# ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА «ХПИ»

Сборник научных трудов 3°2009 Тематический выпуск «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»

#### Издание основано Национальным техническим университетом «ХПИ» в 2001 году

#### Госиздание

Свидетельство Госкомитета по информационной политике Украины КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

### КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ

#### Председатель

Л.Л. Товажнянский, д-р техн. наук, проф.

#### Секретарь координационного совета

К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф. Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф. Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф. Т.С. Воропай, д-р фил. наук, проф. М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф. А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф. В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф. В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф. П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф. В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф. О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф. В.А. Лозовой, д-р фил. наук, проф. П.Г. Перерва, д-р техн. наук, проф. Н.И. Погорелов, д-р техн. наук, проф. М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф. В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф. В.П. Себко, д-р техн. наук, проф. В.И. Таран, д-р физ.-мат. наук, проф. Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф. А.Ф. Кириченко, д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

# техническим университетом «2

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

**Ответственный редактор** А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь

- Ю.А. Юдин, канд. техн. наук, доц.
- А.В. Ефимов, д-р техн. наук, проф. В.Я. Горбатенко, канд. техн. наук, доц. Л.Я. Колесников, д-р техн. наук, проф. В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф. М.В. Зайцев, канд. техн. наук, проф. О.В. Потетенко, канд. техн. наук, проф. З.Я. Лурье, д-р техн. наук, проф. М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф. В.Г. Павловский, д-р техн. наук, проф. Б.А. Левченко, д-р техн. наук, проф. Э.Г. Братута, д-р техн. наук, проф. Н.А. Тарасенко, канд. техн. наук, проф. В.С. Фокин, д-р техн. наук, проф. Г.Е. Канивец, д-р техн. наук, проф. Ю.М. Мацевитый, д-р техн. наук, проф. действит. чл. АН Украины

#### АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21 НТУ «ХПИ», кафедра турбиностроения

Тел. (0572) 707-63-11

#### Харьков 2009

УДК 621:165

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2009. – № 3. – 198 с.

У збірнику представлено теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

# Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ»

Протокол № 2 від 26.02.2009р.

© НТУ «ХПИ», 2009

# СОДЕРЖАНИЕ

# Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование

Субботин В.Г., Левченко Е.В., Швецов В.Л.
ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ОАО «ТУРБОАТОМ» ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ6
Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., Бурлака М.В.
ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СЛОЖНОГО ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО НАВАЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВОЙ РЕАКТИВНОЙ ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ
Гнесин В.И., Колодяжная Л.В.
ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СООТНОШЕНИЯ ЧИСЕЛ ЛОПАТОК СТАТОРА И РОТОРА НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК
Яковлев В.А., Ершов С.В.
ОПТИМИЗАЦИЯ СТУПЕНЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ 3D МОДЕЛЕЙ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ33
Слабченко О.Н., Зайцев М.В., Козлоков А.Ю., Золотухин А.Д.
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦНД ТУРБИНЫ Т-250/300-23,5 ХАРЬКОВСКОЙ ТЭЦ-541
Голощапов В.Н., Пащенко Н.В., Русанов А.В.
ВЛИЯНИЕ ВАКУУМА ЗА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНЬЮ НА ПРОСТРАНСТВЕННУЮ СТРУКТУРУ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ49
Субботович В.П., Юдин А.Ю., Фан Конг Там
ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА ТЕОРИИ РЕШЕТОК НА ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТОКА56
Мамонтов Н.И., Кобцев О.М., Пугачева Т.Н.
РЕКОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ЭНЕРГОБЛОКА 200 МВТ СТ. №4 СТАРОБЕШЕВСКОЙ ТЭС62
Левченко Е.В., Субботович В.П., Юдин Ю.А., Лапузин А.В., Юдин А.Ю.
РЕЗУЛЬТАТЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОКРУЖНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДАВЛЕНИЙ ЗА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНЬЮ ЦНД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ
Голощапов В.Н., Касилов В.И., Козлоков А.Ю.
ТОЧКА ПОЯВЛЕНИЯ ПРИВТУЛОЧНОГО ОТРЫВА ЗА НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ73

