

Секция 2. ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Председатель секции

зав. кафедрой «Паровые и газовые турбины»

к.т.н., доц. А.Л. Виноградов

Секретарь секции ст. преподаватель Е.Ю. Григорьев

*В.В.Щаулов, асп; С.В.Савин, асп; рук. А.Е. Зарянкин д.т.н. проф.
(НИУ МЭИ(ТУ), г.Москва)*

РАСЧЕТНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАСИТЕЛЕЙ НЕРАВНОМЕРНЫХ ПОЛЕЙ СКОРОСТЕЙ В СОЛЖНЫХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ.

При движении потока в сложных трубопроводных системах после поворотных колен и после регулирующей арматуры поле скоростей в поперечных сечениях последующего участка трубопровода приобретает исключительно сложный характер. При этом обычно реализуется весь диапазон скоростей от нулевых до максимальных значений.

Выравнивание поля скоростей рабочей среды после прохождения поворотов или арматуры проходит на значительном прямом участке трубы, достигающем в зависимости от трубопровода 3-5 метров. Это выравнивание поля скоростей сопровождается повышенными потерями давления и на таких участках нельзя устанавливать датчики измерительной аппаратуры.

Для сокращения длины участков выравнивание потока целесообразно устанавливать специальные гасители неравномерности, представляющие собой цилиндрическую трубу, диаметр которой на 40-50% превышает диаметр соответствующего трубопровода. Внутри такого корпуса располагаются последовательно два перфорированных диска, обеспечивающие выравнивание поля.

Проведенное математическое моделирование рабочей среды в таком гасителе неравномерности показало, что степень снижения исходной неравномерности зависит как от расположения перфорированных дисков относительно друг друга, так и от размеров отверстий перфорации на дисках.

Оптимальным оказался вариант когда диаметр отверстий на первом диске оказывается в 2-2.5 раза больше отверстий на втором диске. В этом случае неравномерность потока за гасителем, которая оценивается по отношению среднерасходной скорости и её максимальному значению, не превышает 2.5% при гидравлических потерях порядка 5% от скоростного напора в его выходном сечении.

В заключение заметим, что на базе созданного гасителя неравномерности нами разработан простой и весьма точный промышленный расходомер.

*Р.С. Козлов, студ.; В.В. Попов, асп.;
рук-ль А.А. Тищенко, к.т.н., доц.
(НИУ «МЭИ», г. Москва)*

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНУТРИКАНАЛЬНОЙ СЕПАРАЦИИ ВЛАГИ И ЕЁ ВЛИЯНИЯ НА ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В СОПЛОВОЙ ТУРБИННОЙ РЕШЁТКЕ

Совершенствование конструкции ступеней паровых турбин, работающих в области влажного пара, ставит задачу снижения отрицательного воздействия влаги на их надёжность и эффективность [1]. Одним из наиболее перспективных методов решения этой проблемы, является внутриканальная сепарация с отсосом плёнки жидкости с поверхности сопловых турбинных лопаток [2]. Этот способ весьма эффективен с точки зрения снижения количества крупных капель в потоке [3]. Однако вопрос о влиянии внутриканальной сепарации на характеристики потока на выходе из сопловой турбинной решётки всё ещё остаётся недостаточно изученным.

В связи с этим, в рамках настоящей работы была поставлена задача по проведению экспериментального исследования эффективности внутриканальной сепарации, а также её влияния на потери в плоском пакете сопловых лопаток. Эксперименты проводились на пародинамическом стенде КВП кафедры паровых и газовых турбин, расположенном на ТЭЦ МЭИ. В ходе эксперимента использовалась система измерений, сконструированная по методике МЭИ, и позволяющая отдельно определять расходы сепарируемых пара и жидкости. Изучено влияние начальной влажности, в диапазоне $y_0 = 1-10\%$, положения щелей на лопатке (две щели на вогнутой стороне лопатки и одна щель на спинке) и перепада давления на каждую щель при $M_1=0,63$ на показа-

тели эффективности сепарации. Проведенные исследования позволили оценить влияние сепарации влаги на потери, а также её эффективность, как при работе с одной щелью, так и при совместной работе нескольких щелей одновременно.

Библиографический список

1. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996.
2. Грибин В. Г., Коршунов Б. А., Тищенко А. А. Исследование внутриканальной сепарации влаги в турбинных сопловых решетках // Теплоэнергетика, № 9, 2010 г.
3. Филиппов Г.А., Поваров О.А. Сепарация влаги в турбинах АЭС. М.: Энергия, 1980.

