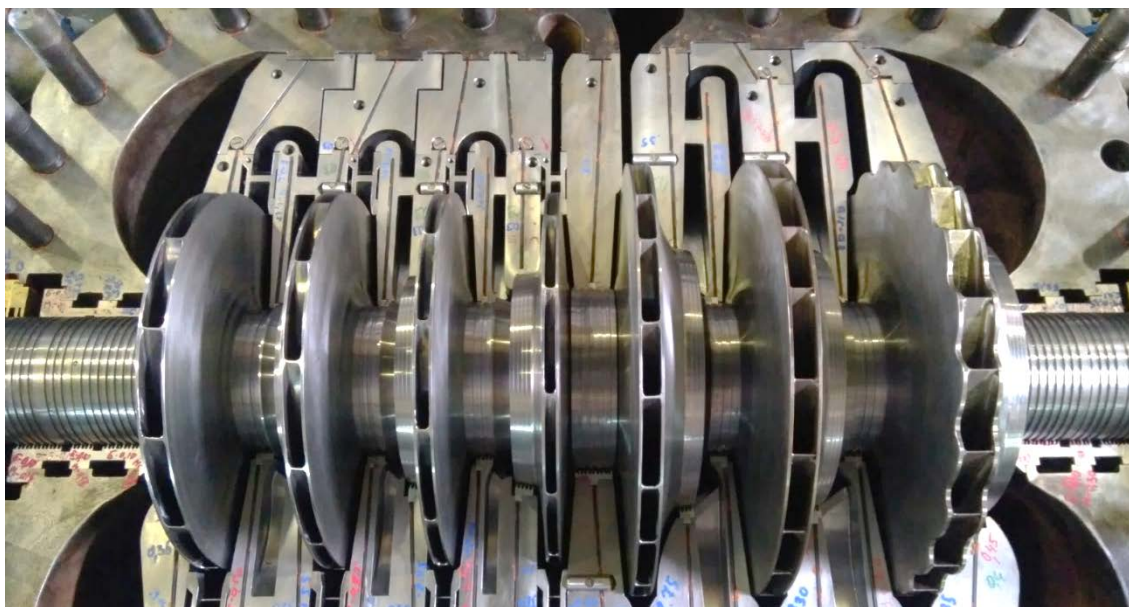


Рисунок 2. Проточная часть ЦНД при монтаже в штатный корпус

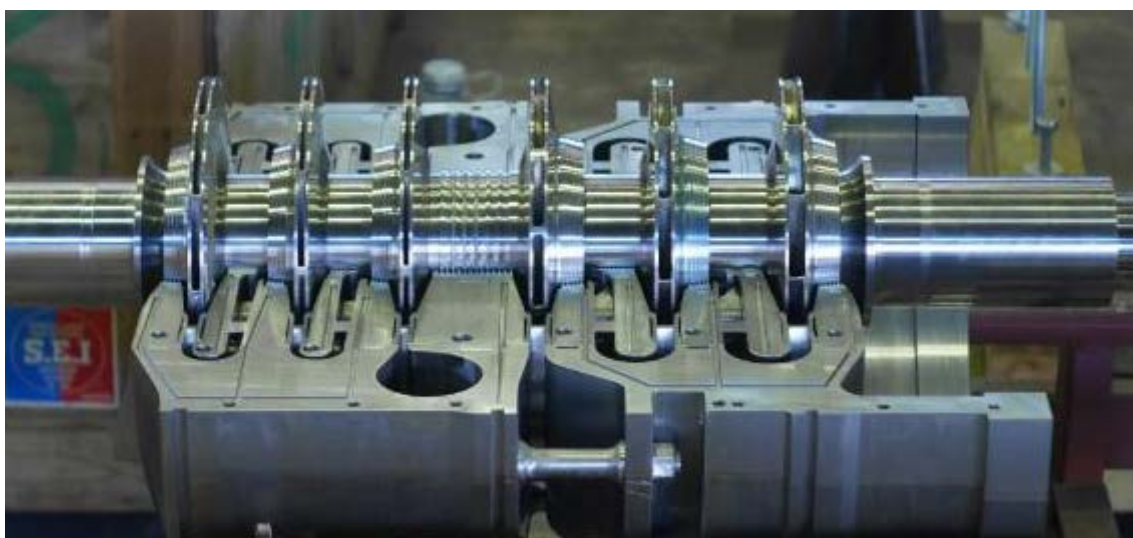


Рисунок 3. Ротор и статор ЦСД

Одной из причин автоколебаний роторов является закрутка потока газа на входе в уплотнения. Для уменьшения данного явления на входе в уплотнениях с торцевой стороны выполнены лунки (рисунок 4), которые разбивают закрученный поток газа и препятствуют его излишней закрутке и появлению дополнительных возбуждающих аэродинамических сил. Для снижения вибраций (виброперемещений) ротора ЦВД, масса которого составляет всего ~50 кг, целесообразно проведение высокочастотной балансировки.

На рисунке 5 представлено рабочее колесо ЦВД диаметром 200 мм, сваренное через прорези в покрывающем диске. Низкорасходная статорная часть ЦВД полностью перепроектирована – созданы диафрагмы, объединяющие диффузор и обратно-направляющий аппарат в единый лопаточный аппарат, который плавно направляет газ на вход в последующую ступень (рисунки 6 и 7). Это нивелирует отрыв потока в большем диапазоне режимов работы и существенно повышает КПД. Сложность проектирования заключается в резком и стремительном изменении свойств сжимаемого газа: на всасывании ЦВД – термодинамические параметры смеси газов близки к значениям в псевдокритической точке, что вызывает риск ожидения CO_2 при снижении температуры на входе ЦВД до $\sim 27^\circ\text{C}$ при давлении $\sim 7,4$ МПа. Для повышения температуры на всасывании ЦВД (до $50\text{-}55^\circ\text{C}$) часть горячего газа с выхода из 4-й секции ЦСД перепускают мимо промежуточного охладителя через регулирующий клапан, управляемой системой автоматики.



Рисунок 4. Обоймы лабиринтного уплотнения ЦСД с рядом лунок



Рисунок 5. Рабочее колесо ЦВД сваренное через прорези в покрывающем диске

В оригинальном компрессоре была реализована система сдува утечек из камер концевых уплотнений цилиндров компрессора на всасывание определенных секций компрессора. Штатная схема провоцировала ожигание сжимаемого газа в концевых уплотнениях ЦСД и ЦВД за счет его резкого расширения и охлаждения (эффекта Джоуля-Томсона) при дросселировании между усиками уплотнений и валом. Смешивание жидкого углекислого газа с водой образовывала углекислоту, которая по отношению к алюминиевым уплотнениям в присутствии индуцированного тока, вызванного

остаточной намагниченностью роторов, вызвала разрушение обойм лабиринтных уплотнений. Специалистами НПФ «ЭНТЕХМАШ» было проведено моделирование штатной системы концевых уплотнений и выявлены описанные участки, в которых происходило ожигание (именно в этих местах на роторах наблюдались следы коррозии). Для решения указанной проблемы разработана «горячая» схема, в которой в концевые уплотнения (в начало расширения) направляется горячий газ с температурой $\sim 150^{\circ}\text{C}$, взамен штатной «холодной» схемы, в которой газ начинал расширяться с температуры не превышающей $+40^{\circ}\text{C}$, что исключило ожигание газа в конце расширения.



Рисунок 6. Канальные диафрагмы ЦВД



*Рисунок 7. Канальные диафрагмы ЦВД
(вид со стороны обратно-направляющей части)*

Режимы компрессора подвержены существенному влиянию со стороны величины перетекаемого через концевые уплотнения газа. Например, утечка через думмисное уплотнение ЦВД составляет ~12-13% при его хорошем состоянии, что почти в 10 раз выше чем у воздушных компрессоров общего назначения. Величину влияния перетечек через концевые уплотнения можно иллюстрировать параметрами работы компрессора: компрессор с герметичной системой (перетечки стремятся к нулю) имеет конечное давление ~15,1 МПа, тогда как компрессор с номинальными значениями перетечек через концевые уплотнения имеет конечное давление уже около 7,0 МПа. Резкие изменения режимов работы связаны с крутизной газодинамических характеристик компрессора, вызванных согласованием работы 5-и секций, работающих на «тяжелом» газе. Эффект рассогласования режимов работы проявляется «снежным комом»: при небольшом «пережатии» первыми ступенями ЦНД – ступени ЦВД попадают в предпомпажное состояние, а при небольшом «недожатии» – наоборот попадают в зону звукового запираения. Указанные особенности требуют точного расчета и учета сжимаемости смеси реальных газов в каждом сечении ступени на каждом режиме работы компрессора.

Заключение

В таблице 2 приведены параметры работы исходного и модернизированного компрессора. Политропный КПД исходного и модернизированного компрессора приведен в таблице 3.

Таблица 2. Сравнение фактических параметров компрессора до и после модернизации

Параметр	Значение	До модернизации	После модернизации
Начальное давление	МПа	1,1	1,1
Конечное давление	абс.	15,1	15,1
Производительность на выходе из компрессора, приведенная к стандартным условиям (20 ⁰ С, 0,101325 МПа абс.)	м ³ /ч	16500	20500
Потребляемая мощность	МВт	4,95	5,2
Частота вращения ЦНД/ЦСД и ЦВД	об/мин	9050/13093	9200/13325

Таблица 3. Сравнение политропного КПД секций компрессора до и после модернизации

Цилиндр	ЦНД		ЦСД		ЦВД
	1	2	3	4	5
Политропный КПД секций исходного компрессора	0,77	0,65	0,59	0,59	0,47
Политропный КПД секций модернизированного компрессора	0,79	0,77	0,79	0,7	0,61

В результате производительность на выходе из компрессора была увеличена на **24%**. Удельная мощность при сопоставимых условиях снижена на **17%**. Таким образом, получено существенное повышение производительности, а модернизация проведена с сохранением штатного привода (паровой турбины) при получении повышенной выработки карбамида.

Литература:

1. Любимов А.Н., Евдокимов В.Е. О расчете газодинамических характеристик ступени центробежного компрессора, Компрессорная техника и пневматика. 2012. №7., 28-33

МОДЕРНИЗАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА ЭТИЛЕНОВОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

*Геральд Овинг, Евгений Фомин
Howden*

Часто центробежные компрессоры эксплуатируются при условиях, которые сильно отличаются от тех, для которых машина изначально была спроектирована. В некоторых случаях эти условия могут приводить к неэффективной работе и увеличивать общее потребление энергии. Однако зачастую новые элементы сменной проточной части, специально предназначенные для пересмотренных условий эксплуатации, могут быть установлены в существующем корпусе компрессора, благодаря чему достигается значительное увеличение производительности компрессора. Причина модернизации может быть вызвана необходимостью увеличения производства на заводе. В этом докладе описываются преимущества модернизации существующего оборудования на одном из крупнейших этиленовых заводов в России.

Завод по производству этилена был введен в эксплуатацию в 1976 году. Первым производителем компрессоров был Эллиотт (США), а оригинальные паровые турбины были изготовлены компанией Delaval. Завод прошел первую модернизацию в 1992 году в рамках проекта под контролем подрядчика Toyo Engineering. В то время компрессоры Elliott были модернизированы компанией Ebara, и были установлены новые паровые турбины Mitsubishi Heavy Industries (МНИ).

После проведения инженерного обследования на предприятии выяснилось, что компрессоры имеют серьезные механические и эксплуатационные проблемы.

Модернизация

Модернизация главным образом была нацелена на решение проблем, связанных с первой модернизацией в 1992 году. Сразу после неё эксплуатация столкнулась с необходимостью останавливать компрессоры три-пять раз в год, что приводило к значительной потере продукции.

Примеры внедренных улучшений включают в себя:

- Значительное снижение утечки масла в уплотнениях за счет замены углеродных уплотнений новыми механическими уплотнениями (см. рисунок 1).



Рисунок 1. Механическое уплотнение

- Замена обычных лабиринтов буферного газа путем установки барьеров с принудительным барьерным уплотнением для предотвращения утечек масла в процесс и устранения загрязнения механического уплотнения технологическим газом (см. рисунок 2).



Рисунок 2. Механическое уплотнение

- Поставка новой системы буферного газа, включая трубопроводы из нержавеющей стали, клапаны, дуплексные фильтры и т.д.

- Замена устаревших радиальных подшипников на специальные сферические - это позволило обеспечить лучшие значения жесткости и демпфирования для оптимальной устойчивости ротора.
- Установка изнашиваемых трением межступенчатых уплотнений улучшенной конструкции для уменьшения вторичных утечек.
- Обеспечение требуемого выравнивания торцевых стенок. Этот параметр оказывает значительное влияние на нагрузку на упорный подшипник, на потери в межступенчатом уплотнении, на утечки уравнивающего поршня и утечки в разделительной линии диафрагмы.
- Улучшение существующей комбинированной масляной системы для подачи масла управления-уплотнения-смазки в компрессоры и паровую турбину путем замены устаревших критически важных компонентов, чтобы получить более эффективную и, следовательно, более надежную масляную систему.

Реализованные мероприятия позволили эксплуатировать компрессоры бесперебойно между ежегодными капитальными ремонтами, что означало отсутствие потерь продукции и экономию затрат на обслуживание.

Техническое перевооружение

Следующим этапом являлась реконструкция, предусматривающему увеличение производительности компрессоров пирогаза, пропиленового хладагента и этиленового хладагента.

Реконструкция существующего оборудования была выгодна, поскольку были использованы существующие корпуса, технологические трубопроводы и фундаменты.

Предполагаемая мощность завода по производству этилена после реконструкции составила 600 000 т/год, и эта цифра основана на сравнительной оценке нескольких вариантов в рамках технико-экономических обоснований.

Следующие основные компоненты были заменены для обеспечения требуемых параметров:

Компрессор пирогаза E-GB-201:

- Ротор паровой турбины (десять ступеней)
- Детали статора паровой турбины (десять ступеней)
- Упругая пластинчатая муфта между паровой турбиной и компрессором.

Паровая турбина (конденсационного типа) была модернизирована для увеличения мощности.

Существующие внутренние сменные проточные части всех трех корпусов компрессора пирогаза можно было сохранить для новых условий процесса (см. таблицу 1).

Таблица 1. Параметры компрессоров

Прогазовый компрессор поз. E-GB-201			
Параметр	Было	Стало	Увеличение
Массовый расход (кг/ч)	222 537	267 929	+20 %
Давление на всасе (бар абс)	1,45	1,66	+14 %
Давление на нагнетании (бар абс)	37,26	38,19	+2,5 %
Объемный расход (м3/ч)	151 450	153 751	+1,5 %
Мощность на валу (кВт)	27 775	31 506	+13 %
Пропиленовый холодильный компрессор поз. E-GB-501			
Параметр	Было	Стало	Увеличение
Массовый расход (кг/ч)	308 839	389 057	+26 %
Давление на всасе (бар абс)	1,24	1,24	+0 %
Давление на нагнетании (бар абс)	16,22	16,22	+0 %
Объемный расход (м3/ч)	109 750	137 955	+26 %
Мощность на валу (кВт)	19 655	27 125	+38 %
Этиленовый холодильный компрессор поз. E-GB-601			
Параметр	Было	Стало	Увеличение
Массовый расход (кг/ч)	26 675	33 953	+27 %
Давление на всасе (бар абс)	1,02	1,02	+0 %
Давление на нагнетании (бар абс)	27,45	27,45	+0 %
Объемный расход (м3/ч)	12 805	16 268	+27 %
Мощность на валу (кВт)	5 020	6 350	+26 %

Из-за увеличения давления всасывания первой секции, объемный расход и давление для каждой секции компрессора могут быть обеспечены за счёт небольшого увеличения скорости (± 100 об / мин). Комбинированная система уплотнения, смазки и масла управления не требует модификации. Обновленное оборудование было введено в эксплуатацию в сентябре 2006 года (см. рисунок 3).



Рисунок 3. Ротор паровой турбины GT-201

Компрессор пропилена E-GB-501

- Замена паровой турбины (12 ступеней)
- Новый ротор компрессора (четыре секции, пять ступеней)
- Детали статора компрессора
- Упругая пластинчатая муфта между паровой турбиной и компрессором.

В этом случае потребовалось увеличение мощности на 38% (см. Таблицу 2). Таким образом, было принято решение о замене паровой турбины (конденсационного типа). Была сохранена трубопроводная обвязка и габаритные размеры для крепления к фундаменту, в то время как система конденсатора была оставлена неизменной.

Корпус компрессора способен выдержать увеличившиеся нагрузки. Комбинированная система уплотнения, смазки и масла управления не потребовали модификации. Обновленное оборудование было введено в эксплуатацию в сентябре 2007 года (см. рисунок 4).



Рисунок 4. Ротор компрессора пропилен E-GB-501

Компрессор этилена E-GB-601

- Ротор паровой турбины (три ступени)
- Детали статора паровой турбины (три ступени)
- Ротор компрессора (три секции, восемь ступеней)
- Детали статора компрессора
- Упругая пластинчатая муфта между паровой турбиной и компрессором.

Паровая турбина (конденсационного типа) была реконструирована в соответствии с увеличением мощности на валу. Система конденсатора была оставлена неизменной.

Корпус компрессора способен выдержать увеличившиеся нагрузки. Комбинированная система уплотнения, смазки и масла управления не потребовали модификации. Модернизированное оборудование было введено в эксплуатацию в сентябре 2008 года (см. Рисунок 5).



Рисунок 5. Новая проточная часть турбины GT-601, три ступени

Перевооружение существующего оборудования проводилось во время планового ремонта в каждом соответствующем году. Во многих случаях эти компрессоры могут быть оснащены новыми роторами и диафрагмами в рамках существующего корпуса. Это позволяет осуществлять модернизацию производства с минимальными инвестициями по сравнению с инвестициями, необходимыми для поставки новых компрессоров, включая необходимость проведения строительных работ и поставки вспомогательного оборудования.

Заключение

Этот проект реконструкции был выгодным как с технической, так и с экономической точки зрения. Технические усовершенствования в сочетании с увеличением пропускной способности завода оправдали решение о модернизации существующего оборудования.

В данном случае путь к масштабной реконструкции начался с решения как мелких, так и серьезных механических и эксплуатационных проблем, которые на протяжении многих лет влияли на оборудование.

КОМПРЕССОРНАЯ ТЕХНИКА СЕРИИ «УРАЛ»

*М.И. Соколовский, Ю.П. Ерышкин, С.В. Касьянов, Е.Л. Селянская
ОАО НПО "Искра"*

Приступив к производству компрессорного оборудования для топливно-энергетического комплекса России четверть века назад в НПО "Искра" одновременно с отечественными компрессоростроителями стало применять перспективные технологии в области проектирования и изготовления техники и безмасляные системы опорно-уплотнительных узлов.

На сегодняшний день в номенклатуре предприятия более 60 позиций центробежных компрессоров и комплектов реконструкции компрессорного оборудования различного назначения (рисунок 1).

	КЛАСС МОЩНОСТИ, МВт								ДАВЛЕНИЕ РАБОЧЕЕ, МПа						ОТНОШЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ								МП	СГУ						
	2	5	6	10	12	16/18	25	32*	1	2	4.5/5.5	7.5/8.3	10	12	15	25	1.25/1.35	1.44/1.5	1.6/1.9	2.2/2.5	3.0/3.2	4.5/5.0			10	18.5				
ЛИНЕЙНЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ																														
НЦ-6/10С																														
НЦ-6/10М																														
НЦ-10/18С																														
НЦ-10/18М																														
НЦ-16С/120																														
НЦ-16М/120																														
НЦ-25ДКС																														
НЦ-25М/120																														
ДОЖИМНЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ и ПРОМЫШЛЕННЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ																														
НЦ-2/20																														
НЦ-2С/10																														
НЦ-10С/150																														
НЦ-6/10ДКС-01																														
НЦ-6/10ДКС-02																														
НЦ-16ДКС-02																														
НЦ-16ДКС/100																														
НЦ-25ДКС																														
УСТАНОВКИ УТИЛИЗАЦИИ ПОПУТНОГО ГАЗА и СТАНЦИИ ПОДЗЕМНОГО ХРАНЕНИЯ ГАЗА (2х-секционные ЦБК)																														
НЦ-10/45 (75)																														
НЦ-10ПХГ																														
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ СОВМЕСТНОГО ПРОИЗВОДСТВА С MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES																														
НЦ-16 МХИ																														
НЦ-16 М/МХИ																														
НЦ-25 МХИ																														
МОДЕРНИЗАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ и КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК																														
СПЧ для линейных КС																														
СПЧ для ДКС																														
Комплекты реконструкции																														

Рисунок 1. Номенклатура компрессорного оборудования

Суммарная наработка эксплуатируемого компрессорного оборудования превышает 5 млн. часов. 97% компрессоров укомплектованы системами газодинамических уплотнений преимущественно поставки "Джон Крейн-Искра". 50% компрессоров поставлено с системами магнитных подвесов ротора производства «Корпорации «ВНИИЭМ»», S2M и Waukesha Bearings. Половина компрессоров с подшипниками на масляной смазке работает на подшипниках собственного производства. Многоступенчатые компрессоры оснащены

подшипниками Waukesha Bearings и демпферными подшипниками ТРИЗ. Сменные проточные части для модернизации компрессоров в составе ГПА-Ц-16 и ГПУ-Ц-16 поставлены с малорасходными масляными уплотнениями НПЦ АНОД. На рисунке 2 приведены данные по основным поставщикам опорно-уплотнительных узлов.



Рисунок 2. Поставщики опорно-уплотнительных узлов

Динамика поставок и номенклатура оборудования длительное время определялись практически единственным крупным заказчиком оборудования ПАО «ГАЗПРОМ», что привело к существенному снижению объема заказов в 2015-2017 году. Это негативное явление привело к необходимости поиска новых рынков сбыта, расширению номенклатуры и высвободило время для решения системных накопившихся проблем, таких как повышение газодинамической и динамической устойчивости компрессоров, повышение их экономичности. При решении этих задач проделаны следующие работы [1, 2, 3]:

- Проведен анализ причин возникновения границы устойчивости магнитного подвеса в рабочем диапазоне компрессоров. Разработаны и реализованы мероприятия по выведению границы устойчивости из рабочего диапазона. Проведены испытания в условиях эксплуатации. Результаты используются при проектировании новых компрессоров.
- Оптимизированы конструктивная схема многоступенчатого ротора, технология изготовления и сборки, включая методологию низкоскоростной балансировки. В результате обеспечено снижение уровня виброперемещений ротора в опорах на рабочих режимах и при ПСИ до 10...18 мкм.
- Разработаны и внедрены новые высокоэффективные центробежные компрессорные ступени, позволившие поднять уровень политропного КПД проточной части до 88.5%.

- Разработана новая конструкция корпуса двухступенчатого компрессора.
- Внедрены подшипники с заменой традиционного антифрикционного материала баббит на композиционный материал РЕЕК. Повышено ограничение по рабочей температуре масла в слое до 120°C, что определяется уже свойствами масла смазки, а не свойствами антифрикционного материала.
- Внедрены малорасходные уплотнения проточной части компрессора со снижением закрукты на входе в зазор.
- Повышена надежность системы управления газодинамическими уплотнениями, за счет контроля дополнительных параметров, дублирования измерительных каналов и проведения предварительной настройки систем барьерного и защитного воздуха в условиях стенда ПСИ.

Все вышеперечисленное реализовано в компрессорном оборудовании программы изготовления 2018-2019 года, включившей в себя 8 новых образцов техники, 5 модификаций проточных частей базовых компрессоров и допоставку оборудования из существующей номенклатуры предприятия.

Для синхронизации работы 1 и 2 очереди КС «Елизаветинская» (Североевропейский газопровод) разработана новая проточная часть для ранее поставленных компрессоров НЦ-16М/120-04 «Урал» с магнитным подвесом ротора «Корпорации «ВНИИЭМ»» и СГУ "Джон Крейн-Искра" (рисунок 3)

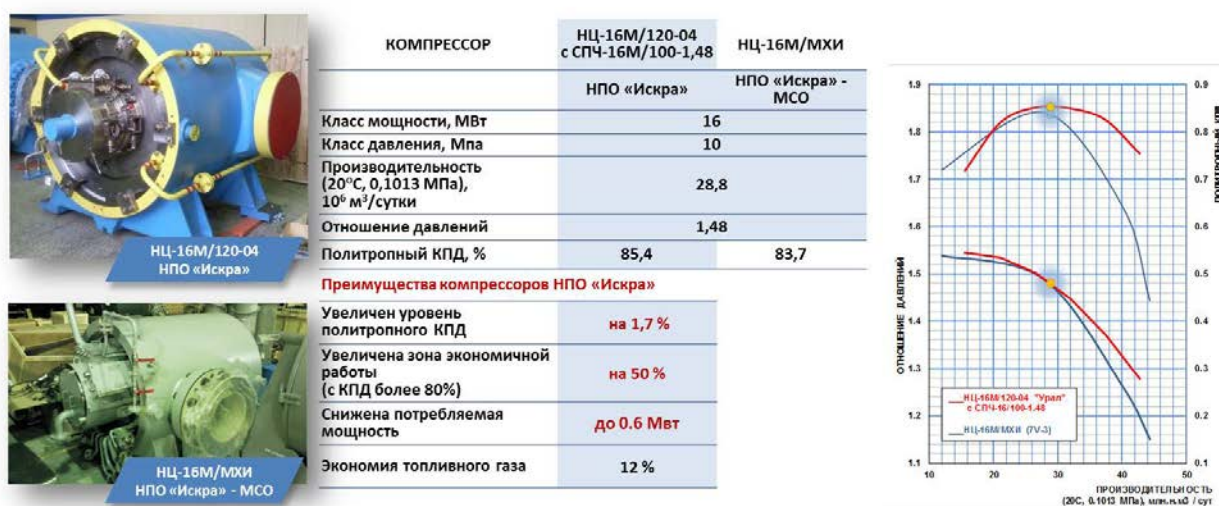


Рисунок 3. Компрессор НЦ-16М/120-04 «Урал» с СПЧ 16/100-1.48

Компрессор НЦ-16С/120 «Урал», изготовленный в 2015 году для КС «Волгоградская» Южного потока, переназначен на КС «Волховская» Северного потока-2 с заменой проточной части (Рисунок 4). Компрессор укомплектован подшипниками на масляной смазке и СГУ "Джон Крейн-Искра".