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Шубенко А Л Лыхвар Н В Швенов В Л
ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТУРБОУСТАНОВОК ДЛЯ ТЭС И АЭС ОАО «ТУРБОАТОМ» НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
Черноусенко О.Ю.
ОСТАТОЧНЫЙ РЕСУРС ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-200-130 ЛМЗ
Сухинин В.П., Фурсова Т.Н.
К РАСЧЕТУ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН86
Пугачева Т.Н.
АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ СОСТОЯНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ И ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И РЕСУРС92
Субботин В.Г., Бураков А.С., Рохленко В.Ю., Швецов В.Л.
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН ОАО «ТУРБОАТОМ»
Акерман Д.Ш., Зарубин Л.А., Решитько В.П., Росинская А.В.
ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА ГТЭ-115М
Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., Руденко А.С.
ИНТЕГРИРОВАНИЕ ПРОЦЕДУРЫ СОЗДАНИЯ И РАСЧЁТА СХЕМ ГТУ В САПР «ТУРБОАГРЕГАТ»
Герасименко В.П., Кучерук Н.В., Мандра А.С., Налесный Н.Б., Нурмухаметов Т.М.
АЛГОРИТМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ116
Тарасов А.И., Долгов А.И.
АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ СТРУЙНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ122
Братута Э.Г., Ганжа А.Н., Марченко Н.А.
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА И МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ128
Иванченко Е.Н.
РАСЧЕТ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ЛОПАТКЕ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДИФИЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ СЕБЕСИ-СМИТТА
Тарасов А.И., Чан Конг Шанг
УЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЭФФЕКТА В РАСЧЕТАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Литвиненко О.А., Михайлова И.А.
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ МОДЕЛИ ДВУХФАЗНОГО ПЕРЕНОСА В ПОРИСТОЙ СРЕДЕ
Михайлов В.Е., Страшников А.А., Севастьянова Т.В.
МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДУХОЗАБОРНОГО ТРАКТА ГТЭ-110 ИВАНОВСКОЙ ГРЭС В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ FLOWVISION148
Шелепов И.Г., Сафронюк М.А.
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ В СИСТЕМАХ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ 152
Братута Э.Г., Боровок С.В.
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА В КАПЛЕУЛОВИТЕЛЯХ КОНТАКТНЫХ АППАРАТОВ156
Шевелев А.А., Тарасенко А.Н.
ЭФФЕКТИВНЫЙ ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ163
Переселков А.Р.
ТЕПЛООБМЕН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ВОДОЙ168
Пустовалов В.М., Чижев Д.А.
ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ НАБЛИЖЕНОГО РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ СТРИЖНЯ, ЩО ЗАКРІПЛЕНИЙ З ОДНОГО КІНЦЯ
Гапонов В.С., Мац В.И., Наумов А.И.
ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ПЕРЕДВИЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ
Горбов В.М., Мітєнкова В.С.
ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ СЕУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ
Потетенко О.В., Крупа Є.С., Дранковський В.Е.
РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛОПАТЕВИХ СИСТЕМ РОБОЧИХ КОЛІС ЗДВОЄНОГО КАПСУЛЬНОГО ПРЯМОТОЧНОГО ГІДРОАГРЕГАТУ
Гапон Г.А.
ДИНАМИКА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ ВИХРЕВЫХ ТЕЧЕНИЙ193

УДК 621.165

# В.Г. СУББОТИН, канд. экон. наук, Е.В. ЛЕВЧЕНКО, канд. техн. наук, В.Л. ШВЕЦОВ, инженер

#### *Открытое акционерное общество «Турбоатом»,* г. Харьков, Украина, e-mail: <u>shvetsov@turboatom.com.ua</u>

#### ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ОАО «ТУРБОАТОМ» ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Приведені етапи розвитку ВАТ «Турбоатом» в процесі створення нових серійних турбін, а також модернізації і ремонти раніше випущених турбоагрегатів, що дозволяє підтримувати економічність, надійність і маневреність харківських турбоустановок на рівні кращих світових зразків. Розглянуті типи турбін випущених заводом, описані їх конструктивні і експлуатаційні особливості.

There are presented the stages of the JSC «Turboatom» progress during the manufacture of the new series turbines and modernization and repair of the turbine-generator sets produced earlier. The mentioned refurbishing and repair allow sustaining the effectiveness, reliability and maneuverability of the Kharkov turbine plants up to the best world samples. There are considered the turbine types manufactured by the works, there are described the structural and operating features.

Производство паровых турбин на Украине началось в 1934 году после завершения строительства Харьковского турбогенераторного завода (с 1997 г. – ОАО «Турбоатом»).

