

КОМПРЕССОРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

ИНТЕРВЬЮ С ГЕНЕРАЛЬНЫМ ДИРЕКТОРОМ
ООО «АРСЕНАЛ МАШИНОСТРОЕНИЕ»
КИРИЛЛОМ ВЛАДИМИРОВИЧЕМ ЧЕРНИЦКИМ

ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСНОВНОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЗАВОДА ГЕКСЕНА-1

ПЛАНЕТАРНЫЙ КОМПРЕССОР: ПРИНЦИПИАЛЬНОЕ
УСТРОЙСТВО, ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ
МОДЕРНИЗАЦИИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ДОСТИЖЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО СУВЕРЕНИТЕТА
ПОСРЕДСТВОМ РЕВЕРС-ИНЖИНИРИНГА РОТОРОВ
ЗАРУБЕЖНЫХ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

СОЗДАНИЕ ЛИНЕЙКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ПРОЦЕССНЫХ
КОМПРЕССОРОВ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ЗАВОДОВ НА
ОСНОВЕ ОПЫТА ИНОСТРАННЫХ ЛИДЕРОВ РЫНКА

ПОСТ-РЕЛИЗ ШЕСТОЙ МЕЖДУНАРОДНОЙ ПРОМЫШЛЕННОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ
«КОМПРЕССОРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» 2024

ПОСТ-РЕЛИЗ ПЕТЕРБУРГСКОГО МЕЖДУНАРОДНОГО ГАЗОВОГО
ФОРУМА ПМГФ-2024: УСПЕХИ РОССИЙСКОЙ ГАЗОВОЙ
ОТРАСЛИ

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ МОДЕРНИЗАЦИИ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

С.Л. Шамеко, Д.И. Матуш, А.М. Смагоринский
(ООО «ТурбоРеф Инжиниринг», Санкт-Петербург, Россия)

Одним из направлений деятельности ООО «ТурбоРеф Инжиниринг» является модернизация центробежных и осевых компрессоров, нагнетателей и вентиляторов для повышения параметров эффективности и эксплуатационной надежности. В последние годы наша организация выполнила несколько проектов модернизации указанных агрегатов, два характерных из которых представлены в данной статье.

Модернизация нитрозного нагнетателя агрегата азотной кислоты 3,5 атм.

Центробежный нагнетатель типа ТН 594-4,38 был разработан ООО «ТурбоРеф Инжиниринг» на базе нагнетателя типа Н540-41-1 производства Невского завода им. Ленина (НЗЛ). Принятое обозначение нагнетателя – «594-4,38» означает следующее: «594» – объемная производительность на входе в нагнетатель по условиям всасывания, м³/мин; «4,38» – отношение давлений, создаваемое нагнетателем (отношение абсолютных величин давления на выходе к давлению на входе в нагнетатель). Нагнетатель выполнен в виде одноцилиндровой машины с односторонним всасыванием газа. Он состоит из четырех ступеней сжатия и встроенного в него турбодетандера. Турбодетандер представляет собой двухступенчатую турбину активного типа и служит для уменьшения расхода электроэнергии на сжатие нитрозного газа в нагнетателе; он использует энергию хвостовых газов – отходов в производстве слабой азотной кислоты. Нагнетатель приводится во вращение электродвигателем типа АЗП-1600, установленной мощностью 1600 кВт, напряжением 6000 В, 50 Гц, с частотой вращения 2980 об/мин. Между электродвигателем и нагнетателем установлен мультипликатор с шевронным зацеплением, который предназначен для повышения частоты вращения ротора нагнетателя с 2980 до 8455 об/мин. Соединение нагнетателя с мультипликатором и электродвигателем осуществляется посредством зубчатых муфт.

Нагнетатель устанавливается лапами корпусов опорного и опорно-упорного подшипников на существующие фундаментные рамы (комплект крепежа к раме входит в комплект поставки). Ротор нагнетателя соединяется с валом быстроходной шестерни мультипликатора с помощью штатной зубчатой муфты (зубчатая полумуфта на валу ротора нагнетателя входит в комплект поставки новой машины). Соединение газовых патрубков нагнетателя (вход/выход нитрозного газа и хвостовых газов) с соответствующими технологическими патрубками осуществляется с помощью фланцев, входящих в комплект поставки машины. Присоединение маслопроводов к корпусам подшипников нагнетателя осуществляется с помощью фланцев, также входящих в комплект поставки машины.