Рисунок 4. Компрессор НЦ-16С/120 «Урал» с СПЧ 16/100-1.35

В 2014 году были изготовлены и испытаны компрессоры НЦ-25ДКС-04 «Урал» и НЦ-25ДКС-05 «Урал» для КС «Казачья» и КС «Кореновская» Южного потока. В настоящий момент эти компрессоры переназначены для КС «Грязовецкая» и КС «Дивинская» Северный поток-2. На рисунке 5 приведено сравнение характеристик с аналогами производства SIEMENS. При ПСИ зафиксированы максимальные значения политропного КПД 88.3% и 87.4% соответственно.

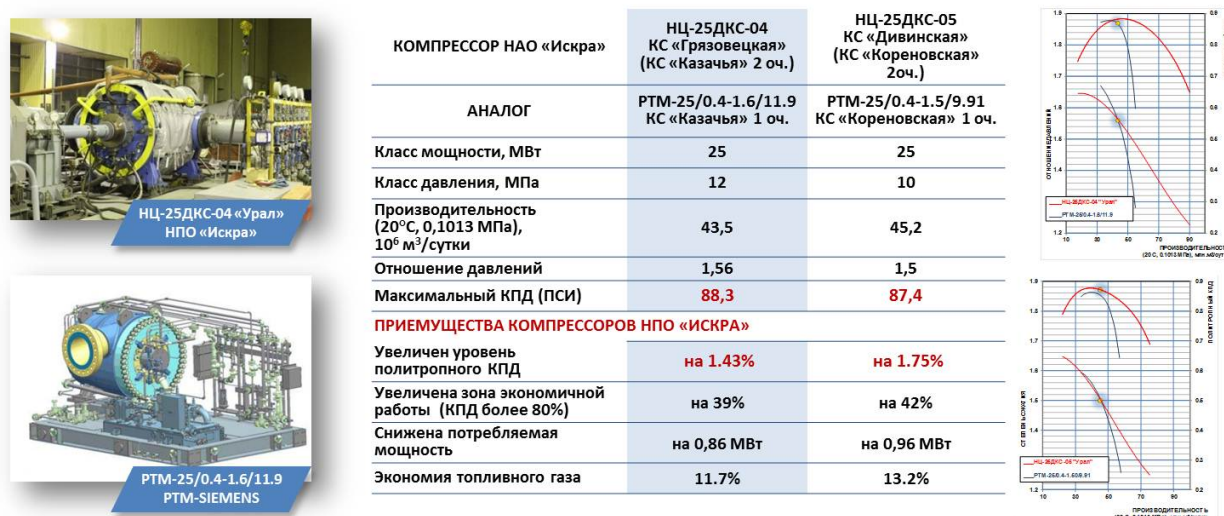


Рисунок 5. Компрессоры НЦ-25ДКС-04 «Урал» и НЦ-25ДКС-05 «Урал»

Для 2 очереди газопровода «Ухта-Торжок» изготовлены партии компрессоров для КС «Сосногоская», КС «Новомикуньская» (рисунок 6) и КС «Новоюбилейная» (рисунок 7). Проточные части компрессоров размещены в базовом корпусе НЦ-25ДКС. Для КС «Новоюбилейная» корпус модифицирован для обеспечения унификации присоединительных размеров с компрессорами 1 очереди этой станции. Для компрессоров применен унифицированный магнитный подвес ротора производства S2M и СГУ "Джон Крейн-Искра". В компрессорах реализована схема подачи барьерного воздуха на патроны ГДУ из полостей магнитных подшипников, ранее отработанная на линейных компрессорах НПО "Искра" газопровода Бованенково-Ухта. Конструкция магнитных подшипников, ранее апробированная на компрессорах КС «Байдарацкая» и КС «Ярынская», КС «Усинская» позволяет обеспечить монтаж/демонтаж патронов ГДУ без демонтажа роторной части. Полученные газодинамические характеристики по сравнению с компрессорами первых очередей соответствующих КС имеют более широкую зону экономичной работы и более высокий уровень политропного КПД.



КОМПРЕССОР	НЦ-25М/120-06	352ГЦ2-485/75-100М
	НПО «Искра»	СНПО им.М.В.Фрунзе
Класс мощности, МВт		25
Класс давления, МПа		13
Производительность (20°С, 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сутки		60,0
Отношение давлений		1,35
Политропный КПД, %	87,5 (ПСИ)	85
Преимущества компрессоров НПО «Искра»		
Увеличен уровень политропного КПД	на 2,5 %	
Увеличена зона экономичной работы (с КПД более 80%)	на 43 %	
Снижена потребляемая мощность	до 1.3 Мвт	
Экономия топливного газа	18.6 %	

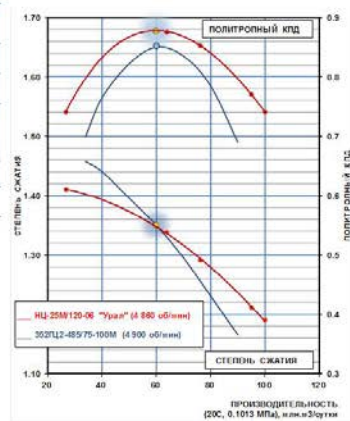


Рисунок 6. Компрессор НЦ-25М/120-06 «Урал»



HC-25M/120-06 «Урал»
НПО «Искра»



K-508-33-1LСМ
«Компрессорный Комплекс»

КОМПРЕССОР	HC-25M/120-09 «Урал»	K-508-33-1LСМ «Компрессорный комплекс»
Класс мощности, МВт		25
Класс давления, МПа		10
Производительность (20°C, 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сутки		42
Отношение давлений		1.5
Максимальный КПД (ПСИ)	88,2	83,2
ПРИЕМУЩЕСТВА КОМПРЕССОРОВ НПО «ИСКРА»		
Увеличен уровень политропного КПД	на 5 %	
Увеличена зона экономичной работы (КПД более 80%)	на 37%	
Снижена потребляемая мощность	на 1,5 МВт	
Экономия топливного газа	32.8%	

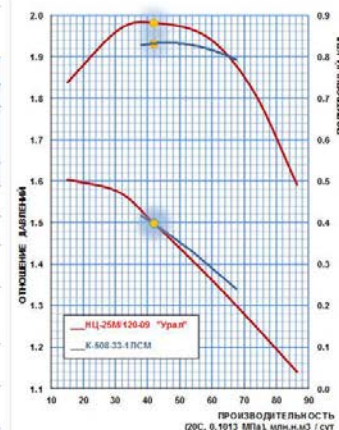


Рисунок 7. Компрессор HC-25M/120-09 «Урал»

Для дожимных компрессорных станций Севернефтегазпром и РН-Роснефть начиная с 2008 года поставляется компрессор HC-16ДКС-02 «Урал» с магнитным подвесом ротора S2M и СГУ "Джон Крейн-Искра" (рисунок 8). Первая партия компрессоров в 2010 году прошла МВИ на 1 очереди ДКС Южно-Русского НГКМ. В настоящее время идет изготовление компрессоров и СПЧ для комплектация 3 очереди. Этот же компрессор поставлен для ДКС Берегового месторождения РН-Роснефть в 2017 году, в 2019 г идет допоставка компрессора и двух СПЧ.



HC-16ДКС-02 «Урал»
НПО «Искра»



	СПЧ 16/76-1.44	СПЧ-16/76-2.2-01	СПЧ-16/40-2.5	СПЧ 16/76-1.5	СПЧ 16/76-2.2-02
	ДКС Южно-Русского НГКМ			ДКС Берегового НГКМ	
Класс мощности, МВт	16				
Класс давления, МПа	7.45	7.45	40	7.45	7.45
Производительность (20°C, 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сутки	32	11.9	10	29	12.5
Отношение давлений	1.44	2.2	2.5	1.5	2.2
Политропный КПД (ПСИ)	85	84...85	83	85	82
Изготовление	4 ЦБК	4 ЦБК+4 СПЧ (+ 4 ЦБК)	(3 ЦБК + 4 СПЧ)	2 ЦБК	(1 ЦБК + 2 СПЧ)
	2008	2014 (2019)	(2019)	2017	(2019)
В эксплуатации	2010 (МВИ)	2015			
Замена СПЧ	СПЧ-16/76-2.2-01			СПЧ-16/76-2.2-02	
	4 шт			2 шт	
	2014			(2019)	
Суммарная наработка	~152 500 час	~65 000 час			

Рисунок 8. Компрессор HC-16ДКС-02 «Урал»

В изготовлении находятся три новых типа компрессора для ДКС Приразломного месторождения, КС Новоурегойского лицензионного участка и Южного ГПЗ (рисунки 9, 10, 11). Эти компрессоры укомплектованы подшипниками на масляной смазке с композиционным материалом в качестве антифрикционного покрытия колодок.



HC-2/20 «Урал»
НПО «Искра»

КОМПРЕССОР	HC-2/20 «Урал»
Заказчик	РН-РОСНЕФТЬ
Класс мощности, МВт	2
Класс давления, МПа	2
Производительность (20°C, 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сутки	0.6
Отношение давлений	4.86
Температура газа на выходе, С	до 160
Политропный КПД	80
Скорость вращения привода, об/мин	13 410
Опорно-уплотнительные узлы	масляного типа
Перекачиваемый газ	попутный нефтяной

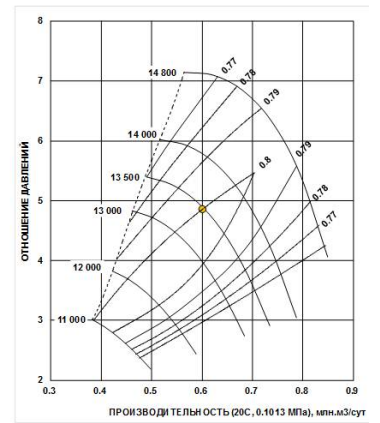
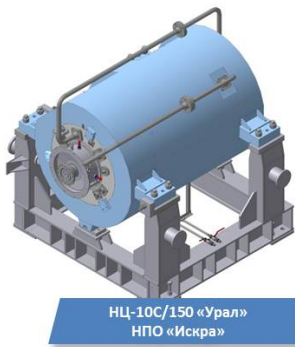


Рисунок 9. Компрессор HC-2/20 «Урал»



HC-10C/150 «Урал»
НПО «Искра»

КОМПРЕССОР	HC-10C/150 «Урал»
Заказчик	РОСПАН
Класс мощности, МВт	10
Класс давления, МПа	15
Производительность (20°C, 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сутки	5.5
Отношение давлений	3.1
Температура газа на выходе, С	до 150
Политропный КПД	80
Скорость вращения привода, об/мин	9 280
Подшипники	на масляной смазке
Уплотнения проточной части	СГУ «Джон Крейн-Искра»
Перекачиваемый газ	нефтяной попутный

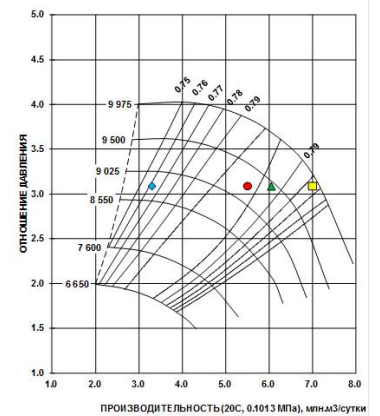
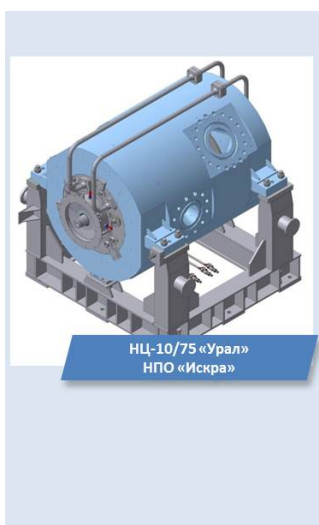


Рисунок 10. Компрессор HC-10C/150 «Урал»



HC-10/75 «Урал»
НПО «Искра»

КОМПРЕССОР	HC-10/75 «Урал»
Класс мощности, МВт	10
Класс давления, МПа	7.45
Производительность (15°C, 0,1013 МПа), 10 ⁶ м ³ /сутки	2
Давление на выходе секции, МПа	2.9 / 6.2
Отношение давлений	2.1 / 2.2
Температура газа на выходе, С	до 140
Политропный КПД	77% / 74%
Скорость вращения привода, об/мин	8 860
Подшипники	на масляной смазке
Уплотнения проточной части	СГУ ТРЭМ - Искра
Перекачиваемый газ	природный (СН4 92%)
Режим работы секций	последовательный

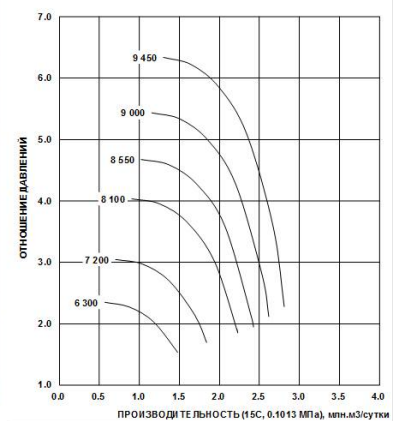


Рисунок 11. Компрессор HC-10/75 «Урал»

В заключении следует отметить, что научно-методическая база проектирования компрессорного оборудования предприятия, сформированная в тесном сотрудничестве с ведущими кафедрами российской школы компрессоростроения в Санкт-Петербурге, Казани и Екатеринбурге, позволяет разрабатывать новые виды продукции с конкурентоспособными характеристиками. Характеристики компрессоров, представленные в этой статье, по уровню политропного КПД превышают уровень соответствующих аналогов на 1...5%, имеют более широкий диапазон экономичной работы на 20...50%, что позволяет экономить потребление топливного газа в пределах 10...20%. Конструктивные и технологические решения повысили устойчивость многоступенчатых роторов и надежность компрессоров в целом.

Литература:

1. Соколовский М.И., Ерышкин Ю.П., Селянская Е.Л., Касьянов С.В. Способы повышения энергоэффективности центробежных компрессоров // Деловой журнал Neftegaz.RU, 2018, №2, с.80-87.
2. Ерышкин Ю.П., Селянская Е.Л., Касьянов С.В., Карпин М.Ю., Пушкарев А.Н. Особенности эксплуатации центробежных компрессоров с газодинамическими уплотнениями в условиях крайнего Севера // Сборник трудов XX международного симпозиума «Компрессоры и компрессорное оборудование» им. К.П.Селезнева, 2018 г., С. 142-149.
3. С.И.Бурдюгов, Ю.П.Ерышкин, С.В.Касьянов, А.А.Макаров. Опыт пуска наладочных работ многоступенчатых ЦБК с магнитным подвесом //// Сборник трудов XX международного симпозиума «Компрессоры и компрессорное оборудование» им. К.П.Селезнева, 2018 г., С.63 - 73

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА, РЕМОНТА И ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ В НЕФТЕГАЗХИМИИ НА ОСНОВЕ РАЗРАБОТКИ И ПРИМЕНЕНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩИХ ЛАЗЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И МНОГО-ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ

Е.И. Тескер

*доктор технических наук, профессор Волгоградского Государственного
технического университета, заслуженный деятель науки РФ
Волгоградский Государственный технический университет*

Повышение надёжности, безопасности, эффективности эксплуатации и срока службы машинного оборудования в нефтегазхимии является актуальной проблемой, от успешного решения которой во многом зависит обеспечение надёжного функционирования многих предприятий и производств. В условиях, когда большая часть оборудования (более 70%), в том числе и импортного производства, выработало свой нормируемый проектный ресурс, приоритетными являются разработка и внедрение новых инновационных импортозамещающих ремонтных технологий.

Для реализации этого направления и достижения высокой эффективности применения технологий в машиностроении для нефтегазхимии необходимо иметь достоверные данные о нагруженности деталей, кинетике и механизмах возникновения и развития процессов деградации свойств материалов при многофакторном воздействии, типовых предельных состояний базовых деталей, определяющих работоспособность оборудования в целом.

Известно, что предельные состояния деталей и узлов насосно - компрессорного и газотурбинного оборудования, могут быть обусловлены следующими процессами:

- постепенным накоплением в материале поверхностного слоя повреждений, которые приводят к деградации металла, зарождению и развитию макроскопических трещин и их подрастанием до критических размеров;
- потерей эксплуатационных свойств вследствие недопустимого износа трущихся деталей, находящихся в условиях многофакторного воздействия (контактные, циклические, динамические нагрузки, агрессивная среда, высокие температуры и т.п.).

Научно обоснованные критерии и характеристики предельных состояний были установлены при исследовании закономерностей развития повреждений в условиях эксплуатации реальных деталей газоперекачивающих агрегатов (ГПА), насосно-компрессорного оборудования. Использование результатов исследований

позволяет осуществлять достоверную оценку технического состояния деталей, прогнозировать остаточный ресурс, предупреждать отказы и аварийные ситуации, правильно планировать ремонтно-обслуживающие воздействия, устанавливать необходимые характеристики свойств рабочих поверхностей. Выявление взаимосвязи характеристик критериев предельных состояний (выбраковочных признаков) с контролируемыми диагностическими параметрами даёт возможность совершенствовать мониторинг технического состояния оборудования, что очень важно при внедрении в ремонтное производство прогрессивной стратегии эксплуатации по техническому состоянию, а не по наработке технических объектов.

Прежде всего, в современных условиях особое значение приобретают ремонтные производства. При дефиците, ограничениях и сложностях поставок в запасные части оригинальных деталей и комплектующих, рынок начинает заполняться некачественными изделиями низкого технического уровня, в том числе и иностранного производства. Ремонтные заводы нуждаются в техническом перевооружении и глубокой модернизации. Заводы, поставляющие запасные части для нужд ремонта, в большинстве случаев используют устаревшую техническую документацию, в которой не учтены многие конструктивные изменения, осуществленные фирмами-изготовителями оборудования в период длительной эксплуатации (более 15 лет).

Заводы-изготовители оборудования, как правило, запасные части не выпускают, а передают их изготовление другим фирмам с более низким техническим уровнем.

Можно утверждать, что создание высокотехнологичных ремонтных производств нельзя осуществить в жёсткие сроки. Для постановки на производство конкурентно способных новых изделий с улучшенными характеристиками требуется длительная подготовка производства, включающая проведение определённого объема испытаний. Таким образом, для решения задач модернизации ремонтных производств в нефтегазхимии требуется новая стратегия развития ремонтных производств в условиях импортозамещения. Выполненные исследования свидетельствуют о том, что указанные проблемы могут успешно решаться на базе разработки безальтернативных и высокоэффективных технологий, внедрение которых позволяет значительно увеличить жизненный цикл машинного оборудования, межремонтные пробеги, снизить затраты на эксплуатацию, повысить эффективность эксплуатации отремонтированного оборудования, обеспечить полное импортозамещение без потери взаимозаменяемости деталей, узлов и агрегатов насосно-компрессорного оборудования и ГПА.

Реализация этого направления позволяет также получить необходимый запас времени для обновления основных фондов, освоения выпуска нового высокоточного технологического оборудования и оснащения им ремонтных производств.

Многолетний опыт создания новых ремонтных технологий показывает, что большую часть проблем можно решить за счет использования созданного комплекса лазерных технологий.

На основе анализа технической документации отечественных и зарубежных фирм–производителей машинного оборудования, отзывов с мест эксплуатации и данных о предельных состояниях базовых деталей и узлов насосно – компрессорного оборудования фирм (Puhrpumpen, Burgharctt, Siemens, Greenfield, Neuman Esse, KSB, Hermetis, Sulzer, ITT, ASCO, LEWA, .Siemens KKK, Polirich, Gertral Electric и др.) можно сделать следующие выводы:

1. В настоящее время конкурентоспособность оборудования зарубежного производства определяется прежде всего точностью сопряжений, которая у импортного оборудования на 1...2 класса выше, по сравнению с общемашиностроительными нормами РФ для аналогичных изделий. В то же время в условиях ремонтных производств нельзя обеспечить такие требования к качеству рабочих поверхностей, так как это недостижимо и, кроме того, приведёт к значительному удорожанию ремонта. В ряде случаев повышение точности зарубежных аналогов связано только с повышением конкурентоспособности и является в какой-то мере защитой от копирования конкурентами оригинальных изделий. Можно утверждать, что общемашиностроительные стандарты РФ и действующие технические условия на производство отечественного оборудования и запасных частей устанавливают технически обоснованные характеристики качества деталей;
2. В конструкциях импортного оборудования отсутствуют новые оригинальные технические решения на основе НОУ-ХАУ, позволяющие увеличить ресурс и эксплуатационные характеристики. Фирмы практически без изменений много лет выпускают оборудование в одном и том же конструктивном исполнении (например, гиперкомпрессоры фирмы Burghard). В конструкциях импортных машин, в основном, применяются детали из обычных экономно-легированных конструкционных материалов, однако при этом устанавливаются высокие требования к химическому составу, дефектам микроструктуры и физико - механическим свойствам;
3. В последние годы в машиностроении для нефтегазхимии и газовых производств наметился прогресс в области применения новых конструкционных материалов и износостойких покрытий, что делается для повышения сопротивляемости изнашиванию. Именно процессы изнашивания определяют срок службы высоко нагруженных деталей.

В большинстве случаев ремонту подвергается предельно изношенное оборудование, которое выработало свой проектный ресурс. Эксплуатационные показатели отремонтированного оборудования значительно уступают характеристикам новых изделий. Необходимо отметить, что увеличение эксплуатационных показателей в послеремонтный период, является серьёзным резервом реализации про-

грамм для импортозамещения, так как это позволяет внедрить мероприятия по техперевооружению и модернизации.

Таким образом, многие проблемы эксплуатации и ремонта, а также продление жизненного цикла машинного оборудования в условиях импортозамещения можно решить за счет применения новых инновационных лазерных технологий. Это подтверждено многолетним опытом применения разработанных технологий. Ниже приведены наиболее важные преимущества разработанных и успешно применяемых технологий и основанных на них технических решений, реализованных на оборудовании различных предприятий нефтегазхимии.

1. Целенаправленное формирование и управление свойствами поверхностных (в том числе и композиционных) слоев высоконагруженных деталей, с использованием лазерного излучения.
2. Упрочнение, легирование, модификация и реновация (наплавка) рабочих поверхностей составных частей роторов ГПА осуществляется без разборки (передний и задний вал в сборе). Деформации отсутствуют, биение, перекос осей и другие отклонения от геометрии отсутствуют (за весь период применения технологий замечаний не было).
3. Возможность восстановления всех изношенных поверхностей на номинальные размеры, с одновременным формированием высококачественных поверхностных слоев с высокой сопротивляемостью изнашиванию и контактными нагрузкам. Триботехнические и прочностные свойства выше, чем при фирменном изготовлении.
4. Обеспечение взаимозаменяемости с деталями, находящимися длительное время в эксплуатации, что позволяет не использовать ремкомплекты.
5. Возможность восстанавливать детали и узлы, имеющие конструктивные концентраторы напряжений (галтельные переходы, канавки, резьбы, шпоночные пазы и т.п.).
6. Возможность формирования на рабочих участках локальных зон поверхностей с наибольшим износом, обеспечение равнопрочности конструкции.
7. Снижение рабочих температур смазки за счет оптимизации триботехнических характеристик узлов трения.
8. Возможность создания аддитивных технологий, используемых для обеспечения сопрягаемости ранее выпускаемых деталей с новыми, установленными при модернизации оборудования.
9. Возможность лазерной заварки дефектов в виде трещин, возникших при эксплуатации.
10. Возможность формирования покрытий на различных конструкционных материалах (чугун, баббит, жаростойкие и жаропрочные сплавы)

11. Применение лазерного упрочнения вместо химико-термической обработки, ТВЧ.

АНАЛИЗ ПУСКОВЫХ И НЕРАСЧЁТНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА НА АГРЕГАТНОЙ КОЛЬЦЕВОЙ ЛИНИИ

А.Д. Ваняшов, А.В. Крупников, В.Н. Гуськов
ОАО «Сибнефтетранспроект»

1. Описание технологической схемы и основного оборудования

Компрессорный цех подземного хранилища газа (ПХГ) предназначен для работы в период закачки газа из магистрального газопровода в подземные резервуары, созданные размывом в отложениях каменной соли.

Компрессорный цех оснащён тремя газоперекачивающими агрегатами ГПА-4РМП производства ООО «ОДК-Газовые турбины» (первый пусковой комплекс). В состав агрегата входит поршневой компрессор (ПК) корпорации «Ariel» (США) JGU/6-1/2 с приводом от газотурбинного двигателя ГТД-4РМ мощностью 4 МВт.

Рабочие параметры ГПА приведены в табл. 1.

Таблица 1. Рабочие параметры ГПА

Параметр	Усл. обозн., ед.изм.	Значение	
		Гарантийные показатели	Пределы изменения
Производительность при 20°С и 0,1013 МПа	$Q_{г}$, м ³ /час	82000	64634...18249
Давление нагнетания (абс)	$P_{н}$, МПа	17,0	5,3...21,5
Давление всасывания (абс)	$P_{вс}$, МПа	5,0	4,6...5,7
Температура всасывания	$T_{вс}$, °С	25	2...30
Частота вращения	$n_{об}$, об/мин	1000	700...1000
Адиабатический КПД	$\eta_{ад}$	0,816	
Потребляемая мощность, кВт	N_e , кВт	3760	

Особенностью технологического процесса эксплуатации ГПА на ПХГ является то, что компримирование газа может осуществляться в одну или в две ступени (рис. 1). В начальный период закачки сжатие происходит в одну ступень, при этом, согласно технологической схеме (рис. 1) кран №31 открыт, кран №32 закрыт, т.е. 1-я и 2-я ступени работают параллельно в линию нагнетания через краны №2 и №33. При достижении давления нагнетания 12,0 МПа (расчётное давление контура 1-й ступени 12,4 МПа) ГПА переключается на работу в две ступени, при этом краны №№ 31, 33 закрываются, а кран №32 открывается.