*И.Ю. Сорокин, студ.; В.А. Тищенко, асп.;
рук. В.Г. Гриби д.т.н., проф.
(НИУ «МЭИ», г. Москва)*

АПРОБАЦИЯ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИСПЕРСНОГО СОСТАВА ЖИДКОЙ ФАЗЫ В ПОЛИДИСПЕРСНОМ ДУХФАЗНОМ ПОТОКЕ

Основным источником разрушения входных кромок рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин, работающих в области влажного пара, являются крупные капли, формируемые в первую очередь сходом жидкой пленки с выходных кромок профилей сопловой решетки. Для минимизации негативного влияния эрозионных процессов широко внедряются активные методы борьбы с крупными частицами жидкости - внутриканальная сепарация и вдув греющего пара, которые уменьшают средние размеры капель за сопловой решеткой. Одним из основных критериев эффективности этих методов является факт уменьшения средних размеров капель за сопловой решеткой. Таким образом при проведении исследований активных способов борьбы с эрозионно-опасной влагой, важно контролировать дисперсный состав жидкой фазы. Применяемые на данный момент методы измерения диаметров капель несмотря на ряд достоинств и преимуществ обладают существенным недостатком – они определяют размеры дискретных частиц в точке. Это существенно затрудняет процессы измерения в лабораторных условиях и на модельных и натурных турбинах.

В данной работе представлена расчетно-экспериментальная методика оценки поля средних размеров крупных капель во влажнопаровом потоке. Исходными данными являются векторные поля скоростей паровой и жидкой фаз. Характеристики капель определяются экспери-

ментально с помощью корреляционного метода лазерной диагностики PIV. При этом, для применения данного алгоритма в условиях течения влажно парового потока, был модифицирован метод пост-обработки векторных полей. Параметры паровой фазы определяются с помощью CFD кода Ansys Fluent с использованием математической модели влажного пара. Для получения достоверной расчетной картины распределения параметров влажнопарового потока были модифицированы: k-ε модель турбулентности в соответствии с [1], свойства воды и водяного пара в соответствии с [2].

Методика верифицирована на экспериментальном стенде КВП-2 лаборатории Оптико-физических Исследований в Турбомашинах кафедры Паровых и Газовых Турбин НИУ МЭИ. Исследования проводились в суживающемся сопле при различной начальной влажности пара с помощью зонда отпечатков на дозвуковых режимах. Кроме того проводилась верификация разработанного метода в сопле Лаваля в условиях сверхзвукового течения влажного пара. Результаты измерений в данном случае сравнивались с оптическим методом бесконтактного измерения размеров трассеров PFI. Результаты апробации показали, что разработанная методика корректно определяет размеры частиц фазы в условиях дозвукового и сверхзвукового потока. Работа выполнена при частичной поддержке гранта 12-08-31378-мол_а_2012 Российского фонда фундаментальных исследований.

Библиографический список

1. Аветисян А.Р., Зайчик Л.И., Филиппов Г.А. Влияние турбулентности на стационарную и нестационарную спонтанную конденсацию пара в трансзвуковых соплах // Теплофизика высоких температур. 2007. Т. 45. №5.
2. Wagner W., Pruss A. The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use // Phys. Chem. Ref. Data. 2002. Vol.31. № 2.

*А.И. Кожевников, аспирант; рук. Р.З. Аминов д.т.н., проф.
(Отдел энергетических проблем СНЦ РАН; СГТУ имени Гагарина Ю.А., г.Саратов)*

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПА ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ЧАСОВ РАБОТЫ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Неравномерность суточных графиков электропотребления и возрастающая доля в структуре генерирующих мощностей атомных электростанций ужесточают режимные требования к оборудованию тепловых электростанций. Газотурбинные установки по своим маневренным характеристикам в большей степени приспособлены к таким условиям работы по сравнению с паротурбинным оборудованием. При этом использование газовых турбин в маневренных режимах работы снижает их расчетный ресурс и сопровождается более интенсивным износом энергетического оборудования. Для оптимизации управления режимами работы газотурбинных электростанций необходимо учитывать темп выработки ресурса. Как правило, установленный заводом-изготовителем режим работы газотурбинных установок не выдерживается в реальных условиях эксплуатации, а, следовательно, особо актуально стоит задача адекватной оценки изменения ресурса и срока службы наиболее ответственных элементов при частых пусках и остановах, а также при работе на нерасчетных режимах. В этих условиях для управления режимами работы оборудования необходимо иметь упрощенный аппарат расчета ресурса. Удобным инструментом для расчета остаточного ресурса является использование понятия эквивалентной наработки в базовом режиме, когда каждой пуско-остановочной операции ставится в соответствие число часов работы в базовом режиме. Упростив формулу, приведенную в [1], можно получить выражение для определения эквивалентного снижения времени работы в базовом режиме:

$$T_{\text{экв}} = \sum_{i=1}^I a_i n_i + \sum_{j=1}^J b_j \tau_j ,$$

где a_i - коэффициент для пуска i -го типа;

n_i - количество пусков i -го типа;

I - общее число пусков;

b_j - коэффициент для работы на j -м режиме;

τ_j - время работы на j -м режиме;

J - общее число режимов работы.