Нитрозный нагнетатель состоит из корпуса, внутри которого размещены диафрагмы и диффузоры ступеней сжатия (4 шт.), сопловые аппараты турбодетандера (2 шт.), ротор с компрессорными (4 шт.) и турбинными рабочими колесами (2 шт.), комплект лабиринтных и масляных уплотнений. К корпусу нагнетателя присоединены корпуса подшипников, которыми нагнетатель опирается на фундаментные рамы. В подшипниках установлены вкладыши и приспособления для их выкатывания. В корпусе подшипника со стороны турбодетандера расположено гидравлическое реле осевого сдвига ротора. Корпус нагнетателя ТН 594-4,38 выполнен аналогично корпусу нагнетателя Н540-41-1 и имеет идентичные габаритные и присоединительные размеры. Привязка нагнетателя осуществляется к существующему оборудованию, включая фундаментную раму, мультипликатор, систему смазки, систему контроля и автоматической защиты.

С учетом требований, изложенных в техническом задании на разработку, новый нагнетатель должен был обеспечивать производительность по нитрозному и хвостовым газам, увеличенную на 10% по сравнению с проектными показателями штатного нагнетателя Н540-41-1. Обеспечение заданных параметров достигается за счет разработки новой проточной части машины, рассчитанной на повышенную производительность по газу. Для расчета центробежных компрессоров широко применяются методы расчета, описанные в [1].

Новый нагнетатель ТН 594-4,38 имеет следующие конструктивные и технологические особенности:

- ротор выполнен с компрессорными рабочими колесами, рассчитанными на повышенную производительность;
- с целью повышения надежности соединения «диск с лопатками - покрывающий диск» все компрессорные рабочие колеса были выполнены в сварном варианте взамен штатных рабочих колёс клепанной конструкции;
- рабочие лопатки детандерных ступеней были рассчитаны с учётом повышенной пропускной способности по хвостовым газам (не менее 10%);
- диафрагмы, состоящие из диффузоров и обратно-направляющих аппаратов, были рассчитаны на повышенный расход;
- диффузоры, имеющие лопатки крыловидного профиля, были рассчитаны на безударный вход потока газа после рабочих колёс;
- обратно-направляющие аппараты, имеющие лопатки постоянной толщины, также были рассчитаны на безударный вход потока после лопаточных диффузоров;

- сопловые аппараты детандерных ступеней были рассчитаны с учетом повышенной пропускной способности по хвостовым газам (не менее 10%);
- обоймы лабиринтных уплотнений покрывающих дисков компрессорных рабочих колес были приняты «ступенчатого» типа; усики уплотнений закатаны в ступицы покрывающих дисков рабочих колес;
- обоймы лабиринтных уплотнений думмиса также были приняты «ступенчатого» типа;
- концевые лабиринтные уплотнения, а также обоймы лабиринтных уплотнений основных дисков рабочих колес выполнены «гладкими», а усики закатаны во втулки ротора;
- все кольца (усики) лабиринтных уплотнений изготавливаются из стальной нержавеющей ленты;
- рабочие колеса компрессорной части нагнетателя изготовлены из стали, обладающей необходимыми прочностными технологическими свойствами, поэтому широко применяемой в отечественном компрессостроении. Колеса сварной конструкции. Все колеса насаживаются на вал с натягом, а также соединяются штифтами с соседними дистанционными втулками. Упорный диск, воспринимающий осевое усилие, насаживается на вал с минимальным зазором;
- рабочие лопатки рабочих колес детандерной части изготовлены из высокопрочных сплавов, применяемых в турбиностроении;
- все статорные элементы, включая диафрагмы (лопаточные диффузоры и обратно-направляющие аппараты), сопловые аппараты, комплект лабиринтных уплотнений были изготовлены из нержавеющей высоколегированной стали;
- корпус нагнетателя изготовлен из нержавеющей стали 12Х18Н9Л.