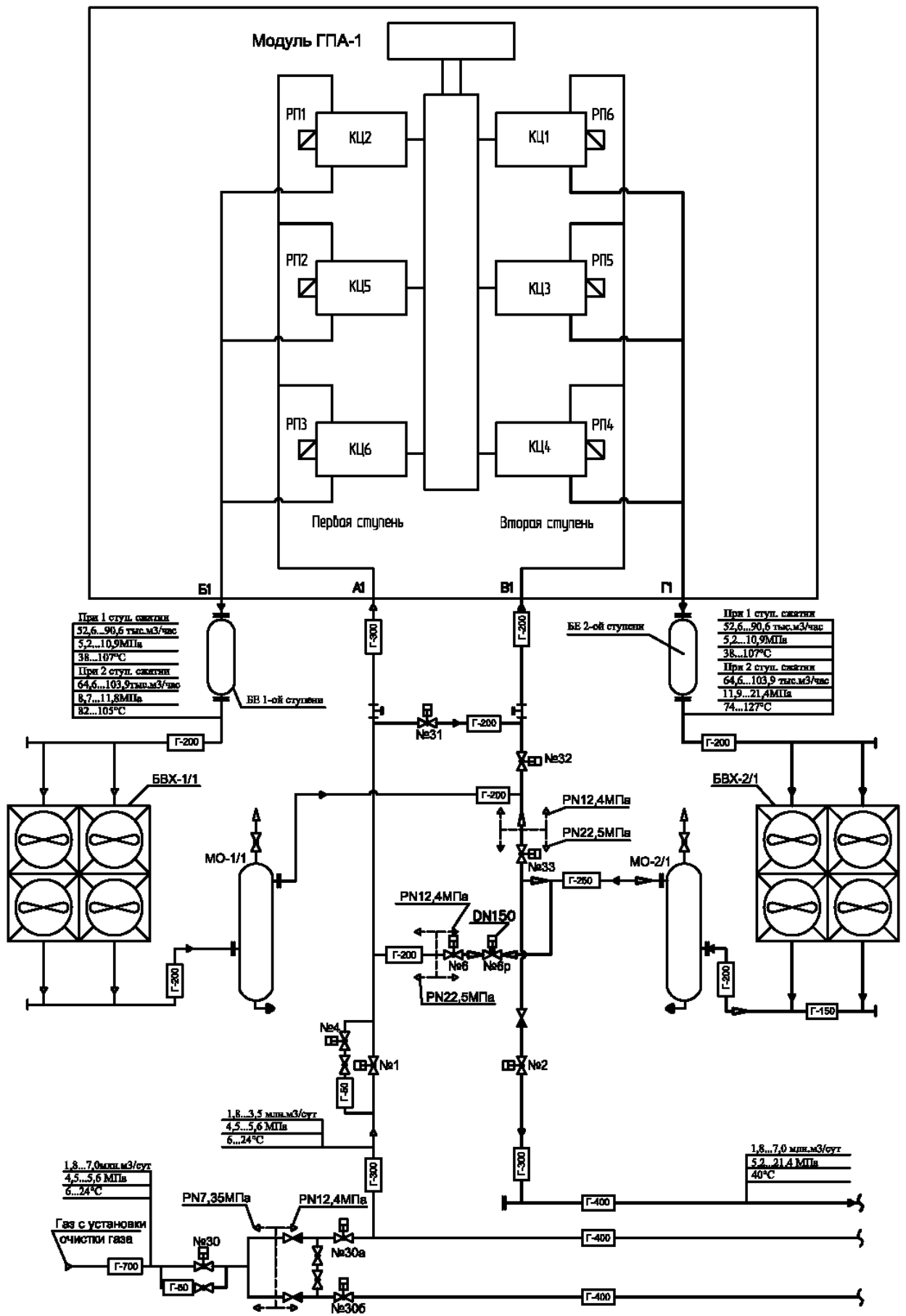


Рисунок 1. Схема технологической обвязки ГПА

Для охлаждения газа до заданной температуры, после каждой ступени, установлены блоки охлаждения газа БВХ-1/1, БВХ- 2/1. Для улавливания масла в модуле каждой ступени после АВО газа установлен маслоуловитель МО-1/1, 2/1. Далее, газ по коллектору DN 400 направляется на установку отключающих устройств, где распределяется по скважинам.

В технологической обвязке каждого ГПА предусматривается линия рециркуляции (байпасная линия) с кранами №6 и №6р (регулирующий клапан RZD-REQX 6" $Cv_{max}=335$ фирмы Mokveld), которая позволяет осуществлять полную или частичную работу агрегата на режиме байпасирования, причем как в случае работы в одну ступень, так и в две ступени.

Компрессор Ariel JGU/6-1/2 выполнен по оппозитной схеме, с расположением цилиндров 1-й и 2-й ступеней с противоположных сторон относительно оси коленчатого вала. На каждом цилиндре компрессора установлены регуляторы производительности, позволяющие осуществлять изменение режимов работы компрессора за счет подключения дополнительного «мертвого» пространства (МП). Всего предусматривается 11 режимов управления РУ№1...РУ№11 (табл. 1).

Таблица 1. Схема подключения регуляторов производительности («мертвого» пространства) компрессора

Обозначение режима управления	Количество включенных РП	Обозначение открытых РП в соответствии с рис. 1	Цилиндры, к которым подключено МП
РУ №1	0	-	-
РУ №2	1	РП5	Один цилиндр 2-й ступени
РУ №3	1	РП1	Один цилиндр 1-й ступени
РУ №4	2	РП2, РП5	По одному цилиндру 1-й и 2-й ступеней
РУ №5	2	РП1, РП3	Два цилиндра 1-й ступени
РУ №6	3	РП1, РП3, РП6	Два цилиндра 1-й ступени и один цилиндр 2-й ступени
РУ №7	3	РП1, РП2, РП3	Три цилиндра 1-й ступени
РУ №8	4	РП1, РП2, РП3, РП5	Три цилиндра 1-й ступени и один цилиндр 2-й ступени
РУ №9	4	РП1, РП3, РП4, РП6	Два цилиндра 1-й ступени и два цилиндра 2-й ступени
РУ №10	5	РП1, РП2, РП3, РП4, РП6	Три цилиндра 1-й ступени и два цилиндра 2-й ступени
РУ №11	6	РП1, РП2, РП3, РП4, РП5, РП6	Все цилиндры

2. Эксплуатационные ограничения

В процессе эксплуатации, а также в период проведения пусконаладочных работ могут возникнуть условия, отличающиеся от расчётных режимных параметров ГПА, что может повлиять на обеспечение требуемых параметров закачки газа в ПХГ.

Имеющиеся ограничения для данной конфигурации ГПА и технологического оборудования:

- расчётное давление трубопроводов и оборудования от обратного клапана на коллекторе всасывания до фланца А1 и далее, включая буферную ёмкость на всасывании 1-й ступени, затем буферная ёмкость на нагнетании 1-й ступени, БВХ-1, МО-1/1, трубопроводы линии всасывания 2-й ступени, включая кран №32, буферная ёмкость на всасывании 2-й ступени – 12,4 МПа;

- расчётное давление трубопроводов и оборудования на нагнетании 2-й ступени, включая буферную ёмкость на нагнетании 2-й ступени, БВХ-2, МО-2, трубопроводы с краном №2, линия байпасирования до крана №6 – 22,5 МПа;

- максимальное давление на нагнетании 1-й ступени, выше которого происходит превышение нагрузки на штоки поршней 1-й ступени – 13,0 МПа.

Поскольку расчётное давление линии всасывания 1-й и 2-й ступеней ниже, чем давление, соответствующее предельному усилию на штоки 1-й ступени, то вероятность этого события практически исключена настройкой срабатывания предохранительных клапанов и регулирующего крана №6р.

3. Проблемные вопросы в процессе пусконаладочных работ

3.1 Работа на нерасчётных входных давлениях

В процесс подготовки к пуску компрессорного цеха, согласно полученной информации, вследствие нерасчётной эксплуатации газопровода в летний период, давление в точке подключения компрессорного цеха ПХГ к системе магистральных газопроводов составляло около 6,5 МПа, что превышает максимально допустимое давление всасывания, согласно расчётам режимов работы ГПА - 5,7 МПа.

С целью обеспечения работоспособности ГПА во всем диапазоне рабочих режимов, а также выполнения операции по вытеснению рассола из подземных резервуаров и первичного заполнения газом ПХГ рассматривались варианты:

- установка регуляторов давления на входных трубопроводах перед установкой очистки газа;

- согласование между производственно-диспетчерскими службами газотранспортных предприятий режимов работы газопровода и перераспределения загрузки газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций по давлению.

Установка регуляторов целесообразна на байпасных линиях, т.к. в случае

размещения их на основном трубопроводе, создается дополнительное сопротивление, даже при нахождении их в полностью открытом состоянии, которое может составлять до 3 кг/см². Поэтому, при низких давлениях в точке подключения ПХГ к газопроводу может создаться ситуация со снижением давления всасывания ниже нижней границы и не достижения расчётного давления нагнетания.

Анализ рабочих режимов компрессора Ariel при различных давлениях на входе и различных положениях регуляторов производительности (рис. 2) позволил оценить предел работоспособности компрессора и оборудования при повышенных давлениях всасывания компрессора с возможностью обеспечения режима закачки в ПХГ с давлением нагнетания 210 кг/см². Получено, что работа компрессора с выходом на давление нагнетания 210 кг/см² возможна при давлении всасывания до 69 кг/см², при этом, компрессор должен находиться в режиме №7 с открытыми РП всех цилиндров 1-й ступени и закрытыми РП всех цилиндров 2-й ступени. Данный режим позволяет снизить межступенчатое давление.

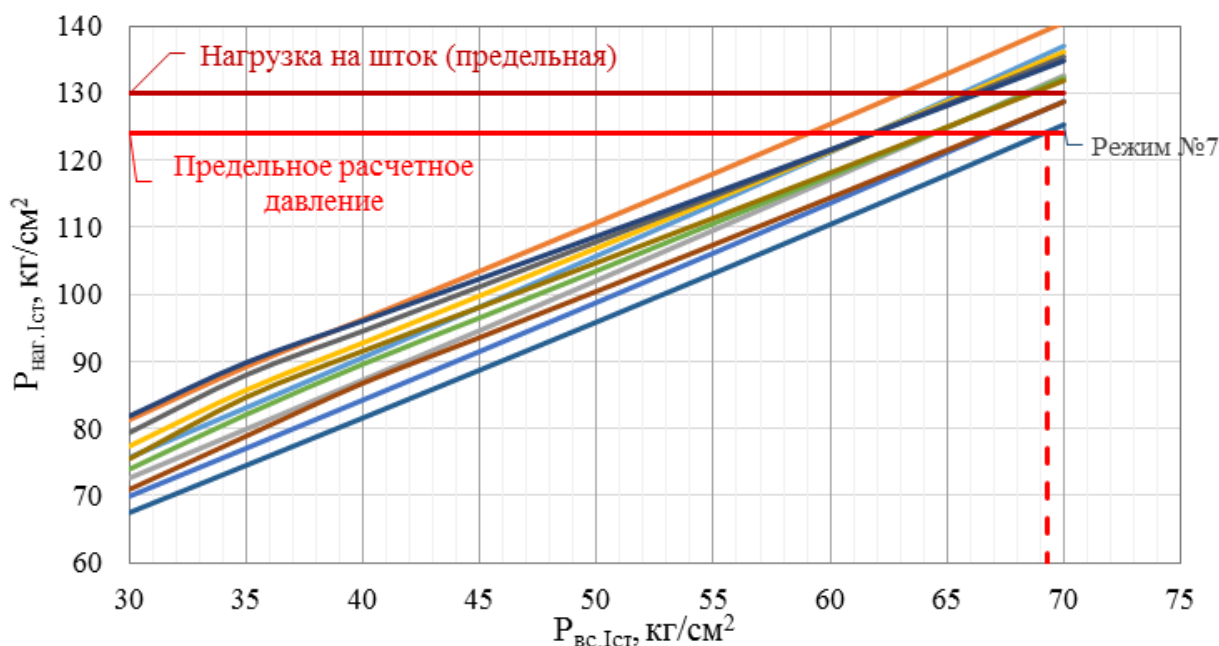


Рисунок 2. Зависимость давления нагнетания 1-й ступени от давления всасывания для различных положений регуляторов производительности ($P_{наг1ст}=210$ кг/см²)

3.2 Работа на режиме агрегатное кольцо при одноступенчатом сжатии

На этапе пусконаладочных работ компрессорного цеха первые пуски ГПА выполнялись на агрегатное кольцо, через байпасную линию с установленным в ней регулирующим краном №6р.

Линия разгрузки с краном №бр имеет назначение:

- сброс давления при останове компрессора без стравливания газа;
- прогрев ГТУ при пуске и охлаждение при останове агрегата;
- перепуск части газа на всасывание при превышении расчетного давления нагнетания 1-й ступени или мощности привода;
- перепуск части газа для регулирования производительности.

Поскольку указанные процессы являются кратковременными, переходными от одного эксплуатационного состояния в другое, поэтому отсутствует технологическая необходимость длительной работы на малое кольцо через кран бр в максимально нагруженном по производительности режиме.

В ходе пробных пусков ГПА на агрегатное кольцо появилось мнение о недостаточности пропускной способности клапана Mokveld RZD-REQX 6" ($Cv_{max}=335$), не выполнении требований СТО Газпром 2-4.1-212-2008 [1], а также о влиянии недостаточной пропускной способности клапана на его обмерзание.

Фактические режимы работы ГПА на агрегатное кольцо оценивались на основании данных из трендов САУ КЦ в ходе ПНР 9-11.12.2018 г (рис. 3). Видно, что установившегося режима работы по давлениям всасывания и нагнетания не было достигнуто. Пуск компрессора в одну ступень сжатия на режиме управления №9 (согласно табл. 1) произведен при открытии крана №бр на 5%, одновременно с набором оборотов ГТД и компрессора наблюдается рост давления нагнетания и снижение давления всасывания, после выхода на установившиеся обороты компрессора 470-480 об/мин спустя 10 сек началось постепенное открытие клапана. При этом, за время его открытия от 5% до 15% в течение 14 сек тенденция роста давления нагнетания и снижения давления всасывания сохранялась, а затем, наблюдалась обратная ситуация, т.е. происходило уменьшение отношения давлений. Спустя ещё 14 сек работы был произведен останов ГПА при продолжающемся открываться клапане и при открытии его на 100% произошло выравнивание давлений. Анализ других трендов показал одновременность сброса давления до давления всасывания и достижения клапаном 100% открытия.

Следует отметить, что на установившемся (кратковременно) режиме при максимальном перепаде давлений расчетным путем подтверждена имевшая место степень открытия крана №бр от 15 до 21% за 1 сек, статический расчет по программе Mokveld Valves показал 17%. Это свидетельствует о корректности проводимых далее расчётных результатов.

Сомнение в достаточности пропускной способности крана №бр вызывал факт роста отношения давлений в компрессоре не только при фиксированной величине его открытия (5%) но и в продолжающемся росте отношения давлений при его открытии до 15...21%.

С целью объяснения этого факта был выполнен расчёт характеристик

компрессора (по данным фирмы Ariel) и сети – байпасной линии с краном №бр с совмещением их на одном графике (рис. 4).

На график рис. 4 также нанесены фактические рабочие точки по данным трендов (рис. 3). Как известно, установившийся режим работы компрессора и сети возможен при взаимном пересечении их характеристик. Однако, при имевшем место перепаде давлений, для РУ№9 и степени открытия крана №бр 5% производительность компрессора выше, чем пропускная способность открытого на 5% регулятора, что и находит отражение в росте давления нагнетания и снижении давления всасывания, т.е. если допустить дальнейший рост перепада давлений до $\epsilon_k=3,7$ (точка пересечения характеристики компрессора и сети), то наступил бы устойчивый режим работы. Однако, было произведено открытие регулятора до 15% и далее. В этом случае наоборот, производительность компрессора стала ниже, чем пропускная способность регулятора, что и объясняет уменьшение перепада давлений на компрессоре.

Таким образом, для рассмотренного пускового случая, не подтверждается вывод о недостаточности пропускной способности клапана.

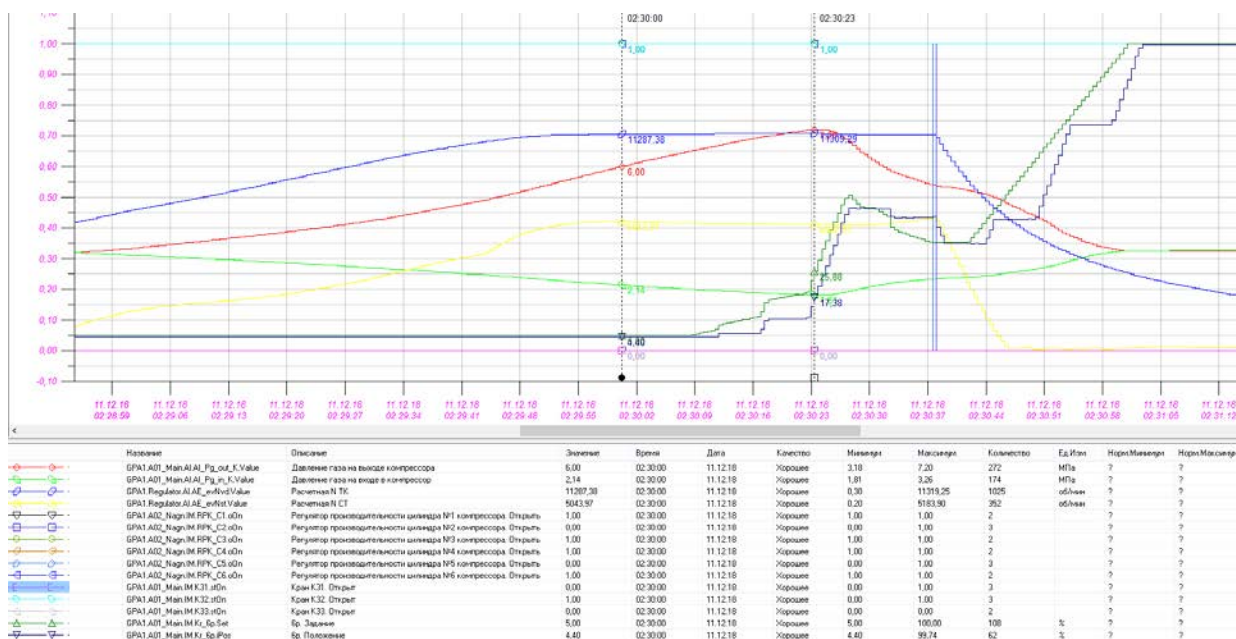


Рисунок 3. Тренды пробного пуска ГПА на кольцо через кран №бр

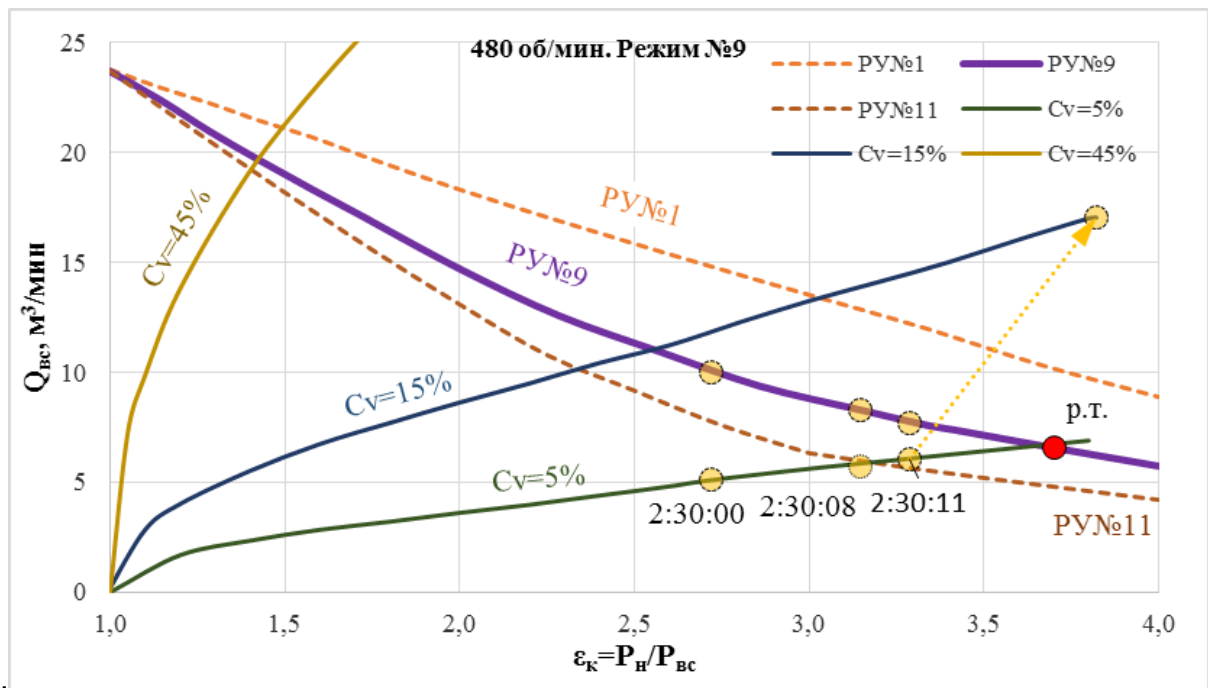


Рисунок 4. Совмещенные характеристик компрессора Ariel JGU/6-1/2 и линии рециркуляции с регулирующим краном №бр Mokveld RZD-REQX 6" на пусковом режиме

Для объектов газовой промышленности выбор типоразмера регулирующих клапанов регламентируется СТО Газпром 2-4.1-212-2008:

«7.4.2. Выбор типа и номинального диаметра регулирующего клапана проводится в соответствии с требованиями к его максимальной расчетной пропускной способности (K_v) (для импортной арматуры - C_v) и необходимостью обеспечения заданных условий регулирования. Максимальная расчетная пропускная способность обеспечивается при степени открытия клапана не более чем на 80%».

Как зачастую случается, безоговорочное выполнение требований НТД может привести к некоторым противоречивым моментам. Например, обеспечение максимальной пропускной способности (если она значительно превышает номинальный или расчетный режим работы) может сказаться на точности обеспечения заданных условий регулирования на других режимах. Кроме того, для различных объектов газовой промышленности наблюдается существенное различие в диапазонах эксплуатационных режимов. Например, отношение максимального и минимального расходов одного агрегата для типовой линейной КС с центробежными компрессорами составляет 3-5, а для КС ПХГ с поршневыми компрессорами до 12-14, отношение давлений может изменяться в диапазонах, соответственно 1,35-1,5 и 1,1-6,0.

Применительно к компрессорам Ariel JGU/6-1/2, если выбор клапана ограничить требованием обеспечения пропуски газа на максимальном расходе при работе в 1 ступень при его открытии на 80%, то для этого же клапана, при работе

компрессора на агрегатном кольце в 2 степени сжатия при минимальном расходе, степень открытия клапана составит 1-2%, что в условиях больших перепадов давлений и, соответственно, температур может привести к образованию гидратов в проточной части клапана и перекрытию проходных сечений.

Какие риски возникают в случае невыполнения требования СТО Газпром 2-4.1-212-2008 применительно к поршневому компрессору в случае его вывода на агрегатное кольцо с режима максимальной производительности (максимальные обороты) и минимальном отношении давлений сжатия можно определить также с помощью диаграммы совместных режимов компрессора и сети (рис. 5).

Максимальный расход (177,2 тыс. м³/час или 48,97 м³/мин) на 1000 об/мин для РУ№1 имеет место при работе в одну степень сжатия при разгруженной линии нагнетания, отношение давлений $\epsilon_k=1,1$ ($P_{вс}=5,5$ МПа, $P_{нагн}=6,0$ МПа). В этой ситуации пропускной способности RZD-REQX 6" $Cv_{max}=335$ не достаточно, рабочая точка выходит за пределы максимальной пропускной способности регулирующего клапана при его открытии на 100% (требуется 103 % открытия).

При выводе на агрегатное кольцо с данного режима, не снижая обороты и полностью открывая кран №бр, рабочая точка смещается по характеристике компрессора на РУ№1 правее, снижая тем самым производительность и увеличивая отношение давлений с 1,1 до 1,19 ($P_{нагн}=6,55$ МПа). При открытии клапана на 80% отношение давлений увеличится до 1,28 ($P_{нагн}=7,0$ МПа).

Очевидно, что такое увеличение давления нагнетания с 6,0 до 6,55 или 7,0 МПа для работы на агрегатном кольце не является критичным для степени ПК и далеко до предельного (12,4 МПа).

Также следует обратить внимание, что длительная работа компрессора при 100% байпасировании в агрегатную линию с краном бр не рекомендуется, т.к. в технологической схеме обвязки, после крана бр до входа в компрессор имеются защитные сетки, но отсутствует сепаратор, поэтому имеется вероятность попадания в цилиндры компрессора конденсата, гидратов, что может привести к аварийной ситуации (гидроудару). Указанный режим работы должен предусматриваться только по цеховой линии байпасирования.

Дальнейший расчетный анализ показал, что снижение оборотов до 750 об/мин, и, соответственно производительности, позволяет обеспечить режим 100% байпасирования на кольцо через кран №бр (требуемая степень открытия составляет 82%).

В связи с этим, более целесообразно, при выходе на кольцо через кран №бр, обеспечить снижение оборотов компрессора до 750 об/мин.