Для оценки коэффициентов a_i и b_j можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в [2]. В данной работе предлагается использование следующей формулы для a_i :

$$a_i = T_{pec} \cdot \frac{1}{N_{pi}},$$

где T_{pec} - установленный ресурс элемента, подверженного наиболее интенсивным температурным напряжениям – лопатки газовой турбины; N_{pi} - число циклов i -го типа до разрушения.

Таким образом, задача сводится к нахождению числа циклов до разрушения соответствующее каждому типу пуска (пуск из холодного состояния, из горячего состояния и т.п.). Оценки показывают [3], что концентрация деформаций в уязвимых местах лопаток и дисков газовых турбин столь велика, что повреждаемость от усталости существенно превосходит повреждаемость от ползучести, и последней можно пренебречь. С учетом этого обстоятельства для расчета кривой малоциклового усталости можно использовать расчет, основанный на определении размаха деформаций в цикле.

Для учета влияния нерасчетных, но установившихся режимов работы газовой турбины на выработку ресурса необходимо определить коэффициент b_j . Его можно найти по формуле:

$$b_j = T_{pec} \cdot \frac{1}{\tau_{pj}},$$

где τ_{pj} - время до разрушения при j -м режиме работы, определяемое по уравнению длительной прочности.

Уравнения длительной прочности можно получить на основе табличных справочных данных [4] с использованием аппроксимации. В настоящее время, для определения действующих напряжений при определенном режиме работы используется многодисциплинарный подход, включающий в себя создание твердотельных моделей и расчет теплового, напряженно-деформированного состояний на основе использования универсальных программных комплексов. Профильная часть лопаток обычно рассматривается как стержень переменного сечения, имеющий начальную закрутку. Методы расчета таких систем изучаются в курсе сопротивления материалов. Пакет лопаток, объединенный бандажом или проволокой, образует статически неопределимую стержневую систему. Разработаны точные методы расчета тел сложной конфигурации, основанные на идее конечного элемента, успешно применяются и при анализе деформаций и напряжений в эле-

ментах и, в частности, рабочих лопаток. Основы метода конечных элементов описаны в [5].

Недостатком этого подхода является необходимость расчета действующих напряжений в детали на всех нерасчетных режимах, что является достаточно трудоемкой и не всегда выполнимой задачей. Другой метод, лишенный этого недостатка, подробно описан в [6]. Этот метод основан на использовании формулы Ларсона-Миллера и уравнений малых отклонений. В этом случае достаточно знать напряжения в расчетном режиме и отклонение основных параметров (температура, давление, частота вращения) от проектных.

В качестве примера рассмотрим 3 режима нагружения газовой турбины в течение недели:

- 1) останов в рабочие дни на 7 ч и на все выходные;
- 2) снижение нагрузки в рабочие дни на 7 ч до минимально возможного значения и останов на выходные дни;
- 3) работа только в рабочие дни в течение 7 ч.

Таблица 1. Значения эквивалентных часов работы для разных типов пуска

Тип пуска	Эквивалентное число часов работы
Пуск после простоя в 7 ч	8,46
Пуск после простоя в 17 ч	19,42
Пуск после простоя в 48 ч	43,96
Снижение нагрузки от номинального значения до минимально возможного	0,57

Табл.2. Результаты расчетов выработки ресурса для трех программ нагружения

Режим	1	2	3
Эквивалентная выработка ресурса за 1 неделю, ч	171,26	159,81	176,06

Выводы:

1. Получены значения эквивалентного времени наработки для пусков из различных состояний. Результаты показывают, что пуск после 7-ми часового простоя вырабатывает ресурс в 5 раз меньше, чем пуск из холодного состояния.

2. Выполнено сравнение разных программ участия газовой турбины в покрытии графика переменных нагрузок по темпу выработки ресурса.

Библиографический список

1. ГОСТ Р 52527-2006. Установки газотурбинные. Надежность, готовность, эксплуатационная технологичность и безопасность.- Введ. 2006-07-01.

2. Радин Ю.А. Использование принципа эквивалентной наработки для оценки надежности оборудования ПГУ/ Ю.А. Радин, Т.С. Конторович// Электрические станции.- 2012.- №1.- С.16-18.

3. А.Г. О прочности цельнокованых роторов при нестационарных тепловых режимах/ А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, В.Н. Мичулин// Теплоэнергетика.- 1974.- №8.- С.73-76.

4. Жаропрочные стали и сплавы. Справочное издание. Масленков С.Б. М.: Металлургия, 1983, 192 с.

5. Косюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учеб. для вузов/ А.Г. Костюк.- 3-е изд., перераб. и доп.- М.: Издательский дом МЭИ, 2007.-476 с.

6. К. Маравилла Херрера. Экспериментально-расчетная оценка влияния индивидуальных характеристик газотурбинного двигателя на выработку его ресурса в составе газоперекачивающего агрегата/ К. Маравилла Херрера// Авиационно-космическая техника и технология.- 2008.- №9.- С.211-214.