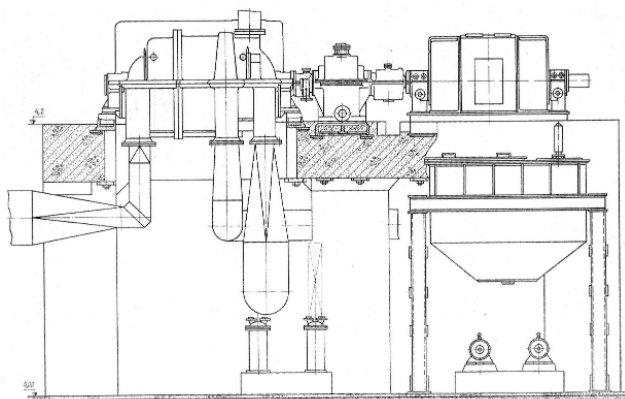


Рисунок 1. Нагнетатель (слева) в составе турбокомпрессорного агрегата

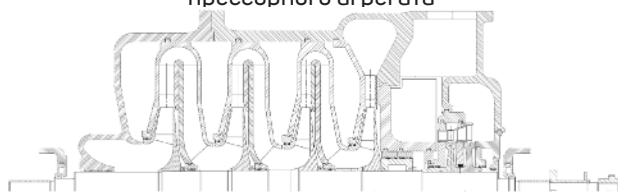


Рисунок 2. Продольный разрез нагнетателя ТН 594-4,38

Материальное исполнение нагнетателя полностью из нержавеющей стали позволяет обеспечить высокие требования по стойкости к межкристаллитной коррозии в среде нитрозного газа.

Продольный разрез нагнетателя ТН 594-4,38 представлен на рисунке 2.

Геометрические параметры новой проточной части нагнетателя ТН 594-4,38 существенно отличаются от проточной части нагнетателя Н540-41-1, принятого за базу, поэтому они не взаимозаменяемы.

Преимущества нагнетателя ООО «ТурбоРеф Инжиниринг» по сравнению с существующим турбоагрегатом Н540-41-1:

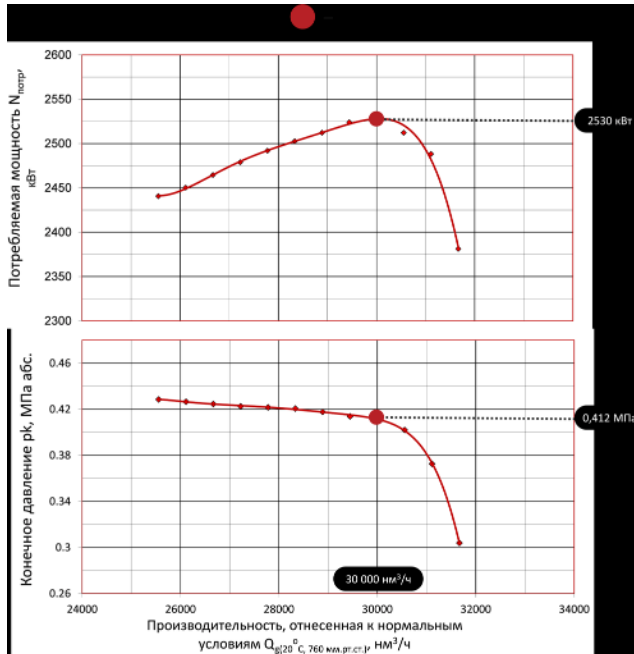
- Увеличение производительности по нитрозному и хвостовым газам не менее чем на 10% по сравнению с проектными значениями.
- Увеличение производительности установки не менее чем на 800 кг/ч по азотной кислоте (АК) в пересчете на моногидрат (МНГ).
- Повышение КПД проточной части нагнетателя за счет внедрения более совершенных аэродинамических профилей лопаток компрессорной и турбинной части агрегата.
- Применение современных технологий изготовления рабочих колес нагнетателя и рабочих лопаток турбинной части.
- Использование коррозионностойкой стали при изготовлении новых рабочих колес машины.
- Использование максимального числа существующих деталей и узлов агрегата, включая штатный электропривод, штатный мультипликатор, штатная система смазки.

Паспортные параметры работы штатной машины и параметры модернизированного нагнетателя ООО «ТурбоРеф Инжиниринг»

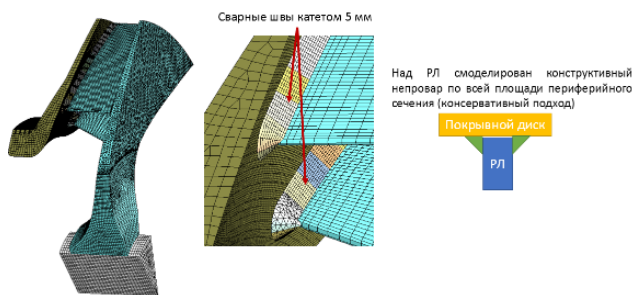
Наименование параметра, размерность	Штатная ПЧ	Новая ПЧ
1. Производительность объемная по условиям всасывания, м³/с (м³/мин)	9,00 (540)	9,90 (594)
2. Давление нагнетания, абсолютное, МПа (кгс/см²)	0,412 (4,2)	0,412 (4,2)
3. Мощность, потребляемая нагнетателем, кВт	2150	2530
4. Мощность, отдаваемая турбодетандером, кВт	930	1180
5. Потребляемая мощность (на муфте электродвигателя), кВт	1220	1380
6. Частота вращения ротора, об/мин	8455	8455

На рисунке 3 показаны газодинамические характеристики нагнетателя ТН 594-4,38. В рамках пред-

ставленной модернизации агрегата были выполнены проектировочные и поверочные расчеты на статическую и динамическую прочность основных модернизированных элементов: рабочих колес (РК) центробежного компрессора (ЦБК), рабочих лопаток турбины 1 и 2 ступеней турбодетандерной части агрегата, а также выполнена расчётная оценка влияния модернизации на роторную динамику агрегата.