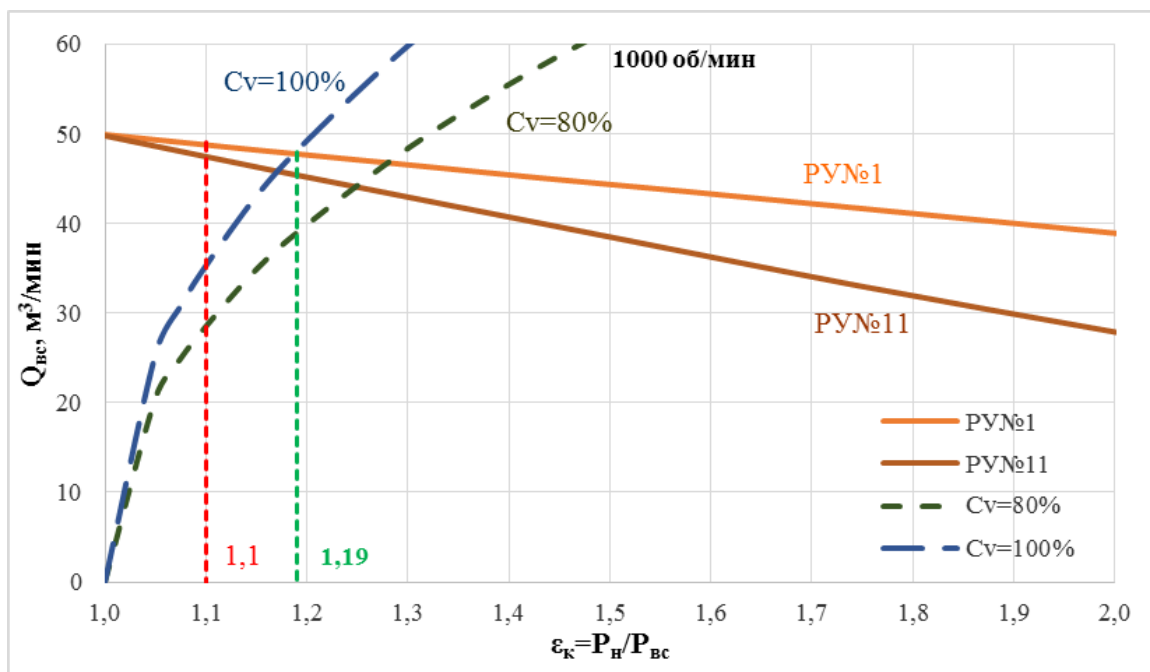


Рисунок 5. Совмещенные характеристик компрессора Ariel JGU/6-1/2 при одноступенчатом сжатии и линии рециркуляции с регулирующим краном №бр Mokveld RZD-REQX 6" при 80% и 100% открытии

3.3 Работа на режиме агрегатное кольцо при двухступенчатом сжатии

В случае вывода на агрегатное кольцо при работе ГПА в две ступени сжатия, перепад давления на регулирующем клапане №бр существенно выше, чем при одноступенчатой работе, а производительность ниже, это требует настройки клапана №бр на меньшую пропускную способность.

Для установленного на ПХГ типоразмера RZD-REQX 6" $Cv_{max}=335$ при работе с максимальным давлением нагнетания 21,0 МПа на оборотах 750 об/мин и PУ№11, требуемая степень открытия клапана составит около 3% (рис. 7). С учётом равнопроцентной характеристики клапана, в области больших перепадов давлений, незначительное изменение степени открытия клапана даёт существенное изменение режима работы компрессора на сеть – агрегатное кольцо. На рис. 6 для PУ№11 можно проследить смещение рабочей точки при увеличении степени открытия клапана на каждые 2% от 3-х до 15-ти процентов. Оценка погрешностей определения расхода через проходное сечение клапана при его открытии на 3% ($Cv=10$) показала, что при заданном проходном сечении и перепаде давлений колебания расхода могут достигать 12%.

Также видно, что весь диапазон рабочих режимов агрегата при двухступенчатом сжатии перекрывается в диапазоне степеней открытия от 3...15%.

При строгом подходе к выбору типоразмера регулирующего клапана в соответствии с [1], с учётом того, что в одноступенчатом сжатии с $\epsilon_k=1,1$ на максимальных оборотах и на максимальном PУ№1 имеется дефицит в пропускной способности клапана около 3%, может сложиться впечатление, что типоразмер

клапана следует увеличить до 8". В таком случае, при работе в двухступенчатом режиме и выходе на кольцо потребуются степени открытия менее 1-2%, что приводит к увеличению погрешности поддержания требуемого режима, которая достигает 15%.

Кроме поддержания точности режима в работе на предельно минимальных степенях открытия клапана и больших перепадах давления, существует вероятность перекрытия проходных отверстий в запорном элементе клапана кристаллами гидратов или льда.

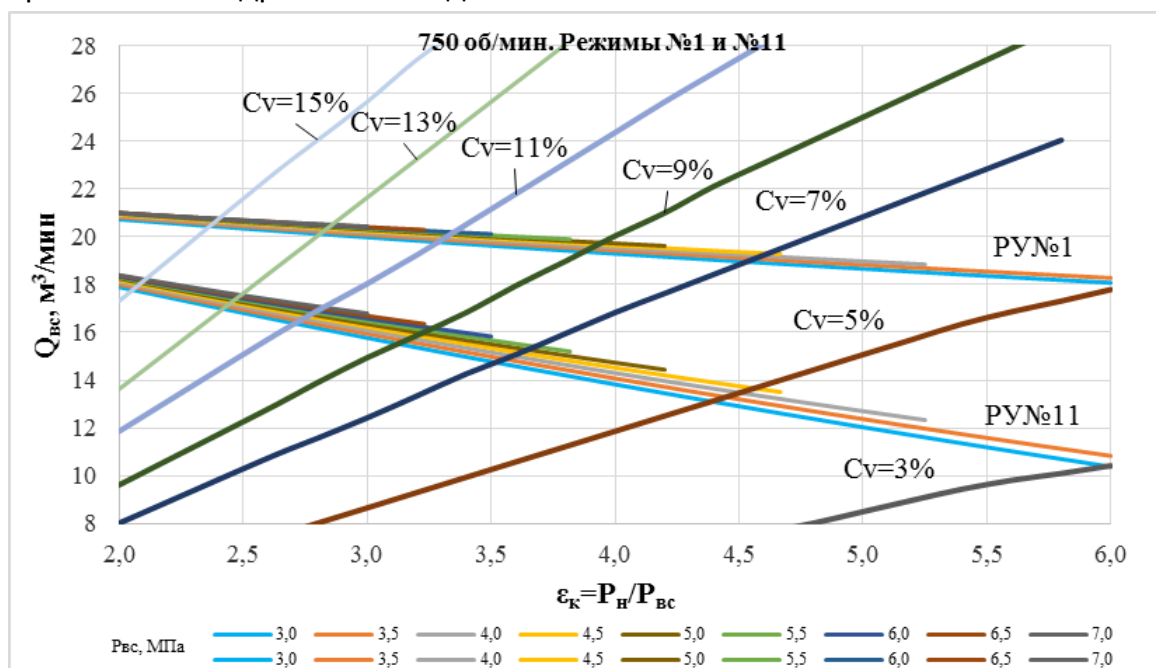


Рисунок 6. Совмещенные характеристик компрессора Ariel JGU/6-1/2 при двухступенчатом сжатии и линии рециркуляции с регулирующим краном №бр Mokveld RZD-REQX 6" при открытии в диапазоне 3...15%

3.4 Обмерзание регулирующего клапана

Согласно СТО Газпром 089-2010, для газа, отбираемого от магистрального газопровода должны выполняться требования по температуре точки росы по воде (ТТРв), которые в зимний и летний периоды соответствуют для районов с умеренным климатом $t_{ТТРв} = -10^\circ\text{C}$ (при 3,92 МПа), а для районов с холодным климатом в зимний период $t_{ТТРв} = -20^\circ\text{C}$.

Для работы в одноступенчатом режиме на агрегатное кольцо со сбросом давления на клапане от 12,0 МПа до 3,92 МПа и температуре перед клапаном $+30^\circ\text{C}$, водная фаза начинает появляться при количестве воды, соответствующем $t_{ТТРв} = -3^\circ\text{C}$ (при 3,92 МПа). При расширении с 12,0 МПа до 5,0 МПа и температуре перед клапаном $+45^\circ\text{C}$, водная фаза на клапане появляется при концентрации 435 мг/м^3 , что соответствует $t_{ТТРв} = +16,9^\circ\text{C}$ (при 3,92 МПа). Соответственно, в зимний период при таком количестве влаги может происходить образование кристаллов льда или гидратов.

Для работы в двухступенчатом режиме на агрегатное кольцо со сбросом давления на клапане от 21,0 МПа до 5,0 МПа и температуре перед клапаном +45 °С, водная фаза начинает появляться при количестве воды в газе 101 мг/м³, соответствующем $t_{ТТРВ} = -4,6^{\circ}\text{C}$ (при 3,92 МПа).

Выводы

1. Проанализированы результаты пробных пусков ГПА-4РМП с компрессором Ariel JGU/6-1/2 на агрегатное кольцо с регулирующим RZD-REQX 6" ($Cv_{\max} = 335$) на основании анализа трендов САУ КЦ и диаграмм совместной работы «компрессор-сеть».

2. Проанализированы возможные последствия вследствие возникновения нерасчётных режимов работы для ГПА-4РМП с компрессором Ariel JGU/6-1/2, в частности, высоких давлений на входе в КЦ, переходе на режим «кольцо» при одноступенчатом сжатии с максимальной производительностью и минимальном отношении давлений и при двухступенчатом сжатии с максимальным отношением давлений и минимальной производительностью.

3. Показано, что при выборе соответствующего режима управления компрессором (подключение дополнительного «мёртвого» пространства цилиндров, возможно обеспечить функционирование агрегата а одно- и двухступенчатом режиме компримирования при превышении расчётного давления в линии всасывания.

4. Установлено, что применительно к поршневым компрессорным агрегатам для выбора типоразмера агрегатного регулирующего клапана, обеспечивающего режим байпасирования, не следует предъявлять требования, аналогичные агрегатным клапанам для центробежных компрессорных агрегатов.

5. Безусловное выполнение требований СТО Газпром 2-4.1-212-2008 к обеспечению степени открытия клапана не более 80% на режиме максимальной пропускной способности при одноступенчатом сжатии приводит к ухудшению условий регулирования при двухступенчатом сжатии.

6. Дефицит в пропускной способности регулирующего клапана для работы на агрегатное кольцо при одноступенчатом сжатии с максимальным расходом (максимальной частоте вращения) и минимальным отношением давлений не приводит к серьезным последствиям, происходит смещение рабочей точки с увеличением отношения давлений и снижением производительности в пределах рабочего диапазона.

7. Учитывая, что технологически линия разгрузки с клапаном бр необходима для выполнения нормального или аварийного останова, пуска агрегата, которые выполняются на сниженных оборотах и производительности компрессора с одновременным сбросом давления и выравнивания его между линией всасывания и линией нагнетания, а также для выполнения запуска

агрегата, который целесообразно выполнять на невысоких оборотах, рекомендовано, в алгоритмах пуска и останова САУ ГПА на кольцо через кран №6р вводить ограничение по оборотам компрессора (не более 750 об/мин).

Литература:

1. СТО Газпром 2-4.1-212-2008. Общие технические требования к трубопроводной арматуре, поставляемой на объекты ОАО «Газпром».- М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2008.- 86 с.

2. СТО Газпром 089-2010. Газ горючий природный, поставляемый и транспортируемый по магистральным газопроводам. Технические условия. - М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2010.- 8 с.

АНАЛИЗ ВИБРАЦИИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

А.Н. Шабанов

ООО «Инженерный центр «Энергосервис», г. Москва

Понятие вибрации

Каждая машина вибрирует во время работы. Независимо от того, насколько жестко установлена машина, машина и все прикрепленные конструкции будут испытывать нежелательное движение, вызванное различными силами. Эти силы обычно связаны с движением различных частей внутри машины.

Высокая вибрация оборудования вызывает повышенное напряжение в местах сопряжения узлов и элементов, что в конечном итоге может привести к поломке, простоею оборудования и дорогостоящему ремонту. Именно поэтому важно регулярно осуществлять вибрационный контроль и при необходимости разрабатывать корректирующие мероприятия.

Для того, чтобы бороться с вибрацией, важно понимать какими силами она вызвана, можно ли уменьшить действие этих сил. На рисунке 1 изображена типичная компрессорная установка на базе поршневого оппозитного компрессора с приводом от газового двигателя внутреннего сгорания. Стрелками обозначено направление сил, которые вызывают механические колебания различных элементов установки, называемые вибрацией.

Упрощённая формула, помогающая понять, как можно снизить уровень вибрации, выглядит следующим образом:

V (вибрация) = $ДС$ (динамическая сила) \times $ДГ$ (динамическая гибкость)

Исходя из этой формулы, можно сделать следующие выводы. Во-первых, снижение вибрации возможно за счёт снижения величины действующей силы или снижения динамической гибкости.

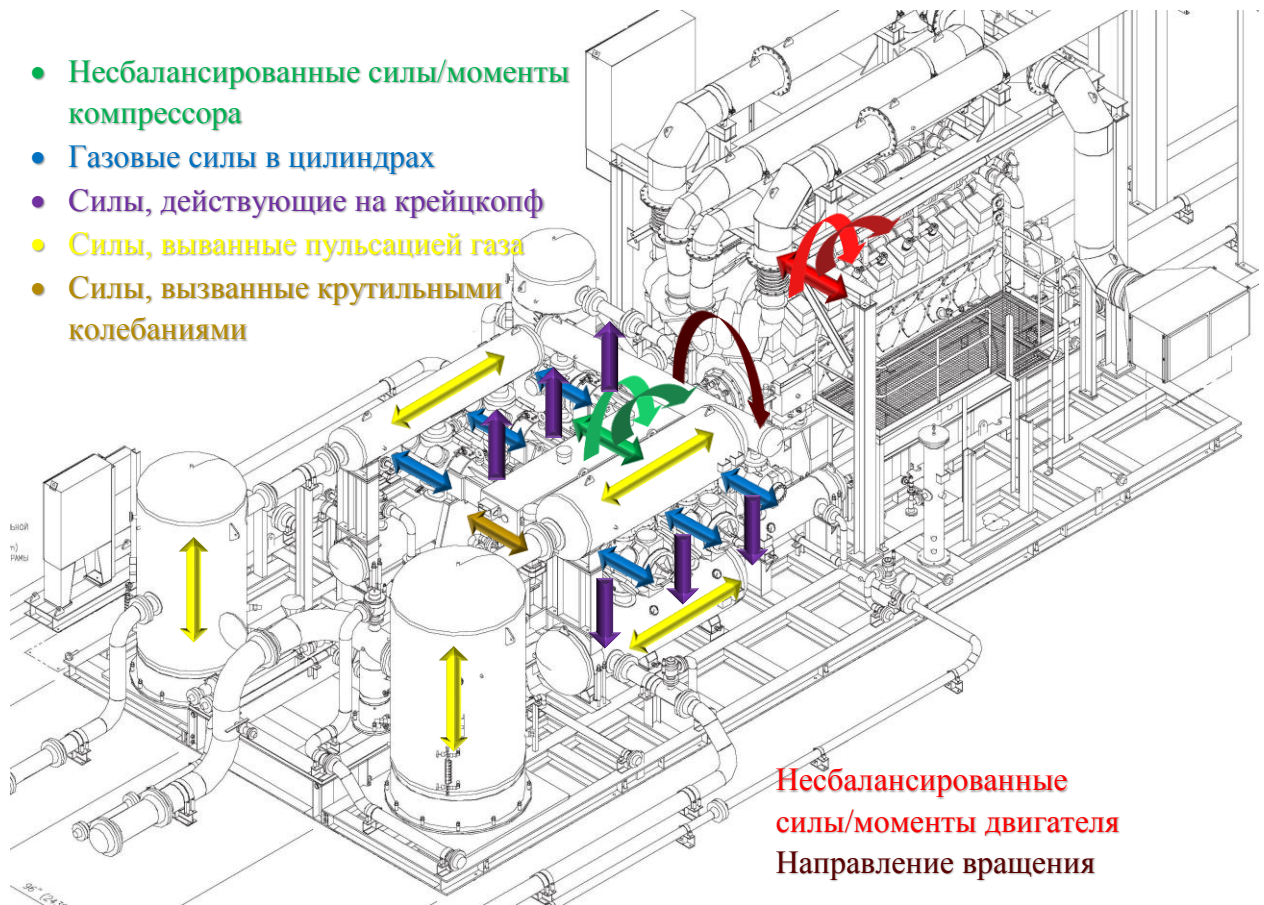


Рисунок 1. Колебательные силы, возникающие при работе компрессорной установки

Снизить величину сил можно следующим образом:

- балансировкой оборудования;
- снижением пульсаций газа;
- изменением рабочих параметров.

Снизить динамическую гибкость возможно следующими способами:

- увеличение жесткости (добавление опор, увеличение толщины стенки) может увеличить собственную частоту колебаний и снизить статический изгиб;
- добавление массы может снизить собственную частоту колебаний для предотвращения резонанс.

Определение вибрационного состояния

Виброакустическая инспекция – комплекс мероприятий, направленных на оценку вибрационного состояния оборудования, определение причин высокой вибрации и разработку рекомендаций по ее снижению.

Группа стандартов ГОСТ Р ИСО 10816 устанавливает требования по проведению измерений вибрации и оценке вибрационного состояния оборудования. Данные стандарты идентичны международным стандартам ISO 10816.

В соответствии со стандартом ГОСТ Р ИСО 10816-8-2016 для количественного описания вибрации, создаваемой компрессорной установкой, и выдачи рекомендаций по её снижению применяется понятие зон вибрационного состояния. Измеренная величина показателя вибрации сравнивается с числовыми границами зон, что позволяет классифицировать вибрационное состояние оборудования следующим образом.

Зоны А и В: Компрессорные установки, вибрация которых попадает в эту зону, считаются приемлемыми для эксплуатации без ограничения.

Зона С: Компрессорные установки в этой зоне непригодны для длительной эксплуатации. Следует провести анализ вибрации установки для выявления причины высокой вибрации и разработки соответствующих корректирующих мероприятий.

Зона D: Если состояние установки попадает в эту зону, необходим незамедлительный останов и проведение корректирующих действий.

Если состояние оборудование находится в зонах С или D, требуется выполнение анализа вибрации и разработка корректирующих мероприятий.

Анализ вибрации

Наиболее часто применяемым методом анализа вибрации является спектральный анализ, т.е. исследование зависимости амплитуды вибрации от частоты колебаний.

Следует отметить, что при исследовании спектра вибрации важным моментом является то, с какой частотой вращается оборудование. В большинстве случаев частота вращения оборудования не фиксирована и может изменяться определенном диапазоне в зависимости от условий работы. В таком случае очень удобно проводить измерения при изменении скорости от минимальной до максимальной. Такой метод позволяет определить частоту, где наблюдается максимальная вибрация. Определение частоты максимальной вибрации позволяет выявить главный источник колебательных сил и понять, каким образом возможно снизить вибрацию.

На рисунке 2 изображен спектр вибрации электродвигателя поршневого компрессора при изменении частоты вращения. Максимальная вибрация наблюдается на частоте 43,4 Гц, что является 2-й гармоникой частоты вращения при 1300 об/мин. На такой частоте действуют газовые силы, возникающие в цилиндрах

компрессора двустороннего действия при сжатии газа. По форме характеристики можно сказать, что имеются признаки резонанса.

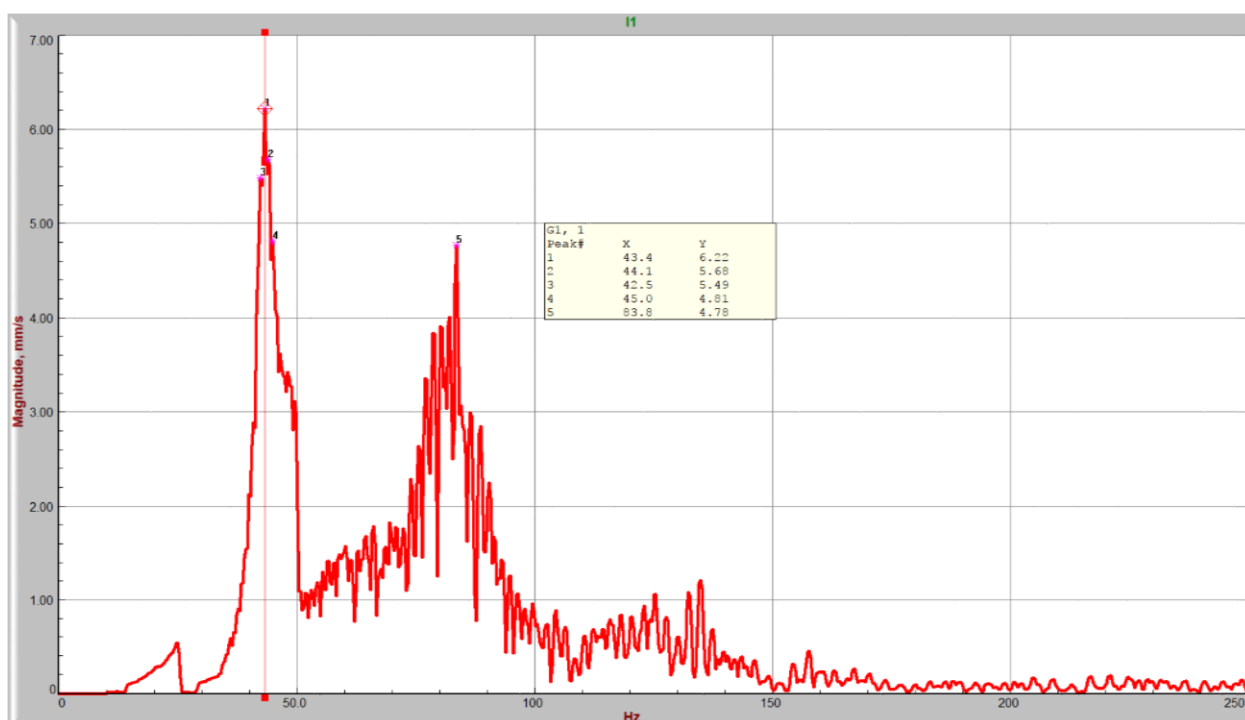


Рисунок 2. Спектр вибрации электродвигателя в горизонтальном направлении

Частой причиной высокой вибрации является наличие резонанса. Для того, чтобы установить, действительно ли имеется резонанс, необходимо определить собственную частоту колебаний оборудования и сравнить с частотой максимальной вибрации. Определение собственной частоты осуществляется методом синхронного анализа. Производится возбуждение собственных колебаний ударом динамометрического молотка, далее регистрируется амплитудно-фазовая частотная характеристика затухающих колебаний.

На рисунке 3 представлены амплитудно-частотная (АЧХ), фазочастотная (ФЧХ) и когерентная характеристики того же электродвигателя. По АЧХ можно определить резонансные частоты (частоты собственных колебаний). По ФЧХ подтверждается, что найденная частота – действительно резонансная. При резонансе разность фаз между возбуждающей силой и затухающими колебаниями стремится к $\pm\pi/2$. Когерентная характеристика говорит о том, являются ли колебания возбуждающей силы и затухающих колебаний когерентными, т.е. согласованными. При резонансе она должна быть близка к 1.

Например, на рисунке 3 первая собственная частота - 46,3 Гц. Сдвиг фаз на этой частоте составляет -80,5 град. Когерентность на этой частоте равна 0,946.

Можно сделать вывод, что 46,3 Гц – это действительно резонансная частота, а не частота колебаний, вызванных каким-то другим источником.

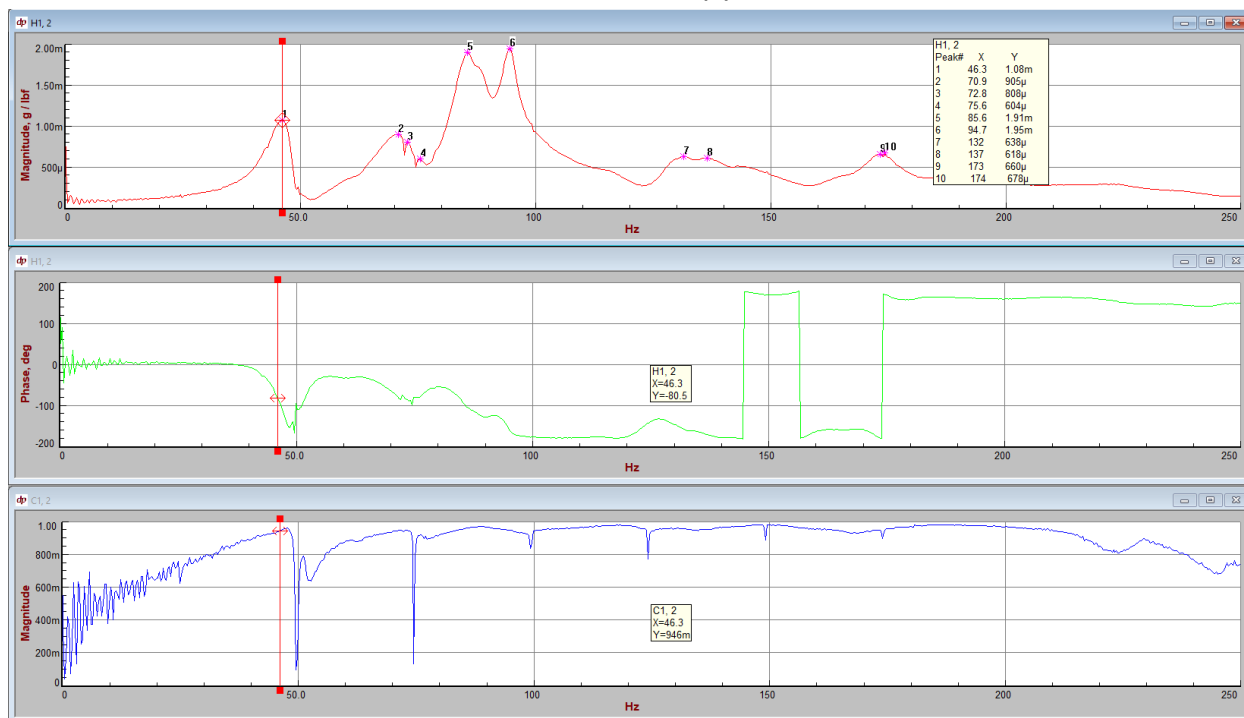


Рисунок 3. Амплитудно-фазовая частотная характеристика электродвигателя

Итак, в нашем примере собственная частота колебаний (46,3 Гц) близка к частоте максимальной вибрации электродвигателя (43,4 Гц). Можно смело утверждать, что имеется резонанс.

Анализ форм изгибных колебаний

Как было написано в начале статьи, вибрацию можно снизить изменением динамической гибкости (увеличение жесткости, добавление массы). Для этого, нужно понимать, где и как нужно изменить конструкцию, что и куда добавить, чтобы получить желаемый результат. Для этих целей применяется метод анализа форм изгибных колебаний. Суть метода заключается в том, чтобы по измерениям вибрации в различных точках конструкции, построить форму изгиба конструкции под действием сил, вызывающих вибрацию.

Разберём данный метод на конкретном примере. На поршневой компрессорной установке имеется высокая вибрация цилиндра компрессора в вертикальном направлении. Под цилиндром установлена опора, которая в свою очередь прикручена к опорной балке. На рисунке 4 показаны точки, где были произведены измерения вибрации, ниже изображена форма изгибных колебаний опорной балки в вертикальном направлении. Амплитуды вибрации скорректированы с учётом разности фаз между точками.