*Р.К. Авзалов, соискатель; рук. А.Е. Усачев, д.ф-м.н., проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИНЫ ПТ-60-130

Паровые турбины являются неотъемлемым элементом современной тепловой электростанции. Повышение уровня их надежности, безопасности и экономичности является одной из основных задач, стоящих перед энергетиками.

Одной из приоритетных является задача увеличения срока эксплуатации оборудования. Для этого необходимо проводить обновление и реконструкцию действующего оборудования, внедрять мероприятия по повышению его ресурса и надежности.

Реконструкция турбин должна быть комплексной и обеспечивать не только увеличение ресурса оборудования, но и повышение его технико-экономических показателей.

Данные мероприятия были реализованы на Казанской ТЭЦ-3 в период проведения ремонтов турбин ПТ-60-130 и Т-100-130.

Турбина ПТ-60-130 до ремонта имела постоянное пропаривание разъема ЦВД. По рекомендации ВТИ на разъеме верхней половины корпуса ЦВД выполнена фрезеровка под уплотняющие шпонки шириной 12 мм, глубиной 10 мм и длиной 1,2 мм с каждой стороны корпуса. Эти фрезеровки только усугубляли положение и не позволили уплотнить разъем даже с помощью контролируемой затяжки шпильки. В результате чего было принято решение о заварке шпоночного паза. Заварка фрезеровок производилась в соответствии с технологической инструкцией (далее по тексту ТИ), разработанной ОАО «НПО ЦКТИ».

Перед заваркой фрезеровки были разделаны под сварку механическим способом. Выборки были проконтролированы визуально-

измерительным контролем и травлением, капиллярной дефектоскопией. Проведенный контроль качества до сварки показал отсутствие недопустимых дефектов. В соответствии с инструкцией заварка выборок производилась с предварительным и сопутствующим подогревом и после сварочным термоотдыхом.

Для повышения плотности горизонтальных фланцевых соединений цилиндров турбин, работающих на паре с температурой 560 °С, обычно увеличивают усилие затяжки в пределах допустимых напряжений в шпильке. Однако, температура шпилек этих турбин при эксплуатации достигает 510-520 °С и выше. При таких температурах материал шпилек имеет достаточно высокие деформации ползучести. Вследствие этого при усиленной затяжке со временем происходит релаксация напряжений в шпильке, и, соответственно, снижение плотности разъема.

Даже небольшое снижение температуры шпильки приводит к резкому снижению скорости ползучести и, соответственно, релаксации шпилек, обеспечивая длительную плотность разъема. Автором для повышения надежности работы было предложено внедрение данной системы в период ремонта турбины с целью обеспечения плотности разъема в течение всего межремонтного периода.

Для устранения пропаривания фланцевых соединений трубопроводов производственного отбора (П-отбора) и пароперепускных труб турбины ПТ-60-130 автором было предложено внедрить мембранные уплотнения.

Для их внедрения был разработан комплекс подготовительных мероприятий:

- 1) Замена воротниковых фланцев трубопроводов производственного отбора новыми;
- 2) Проведение восстановления зеркала фланцев трубопроводов пароперепускных труб механической обработкой;
- 3) Обеспечение восстановления зеркала фланцевых разъемов на корпусе ЦВД (4 шт.) путем наплавки с последующей механической обработкой;
- 4) Выполнение мембран из листа (сталь 20К) толщиной 6-10 мм;
- 5) Все шпильки фланцевых разъемов заменить на удлиненные.

Для обеспечения надежной эксплуатации фланцевых соединений с мембранными уплотнениями необходимо:

- обеспечить установку трубопроводов относительно турбины в проектное положение;
- провести работы по настройке опорно-подвесной системы.

Комплекс мероприятий также включал в себя сбор исходных данных, их анализ; расчеты трубопроводов П-отбора совместно с узлом

сопряжения с турбиной с целью определения условий, обеспечивающих надежную эксплуатацию и отсутствие пропаривания узла сопряжения трубопроводов П-отбора с турбиной.

Внедрение мембранных уплотнений позволило исключить пропаривание фланцевых соединений трубопроводов, что подтверждается эксплуатацией турбины после выхода из капитального ремонта.

*О.А. Трухин, студ; П.С. Хазов, студ; (ИГЭУ, г. Иваново);
Е.Ю. Григорьев, асп. (НИУ «МЭИ», г. Москва);
рук. А.Е. Зарянкин д.т.н., проф.
(НИУ «МЭИ», г. Москва)*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ШИРОКОУГОЛЬНЫХ КОЛЬЦЕВЫХ ДИФFUЗОРОВ В ВЫХЛОПНЫХ ПАТРУБКАХ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Энергия потока, покидающего последние ступени турбин, для мощных энергетических установок достигает очень больших величин. Так, например, для ГТУ фирмы Mitsubisi мощностью $N_3=334$ МВт энергия потока за последнюю ступенью турбины составляет 17 МВт при скорости газа $c_r=230$ м/с.