На рисунке 4 представлена типовая расчетная модель РК, которая включала сварные швы с учетом конструктивного неперова между рабочими лопатками (РЛ) и покрывным диском.



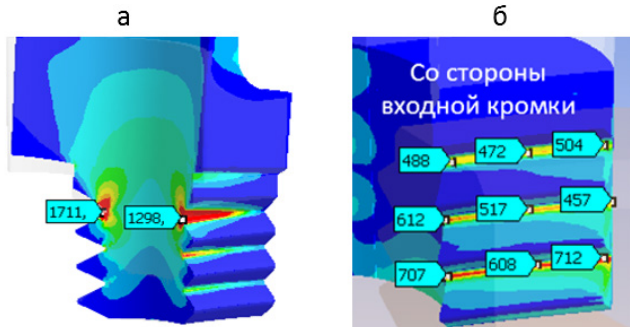
В результате расчетов было выявлено, что критически опасной областью в данных РК являются сварные швы между лопатками и покрывным диском, особенно в области входных кромок. На рисунке 5 представлена эпюра напряжений в данной области. На каждом из участков сварных швов определялись максимальные (осредненные по опасным сечениям) нормальные и касательные напряжения и вычислялись запасы прочности с учетом коэффициента ϕ (снижения механических свойств сварного шва относительно основного металла).

Для повышения качества сварных соединений была разработана технология сварки с привлечением специалистов ПК ЦНТУ «Прометей», с подбором опти-

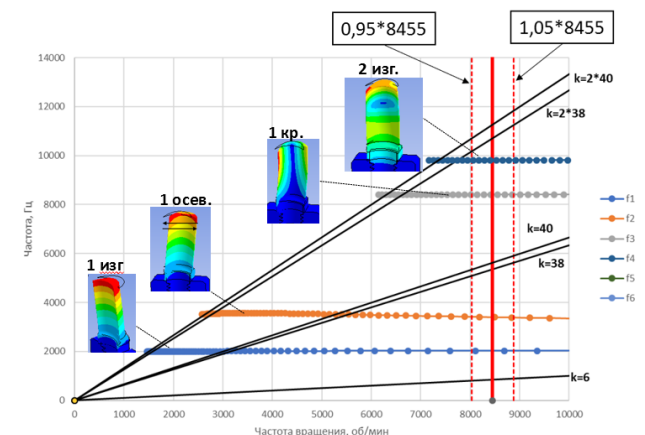
мальной сварочной проволоки, режимов термообработки и с исследованием прочности различных вариантов исполнения сварных соединений. В результате проделанной работы удалось обеспечить механические и пластические свойства сварных соединений не ниже, чем у основного металла заготовок и определить, что наиболее качественное сварное соединение обеспечивается при выполнении на лопатках специальной разделки под сварку.



Рабочие лопатки турбодетандерной части были доработаны для снижения концентрации напряжений в замковом соединении путем оптимизации расположения центров масс профильной части относительно замкового соединения. Это позволило существенно снизить местные напряжения в хвостовике относительно базовой конструкции НЗЛ, в которой корытце лопатки было сформировано как единое целое с поверхностью хвостовика для упрощения механической обработки. Сравнение напряженно-деформированного состояния хвостовиков представлено на рисунке 6.



Данное мероприятие позволило существенно повысить вибрационную надежность модернизированных лопаток, поскольку в базовой конструкции выявлялись вибрационные поломки в перемычке над верхним зубом хвостовика.



На рисунке 7 представлена резонансная диаграмма Кэмпбелла для РК 1 ступени по результатам расчета собственных частот с применением опции циклической симметрии (с учетом узловых диаметров диска).

Лопатки отстроены от резонансов для наиболее опасных кратностей: оборотных ($k_1 - k_6$) и кратностей по числу венцов направляющих лопаток 1 и 2 ступеней (k_{38} и k_{40} , а также их вторых гармоник k_{76} и k_{80}). Аналогичные расчеты выполнены для РК 2 ступени и для них вибрационная отстройка также обеспечивается.