Форма наглядно показывает, что в точке 4 и точке 8 наблюдается максимальный изгиб балки. Это говорит о том, что в этих точках требуется увеличить жёсткость крепления балки к фундаменту. На этом же графике указаны формы колебаний после реализации корректирующих мероприятий, заключающихся в установке дополнительных анкерных болтов крепления к фундаменту в точках 4 и 8. Как видим, после реализации мероприятий гибкость балки была снижена, что привело к устранению высокой вибрации цилиндра.

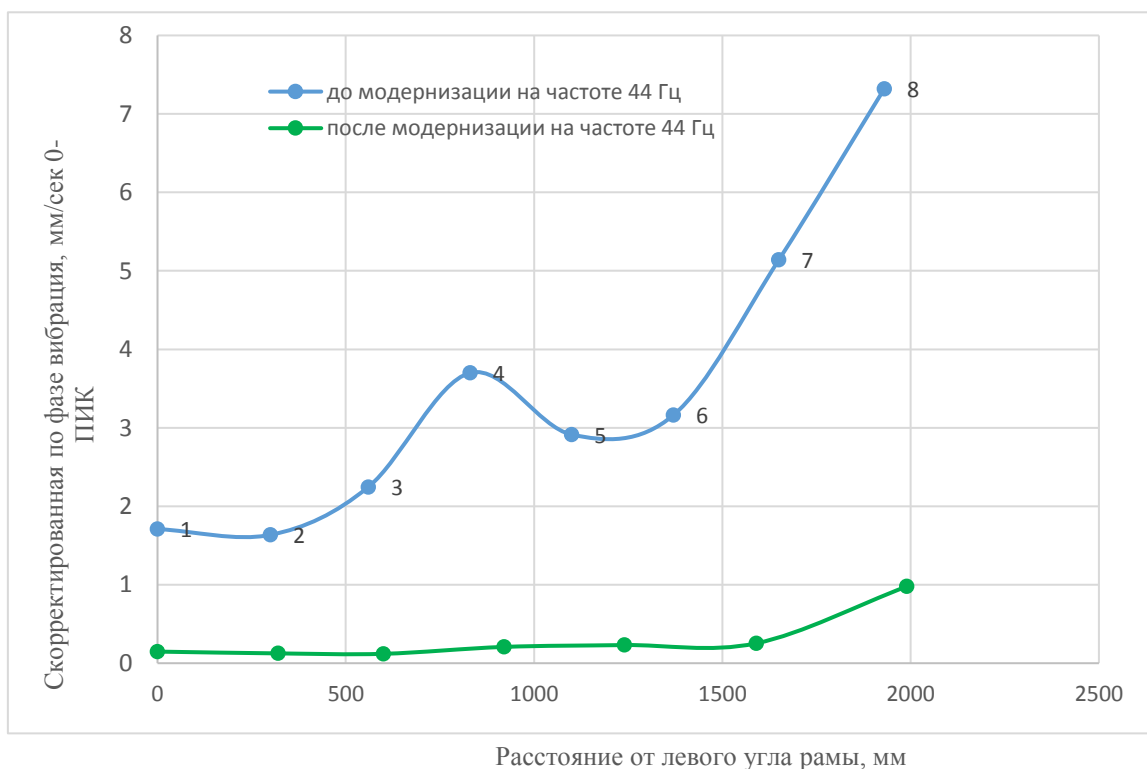
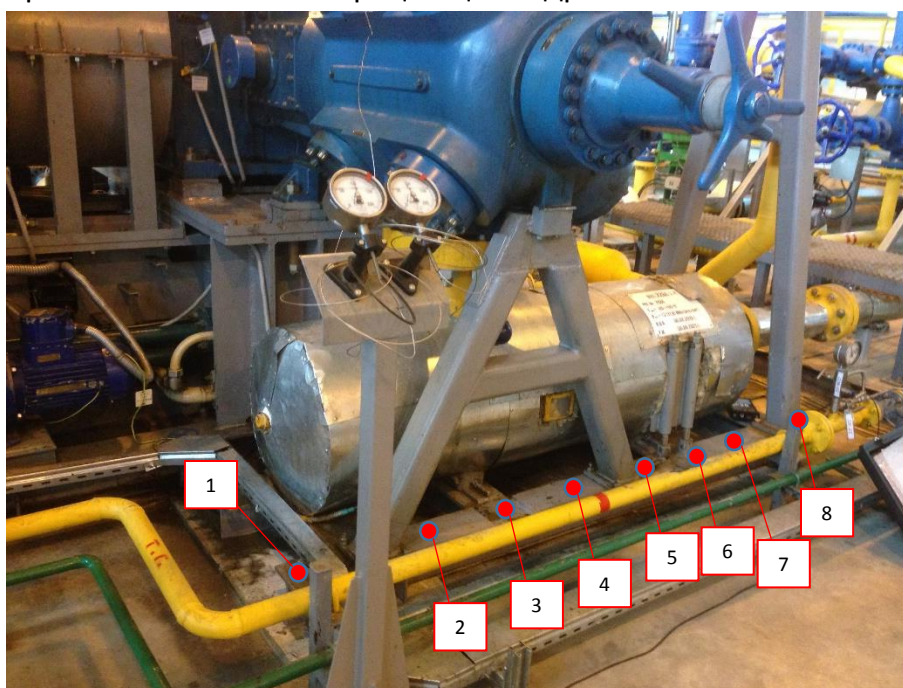


Рисунок 4. Форма изгибных колебаний опорной балки

Вибрация, связанная с пульсацией газа

Особенностью работы поршневых компрессоров является наличие пульсации газа, возникающих при резком изменении давления в процессе сжатия газа.

Для борьбы с пульсацией применяются устройства подавления пульсации: депульсационные ёмкости, дросселирующие устройства. Правильный подбор устройств подавления пульсации обеспечивается выполнением акустического моделирования системы. Моделирование позволяет выбрать необходимые размеры дросселирующих устройств, определить объём и внутренний дизайн ёмкостей.

Ошибки при проектировании компрессорной установки могут привести к возникновению высоких пульсаций газа и, как следствие, высокой вибрации ёмкостей и трубопроводов. Поэтому при виброакустической инспекции поршневой компрессорной установки желательно наряду с измерениями вибрации выполнять измерения пульсации давления газа. Стандарт ГОСТ 31843-2013 устанавливает допустимые границы для пульсаций газа. Если данные границы превышены, требуется выполнения акустического моделирования с целью разработки мероприятий по снижению пульсации.

Вибрация, вызванная крутильными колебаниями

Еще одним источником вибрации поршневой компрессорной установки могут стать крутильные колебания, связанные с неравномерностью вращающего момента. Крутильные колебания – это периодические колебания вращающихся масс в плоскости вращения вала относительно положения равновесия, которые вызывают попеременное скручивание и раскручивание вала.

Производители поршневых компрессоров рекомендуют на этапе проектирования выполнять расчёт крутильных колебаний, в рамках которого создаётся модель крутильной системы (привод-муфта-компрессор), рассчитываются собственные частоты крутильных колебаний и анализируется отклик системы на вынужденные колебания, которые возникают в процессе работы поршневого компрессора.

Заключение

Работа компрессорной установки всегда вызывает вибрацию оборудования. Высокая вибрация вызывает повышенное напряжение в местах сопряжения узлов и элементов, что в конечном итоге может привести к поломке.

Периодический контроль вибрационного состояния оборудования позволяет своевременно выявить проблемы, связанные с высокой вибрацией. Анализ

вибрации необходим для выявления источника и причины вибрации и для разработки корректирующих мероприятий.

Многие проблемы, связанные с вибрацией, возможно предотвратить на этапе проектирования компрессорной установки путём качественного выполнения инженерных расчётов: акустического моделирования системы и анализа крутильных колебаний.

Литература:

1. ГОСТ Р ИСО 10816-8-2016. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на не вращающихся частях. Часть 8. Установки компрессорные поршневые.
2. ГОСТ 31843-2013. Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые. Общие технические требования.
3. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: Учеб. пособие / СПб.: СЕВЗАПУЧЦЕНТР, 2013, 152 с.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВУХПОТОЧНОГО ВОЗДУШНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

А.Н. Любимов, И.В. Чеглаков, В.В. Неверов
ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»

Воздушные центробежные компрессоры находят широкое применение во многих отраслях промышленности. Они выполняют как общие задачи – снабжение предприятия сжатым промышленным воздухом для внутренних нужд, так и специфические – подача сжатого воздуха для различных технологических процессов (производство аммиака, воздуходеление, доменное дутье). Со временем происходит износ деталей агрегата в связи с длительной эксплуатацией, увеличиваются протечки и перетечки воздуха, не обеспечиваются паспортные параметры, а показатели не соответствуют современному уровню энергоэффективности. Параллельно с этим зачастую возникает потребность в изменении параметров назначения машин данного типа: повышение производительности, изменение конечного давления и пр. В данном случае одним из путей решения вышеуказанных проблем является модернизация компрессора [1, 2].

Нагнетатель до модернизации

Центробежный нагнетатель типа 1112-3700/0,41 предназначен для сжатия воздуха в технологическом цикле производства серной кислоты. Нагнетатель производства «Себеа» (Польша) выполнен одноступенчатым двухпоточным: с двумя отдельными рабочими колесами (РК) и двумя лопаточными диффузорами (ЛД) и двумя выходными устройствами.

Приводом нагнетателя служит электродвигатель номинальной мощностью $N=3,0$ МВт и частотой вращения $n=3000$ об/мин. Ротор нагнетателя приводится во вращение непосредственно электродвигателем.

Недостатком существующего нагнетателя является износ деталей, неудовлетворительное состояние проточной части, сравнительно низкий КПД, высокая потребляемая мощность.

Заказчиком был предоставлен нагнетатель в сборе с корпусом (рис.1).



Рисунок 1. Фрагмент штатного нагнетателя

Проверочные газодинамические расчёты исходной проточной показали низкую эффективность проточной части. Лопатки рабочего колеса имели излишнюю нагрузку. Форма лопаток ЛД была неоптимальной: большая скорость в межлопаточном канале с последующим отрывом потока (рис.2).

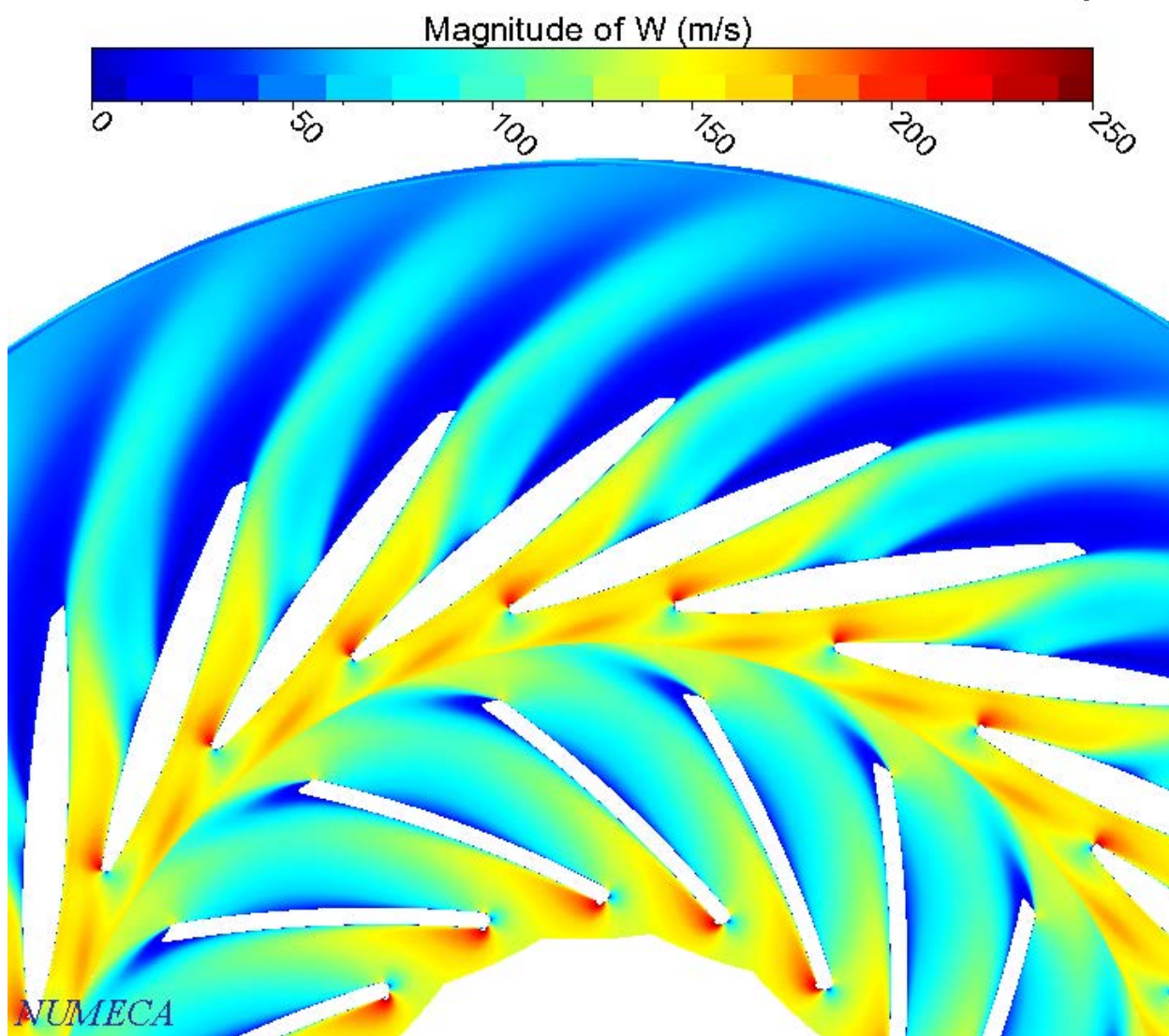


Рисунок 2. Газодинамический расчёт исходной проточной части на паспортном режиме работы

Нагнетатель после модернизации

Модернизация выполняется с целью повышения производительности на ~49% относительно паспортного значения, обеспечения необходимого отношения давления (повышения напора с 0,35 до 0,52 кгс/см²) и большой зоны устойчивой работы, снижения удельной потребляемой мощности за счёт увеличения КПД. Модернизированная проточная часть (ПЧ) помещается в старый корпус. Корпус по условиям ТЗ Заказчика был приведен в надлежащий вид (рис.3). Привод модернизированного нагнетателя осуществляется от штатного электродвигателя.

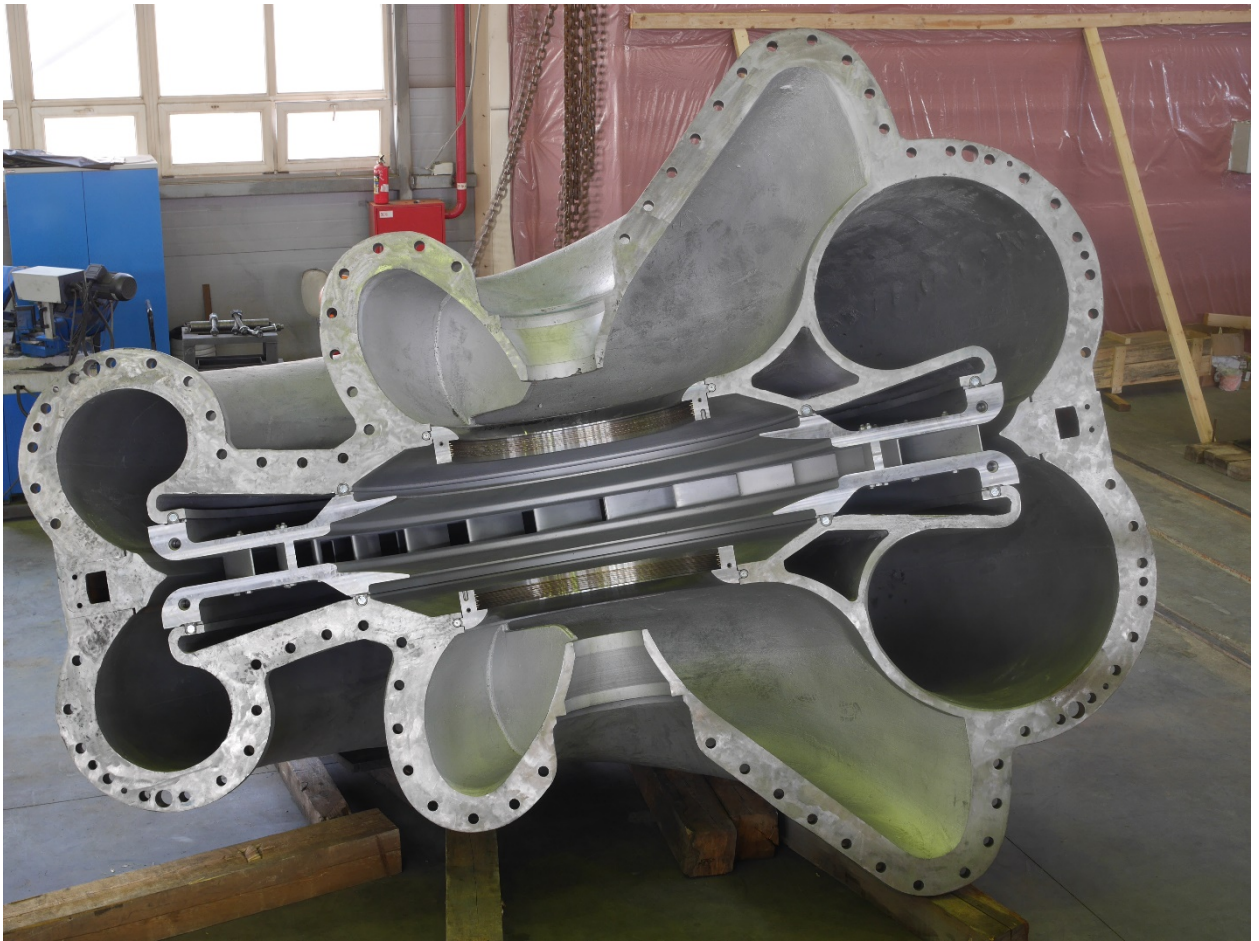


Рисунок 3. Половина корпуса в сборе с модернизированным диффузором

Новая ПЧ, спроектированная на основе использования экспериментально отработанных высокоэкономичных и эффективных модельных ступеней [3], [4] и рекомендаций [1], [2], должна обеспечивать повышенную экономичность агрегата (удельная потребляемая мощность $q = N_{номп} / Q_g^{ec}$ модернизированного нагнетателя ниже фактической величины до модернизации).

В новой ПЧ использовано одно двухпоточное РК радиального типа с выходным углом $\beta_{2л}=45^\circ$, из которого поток направляется в один ЛД с двухрядной лопаточной решеткой (рис.4). Методы вычислительной газодинамики [5] позволили получить оптимальную форму рабочего колеса, профили и положение двухъярусной решетки ЛД, которые отвечают критериям энергоэффективности и обеспечения широкой зоны устойчивой работы нагнетателя.

Изготавливаются следующие новые узлы: ротор; лопаточный диффузор; комплект обжим лабиринтных уплотнений; обтекатель для направления потока в улитки.

Основной диск, два покрывающих диска и лопатки РК изготавливаются отдельно и соединяются путем сварки.

Усовершенствована конструкция лабиринтных уплотнений: применены обоймы со ступенчатыми проточками под усы лабиринтов вместо гладких для уменьшения протечек

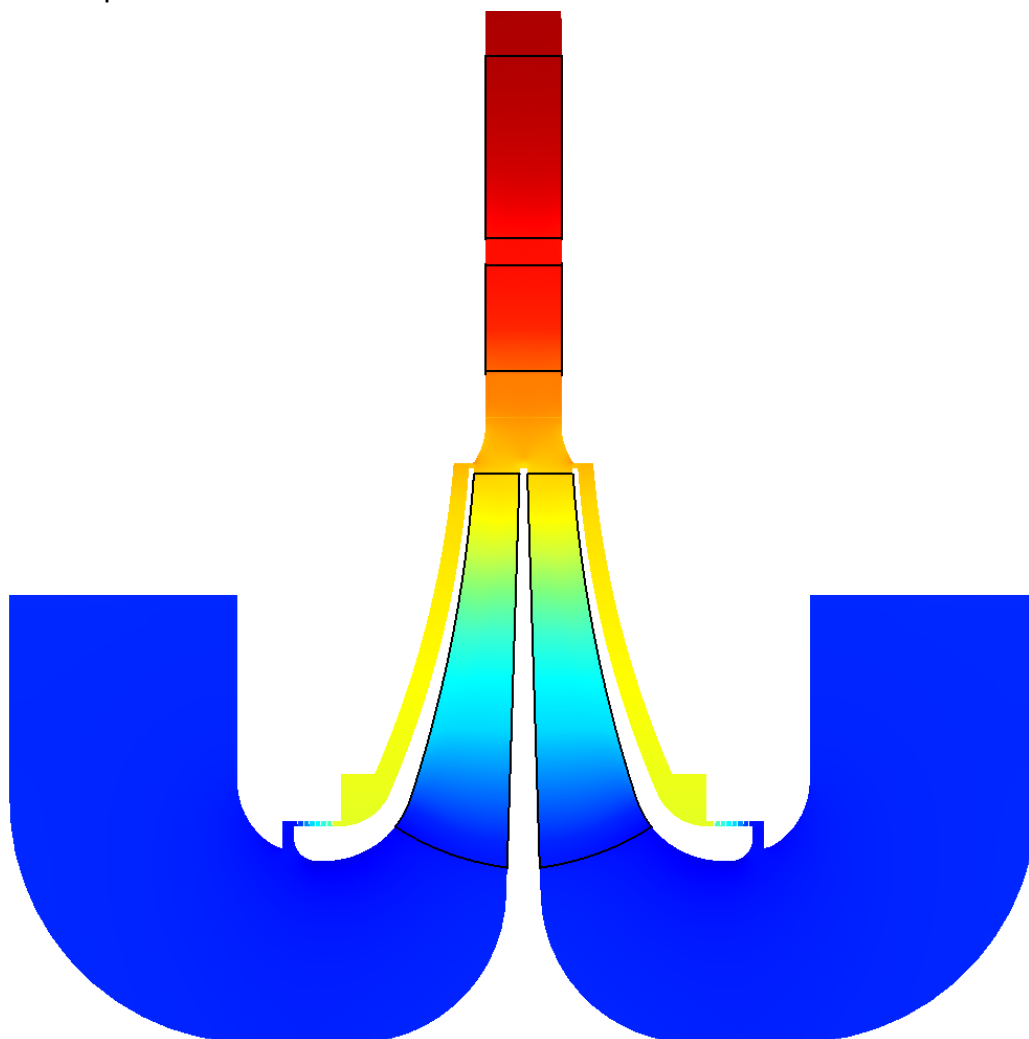


Рисунок 4. Конфигурация проточной части модернизированного компрессора

Литература:

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. — 3 : 351 с.
2. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. — Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. — 232 с.
3. Евдокимов В.Е. Банк экспериментальных данных по модельным ступеням и их элементам для проектирования ЦКМ. // Турбины и компрессоры. — 1997. — 3,4.
4. Семаков В.З., Репринцев А.И., Бганцов Д.Е. Модернизация и ремонт центробежных компрессоров промышленных предприятий // Компрессорная техника и пневматика. — 2002. — 10. — С. 30-32.
5. URL: <https://www.numeca.com/product/fineturbo>

МОДЕРНИЗАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ЖИРНОГО НЕФТЯНОГО ГАЗА В АО “СЛАВНЕФТЬ-ЯНОС”

*Л.К.Чернявский, П.В.Королёв, В.Е.Кузьмин, А.Н.Примак
АО “НПФ”Невинтермаш”*

В установке 1А-1М каталитического крекинга АО “Славнефть-ЯНОС” с 2000 г. успешно эксплуатировались (по схеме “один - в работе, другой – в резерве”) два центробежных компрессора марки К485-61-1 [1]. Разработчиком и поставщиком компрессоров является АО “НПФ”Невинтермаш”.

К485-61-1 представляет собой двухцилиндровую двухсекционную машину. Каждый цилиндр-секция изначально содержал 3 ступени. Сжимаемый компрессором жирный нефтяной газ – многокомпонентная смесь, в которой преобладают углеводороды. Между цилиндрами газ охлаждается в промежуточном газоохладителе типа АВО (рис. 1).

Термогазодинамической особенностью компрессора является то, что массовый расход газа G через цилиндр высокого давления (ЦВД) существенно меньше, чем через цилиндр низкого давления (ЦНД). Эта особенность обусловлена конденсацией тяжёлых фракций углеводородов в результате промежуточного охлаждения и сепарацией образующегося конденсата перед поступлением газа в ЦВД (см. рис. 1).

Компрессор приводится от асинхронного электродвигателя мощностью 4000 кВт. Между электродвигателем и ЦНД, а также между цилиндрами имеются мультипликаторы, обеспечивающие частоты вращения роторов цилиндров 5798 и 11264 об/мин.

В 2014 г. АО “НПФ”Невинтермаш” по заказу АО “Славнефть-ЯНОС” осуществило реконструкцию компрессоров, основная цель которой состояла в увеличении массовых производительностей $G_{пр}$ обоих цилиндров приблизительно на 33 %. Решение задачи такого большого увеличения $G_{пр}$ упрощалось благодаря тому, что Заказчик сумел обеспечить значительное повышение начального давления газа P_n . А осложняло решение задачи то, что в техническом задании на реконструкцию регламентировались параметры сжатия газа не компрессора в целом, а каждого его цилиндра в отдельности. При этом объёмный расход Q и отношение давлений ε нужно было увеличить только в ЦВД, а в ЦНД требовалось наоборот уменьшить их.

Успешно осуществлённая реконструкция (она подробно описана в [2]) заключалась в демонтаже 2-ой ступени ЦНД, а также в замене роторов обоих

цилиндров и диффузоров (лопаточных) всех оставшихся 5-и ступеней компрессора. Мультипликаторы и приводной электродвигатель были оставлены штатными, так как заменять их не было необходимости.

В 2015 г. АО “Славнефть-ЯНОС” с целью повышения эффективности установки 1А-1М решило изменить параметры сжатия газа в цилиндрах компрессора. Новые параметры (см. таблицу) сильно отличались как от полученных в результате реконструкции, так и от паспортных параметров К485-61-1. Это исключало возврат к штатным проточным частям цилиндров и сделало неизбежной модернизацию компрессора. Выполнить её было поручено, естественно, АО “НПФ”Невинтермаш”, - создателю компрессоров К485-61-1 и автору реконструкции их.