Для паровой турбины К-800-240 ЛМЗ указанная энергия составляет около 28 МВт. Если в выхлопных патрубках в результате изоэнтروпийного торможения потока снизить его скорость в два раза, то энергия рабочих тел в приведенных примерах в выходном сечении патрубка может быть снижена в 4 раза и составит в первом случае 4,2 МВт, а во втором – 7 МВт и, соответственно, мощность ГТУ возрастет на 13 МВт, а мощность паровой турбины увеличится на 21 МВт.

Приведенные оценки свидетельствуют об исключительно высоких экономических перспективах использования в выхлопных патрубках турбин различного рода диффузорных систем, способных при минимальных потерях энергии преобразовывать кинетическую энергию потока в потенциальную.

Традиционно в практике турбостроения используют диффузорные каналы с умеренными углами 7° и 10° , при довольно скромных показателях аэродинамического совершенства, что сдерживает возможности по совершенствованию выхлопных отсеков.

Кардинально изменить сложившуюся ситуацию возможно перейдя на использование широкоугольных диффузоров (до 15°), однако при

течении в данных каналах резко возрастает вероятность отрыва потока с одновременным ухудшением аэродинамических и вибрационных характеристик этих каналов.

Использование известных методов стабилизации потока в отрывных диффузорах, полученные в лабораторных условиях, очень сложно реализовать на практике и по этой причине они практически не применяются.

Данная работа нацелена на поиск простых и эффективных методов геометрического воздействия на течение рабочей среды в широкоугольных диффузорах с последующим их применением в выхлопных патрубках паровых и газовых турбин, а так же в стопорных и регулирующих клапанах паровых турбин.

*П.А. Куражсев, студ.; рук. А.Л. Виноградов к.т.н., зав. каф. ПГТ
(ИГЭУ, г.Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСОВ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН В РЕЖИМАХ ПУСКА ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

Современные тенденции в развитии энергомашиностроения характеризуются стремлением к форсированию процессов теплообмена в турбомашинах и к повышению их рабочих параметров, причем ставится вопрос о необходимости работы турбин в условиях переменных нагрузок и нестационарных режимах, об ускорении периодов пуска и останова машины. В связи с этим к современным и перспективным турбинам наряду с требованиями высокой эффективности и экономичности предъявляются высокие требования надежности. Последнее во многом, как известно, зависит от точности и достоверности расчета теплового и напряженного состояния элементов ротора и статора машины.

В современных мощных паровых турбинах до- и сверхкритических параметров температурный уровень элементов статора и ротора на номинальном режиме работы не

вызывает опасения, однако при переходе на переменные режимы из-за неравномерности обогрева или охлаждения могут возникнуть градиенты температур, обуславливающие появление температурных напряжений и, как следствие, деформацию и смещение элементов корпуса и ротора. При правильном расчете термонапряженного состояния элементов турбины возможна разработка рационального графика пуска и останова машины.

В представленных материалах рассмотрен процесс нестационарного теплообмена корпуса мощной паровой турбины в районе паровпуска с учетом динамических нагрузок, меняющихся во времени (внешний корпус ЦВД турбины К-800-240; пуск турбины из холодного состояния). При моделировании использовался пакет ANSYS Mechanical, данные по пуску из холодного состояния необходимые для расчета были взяты из архива ПТК «Квинт» блока К-800-240 Рязанской ГРЭС.

По результатам исследований были внесены корректировки в программы пуска блоков К-800-240 Рязанской ГРЭС.

*А.А. Низовцев, студ.; рук. Е.Ю. Григорьев ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА РАСЧЕТНЫЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕЧЕНИЯ В ПЛОСКОМ ПАКЕТЕ ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

При математическом моделировании основные свойства реального объекта описываются с помощью математических уравнений. Основными моделями в газодинамике являются модель сплошной среды и модели идеальной или вязкой жидкости. Эти модели описываются дифференциальными уравнениями в частных производных (уравнение неразрывности и уравнение Навье-Стокса) с добавлением

термодинамической модели (совершенного газа или более сложных моделей).

Теоретические модели газовой динамики с математической точки зрения весьма сложны, и решение соответствующих дифференциальных уравнений аналитическими методами в большинстве случаев невозможно. Однако бурное развитие за последние два-три десятилетия электронно-вычислительной техники открыло путь к реализации этих моделей с помощью специально разработанных численных методов.

Основное достоинство численных методов состоит в том, что они позволяют решать полную неупрощенную систему нелинейных газодинамических уравнений с высокой, вообще говоря, наперед заданной степенью точности. Точность решения физической задачи при этом определяется фактически тем, насколько хорошо выбранная физическая модель описывает реальные свойства газа.

В настоящее время считается, что трехмерные нестационарные уравнения Навье-Стокса наиболее полно описывают турбулентные течения реальных жидкостей и газов. Общим подходом к моделированию течения вязкого газа при решении нестационарных задач газовой динамики является использование в качестве уравнений модели системы осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS), которые замыкаются с помощью той или иной модели турбулентности.