Поскольку масса РК ЦБК при модернизации увеличилась, то потребовалась расчетная оценка динамики ротора. Расчет выполнен с учетом влияния податливости масляной плёнки подшипников скольжения.

До выхода на номинальные обороты (8455 об/мин) ротор проходит первую критическую скорость вблизи 3000 об/мин, а вторая критическая скорость находится за рабочими оборотами. На рисунке 8 представлены формы колебаний ротора.

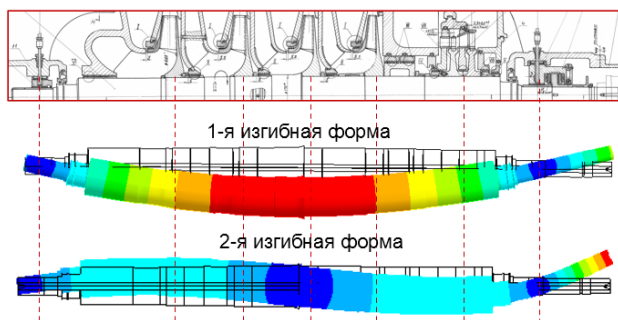


Рисунок 8. Формы колебаний ротора

Модернизация агрегата привела к уменьшению запаса по отстройке второй критической скорости на 3% по сравнению с базовым агрегатом.

Для оценки рисков снижения запаса была выполнена расчетная оценка отклика на приложенный небаланс для второй формы колебаний с учетом демпфирования по методике [2]. На рисунке 9 представлена схема приложения небалансов и амплитуда виброперемещений в подшипниках.

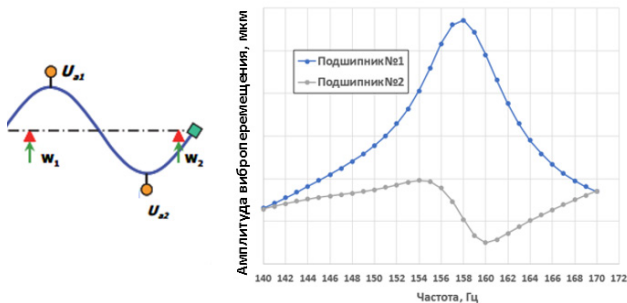


Рисунок 9. Расчетная оценка отклика на небаланс при прохождении 2-й критической скорости

Расчетная амплитуда виброперемещений в подшипниках не превышала 12,7 мкм, рекомендованных как предельные в API 617, однако было принято решение о целесообразности внедрения высокооборотной динамической балансировки по второй изгибной форме колебаний для роторов ТН-594/4,38.

Для облегчения процедуры балансировки на периферии основного диска РК 1 и 2 ступеней компрессора

внедрена канавка для установки балансировочных грузов (Рисунок 10), что позволило использовать метод пробных грузов при балансировке и избежать съема металла с данных деталей.

Заявленные гарантийные параметры по производительности, а также надежность принятых конструктивных решений подтверждены длительной безаварийной эксплуатацией модернизированных агрегатов на объекте Заказчика.

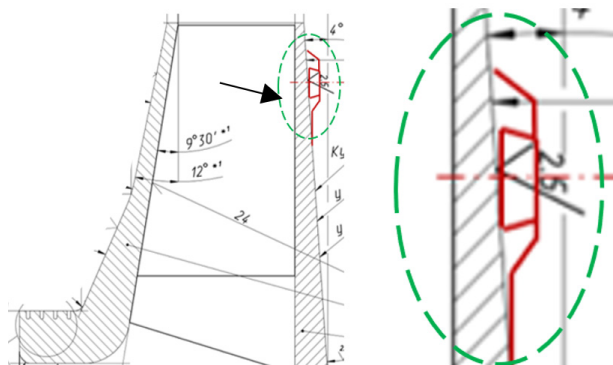


Рисунок 10. Канавка для установки балансировочных грузов в РК ЦБК

Анализ возможностей и ограничений при модернизации технологического осевого компрессора

Объектом модернизации является технологический многоступенчатый осевой воздушный компрессор, разработанный около 50 лет назад. Проточная часть (ПЧ) компрессора сформирована на базе типовой ступени К-50-3 по методике НПО ЦКТИ [3].

Исходные параметры компрессора в составе технологического агрегата на номинальном режиме (при температуре +20°C) составляют:

Массовый расход	79,7 кг/с;
Отношение давлений	4,2;
Частота вращения	5200 об/мин.