Требуемые новые газодинамические параметры цилиндров

	ЦНД	ЦВД
Номинальная массовая производительность, кг/ч	80701	56501
Максимальная массовая производительность, кг/ч	88771	62151
Начальное давление, кг/см ² , абс.	1.6	4.216
Конечное давление, кг/см ² , абс.	5.316	14.0
Начальная температура, °С	32.0	35.0
Молекулярный вес газа	47.80	43.91

Для того, чтобы обеспечить новые параметры назначения ЦНД, в этом цилиндре нужно было увеличить и объёмный расход Q (на 24 %), и отношение давлений ε (на 15 %). В ЦВД же требовалось незначительно увеличить Q (на 3 %), а ε намного уменьшить (на 35 %). Эти изменения Q и ε цилиндров, в принципе, можно было обеспечить изменением частот вращения роторов цилиндров за счёт замены зубчатых пар мультипликаторов. Однако в задании АО “Славнефть-ЯНОС” на выполнение работ по модернизации однозначно указывалось, что она должна быть проведена путём смены проточных частей цилиндров без каких-либо изменений в механике компрессорного агрегата.

Газодинамические расчёты новых проточных частей цилиндров показали, что если не стремиться к максимальным политропным КПД цилиндров $\eta_{пол}$, то нет необходимости в полной замене проточных частей и для получения заданных параметров назначения цилиндров достаточно

1. число ступеней ЦНД восстановить до 3-х (рис. 2), имевшихся до реконструкции;

2. заново спроектировать и изготовить колёса компрессора, наружные диаметры которых – изначальные, а лопаточные решётки – иные (новая лопаточная решётка 1-го и 2-го колёс ЦНД изображена на рис. 3);

3. заменить диффузоры всех ступеней с тем, чтобы они соответствовали новым колёсам.

Что касается остальных элементов проточных частей цилиндров (всасывающие камеры, нагнетательные сборные камеры и обратно-направляющие аппараты), то их можно было оставить без изменений.

В практическом плане модернизация заключалась в замене новыми обоих роторов компрессора и установке вновь изготовленных диффузоров на всех 6-ти ступенях. При этом на 1-ой и 2-ой ступенях обоих цилиндров вместо лопаточных диффузоров были смонтированы более целесообразные здесь безлопаточные с шириной, равной ширине колёс.

Общее представление о конструкции модернизированных ЦНД и ЦВД компрессора дают рис. 4 и 5.

Теоретические термогазодинамические расчёты на стадии проектирования модернизированного компрессора свидетельствовали, что после модернизации потребляемая им мощность на заданном режиме максимальных производительностей цилиндров составит 3755 кВт, и, значит, приводной электродвигатель будет загружен по мощности на 94 %. Так как для электродвигателей асинхронного типа это приемлемо, было принято решение штатный приводной двигатель более мощным не заменять.

Контрольные газодинамические испытания модернизированных компрессоров, состоявшиеся в 2017 г., показали, что как ЦНД, так и ЦВД несколько передают конечное давление P_k . Несмотря на это, с учётом перспективы совершенствования технологического процесса установки 1А-1М, было решено запустить компрессоры в эксплуатацию без доводки, прибегнув к дросселированию газа на всасывании с помощью имеющейся штатной дроссельной заслонки. В настоящее время модернизированные компрессоры работают именно так.

Помимо модернизации проточных частей компрессоров, АО “НПФ”Невинтермаш” улучшило некоторые их вспомогательные элементы:

- антипомпажные клапаны были заменены новыми;
- система защиты от осевых сдвигов роторов была дополнена третьим, электронным, датчиком сдвига;
- организовано регулирование давления в приёмном коллекторе (см. рис. 1) с учётом работы антипомпажного клапана ЦНД и дроссельной заслонки.

Литература:

1. Дундяков А.А. и др. Опыт эксплуатации и реконструкции центробежных компрессоров установки каталитического крекинга // Труды шестого международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. – Санкт-Петербург, 2000. – с. 153-160.
2. Королёв П.В. и др. Реконструкция центробежных компрессоров жирного нефтяного газа в ОАО “Славнефть-ЯНОС” // Труды девятнадцатого международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. – Санкт-Петербург, 2015. – с. 51-53.

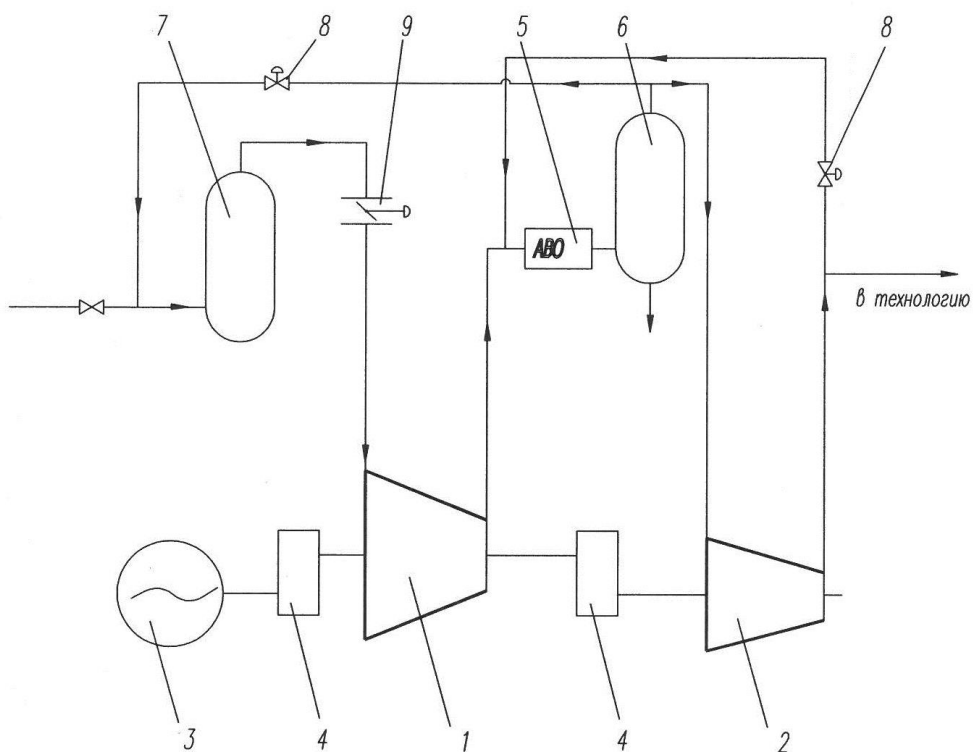


Рис. 1. Схема компрессорной установки К485-61-1:

*1- ЦНД компрессора; 2- ЦВД компрессора; 3- приводной электродвигатель;
4 – мультипликаторы; 5 – газоохладитель типа АВО; 6 – сепаратор;
7 – приёмный коллектор; 8 – антипомпажные клапаны; 9 – дроссельная заслонка.*

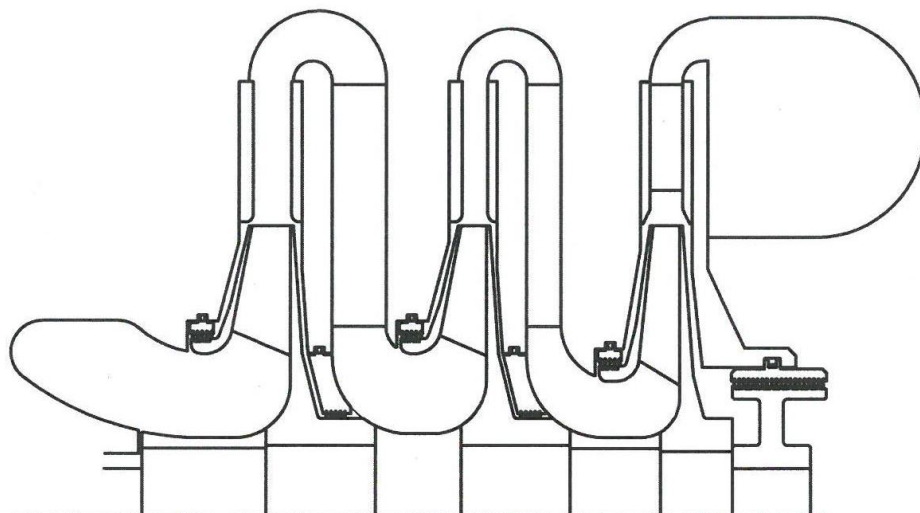


Рис. 2. Меридиональный разрез модернизированной проточной части ЦНД

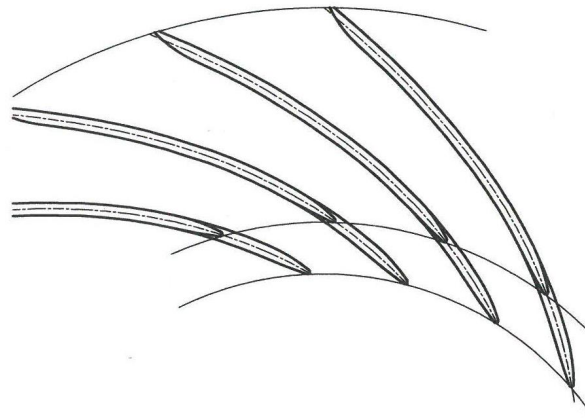


Рис. 3. Лопаточная решётка 1-го и 2-го колёс модернизированного ЦНД

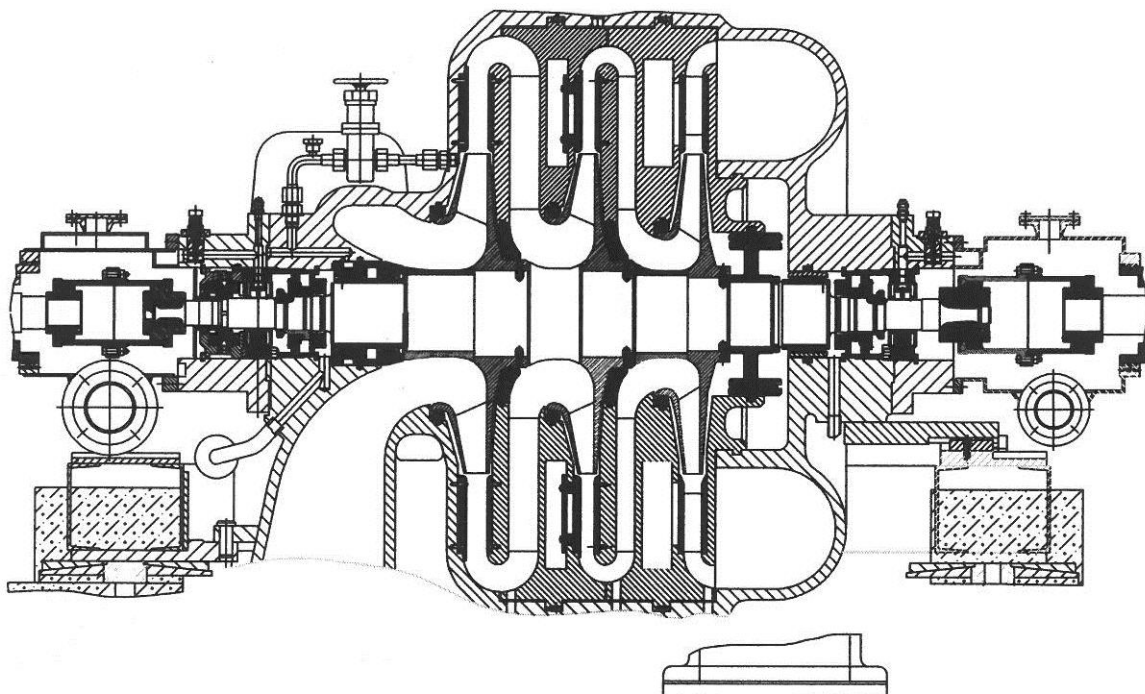


Рис. 4. Продольный разрез модернизированного ЦНД

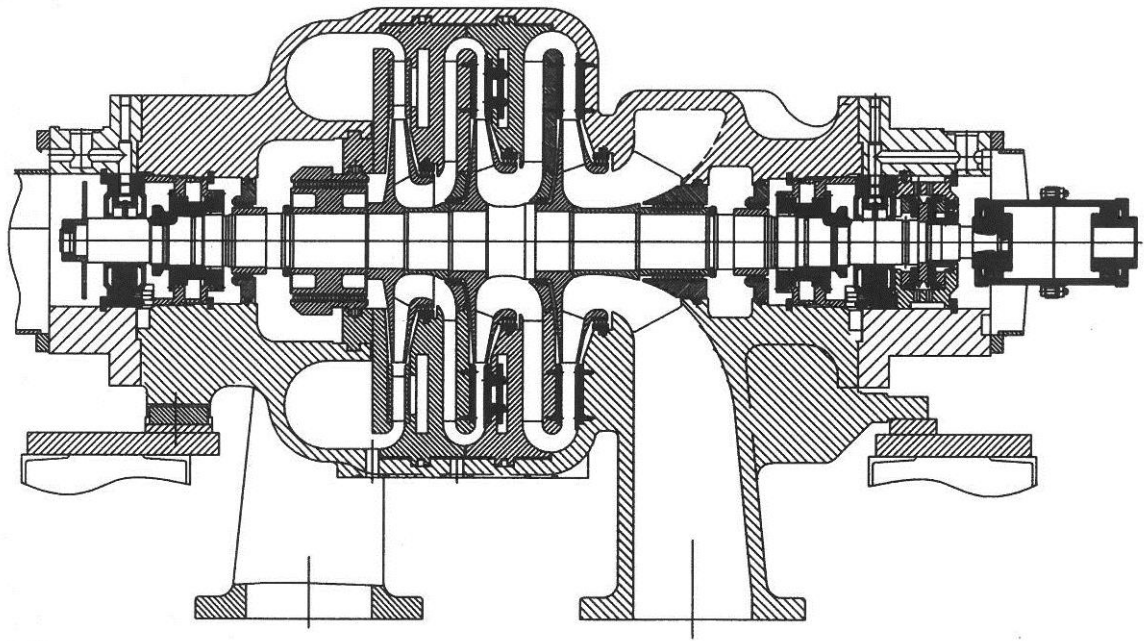


Рис. 5. Продольный разрез модернизированного ЦВД

ДИАГНОСТИКА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГПА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ НЕПРЕРЫВНОГО МОНИТОРИНГА ТЕМПЕРАТУРЫ ЗА ТУРБИНОЙ

*В.В. Тимофеев, Д.В. Третьяков
ООО «ТД «Технекон»*

Аннотация

В статье рассматривается метод обнаружения дефектов, возникающих в конструкции камеры сгорания газотурбинного двигателя. Метод реализован в программном модуле параметрической диагностики ГПА, разработанном ООО «ТД «Технекон».

Введение

Реализуемые на сегодняшний день методики параметрической диагностики ГПА зачастую нацелены на интегральную оценку состояния газоперекачивающего агрегата, для чего разработаны методы оценки его коэффициентов технического состояния [1, 2, 3].

На практике, наряду с интегральными оценками состояния ГПА, целесообразно развивать подходы, при реализации которых в результате непрерывного мониторинга газодинамических параметров ГПА удастся указать на конкретный дефектный узел и сделать заключение о его вероятном дефекте. Одним из возможных дефектов, возникающих в процессе эксплуатации ГПА, является прогар конструкции горелки, вызываемый аномальным смещением фронта пламени вверх по потоку. В настоящей статье рассматривается метод обнаружения этого явления по результатам непрерывного мониторинга температурного поля за турбиной.

Типовым подходом для обнаружения аномального функционирования технического объекта является определение функциональных зависимостей, которые с достаточной достоверностью определяют связь между его характерными параметрами и режимом его работы. При наличии указанной функциональной зависимости, для текущего режима работы могут быть оценены выбранные характерные параметры. Те же характерные параметры измеряются или рассчитываются по другим измеряемым параметрам. Принимается очевидная гипотеза, что при нормальном функционировании технического объекта, характерные параметры, полученные из измерений, будут близки к характерным параметрам, рассчитанным по указанным функциональным зависимостям [4]. Критерием появления дефекта является разность между рассчитанным

характерным параметром и параметром, полученным по результатам измерений. Порог, при превышении которого можно делать вывод о вероятном развитии дефекта обычно подбирается опытным путем.

В зависимости от решаемой задачи, режим работы ГПА может характеризоваться различными абсолютными или приведенными параметрами. Например, для рассматриваемой в статье задачи обнаружения дефекта камеры сгорания, режим работы ГПА целесообразно определять средней температурой газов за турбиной. За характерные параметры надо принимать такие параметры процесса, по изменению которых могут быть сделаны выводы о развитии рассматриваемого дефекта. Для обнаружения дефектов камеры сгорания за характерные параметры целесообразно принять параметры температурного поля за турбиной, значения которых определяются по сигналам смонтированных за турбиной термопар. В алгоритме, описываемом в настоящей статье и реализованном в программном модуле параметрической диагностики ООО «ТД «Технекон», в качестве контролируемых характерных параметров приняты градиенты температурного поля за турбиной, которые оцениваются по разности показаний термопар.

Механизмы аномального смещения пламени

Особую актуальность проблема аномального смещения фронта пламени приобрела в современных камерах сгорания, к которым предъявляются жесткие ограничения на выбросы окислов азота, связанные с борьбой за экологию. При сжигании в камере сгорания природного газа, основным источником окислов азота являются локальные высокотемпературные области, где соотношение воздуха и топливного газа оказывается близким к стехиометрическому соотношению [5]. Для исключения возникновения локальных областей, с соотношением воздуха и топливного газа близким к стехиометрическому, топливный газ и избыточное количество воздуха заранее смешивают, и уже подготовленную топливовоздушную смесь подают в зону горения. На рис. 1 схематично изображен процесс предварительного смешения топлива. Внутри горелки топливный газ (1) подается в поток воздуха (2). Топливновоздушная смесь, проходя через завихритель (3) и канал (4), попадает в жаровую трубу, где в штатном режиме должен находиться фронт пламени (5). Многие камеры сгорания кроме топливного канала, формирующего предварительно перемешанную топливовоздушную смесь, имеют канал для непосредственной подачи топливного газа (6) в зону горения. Это канал формирует диффузионное пламя и обычно используется при розжиге камеры сгорания и при работе на низких режимах. При выходе на рабочие режимы подачу топлива в этот канал существенно снижают.

Основным фактором, определяющим положение фронта пламени в камере сгорания, является турбулентная скорость его распространения [4]. Если локальная скорость распространения пламени превосходит скорость потока газа в камере сгорания, то фронт пламени может существенно сместиться вверх по потоку, относительно его нормального расположения. Например, для конструкции, схема которой изображена на рис. 1, пламя, перемещаясь вверх по потоку может оказаться в канале горелки (4).

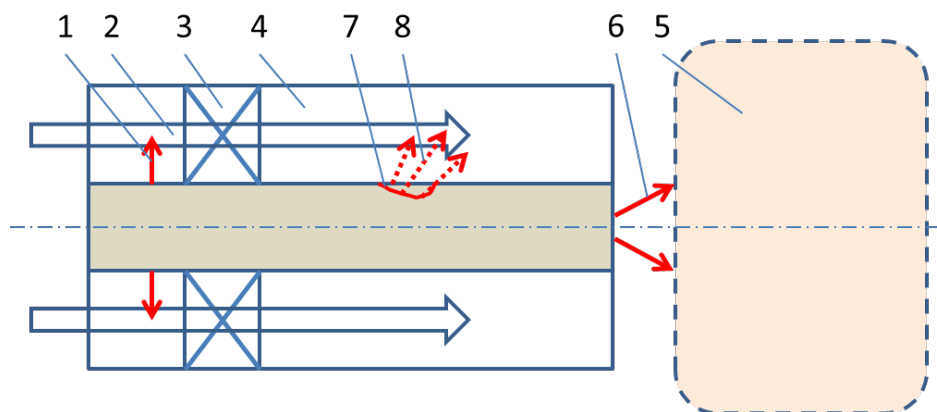


Рис. 1. Схема типичной горелки с предварительным смешиванием топливного газа с воздухом

В общем случае, кратковременный проскок пламени вверх по потоку внутрь горелки не является критичным. Стабилизация пламени внутри горелки проблематична и обычно пламя выносится потоком обратно в жаровую трубу. Многие разработчики камер сгорания проводят специальные тесты, когда в лабораторных условиях поджигают топливо-воздушную смесь в различных точках канала предварительного смешения. В правильно сконструированной камере сгорания, при проведении такого теста пламя должно выноситься из канала предварительного смешения вниз по потоку без последствий для конструкции. Однако при частых проскоках пламени в горелку, когда стенки горелки не будут успевать охлаждаться, или при длительном удержании пламени в канале горелки произойдут прогары и разрушение конструкции.

Условия для проскока пламени могут возникнуть при пониженных режимах работы газовой турбины, когда снижается скорость потока газа через камеру сгорания. Кроме скорости газового потока, на возможность перемещения пламени влияет и локальная концентрация топлива. На определенных пониженных режимах могут ухудшиться условия перемешивания топливного газа и воздуха, могут сформироваться зоны обогащенные топливом в пристеночном слое. В общем случае проблематично выявить явную зависимость между

газодинамическими параметрами и развитием проскока пламени в горелку. Процесс существенно нелинейный и зависит от предыстории работы камеры сгорания.

Проскок пламени вверх по потоку чаще происходит вблизи поверхности стенок, где ниже скорость потока. В исправной горелке не должно быть условий для стабилизации пламени, но вероятность проскока пламени в горелку, и даже его стабилизация внутри горелки, существенно повышается, если горелка имеет дефекты конструкции. Например, если при предшествовавших проскоках пламени появились дефекты на поверхности стенок канала и локальная пристеночная скорость потока снизилась. Особенно неблагоприятные условия возникают, если произошел прогар топливного канала, и топливный газ подается в воздушный поток через относительно большое отверстие неправильной формы в нерасчетной точке. Такая ситуация условно показана на рис. 1. Топливный газ (8) поступает в поток из прогара (7), образовавшегося в нерасчетной точке.

При развитии подобных дефектов в конструкции камеры сгорания процесс горения становится крайне нестабильным и может сопровождаться сильными акустическими шумами, обычно низкочастотными. Профиль температур на выходе из газосборника камеры сгорания также теряет свою стабильность и может сильно отличаться от того, на который рассчитывались лопатки турбины.

Самообучающийся алгоритм диагностики камеры сгорания

В рассматриваемом алгоритме диагностирования технического состояния камеры сгорания исходной информацией являются сигналы с термопар. В типичном случае, количество термопар соответствует количеству жаровых труб камеры сгорания и термопары располагаются по окружности в горячем газовом потоке за турбиной. Предполагается, что по показаниям термопар определяется температурное поле за турбиной. Также предполагается, что изменения в процессе горения, вызванные развитием дефектов камеры сгорания, будут сопровождаться изменением этого температурного поля.

В зависимости от оснащенности датчиками конкретного ГПА, в алгоритм можно подавать сигналы с термопар, расположенных как за турбиной газогенератора, так и за силовой турбиной. Однако, по возможности, лучше использовать сигналы с термопар, расположенных за турбиной газогенератора, где развивающиеся дефекты камеры сгорания будут проявляться более резко.

Как было показано в предшествующих работах [6], для анализа изменений температурного поля лучше подходит градиент температурного поля, чем его абсолютные значения. Исследования, проведенные ООО «ТД «Технекон», также подтвердили, что градиент температурного поля вдоль окружности горячего

потока газа более четко реагирует на все изменения в системе подачи и сжигания топлива.

Таким образом, в рассматриваемом алгоритме анализируется изменение разностей между показаниями соседних термопар за турбиной.

В общем случае, для оценки изменения температурного поля могут браться разности между любыми термопарами, не обязательно расположенными рядом. Таким образом, самообучающийся алгоритм может перестроить свою работу при выходе из рабочего состояния одной или нескольких термопар.

Можно выделить два основных цикла, в совокупности реализующих диагностику камеры сгорания [7]:

- Самообучение алгоритма;
- Диагностирование алгоритмом камеры сгорания.

Как указывалось выше, для индикации развития аномалии в работе камеры сгорания должно производиться сравнение температурного поля за турбиной в текущий момент времени с температурным полем, которое принято за эталон. Предполагается, что в начальный период эксплуатации ГПА камера сгорания исправна, не имеет прогаров или каких либо других дефектов, влияющих на процессы подачи и сжигания топлива. Таким образом, программный модуль параметрической диагностики в процессе самообучения должен запомнить температурное поле за турбиной, соответствующее исправной камере сгорания.

Температурное поле за турбиной зависит от режима работы ГПА. Поэтому температурное поле за турбиной должно рассматриваться как функция режима. Как показала практика диагностики ГПА, температурное поле за турбиной достаточно рассматривать как функцию одной переменной – средней температуры за турбиной.

Следующим важным фактором, который необходимо принимать во внимание, является медленное изменение температурного поля, связанное с изменением ГПА в процессе его эксплуатации, но не с прогаром конструкции горелки. Предполагалось, что изменение температурного поля, связанное с прогаром конструкции, имеют существенно меньшее время своего развития.

Время задержки между моментом окончания формирования очередного набора статистических функций и использованием этих функций в диагностике состояния камеры сгорания является настроечным параметром и выбирается из опыта. Если будет иметь место очень короткое время между формированием функции и использованием ее в диагностике, то изменение может оказаться малым даже при развитых дефектах камеры сгорания. При очень большом времени задержки на критерии могут отразиться медленные изменения технического состояния, связанные, например, с выработкой ресурса и не связанные с развитием дефектов камеры сгорания.

В практически реализованных модулях параметрической диагностики за базовое температурное поле принималось поле за несколько недель до проведения диагностики. Предполагалось, что за счет естественного износа поле за такой период измениться не может, и существенное его изменение будет свидетельствовать о развитии дефекта.

На рис. 2 показана укрупненная блок-схема работы алгоритма в режиме самообучения. Алгоритм выделяет в непрерывно поступающих с датчиков данных периоды установившейся работы ГПА с заданной продолжительностью. Для этих периодов производится усреднение показаний термодпар и средней температуры за турбиной. По этим данным для каждой контролируемой разности температур строится статистическая функциональная зависимость от средней температуры за турбиной. Для установившихся режимов запоминается разность показаний термодпар

$$\Delta T_{i,j} = f_i(T_A) \quad (1)$$

где $\Delta T_{i,j}$ - разность между сигналами термодпар,
 T_A - средняя температура за турбиной.