Первая одноцилиндровая паровая турбина АК-50, мощностью 50 тыс. кВт была изготовлена в 1935 году для Зуевской тепловой электростанции (ТЭС) на Украине. На базе тех же технических решений в 1938 году была изготовлена одна турбина АК-100, мощностью 100 тыс. кВт. В то время во всем мире было всего несколько энергоблоков с турбинами такой мощности.

Первые паровые турбины изготавливались на начальное давление пара 30 бар. Последующие проекты турбин разрабатывались на повышенное начальное давление пара – до 90 бар. Результатом явился выпуск с 1944 по 1961 гг. серии из 35 противодавленческих турбин ВР-25, мощностью 25 МВт.

Активное развитие стационарного паротурбостроения на предприятии начинается с 50-х годов прошлого столетия. В течение короткого периода был реализован ряд проектов турбоустановок с увеличением единичной мощности, улучшением КПД и снижением удельного расхода теплоты: 100 МВт при 90 бар, 160 МВт при 130 бар и 540 °C, 300 и 500 МВт при 240 бар и 540 °C (сверхкритические параметры) (рис. 1).

В процессе производства серийных турбин и ремонтов действующих вносились усовершенствования, позволявшие не только поддерживать экономичность турбоустановок на уровне лучших мировых образцов соответствующего периода, но и значительно улучшить маневренные характеристики турбин. Использование ряда установок в полупиковом режиме эксплуатации в определенной степени сняло потребность в специальных пиковых машинах для энергосистемы страны.

Наряду с серийно выпускавшимися была спроектирована и в 1962 году изготовлена опытная турбина СКР-100 мощностью 100 МВт на начальное давление пара 300 бар при температуре 650 °С [1]. Опыт ее эксплуатации дал ценные результаты, использованные в последующих проектах турбин.



Рис. 1. Паровая турбина на сверх критические параметры пара типа К-500-240

ОАО «Турбоатом» производит также конденсационные паровые турбины для стран, где частота в электрической сети составляет 60 Гц. На Кубу и в КНДР поставлено более 30 турбин типа К-50-130/3600 и К-100-130/3600. Для ТЭС «Гавана» изготовлена турбина типа К-220-130/3600, единичной мощностью 222,5 МВт [2]. При двухцилиндровой конструкции, что почти вдвое сокращает объем требуемого машинного зала, экономичность турбоустановки по сравнению с предыдущей «соткой» повышена на 6 %.

Развитие энергетики, ужесточение экологических требований к энергетическим объектам неизбежно расширяет применение экономных систем водопользования, в частности, оборотного водоснабжения электростанций. В сухих районах земли вынуждены работать с непосредственным сухим охлаждением. Для работы в таких регионах предприятием разработана турбина К-315-23,5, цилиндр низкого давления которой рассчитан на высокие массовые нагрузки выхлопа.

Сегодня производственная программа предприятия для электростанций, работающих на органическом топливе, включает энергетические паровые турбины от мощностей 12 МВт до 550 МВт:

- Паровые турбины для применения в области базовой и полупиковой электрической нагрузки.
- Паровые турбины с непосредственным охлаждением свежей водой, оборотной водой, или комбинированным проточно-оборотным охлаждением.
- Паровые турбины с отборами пара на базе отборов с нерегулируемым давлением на технологические нужды и нужды теплофикации.

Около 400 паровых турбин суммарной мощностью свыше 60 млн. кВт поставлено предприятием для тепловых электростанций стран Европы, Азии и Америки.

В последние годы OAO «Турбоатом», наряду с изготовлением новых типов турбин, большое внимание уделяет вопросам создания экономичного и надежного турбинного оборудования, предназначенного для технического перевооружения действующих ТЭС. Значительная часть эксплуатируемых турбоагрегатов исчерпала физический ресурс и морально устарела, что отрицательно сказываться на их надежности и экономичности.

### ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Особое внимание уделяется блокам с турбинами единичной мощностью 200 МВт, выпускавшимся в 1961-69 гг., и блокам на закритическое давление с турбинами К-300-240 и К-300-240-2 Харьковского турбинного завода. На ТЭС Украины эксплуатируются 43 турбины единичной мощностью 200 МВт и 42 турбоустановки мощностью 300 МВт ОАО «Турбоатом». Ввод в эксплуатацию последних осуществлялся с 1963 по 1988 гг., и к настоящему времени наработка значительной части этих турбин превзошла 200000 ч., или приближается к этому значению, вдвое превышающему расчетный ресурс эксплуатации высокотемпературных узлов и деталей, что привело к снижению их технико-экономических показателей и существенному росту затрат на ремонтно-восстановительные работы. Система регулирования этих турбин не удовлетворяет современным требованиям регулирования частоты и мощности энергосистемы, требованиям автоматизации процессов эксплуатации энергоблока. Еще 34 блока с турбинами К-300-240 и К-300-240-2 ОАО «Турбоатом», практически с такой же наработкой, эксплуатируются на ТЭС России и Казахстана.