Однако, существующие модели для аэродинамических расчетов трехмерных вязких турбулентных течений хотя и позволяют обнаруживать такие явления, как местные отрывы течения и вихревые зоны, нестационарные эффекты и процессы в скачках уплотнения или волнах разрежения, но не обеспечивают требуемую точность оценок при определении аэродинамических характеристик. Одной из причин этого является влияние принятой модели турбулентности и значения турбулентной вязкости на конечный результат решения уравнений Рейнольдса.

В этой связи следует отметить, что при использовании численных методов большую роль необходимо отводить верификации на тестовых расчетах при схожих условиях. В данной работе как раз такое тестовое сравнение дается. Были рассмотрены особенности существующих моделей турбулентности (sa, k-e, rng k-e, kw, sst, sst ЛТП-ламинарно-турбулентный переход, RSM, DES, LES), проедены расчеты течения в плоской турбинной решетке газовой турбины и произведены сравнения по основным характеристикам потока рабочей среды с результатами физического эксперимента.

*А.В. Линьков, студ.; рук. Яблоков Л.Д. к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Тепловой расчет является важным этапом курсового и дипломного проектирования паровых турбин, который включает в себя два расчета: ориентировочный и подробный.

Задачей ориентировочного расчета является определение числа ступеней, их диаметров и распределения теплового перепада по ступеням.

В подробном расчете рассчитываются треугольники скоростей, КПД ступеней, размеры проточной части, выбираются профили облопачивания, подсчитывается мощность и КПД турбины в целом.

В ходе выполнения теплового расчета студент сталкивается с большим объемом ручных вычислений, графических построений и вариантных расчетов. Для удобства теплового расчета, а также экономии времени был создан программный комплекс для теплового расчета паровых турбин, который состоит из двух программ: программы для ориентировочного расчета турбин, и программы для подробного расчета ступени паровой турбины.

Обе программы разработаны на основе платформы .NETFramework 4.0 с использованием языка программирования С#, а методика реализована по учебному пособию Б.Э. Капеловича «Тепловой расчет паровых турбин» 1986 г.

Программа ориентировочного расчета позволяет производить расчет цилиндров высокого, низкого и среднего давления как конденсационных, так и противодавленческих турбин, а также турбин АЭС, работающих на влажном насыщенном паре. Кроме того расчет можно вести и по отсекам.

Полученные результаты являются исходными данными для программы подробного расчета ступени турбины, при этом расчет может быть выполнен как для одновенечной и двухвенечной регулирующих ступеней, так и для нерегулируемых ступеней, работающих во влажном (с учетом сепарации и без) и перегретом паре.

Библиографический список

1. Капелович Б.Э. Тепловой расчет паровых турбин: Учеб. пособие./Ивановский энергетический институт.- Иваново.:ИЭУ, 1986

А.В. Гречин, студ.; рук. А.И. Киселев к.т.н., доц.
**ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ПОСЛЕДНЕЙ РАБОЧЕЙ
ЛОПАТКИ ЦНД ТУРБИНЫ К-800-240
В ИНЖЕНЕРНОМ ПАКЕТЕ ANSYS**

Принципиально новым подходом при проектировании новых турбин является проектирование на основе численного моделирования. В настоящее время довольно широкое применение на отечественных и зарубежных турбостроительных заводах нашел пакет для инженерных расчетов Ansys. Применение инженерных пакетов позволяет еще на стадии проектирования выявить особенности течения в проточной части турбомашин, провести оптимизацию проточной части, импортировать результаты аэродинамического расчета в другие пакеты Ansys (например, Ansys/Multiphysics для оценки прочностных характеристик).

Задача данной работы получить опыт в аэродинамическом и прочностном проектировании рабочих лопаток паровых турбин в расчетном пакете Ansys с последующей интеграцией в учебный процесс и возможности продолжить работу в рамках научно-исследовательских изысканий.

Для проектирования в Ansys была выбрана последняя рабочая лопатка мощной паровой турбины. На предварительном этапе было сделано профилирование лопатки по высоте по основным трем законам, применяемым в практике турбостроения: постоянства угла выхода, циркуляции и удельного расхода, - также были оценены хорды профилей в контрольных сечениях.

В материалах доклада представлены ключевые этапы и результаты создания лопатки при твердотельном проектировании, аэродинамического и прочностного расчета.

*Е.С. Прохоров, студ.; рук. А.А. Краснов асс-т
(ИГЭУ, г. Иваново)*

**РАСЧЁТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ
ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ТВД НАЗЕМНОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ**

Эффективность производства электроэнергии газотурбинными энергетическими установками зависит, прежде всего, от степени повышения давления воздуха в компрессоре и температуры газа перед ГТ.

Темп роста жаропрочности материалов проточной части ГТ после 60-х годов значительно уступает росту начальной температуры газа. Основным средством, позволяющим гарантировать надежность работы ГТУ в этих условиях, является создание высокоэффективных систем охлаждения, прежде всего лопаточного аппарата проточной части ГТ. В подавляющем числе таких систем используется часть циклового воздуха компрессора ГТУ.