По формуле (1) оцениваются разности значений между соседними термодпарами. Но, как указывалось выше, допускается оценивать разность значений термодпар, не расположенных рядом. В реализованных на компрессорных станциях алгоритмах запоминается количество функций, равное количеству термодпар.

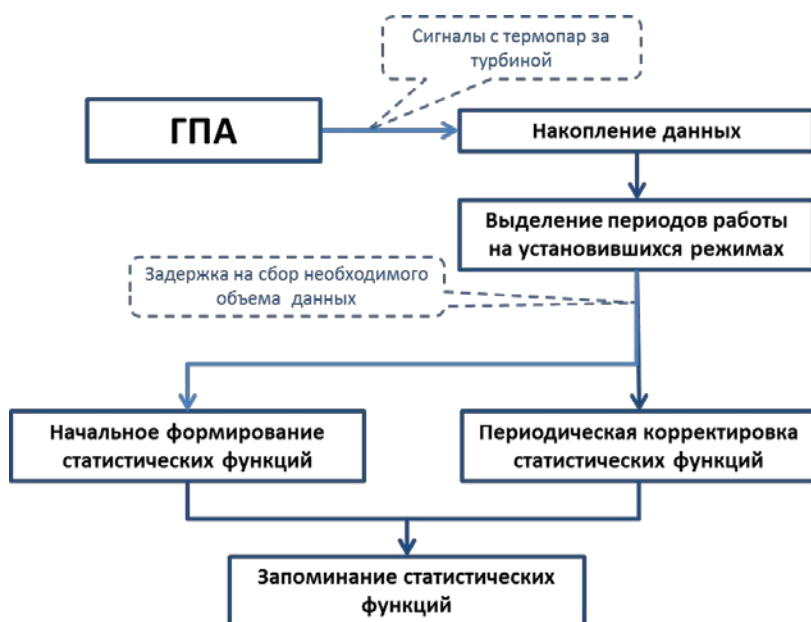


Рис. 2. Функционирование алгоритма в процессе самообучения

Далее, в процессе функционирования ГПА, через заданные промежутки времени производится расчет разностей температур по всем запомненным статистическим формулам (Рис. 3). Рассчитанные значения сравниваются с разностями замеренных температур, и вычисляется критерий для каждой пары термопар:

$$z_{i,j} = \frac{|\Delta\tilde{T}_{i,j} - \Delta T_{i,j}|}{T_A} \cdot 100\% \quad (2)$$

где $\Delta\tilde{T}_{i,j}, \Delta T_{i,j}$ - замеренные и рассчитанные разности между сигналами термопар. Замеренная разность между термопарами может быть больше или меньше разности, рассчитанной по зависимости (1). Поэтому в качестве критерия целесообразно рассматривать абсолютное отличие измерения от расчета.

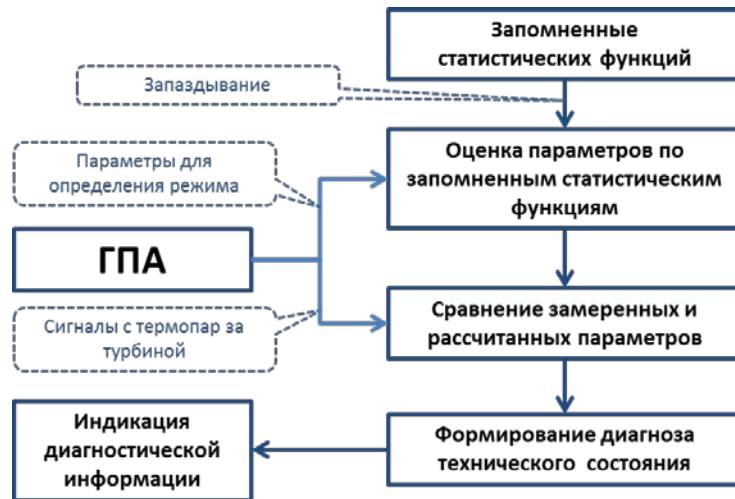


Рис.3. Функционирование алгоритма в процессе диагностики

На рис. 4 представлен пример применения предлагаемого критерия для оценки технического состояния камеры сгорания. Критерий рассчитывался для каждой пары соседних термопар. На рис. 4 приведены результаты расчетов для 6 термопар из 16, использовавшихся модулем параметрической диагностики для анализа технического состояния камеры сгорания.

Как показала практика диагностики камер сгорания по указанному в статье критерию, в процессе длительной эксплуатации ГПА критерий для отдельной термопары при исправной камере сгорания не превышает процента. Предупредительную уставку можно принять около этой величины.

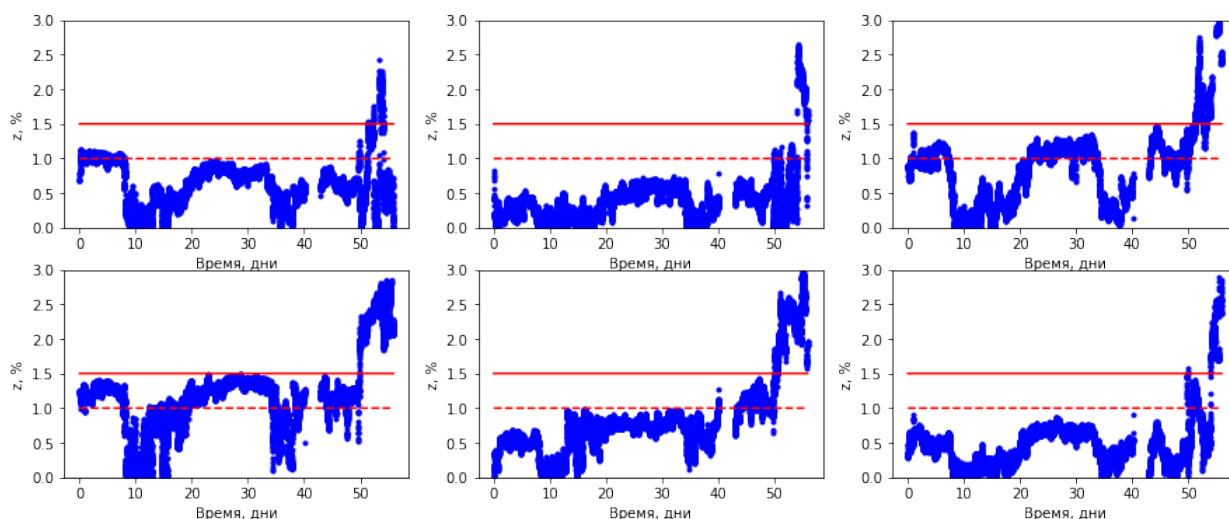


Рис. 4. Критерий оценки технического состояния камеры сгорания, рассчитанный для термопар за турбиной

Развитие прогара в конструкции камеры сгорания сопровождается скачкообразным ростом критерия z , рассчитываемого по формуле (2). При этом критерий z может вести себя крайне нестабильно, что требует определенных правил для генерации предупреждающего или аварийного сообщения. Так, в разработанном ООО «ТД «Технекон» программном диагностическом модуле соответствующее сообщение формируется, если заданная доля подряд рассчитанных значений критерия z превышает уставку.

ГПА, для которого рассчитывались критерии, показанные на рис.4, был аварийно остановлен, и его камера сгорания была обследована эндоскопом. Практически во всех жаровых трубах наблюдался явный прогар стенки топливного канала в горелке.

На приведенных графиках видно, что с какого-то момента времени критерий возрастает выше аварийной уставки для всех термопар. Из графиков также видно, что для некоторых термопар критерий превышал предупредительную уставку более чем за месяц до аварийной остановки ГПА.

Критерий z по формуле (2) рассчитывается для каждой термопары. Поэтому при превышении предупредительной уставки имеется возможность формировать рекомендации о проведении осмотра эндоскопом тех жаровых труб и их горелок, расположение которых соответствует термопарам, для которых получены повышенные значения критерия.

Перспективы диагностики камеры сгорания ГПА

Представленная в настоящей статье методика диагностики камеры сгорания является составной частью разработанного ООО «ТД «Технекон» самообучающегося модуля параметрической диагностики ГПА [8].

Указанный модуль параметрической диагностики также включает в себя алгоритм контроля вибрационного горения в камере сгорания. Алгоритм контроля вибрационного горения базируется на обработке сигналов с высокочастотных датчиков, измеряющих акустическое давление в камере сгорания [9].

Следует обратить внимание, что проскок пламени вверх по потоку в горелку и вибрационное горение имеют различную физическую природу. При этом оба явления могут приводить к серьезным авариям.

В дальнейшем к указанным выше существующим методикам контроля и диагностирования технического состояния камеры сгорания предполагается добавить методику анализа процесса горения на основе оценки химического состава выхлопного газа. Предполагается разработать упрощенную математическую модель процессов, протекающих в камере сгорания, которая будет выявлять аномалии в горении по разности рассчитанных и измеренных концентраций окиси углерода и окислов азота в выхлопном газе.

В конечном итоге, все частные методики, разработанные для камеры сгорания, включаются в общую математическую модель ГПА – «цифровой двойник», обеспечивающий комплексную диагностику ГПА.

Литература:

1. Семушкин А. В., Подлозный А. О., Черникова Е. А., Щуровский В. А. Об унификации методик параметрической диагностики и расчета показателей технического состояния ГПА. // Газотурбинные технологии.– 2016.- № 4.- С.26–28.
2. Технологический регламент на технологию удаленной параметрической диагностики и мониторинга текущих показателей технического состояния парка ГПА ЕСГ ПАО «Газпром», ООО «Газпром ВНИИГАЗ», 2015.
3. Тимофеев В. В., Третьяков Д. В. Статистический подход к оценке коэффициентов технического состояния ГПА // Газотурбинные технологии. – 2017. №3.- С.14–17.
4. Ding S.X. Model-Based Fault Diagnosis Techniques. Second Edition. Springer, London, 2013. 501p.
5. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. 566 с.
6. Wang, Z., Zhao, N., Wang, W., Tang, R. and Li, S. (2015) A Fault Diagnosis Approach for Gas Turbine Exhaust Gas Temperature Based on Fuzzy C-Means Clustering and Support Vector Machine. Mathematical Problems in Engineering, 2015, Article ID: 240267, 11 p.

7. Tretyakov D. "A Self-Learning Diagnosis Algorithm Based on Data Clustering" // Intelligent Control and Automation, 2016. №7, pp. 84–92. <http://dx.doi.org/10.4236/ica.2016.73009>
8. Тимофеев В. В. «Технекон» – передовые подходы к диагностике турбомашин. // Газотурбинные технологии. – 2015. №8.- С.6–9.
9. Матюгин Ф. В., Старых М. Н., Третьяков Д. В. Технические решения для контроля вибрационного горения в камере сгорания газовой турбины // Газотурбинные технологии. – 2016. №8.- С.16–20.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ СИЛОВОГО БЛОКА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

О.Н. Щербаков¹, А.В. Смирнов², В.Г. Паненко¹, С.М. Ушаков¹, Д. А. Ткаченко¹

¹ ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина

² ООО «Гроссманн – Газовые системы», г. С.-Петербург, Россия

В статье представлены методика и результаты экспериментального исследования теплового состояния силового блока газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-16С с приводом на базе газотурбинного двигателя типа ДГ90Л2 конструкции ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев, Украина). В ходе исследования измерялись температуры наружных поверхностей корпусов двигателя, вентиляционного воздуха, внутренних поверхностей стенок кожуха шумотеплоизолирующего, расход воздуха, а также режимные параметры работы агрегата. Результаты исследования использованы для верификации математической модели теплового состояния силового блока, а также для совершенствования конструкции вновь создаваемых систем вентиляции.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, газотурбинный привод, силовой блок, кожух шумотеплоизолирующий, тепловое состояние, система вентиляции.

Введение

Газоперекачивающие и турбокомпрессорные агрегаты конструкции ПАО «Сумское НПО» (далее ПАО), созданные на основе центробежных компрессоров (ЦК) и конвертированных газотурбинных двигателей (ГТД) авиационного и судового типов, широко применяются в газовой и нефтяной промышленности Украины, России, Ирана, Узбекистана и других стран.

Основным системообразующим блоком-модулем в составе агрегатов конструкции ПАО является турбоблок, в котором в отдельных отсеках установлены ЦК и ГТД с элементами вспомогательных систем. Для снижения уровня шума, а также защиты персонала и оборудования компрессорной станции (КС) от теплового излучения, возникающего при работе ГТД, двигатель совместно с газоотводным устройством, элементами системы смазки, топливпитания, контрольно-измерительными приборами и средствами электромонтажа устанавливается в шумотеплоизолирующем кожухе (КШТ), входящем в состав силового блока (БС).

Безопасность и надежность работы газоперекачивающих агрегатов существенно зависит от теплового состояния корпусов ГТД и вспомогательных систем БС. Для обеспечения приемлемых температурных условий работы двигателя и оборудования, установленного в КШТ, БС оборудуют системой принудительной вентиляции. Ввиду особенностей компоновки агрегатов, а также сложности происходящих в БС термогазодинамических процессов проектирование системы его вентиляции представляет собой достаточно сложную расчетную и конструкторскую задачу. В настоящее время появилась возможность численного моделирования физических процессов, происходящих при вентиляции БС [1-5], однако, как показал анализ указанных публикаций, выполненный авторами работы [6], в них отсутствует обобщенный подход к моделированию теплового состояния БС. В связи с вышеизложенным, специалистами Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского – «ХАИ» была разработана обобщенная математическая модель теплофизических процессов, происходящих в БС [6] и методика анализа теплового состояния БС с помощью программного комплекса ANSYS Fluent [7].

Для получения экспериментальных данных, необходимых для верификации разработанной математической модели на КС «Долина» [8] и «Тарутино» УМГ «Прикарпаттрансгаз» [9] были проведены натурные исследования теплового состояния БС в составе турбоблока блочно-контейнерного газоперекачивающего агрегата типа ГПА-Ц-16С.

1. Объект исследования

Общий вид исследуемого БС представлен на рисунке 1.

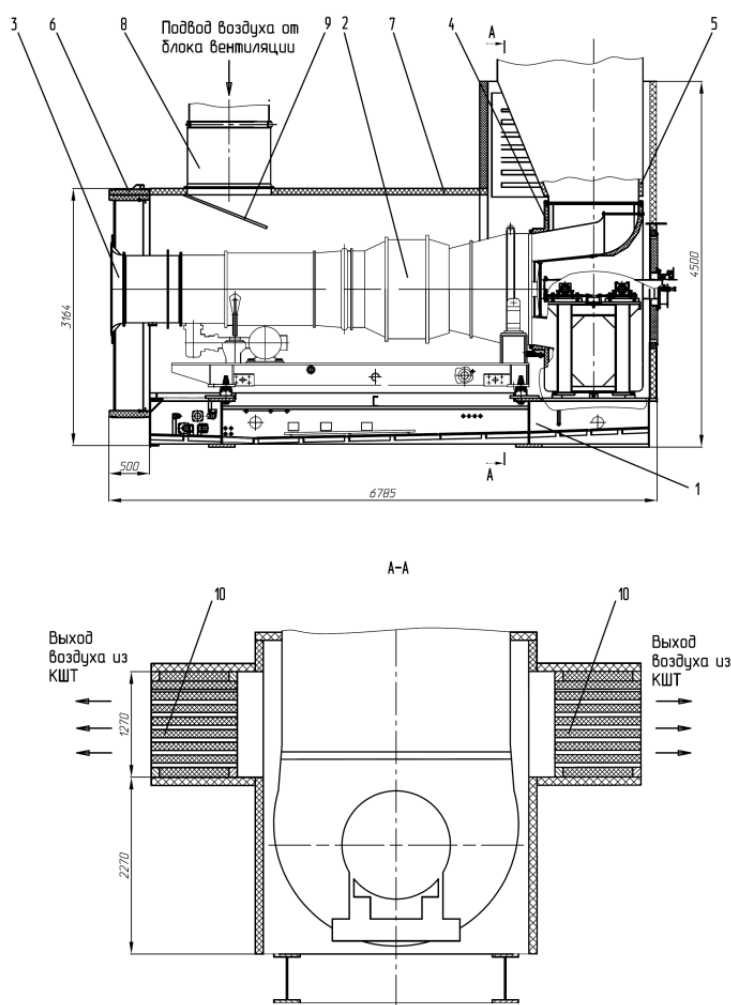


Рисунок 1 – Общий вид БС:

1 – рама; 2 – ГТД ДГ90Л2; 3 – уравнильный патрубок с лемнискатой; 4 – газоотводное устройство; 5 – диффузор; 6 – переходник; 7 – КШТ; 8 – воздуховод подвода воздуха; 9 – направляющий экран; 10 – шумоглушитель

Как видно из рисунка, ГТД 2 совместно с газоотводным устройством 4 установлен в КШТ 7 на раме 1. Каркас стенок и крыши КШТ выполнен из профильного проката и обшит с наружной стороны сплошным стальным листом, а с внутренней – перфорированным стальным листом. Полости между листами заполнены теплозвукоизолирующим материалом на основе базальтового волокна. Охлаждающий воздух всасывается из атмосферы осевыми вентиляторами, установленными в блоке вентиляции, и подаётся в КШТ по воздуховоду 8. Блок вентиляции установлен на крыше турбоблока. Регулирование расхода воздуха осуществляется за счёт включения-выключения одного из вентиляторов. Для организации подвода охлаждающего воздуха в область наиболее нагретых поверхностей ГТД предусмотрен

направляющий экран 9. Нагретый воздух отводится из КШТ в атмосферу через проёмы с шумоглушителями 10.

Внутри КШТ установлены также диффузор 5 выхлопного тракта агрегата, трубопроводы подвода топливного газа и смазочного масла, топливная и регулирующая аппаратура, трубопроводы системы пожаротушения, элементы системы освещения, а также датчики системы управления и защиты агрегата.

2. Методика и результаты экспериментального исследования

Методика экспериментального исследования была разработана специалистами ПАО совместно со специалистами НАКУ им. Н. Е. Жуковского «ХАИ» и ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

Для определения теплового состояния БС в ходе исследования измерялись: режимные и технологические параметры работы ГПА; температуры наружных поверхностей корпусов ГТД; температура воздуха внутри КШТ; температура внутренних поверхностей стенок КШТ; температура воздуха снаружи КШТ (в отсеке двигателя); массовый расход воздуха, поступающего в КШТ.

Измерение температуры наружных поверхностей корпусов ГТД, вентиляционного воздуха, а также внутренних поверхностей стенок КШТ выполнялось с применением многоканальной информационно-измерительной системы. В качестве первичного измерительного преобразователя температуры применялись термоэлектрические преобразователи типа ТХА. Во избежание влияния теплового излучения на показания датчиков температуры была выполнена их экранировка. В качестве средства обработки и представления информации использовался одноканальный цифровой термометр Technoterm 9503 с максимальной абсолютной величиной погрешности измерения температуры $\pm 6,5$ °С. Температура наружных поверхностей корпусов ГТД измерялись в 20 точках, температура вентиляционного воздуха в КШТ – в 15 точках, температура внутренних поверхностей стенок КШТ – в 8 точках. Схема расположения точек измерения представлена на рисунке 2.

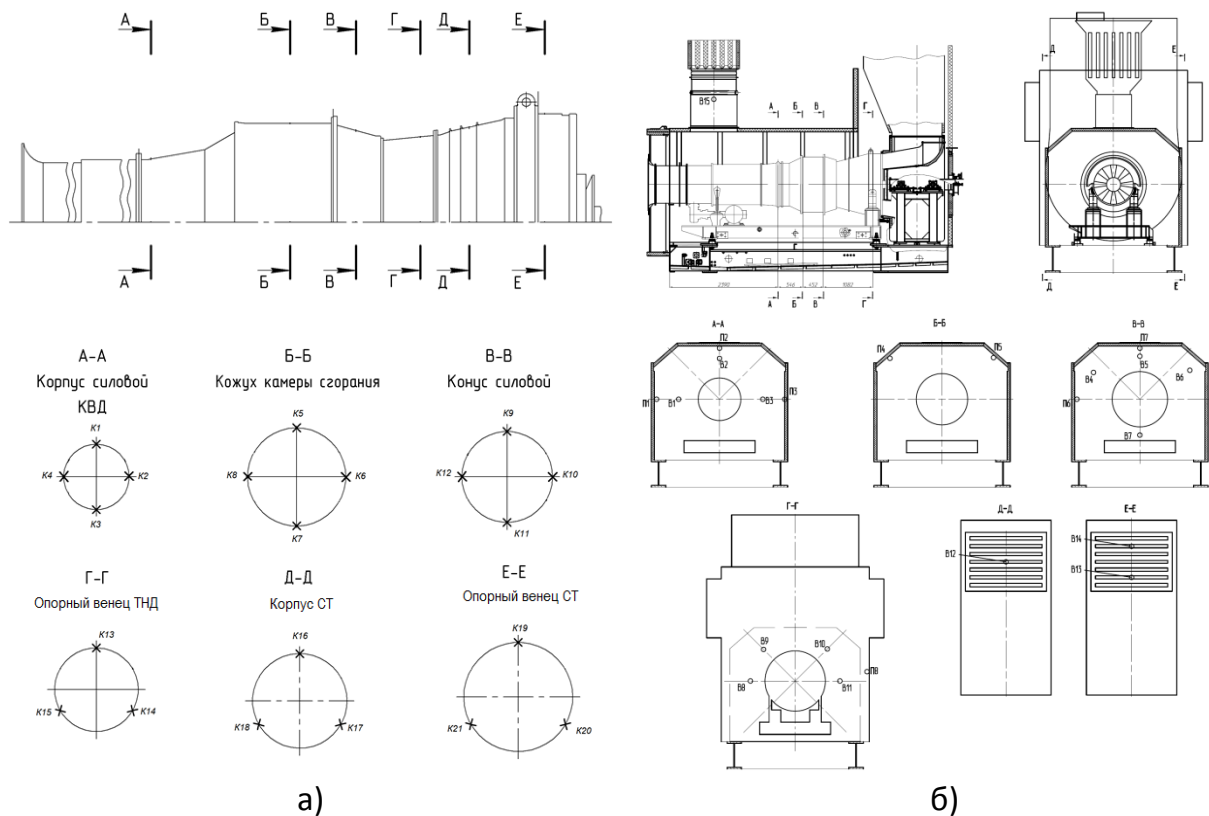


Рисунок 2 – Схема расположения точек измерения температуры наружных поверхностей корпусов ГТД а), а также температуры воздуха и температуры внутренних поверхностей стенок КШТ б)

Массовый расход вентиляционного воздуха, поступающего в КШТ, определялся косвенным методом по измерению средней скорости воздушного потока на входе в КШТ.

Измерения проводились при нескольких режимах работы агрегата, а также при различных режимах работы системы вентиляции: при поочерёдном включении вентиляторов ВОД1 и ВОД2, а также при совместной работе двух вентиляторов. Учитывая ограниченные рамки настоящей публикации, в работе представлены результаты измерений при следующих параметрах работы агрегата:

- температура окружающей среды $t_{o.c.} = 16,2 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- мощность на валу силовой турбины двигателя $N_{cm} = 7,42 \text{ МВт}$;
- массовый расход вентиляционного воздуха $\dot{m} = 9,62 \text{ кг/с}$.

На рисунке 3 показаны осредненные по окружности температуры наружных поверхностей корпусов ГТД в характерных сечениях.

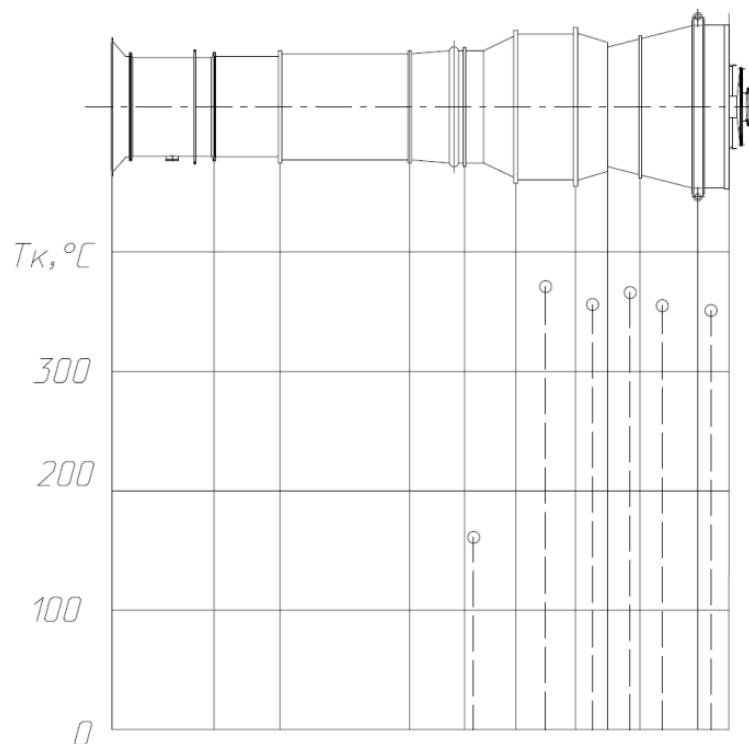


Рисунок 3 – Осредненные по окружности температуры наружных поверхностей корпусов ГТД

Результаты измерений температуры воздуха в КШТ и температуры внутренних поверхности стенок КШТ представлены в таблицах 1 – 2.

Таблица 1 – Измеренные температуры воздуха в КШТ

Точка измерения	Значение, °C	Точка измерения	Значение, °C	Точка измерения	Значение, °C
В1	27,3	В6	55,7	В11	34,0
В2	43,3	В7	42,7	В12	57,7
В3	26,0	В8	33,7	В13	56,0
В4	50,0	В9	51,0	В14	43,3
В5	90,0	В10	57,3		

Таблица 2 – Измеренные температуры внутренних поверхностей стенок КШТ

Точка измерения	Значение, °C	Точка измерения	Значение, °C	Точка измерения	Значение, °C
П1	35,7	П4	49,7	П7	118,0
П2	66,3	П5	48,3	П8	47,7
П3	31,0	П6	48,7		

Согласно результатам измерений, максимальная температура воздуха в КШТ была зафиксирована над камерой сгорания, вблизи клапанов перепуска воздуха (точка В5). Во всех контрольных сечениях температуры поверхностей стенок КШТ выше, чем температуры вентиляционного воздуха, что подтверждает существенное влияние теплового излучения от корпусов ГТД на тепловое состояние БС. Максимальную температуру внутренней поверхности имеет крыша КШТ (точки П2 и П7).