Модернизация данного компрессора проводится в рамках реконструкции промышленного технологического агрегата. Реконструкция агрегата потребовала существенного увеличения номинальных показателей компрессора: по производительности – на 10% и по отношению давлений – на 15% при сохранении номинальных оборотов ротора.

В дополнение к установленным параметрам модернизации Заказчиком был выставлен ряд требований по ограничению объемов и трудоемкости доработок ПЧ. Модернизация должна производиться на площадке эксплуатации без демонтажа существующего компрессора с сохранением входного и выхлопного патрубков при минимальных доработках обоймы корпуса, ротора и уплотнений. В частности, исходя из конструктивных соображений и технических условий на площадке, а также с целью сокращения времени проведения модернизации, было принято решение о сохранении меридиональных обводов ПЧ. Также из технологических соображений для всех модернизируемых лопаток допускалось изменение лишь углов установки и густоты лопаточных решеток при сохранении базовых профилей расчетных сечений.

Наиболее сложной задачей модернизации с учетом поставленных ограничений представляется по-

вышение производительности технологического компрессора. Известно, что производительность осевого компрессора определяется, главным образом, конструкцией лопаточного аппарата первых ступеней, определяющей уровень скоростей и характер течения. С учетом установленных ограничений основной объем исследования сводился к численному анализу влияния на производительность изменения отдельных параметров лопаток входного отсека компрессора.

Особенностью конструкции данного компрессора является применение входного направляющего аппарата (ВНА) с неподвижными консольно закрепленными лопатками. Поэтому значительное внимание в CFD-расчетах уделялось влиянию угла установки и густоты лопаток ВНА, также с учетом геометрических характеристик рабочей решетки 1-й ступени.

Важным представляется наличие над рабочей лопаткой 1-й ступени «антисрывной» решетки, которая, как известно, служит для выравнивания окружной неравномерности потока во входном отсеке, и, очевидно, способна уменьшить опасность возникновения «вращающегося срыва» также после проведения модернизации. Здесь следует отметить, что использованная CFD-модель проточной части (ПЧ) не предназначена для моделирования подобных нестационарных явлений.

Поскольку наличие жесткого внутреннего обода в конструкции направляющих аппаратов первых ступеней компрессора усложняет возможность изменения углов установки профилей, было также решено сохранить углы установки направляющих аппаратов ступеней входного отсека. Прочие возможные изменения в ПЧ касались лишь углов установки и густоты решеток рабочих лопаток отдельных ступеней компрессора. Для проведения 3-D CFD-анализа была разработана расчетная параметрическая модель облопачивания исходной ПЧ базового компрессора.

На рисунке 11 представлена расчетная модель ПЧ базового компрессора, где лопатки направляющего аппарата обозначены НЛ, лопатки рабочих колес обозначены РЛ.

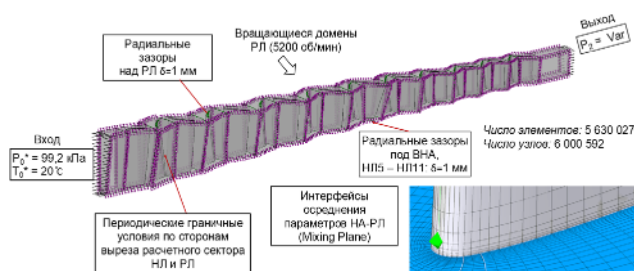


Рисунок 11. Расчетная модель ПЧ базового компрессора

Основные характеристики расчетной модели:

Модель состоит из 5 630 027 элементов в форме гексаэдров.

Модель турбулентности: k-Epsilon ($Y_{\text{plus}} \leq 120$).

Результаты CFD-расчета исходной ПЧ были условно верифицированы путем анализа параметров эксплуатации компрессора на номинальном режиме с учетом ожидаемой степени деградации ПЧ и потерь в патрубках.

С целью достижения проектного отношения давле-

ния было конструктивно проработано размещение дополнительной ступени в напорной части ПЧ. Лопатки дополнительной ступени по профилям, конструкции и креплению, в основном, подобны лопаткам предыдущей ступени. Соответственно расчетная CFD-модель ПЧ модернизированного компрессора также была дополнена указанной ступенью. С целью количественной оценки влияния отдельных конструктивных факторов на производительность выполнена серия расчетов ПЧ для номинального режима по вариантам исполнения лопаток входного отсека. В частности, варьировались густота лопаточных решеток и углы установки лопаток ВНА, а также лопаток рабочих колес 1-й и 2-й ступеней. По результатам расчетов определялась сравнительная эффективность для каждого конструктивного фактора, а также для отдельных сочетаний.