Используя результаты новейших аэродинамических исследований, проведенных на экспериментальных стендах объединения, в отраслевых институтах и лабораториях ВУЗов, а также учитывая приобретенный опыт модернизации ранее выпущенных турбин большой мощности, в ОАО «Турбоатом» создан новый высокоэкономичный и надежный турбоагрегат К-325-23,5 с ЦВД, ЦСД и первыми ступенями ЦНД активного типа, предназначенный для замены физически и морально устаревших турбин К-300-240 и К-300-240-2 ОАО «Турбоатом» [3]. Турбина К-325-23,5 может быть также использована и при сооружении новых блоков (рис. 2).



Рис. 2. Паровая турбина К-325-23,5 в машинном зале ТЭС «Аксу», Казахстан

В числе усовершенствованных узлов, примененных в турбине К-325-23,5 следует отметить систему маслоснабжения турбоагрегата, включая гидростатический подъем валопровода, подшипники и валоповоротное устройство. Наличие гидростатического подъема при пусках и вращение валопровода валоповоротным устройством исключает износ вкладышей подшипников и шеек роторов, а способность валоповорота с приводом от моторредуктора вращать валопровод со скоростью 0,1 об/мин позволяет с помощью эндоскопов осматривать рабочие лопатки без вскрытия цилиндров.

ОАО «Турбоатом» предлагает замену как всего агрегата в целом с лучшими технико-экономическими показателями, так и поцилиндровую и поузловую замену, в том числе ряда высокотемпературных и напряженных узлов. При этом в изготавливаемых узлах реализуются современные прогрессивные решения, что качественно меняет их конструктивные и эксплуатационные характеристики.

#### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБИН

При создании турбин применяются эффективные методы конструирования с помощью ЭВМ, которые дают возможность создавать оптимальную конструкцию пространственно сложных деталей. С помощью системы автоматизированного проектирования (САПР) конструктор имеет возможность создавать на компьютере геометрию детали, как, например, турбинную лопатку с бесскачковой кривизной контура и вывести ее на экран в виде трехмерного изображения (рис. 3). При этом математическую модель можно использовать как для проведения расчетов и исследований, так и для производства на станках с числовым программным управлением.



Рис. 3. Трехмерная модель лопатки последней ступени паровой турбины

#### НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Технический уровень паровых турбин ОАО «Турбоатом» характеризуется высоким КПД и высоким коэффициентом готовности. Высокое качество продукции достигнуто благодаря постоянному совершенствованию [4]. В процессе разработки новых конструкций и производства турбин используются новейшие достижения теоретических и экспериментальных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ с учетом сохранения преемственности и унификации на базе накопленного опыта.

Исследования проводятся по двум направлениям:

- математические исследования параметрических моделей деталей и узлов;
- физические исследования моделей и натурных элементов турбин.

### ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Предприятие располагает уникальной научно-исследовательской базой, на которой производится натурная или модельная отработка наиболее ответственных узлов для обеспечения требуемых аэродинамических, вибрационных, прочностных характеристик. Для проведения комплекса экспериментальных работ имеется большое количество испытательных стендов. Предусмотрены аэродинамические исследования на лопаточных решетках, диффузорах и корпусах выхлопных патрубков, на воздушных экспериментальных турбинах и экспериментальных паровых турбинах низкого давления, а также проводятся измерения вибрации и деформации на роторах, облопачивании и корпусных конструкциях.

Испытательные стенды оснащены устройствами электронной обработки данных для рационального управления экспериментами и регистрации измеряемых величин.

Предприятие опирается также на тесное сотрудничество с научноисследовательскими и проектно-конструкторскими организациями Украины и России.



Рис. 4. Сборка цилиндра низкого давления паровой турбины

#### ТУРБИНА

Энергетические турбины большой мошности «Турбоатома» одновальные, многоцилиндровые – с цилиндрами высокого среднего (ЦСД) давления (ЦВД), (ряд конструкций имеет объединенный цилиндр с частями высокого И среднего давления (ЦВСД)) или несколькими И ОДНИМ цилиндрами низкого давления (ЦНД) (рис. 4). цилиндров Bce корпусы имеют горизонтальные разъемы, что обеспечивает удобство сборки и обслуживания в процессе эксплуатации.