Была рассмотрена система воздушного охлаждения, в которой применяется цикловой воздух компрессора, отбираемый из различных отсеков его проточной части.

Расчет системы охлаждения можно условно разделить на следующие этапы:

1. Гидравлический расчет. При помощи программного комплекса трёхмерного моделирования Unigraphics NX были построены плоские сечения рабочей лопатки первой ступени (периферийное, среднее, корневое) и разработана гидравлическая схема системы охлаждения. С использованием методики расчета систем охлаждения турбин, применяемой на НПО «Сатурн» был выполнен гидравлический расчет рабочей лопатки первой ступени ТВД.

2. Тепловой расчет. Для выполнения теплового расчета рабочей лопатки 1 ступени ТВД в программном комплексе ANSYS 9.0 разработана конечно-элементная модель плоских сечений рабочей лопатки первой ступени ТВД. Плоские сечения выполнены для трех радиусов рабочей лопатки по высоте проточной части: два сечения на периферийном и близком к периферийному радиусам, а так же на среднем и корневом радиусах. Тепловой расчет рабочей лопатки выполнен в совместной постановке с гидравлической моделью охлаждения (тепло-гидравлическая модель). Создание тепло-гидравлической модели для проведения совместного гидравлического и теплового расчетов заключается в привязке каналов системы охлаждения рабочей лопатки ТВД к элементам твердотельной модели плоских сечений, выполненных в программе ANSYS. Элементы (компоненты) представляют из себя совокупность линий, к которым прикладываются граничные условия (ГУ) теплообмена для решения тепловой задачи и связаны с соответствующей веткой гидравлической сети.

3. Расчет температурных полей основных деталей турбины и оценка эффективности.

Результаты расчета системы охлаждения позволяют улучшить параметры работы ГТУ.

*Р.Ю. Шленкин, студ.;
рук. А.Е. Зарянкин д.т.н. проф. (НИУ «МЭИ», г. Москва)
Е.Ю. Григорьев ст. преп. (ИГЭУ, г. Иваново)*

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ПОТЕРЬ В ЦНД ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН ПРИ РАБОТЕ В ЧИСТО ТЕПЛОФИКАЦИОННОМ РЕЖИМЕ

Анализ режимов работы теплофикационных паровых турбин Т-100-130, Т-250-240, работающих в средней и северной полосе России показывает, что в чисто теплофикационном режиме они работают от 7 до 8 месяцев в году, а некоторые из них несут теплофикационную нагрузку постоянно.

При чисто теплофикационной нагрузке турбины пропуск пара в ЦНД сохраняется только с целью поддержания необходимого теплового режима этого цилиндра. С учетом достаточно высоких вентиляционных потерь энергии общие тепловые потери в неработающей части турбины оказываются весьма большими.

Соответственно, за счет снижения указанных потерь в этих турбинах может быть заметно повышена их полезная тепловая мощность без дополнительных затрат топлива.

На практике для достижения поставленных целей иногда прибегают к удалению последних ступеней ЦНД.

Более рациональным является замена существующего ротора ЦНД на новый ротор с внутренним торсионным валом, который включается для передачи мощности оставшихся цилиндров турбины на ротор генератора при полностью выключенном цилиндре низкого давления. Однако конструкция данного ротора сложна и при проведении ремонтов и технического обслуживания затруднительна его дефектоскопия.

Более инновационным подходом является пересмотр изначальной компоновки расположения турбины и генератора на стадии проектирования. В частности предлагается генератор включать в рассечку между ЦСД и ЦНД турбины. ЦНД в чисто теплофикационных режимах может легко отключаться, например, даже при работе турбоустановки, с помощью гидромuffты. Необходимо отметить, что данное решение не требует переделки в проточной части паровой турбины. Единственный недостаток данной схемы является необходимость при ремонте генератора его демонтировать с фундамента и переместить на ремонтную площадку с помощью мостового крана турбинного цеха.

*Н.П. Харин, студ.; рук. В.А. Буданов, к.т.н, доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОСОБЕННОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПГУ

В паротурбинной установке используется пар нескольких давлений, генерируемый в КУ ПГУ, мощность подключенного к паровой турбине электрогенератора составляет до 50% мощности ГТУ. Для паровых турбин ПГУ по сравнению с обычными паросиловыми установками характерны уменьшение теплопада в проточной части в силу более низких параметров пара и увеличение расхода пара по ходу его движения в турбине. Работа таких паровых турбин зависит от изменения режима.

Использование дроссельного распределения в ЦВД паровых турбин является общепринятым решением для паровых турбин, работающих в составе ПГУ.

Регулирование мощных турбин осуществляется способом скользящего давления в переменных режимах. В ЦВД принята петлевая схема течения пара.

Паровые турбины ПГУ с КУ имеют повышенный объемный расход пара через последнюю ступень.