Основной объем CFD-расчетов по вариантам частных конструктивных изменений в компрессоре проводился при условии сохранения неизменными прочих элементов ПЧ и отдельных граничных условий.

Основные результаты вариантных расчетов по влиянию изменения конструкции отдельных элементов входного отсека компрессора на производительность представлены далее на графиках.

На рисунке 12 показана зависимость расхода от условного угла установки ВНА. Видно, что угол установки ВНА оказывает сильное влияние на расход. В результате для финальной расчетной модели ПЧ было принято решение уменьшить угол установки ВНА на 7° , т.е. «развернуть» лопатки ВНА в сторону открытия (относительно базового варианта).

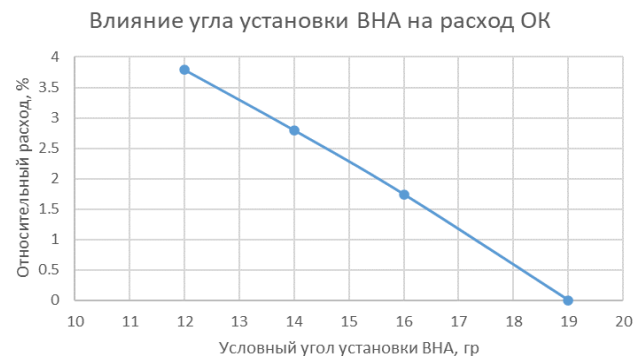


Рисунок 12. Зависимость расхода от условного угла установки ВНА

Вместе с тем расчетом было установлено слабое влияние густоты решетки ВНА на производительность (см. график на рисунке 13). Поэтому было решено не менять исходное число лопаток ВНА (в том числе, чтобы сохранить исходную частотную отстройку рабочих лопаток 1-й ступени).

Влияние угла установки РЛ 1-й ступени на производительность компрессора (при фиксированном угле установки ВНА) показано на рисунке 14.

Поскольку стала очевидной взаимозависимость углов установки ВНА и РЛ 1-й ступени, серией расчетов был определен новый угол установки профиля РЛ 1-й ступени, соответствующий принятому углу установки ВНА, оптимальному для повышения производительности.

Так как было установлено незначительное влияние густоты РЛ 1-й ступени на производительность (не бо-

лее 0,3%), для итоговой расчетной модели решено не менять исходное число рабочих лопаток. Необходимо отметить, что установка дополнительной ступени на нагнетании практически не отразилась на производительности компрессора (снижение расхода составило менее 0,3%). Набор наиболее эффективных мероприятий, полученных из анализа вариантных расчетов лопаток входного отсека, был внесен в расчетную CFD-модель модернизированной ПЧ компрессора, на базе которой затем выполнялись расчеты течения для ряда режимов на рабочей изодроме.

Влияние густоты ВНА на расход ОК

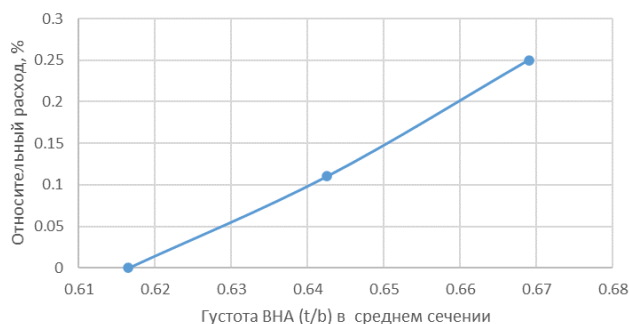


Рисунок 13. Зависимость расхода от густоты решетки ВНА

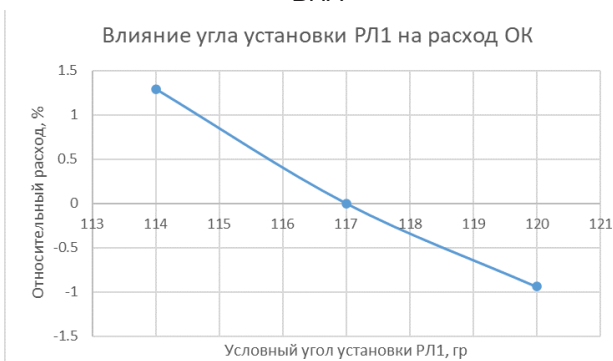


Рисунок 14. Зависимость относительного расхода от угла установки РЛ 1 ступени

Сравнительное распределение чисел Маха исходной и модернизированной ПЧ во входном отсеке представлено на рисунке 15.