Более подробно методика и результаты экспериментального исследования рассмотрены в работе [9].

3. Сравнение экспериментальных данных с результатами численного моделирования

Полученные экспериментальные данные были использованы для верификации математической модели теплофизических процессов, происходящих в БС [6]. Моделирование выполнено в программном комплексе Ansys Fluent с использованием методики [7] при граничных условиях, соответствующих условиям проведения эксперимента.

На рисунке 4 представлены линии тока вентиляционного воздуха внутри КШТ, окрашенные в соответствии с его температурой (а), а также заливка температуры внутренней поверхности стенок КШТ (б).

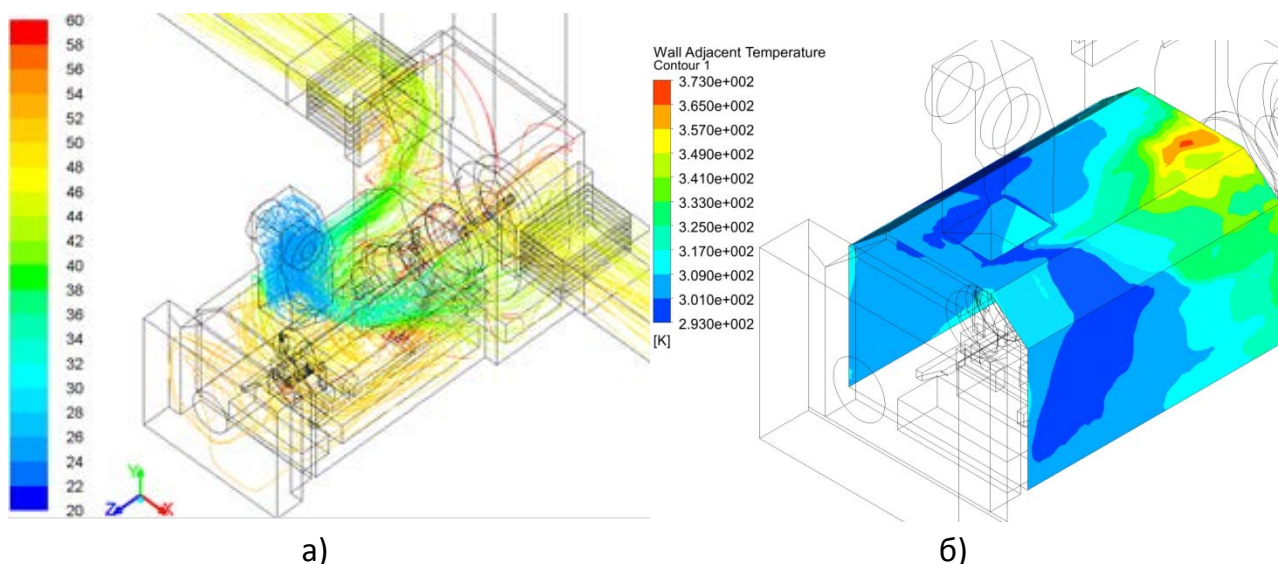


Рисунок 4 – Линии тока вентиляционного воздуха, окрашенные в соответствии с его температурой а), заливка температуры внутренней поверхности стенок КШТ б)

В таблице 3 представлены расчётные $t_{ч}$ и измеренные $t_{изм}$ температуры вентиляционного воздуха и внутренней поверхности стенок КШТ в контрольных точках и различия между ними. Различия рассчитывались по формуле, °С:

$$\Delta = t_{ч} - t_{изм}$$

Таблица 3 – Сравнение расчетных и измеренных температур вентиляционного воздуха и внутренних поверхностей стенок КШТ

Точка	$t_{изм}, ^\circ\text{C}$	$t_{ч}, ^\circ\text{C}$	$\Delta, ^\circ\text{C}$	Точка	$t_{изм}, ^\circ\text{C}$	$t_{ч}, ^\circ\text{C}$	$\Delta, ^\circ\text{C}$
В1	27,3	25,9	-1,4	П1	35,7	47,1	11,4
В2	43,3	26,0	-17,4	П2	66,3	42,2	-24,1
В3	26,0	29,5	3,5	П3	31,0	46,9	15,9
В4	50,0	32,0	-18,0	П4	49,7	67,6	17,9
В5	90,0	64,2	-25,8	П5	48,3	66,8	18,5
В6	55,7	39,0	-16,7	П6	48,7	58,6	9,9
В7	42,7	38,2	-4,5	П7	118,0	91,0	-27,0
В8	33,7	29,7	-4,0	П8	47,7	79,2	31,5
В9	51,0	43,9	-7,1				
В10	57,3	46,2	-11,1				
В11	34,0	35,0	1,0				
В12	57,7	37,3	-20,4				
В13	56,0	54,5	-1,5				
В14	43,3	51,2	7,9				

Как показывает сравнение, в целом экспериментальные данные подтверждают адекватность разработанной математической модели. При этом необходимо отметить следующее:

- в большинстве контрольных точек расчётные температуры вентиляционного воздуха ниже измеренных;
- среднее различие между расчётными и измеренными температурами вентиляционного воздуха составляет 9,2 °С;
- максимальное различие между расчётными и измеренными температурами вентиляционного воздуха выявлено в контрольной точке В5, расположенной над камерой сгорания вблизи клапанов перепуска воздуха и составляет 25,8 °С;
- в большинстве контрольных точек расчётные значения температуры внутренней поверхности стенок КШТ выше измеренных;

- среднее различие между расчётными и измеренными температурами внутренней поверхности стенок КШТ составляет 19,5 °С;
- максимальное различие между расчётными и измеренными температурами внутренней поверхности стенок КШТ обнаружено в контрольной точке П8 и составляет 31,5 °С.

Занижение расчетной температуры вентиляционного воздуха в КШТ, вероятно, вызвано пренебрежением тепlopоступлениями, обусловленными утечками циклового воздуха и (или) циклового газа, а также тепловыделениями от вспомогательного оборудования и коммуникаций. Несоответствие расчётных и измеренных значений температуры внутренней поверхности стенок КШТ может быть обусловлено не учётом локальной теплопроводности через силовой каркас стенок КШТ и их внутреннюю и наружную обшивки, а также отсутствием достоверных значений коэффициентов излучения.

4. Заключение

В результате экспериментального исследования определено тепловое состояние корпусов ГТД типа ДГ90Л2 конструкции ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» и БС агрегата типа ГПА-Ц-16С конструкции ПАО в условиях эксплуатации на КС.

Сравнение результатов измерений с результатами численного моделирования в целом подтверждает адекватность математической модели теплофизических процессов, происходящих в БС, изложенной в работе [6]. Среднее различие между расчётными и измеренными температурами вентиляционного воздуха в КШТ составляет 9,2 °С, температурами внутренней поверхности стенок КШТ – 19,5 °С.

Учитывая зависимость теплового состояния ГТД и БС от режимов работы ГПА, температуры окружающей среды и режимов работы системы вентиляции, целесообразно продолжить подобные экспериментальные исследования в натуральных условиях. При дальнейших исследованиях для получения более полной информации о тепловом состоянии тепловыделяющего оборудования БС (ГТД, газоотводного устройства и т. д.) целесообразно выполнить его тепловизионную съемку, а также индикацию и измерение параметров возможных утечек высокотемпературного рабочего тела через неплотности в клапанах перепуска воздуха, фланцевых соединениях корпусных деталей двигателя, газоотводного устройства и муфты в пространство БС.

Литература:

1. Santon, R. C. Safety Developments in Gas Turbine Power Applications [Электронный ресурс] / R. C. Santon, J. W. Kidger, C. J. Lea // Proceedings of ASME Turbo-Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands, June 3 – 6, 2002. – ASME Paper GT-2002-30469. – pp. 959-966. DOI:10.1115/GT2002-30469. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
2. Клочков, А. В. Обеспечение взрывозащиты газотурбинного оборудования [Текст] / А. В. Клочков, Е. С. Корнилова, А. А. Снитко // Газотрубинные технологии. – 2005. - № 8. – С. 20 – 22.
3. Graf, E. Design Improvements Suggested by Computational Flow and Thermal Analyses for the Cooling of Marine Gas Turbine Enclosures [Электронный ресурс] / E. Graf, T. Luce, F. Willet // Proceedings of ASME TurboExpo 2005. Reno, Nevada, USA. June 6-9, 2005. – pp. 587-593. –DOI:10.1115/GT2005-68574. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
4. Трусов, П. В. Численное моделирование теплового состояния шумотеплозащитного кожуха газотурбинной установки [Текст] / П.В. Трусов, Д.А. Чарнцев // Вестник СамГУ – Естественнонаучная серия. – 2010. – № 4 (78). – С. 117–126.
5. Чарнцев Д. А. Математическое моделирование теплового состояния шумотеплозащитных кожухов газотурбинных установок [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.13.18 / Дмитрий Анатольевич Чарнцев. – Пермь, 2012. – 16 с.
6. Костюк В. Е. Обобщённая математическая модель теплового состояния укрытий газотурбинных установок [Текст] / В. Е. Костюк, Е. И. Кирилаш, А. Л. Кравчук // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2013. – № 1. – С. 22–26.
7. Обеспечение теплового режима силового блока газоперекачивающего агрегата организованной подачей воздуха под шумотеплоизолирующий кожух газотурбинного двигателя [Текст] / А. В. Смирнов, В. Е. Костюк, Д. А. Ткаченко [и др.] // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 2. – С. 99 – 107.
8. Експериментальне дослідження теплового стану кожуха для шумотеплоізоляції газотурбінного двигуна ДГ90Л2 у складі турбоблока агрегату типу ГПА-Ц-16С [Текст] / О. М. Щербаков, Д. О. Ткаченко, В. П. Парафійник [та ін.] // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2015. – №6/7(78). – С. 35 – 42. – укр.
9. Экспериментальное исследование теплового состояния силового блока газотурбинного газоперекачивающего агрегата в условиях компрессорной станции [Текст] / О. Н. Щербаков, Д. А. Ткаченко, С. М. Ушаков [и др.] // Вестник двигателестроения. – 2018. – № 2. – С. 96 – 106.

НОВЫЙ ПОДХОД К АВТОМАТИЗАЦИИ КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*А.В. Черников, А.Г. Созыкин
АО НПФ «Система-Сервис»*

В настоящее время технологические блоки компрессорного оборудования и агрегатов с их применением автоматизируются с использованием систем управления централизованного типа, что влечет за собой необходимость применения большого объема дополнительного оборудования, такого как взрывобезопасные промежуточные конструктивы, специализированные кабели, несущие конструкции и т.д. Работы по подключению датчиков и исполнительных механизмов осуществляются при этом на объекте эксплуатации.

Это ограничивает обеспечение заводской готовности технологических блоков, снижает степень их унификации и существенно увеличивает стоимость как самого оборудования, так и строительно-монтажных работ на объекте применения.

Разработанный в НПФ «Система-Сервис» новый подход к автоматизации, при котором в технологические блоки встраиваются унифицированные устройства, взаимодействующие между собой через интерактивную сеть, исключает центральное устройство управления и устраняет вышеперечисленные недостатки.

В результате исследований различных принципов и структур автоматизации, применяемых в системах управления компрессорами и турбинами, определена достаточность двух типов устройств - агрегатных интеллектуальных станций (АИС) и узлов интерактивной сети (УИС).

При реализации распределенной САУ конструкторами заводов-изготовителей технологических блоков выполняется размещение АИС и УИС непосредственно на этих блоках в соответствии с разработанной методологией.

На рисунке показана структура САУ распределенной архитектуры, которая рекомендуется для автоматизации всех типов компрессорного оборудования и агрегатов с их применением. Она является регулярной и состоит из колец технологических блоков K_{Bi} и кольца агрегата K_A . Совокупность этих колец образует интерактивную сеть и реализует комплексный алгоритм управления без центрального устройства.

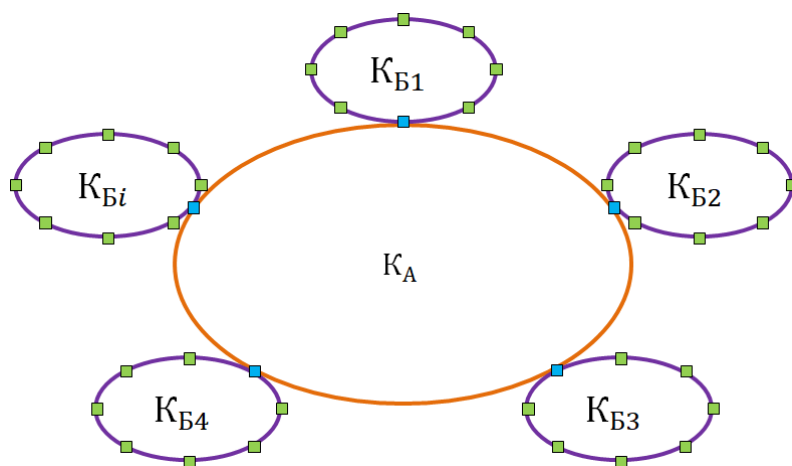


Рисунок 1. Структура САУ распределенной архитектуры для всех типов компрессорного оборудования и агрегатов с их применением

Применение колец технологических блоков K_{Bi} позволяет выполнить автоматизацию технологического блока на заводе-изготовителе, провести заводские испытания со штатной системой управления и отгрузить этот блок с завода в полной заводской готовности. На объекте применения остается только соединить технологические блоки между собой волоконно-оптическими линиями связи и подключить электропитание. Реализация комплексного управления агрегатом в целом будет выполнена автоматически.

АИС и УИС обладают вычислительной мощностью для решения любых задач по управлению компрессорным оборудованием. Количество АИС или УИС в технологическом блоке определяется его информационной емкостью.

Взаимодействие АИС и УИС осуществляется посредством интерактивной сети, которая строится на базе высоконадежного двойного оптического кольца, обеспечивающего работоспособность оборудования на любых режимах. Интерактивная сеть, объединяющая АИС и УИС, работает в соответствии с дисциплиной взаимодействия, обеспечивающей выполнение комплексного алгоритма управления оборудованием без центрального устройства.

Не менее 80% необходимой информации для управления технологическим блоком сосредоточено непосредственно в этом блоке и поступает на соответствующие АИС и УИС. Остальная информация поступает от АИС и УИС других технологических блоков посредством взаимодействия через интерактивную сеть.

При такой организации системы управления существенно упрощается процесс разработки программного обеспечения его из-за распределения по АИСам и УИСам технологических блоков, исключая необходимость реализации в центральном устройстве сложного многовекторного управления при постоянном изменении ситуации в целом.

Общий информационный поток при реализации алгоритма управления в такой системе сокращается в среднем в 12 раз, что делает эту систему более устойчивой, особенно при парировании нештатных ситуаций.

АИС и УИС размещаются на минимальном расстоянии от датчиков и исполнительных механизмов, которые подключаются к ним без используемых в настоящее время промежуточных клеммных коробок, кабельных вводов, кабельных трасс и большого

количества другого оборудования. При таком подходе исключается необходимость в наличии блок-контейнера для размещения автоматики и комплекта кабельной продукции.

Конструктивное исполнение АИС приведено на рисунке 2, УИС – на рисунке 3.

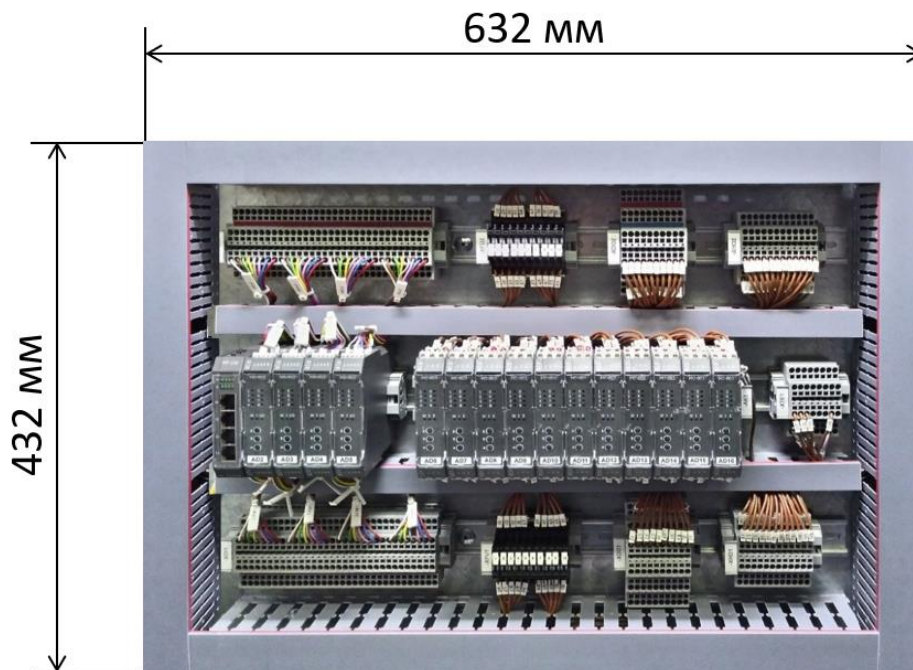


Рис. 2. Конструктивное исполнение АИС

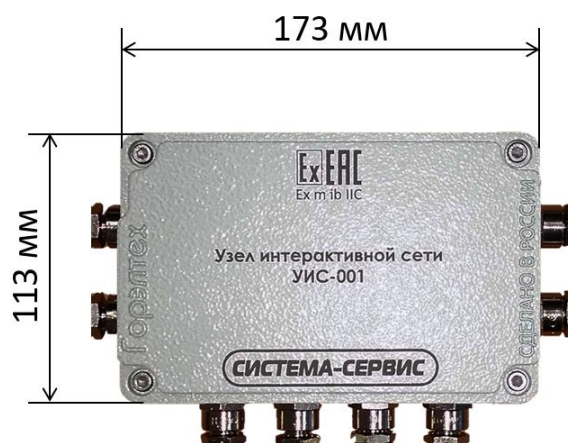


Рис. 3. Конструктивное исполнение УИС

Исполнение АИС и УИС взрывозащищенное со степенью защиты от внешних воздействий IP66, что позволяет монтировать и эксплуатировать их во взрывоопасных зонах, а также на открытом воздухе.

Для полнофункциональной автоматизации компрессора и СГУ на примере оборудования производства АО «РЭПХ» (г. Санкт-Петербург) достаточно 1 АИС и 9-ти УИС. Размещение АИС и УИС на технологическом оборудовании показано на рисунках 4 и 5.

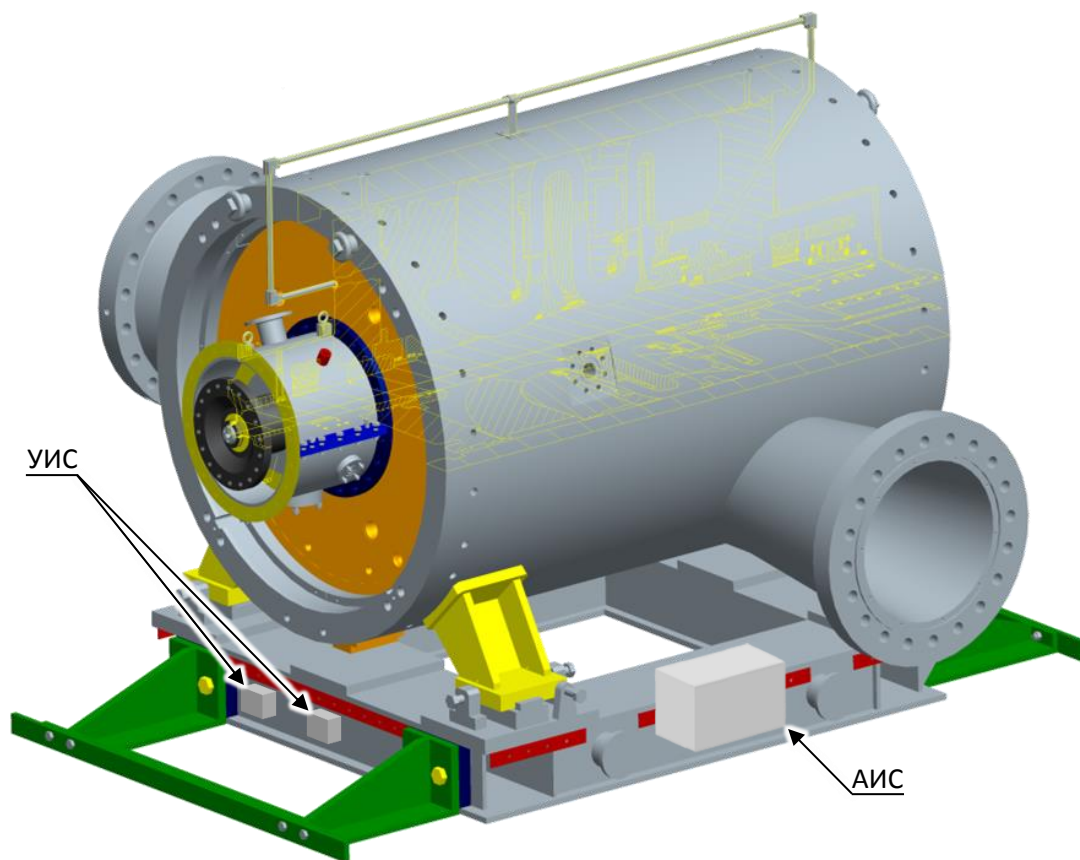


Рис. 4. Размещение АИС и УИС на компрессоре

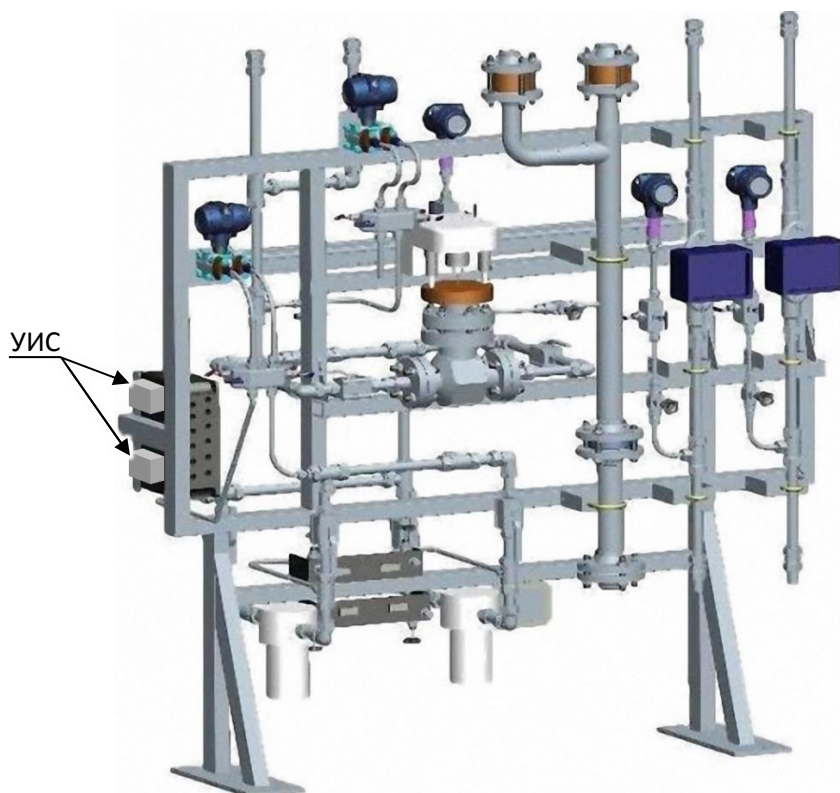


Рис. 5. Размещение УИС на стойке СГУ

Указанный подход реализован в распределенной системе управления МСКУ 6000, построенной на базе отечественного программно-технического комплекса АИС-ОРИОН и работающей по принципу взаимодействия посредством интерактивной сети.

В настоящее время 83 САУ МСКУ 6000 прошли эксплуатационные испытания на ряде компрессорных станций, газовых промыслов, электростанций и других объектов. Серийное внедрение и эксплуатация таких систем ведется с 2015-го года.

Результаты длительной эксплуатации подтвердили эффективность приведенного в статье подхода к автоматизации компрессорного оборудования.

Детальную информацию о применении АИС, УИС и интерактивных сетей для автоматизации технологического оборудования можно получить в АО «НПФ «Система-Сервис» по телефону +7 812 3340160 (руководитель отдела Юшеев Артем Игоревич) или e-mail info@systserv.spb.su

АВТОРСКИЙ ИНДЕКС

Аксенов А.А.....	8	Неверов В.В.....	17, 78
Алевский Д.С.....	61	Овинг Г.....	86
Андреев Ф.М.....	61	Паненко В.Г.....	149
Биктимиров А.А.....	8	Парафейник В.П.....	46
Ваняшов А.Д.....	106	Примак А.Н.....	132
Васин О.Е.....	27	Райков А.А.....	127
Герасимов В.В.....	61	Редькин Д.А.....	61
Голубев А.Ю.....	61	Селянская Е.Л.....	93
Гуральник М.Г.....	61	Смирнов А.В.....	46, 149
Гуськов В.Н.....	106	Созыкин А.Г.....	159
Данилишин А.М.....	36	Соколовский М.И.....	93
Данилкин С.Ю.....	61	Тескер Е.И.....	101
Ерышкин Ю.П.....	93	Тертышный И.Н.....	46
Иванов С.А.....	61	Тимофеев В.В.....	139
Карташов С.В.....	36	Ткаченко Д.А.....	151
Касьянов С.В.....	93	Третьяков Д.В.....	139
Колотников М.Е.....	61	Ушаков С.М.....	149
Кожухов Ю.В.....	8, 36	Фомин Е.....	86
Козин Е.Г.....	36	Фурманов С.Б.....	27
Королёв П.В.....	132	Чеботарь И.В.....	61
Крупников А.В.....	106	Чеглаков И.В.....	17, 78
Кузьмин В.Е.....	132	Черников А.В.....	159
Ленцман М.М.....	61	Чернявский Л.К.....	132
Любимов А.Н...17, 78, 127		Шабанов А.Н.....	119
Макаров П.В.....	61	Щербаков О.Н.....	149