Эрозия лопаточного аппарата последней, наиболее нагруженной ступени паровых турбин в тепловой схеме ПГУ приводит к снижению ее КПД и вызывает поверхностное разрушение лопаток.

В паровых турбинах ПГУ с КУ отсутствует нерегулируемые регенеративные отборы пара.

При расчете паровой турбины сложно выбирать параметры перед стопорными клапанами турбины, от которых зависит конструкция, тепловая экономичность и мощность турбины на соответствующих режимах работы энергоблока, то есть ее привлекательность.

Для мощных паровых турбин, работающих в составе блоков ПГУ необходима установка внутреннего корпуса. Применение внутреннего корпуса, позволяет решить задачи обеспечения плотности и прочности корпуса, при этом сохранив маневренные характеристики ЦВД в целом.

Для обеспечения плотности конструкции внутренний корпус выполнен сборным. Основная особенность конструкции состоит в том, что предусмотрена затяжка горизонтального разъема внутреннего цилиндра и не только его наружной, но и внутренней части.

В паровых турбинах для ПГУ необходимо выполнить требования по ограничению температуры основного конденсата, поступающего после турбоустановки в ГПК.

Ю. В. Конькова, студ.; рук. В.А. Буданов к.т.н., доц.
(ИГЭУ), г. Иваново

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КЛИМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ ТРЕХКОНТУРНОЙ ПГУ

Газотурбинные установки (ГТУ) по нормам ISO проектируются на условия атмосферного воздуха: $p_{\text{атм}} = 101,3$ кПа и $t_{\text{нв}} = +15$ °С. Однако температура наружного воздуха в течение годового цикла эксплуатации изменяется в широких пределах. Следовательно, эксплуатация газотурбинного двигателя (ГТД) осуществляется преимущественно в режимах ниже расчетных.

Было произведено численное исследование технико-экономических показателей трехконтурной ПГУ (рисунок 1) в зависимости от параметров воздуха на входе в комплексное воздухоочистительное устройство компрессора.

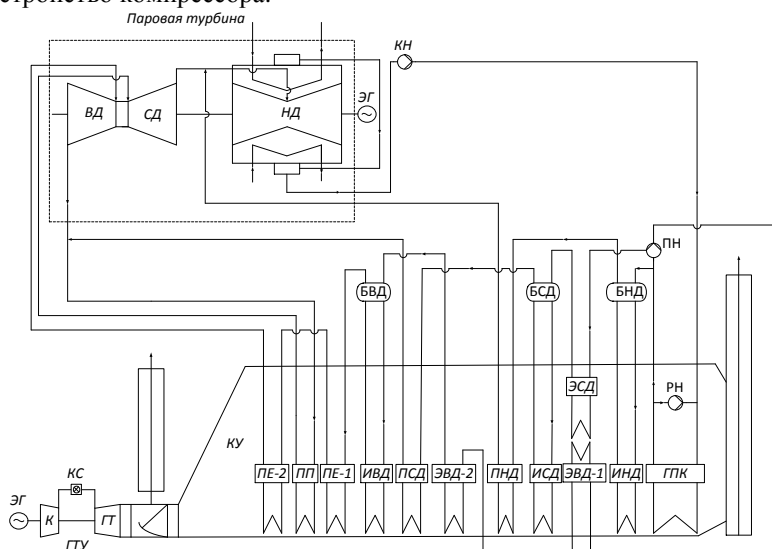


Рисунок 1. Расчетная тепловая схема трехконтурной ПГУ

Исследования показали, что в климатических условиях РФ крайне актуальны разработка и внедрение мероприятий по управлению качеством воздуха на входе в турбокомпрессор ГТУ с целью обеспечения надежности, экономичности и маневренности ПГУ в регулировочном диапазоне режимов работы.

*М.С. Коровин, студ., рук. Л.Д. Яблоков к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МЕТОДИКА РАСЧЁТА УТЕЧЕК ПАРА ЧЕРЕЗ РАЗЛИЧНЫЕ ТИПЫ КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН. ОБЗОР СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В паровых турбинах кроме основного потока пара, протекающего через сопла и рабочие лопатки, возникает также ряд утечек пара. Этот пар не принимает участия в выработке мощности, увеличивает общий расход пара и, таким образом, снижает КПД турбины.

Для уменьшения утечек пара из проточной части паровой турбины используют эффективные и компактные лабиринтовые уплотнения (ступенчатые), однако по эксплуатационным условиям часто приходится применять уплотнения, выполненные на гладком валу, чтобы избежать повреждения гребней уплотнения при осевых перемещениях ротора турбины.

В настоящей работе рассмотрены вопросы расчёта расходов пара, через концевые уплотнения различных типов. Также уже проведена работа по обобщению конструкций концевых уплотнений наиболее распространенных на территории России турбин, а также их принципиальных схем, систем регулирования и работы системы уплотнений.

Кроме того описано применение и внедрение сотовых уплотнений в качестве надбандажных и концевых вместо радиальных.