Из рисунка 15 видно, что в целом характер обтекания лопаточных венцов входного отсека в модернизированной ПЧ аналогичен исходной ПЧ. Поэтому в модернизированной ПЧ не следует ожидать проявления повышенных срывных явлений.

Можно отметить рост локальных значений чисел Маха вблизи входных кромок РЛ 1-й и НЛ 1-й ступеней, (как и в последующих ступенях), что привело к некоторому снижению расчетного КПД компрессора. Предварительные результаты газодинамических расчетов ПЧ подтверждают достижение проектных параметров модернизации. Соответствующие изменения вносятся в чертежи отдельных лопаток.

Следует отметить, что по сравнению с исходной ПЧ расчетный политропный КПД ПЧ модернизированного компрессора на номинальном режиме снизился незначительно (на ~1,3%), при этом заметно возросла потребляемая мощность (на ~12%). Также установлено увеличение осевой силы, действующей на ротор

компрессора (на ~16%), что требует соответствующего увеличения несущей способности упорного подшипника.

Планируется продолжить CFD-расчеты ПЧ модернизированного компрессора. В частности, ставится задача построения универсальной расчетной характеристики, в том числе, с оценкой запаса номинального режима компрессора от границы устойчивой работы. Запланировано проведение сравнительных CFD-расчетов модернизированной ПЧ компрессора с использованием более детализированных расчетных сеток и настроек, а также иных моделей турбулентности в соответствии с рекомендациями [4, 5].

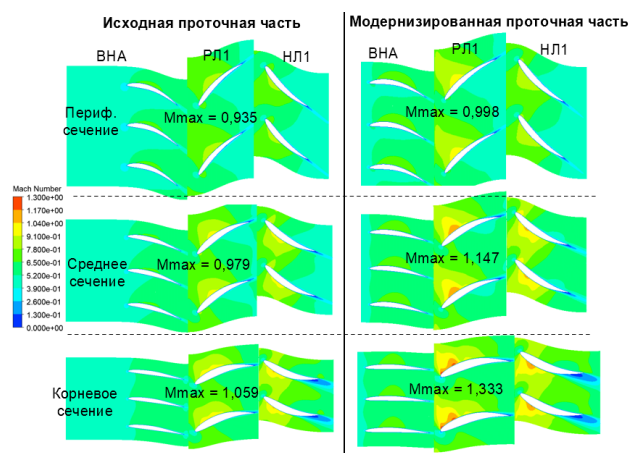


Рисунок 15. Зависимость расхода от угла установки РЛ 1 ступени

В рамках рабочего проекта модернизации компрессора выполнены расчеты статической прочности, а также качества частотной отстройки рабочих лопаток модернизированных ступеней. Проводятся прочие конструктивные доработки основных узлов агрегата для выпуска конструкторской документации. В частности, с целью повышения несущей способности при одновременном снижении потерь на трение разработан проект модернизации системы раздачи масла внутри вкладыша опорно-упорного подшипника с «сухим» картером и локальной направленной смазкой упорных колодок [6].

В настоящее время прорабатываются технологические средства и документация для ускоренного проведения модернизации компрессора на промышленной площадке.

Реализация проекта модернизации технологического осевого компрессора запланирована на 2025 г. По результатам параметрических и теплотехнических испытаний модернизированного компрессора в составе реконструированного технологического агрегата можно будет судить о достоверности представленного CFD-анализа, а также о правильности принятых на его основе проектных и конструкторских решений.

Список литературы:

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М. - Л., Изд. «Машиностроение», 1964. 336с.
2. API Standard 617 Eight Edition. Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressor.
3. А.П. Гофлин. Аэродинамический расчет проточ-

-
- ной части осевых компрессоров для стационарных установок. М.-Л., Машгиз, 1959г, 303 с.
4. О.В. Комаров, В.А. Седунин, В.Л. Блинов, С.А. Серков. Верификация задачи численного моделирования течения воздуха в осевой компрессорной ступени. Уральский федеральный университет г. Екатеринбург, Россия. / Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". 2016г. №1.
 5. Пузанова А.В., Серков С.А. Численное исследование газодинамики осевого компрессора на примере ГТК-10-4. Уральский федеральный университет г. Екатеринбург, Россия.
 6. С.Л. Шамеко, Г.Б. Уфлянд, А.Б. Агафонов, А.В. Рузанов. Опыт модернизации упорного подшипника с традиционной системой смазки. // Турбины и дизели. / Ноябрь-декабрь 2023г. с. 80-82.