Цилиндры выполнены двухили трехстенными И образуют термически эластичную конструкцию, которая работает без недопустимо высоких статических и термических напряжений в стенках корпусов и горизонтального фланцах разъема при быстрых изменениях температуры и давления стационарных и переходных режимах В Это позволяет эксплуатации. сократить продолжительность пуска турбоагрегата из различных тепловых состояний.

Паровые турбины «Турбоатома» – активного типа, с диафрагмами между ступенями ротора. Поскольку почти вся энергия ступени срабатывается на направляющем аппарате диафрагмы, перепад давлений на периферии рабочего колеса незначителен и надбандажные уплотнения достаточно эффективны.

#### СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ

До начала 80-х г. системы регулирования турбин ХТГЗ были гидродинамическими и единственным параметром, изменение и поддержание которого обеспечивала система регулирования турбиной на всех этапах ее работы, была частота вращения. В режиме разворота обеспечивалось повышение частоты вращения и

поддержание частоты на номинальном уровне, при работе в сети — изменение расхода пара в турбину в зависимости от колебаний частоты в сети, а при внезапном отключении от сети работала защита, не допускающая повышение частоты вращения до опасных значений.

Необходимость расширения функций систем регулирования и повышение требований со стороны энергосистем и блочных систем управления к точности реализации технологических процессов привели к поискам принципиально новых решений, результатом которых явилось создание и внедрение электрогидравлических систем регулирования (ЭГСР).

В процессе создания ЭГСР были приняты решения, позволившие создать системы с самыми современными характеристиками при использовании имеющихся традиционных элементов обычного производства, без повышенных требований к качеству и надежности (рис. 5):



Рис. 5. Программно-технический комплекс контроля, регулирования и защиты турбины ПТ-20-2,9/1,0 Харьковской ТЭЦ-3

- резервирование каналов системы («троирование») на первом внедрения ЭГСР, этапе с автоматическим отключением канала отказавшего И переключением на исправный без изменения величины регулируемого параметра, что позволило использовать комплектующие без требований повышенных к надежности и сроку службы;

преобразование команд
электронной части в изменение
давления в гидравлической линии
управления выполняется
двухсторонним усилителем типа

«сопло-заслонка», это позволило применить электромеханические преобразователи с малыми перестановочными усилиями;

– использование в законах управления сигналов от датчиков электрической обратной связи по положению сервомоторов и отсечных золотников позволило использовать элементы гидравлических узлов с традиционными требованиями к обработке и трению, и масло без жестких требований к его очистке;

– взаимодействие гидравлической части системы регулирования с системой защиты, обеспечивающее, в случаях отказа электронной части, закрытие регулирующих клапанов и безопасность турбины;

– алгоритмы управления, реализуемые электронной частью системы, обеспечивающие:

• высокую чувствительность, требуемую точность поддержания параметров, устойчивость переходных процессов;

• возможность работы в любом режиме в соответствии с условиями работы и автоматического «безударного» переключения режима при изменении условий;

• оптимальное взаимодействие с блочными регуляторами АЭС или ТЭС, с энергосистемной автоматикой.

В настоящее время электрогидравлическими системами регулирования оснащаются все энергетические турбины ОАО «Турбоатом». В современных ЭГСР

полностью исключены гидравлические линии управления благодаря установке непосредственно на отсечные золотники сервомоторов высокого давления и сервомоторов промперегрева индивидуальных электромеханических преобразователей (ЭМП). Индивидуальные ЭМП с большими перестановочными усилиями в сочетании с датчиками положения сервомоторов обеспечивают высокую чувствительность, быстродействие и точность позиционирования привода. Они позволили внедрить электрогидравлические системы регулирования на турбинах мощностью 300 MBт, где в качестве рабочего тела в гидравлических линиях и механизмах систем регулирования и защиты используется конденсат.

#### ПОДВОД ПАРА В ТУРБИНУ

Парораспределение высокого давления – сопловое. Два блока парораспределения устанавливаются симметрично по обеим сторонам ЦВД. Каждый блок включает один стопорный и два регулирующих клапана, работающих на 4 сопловые коробки. Ввод пара во внутренний корпус цилиндра осуществляется с помощью самоуплотняющихся втулок с поршневыми кольцами. В сопловых коробках размещаются элементы соплового аппарата первой одновенечной регулировочной ступени.

Применяется также и дроссельное парораспределение.

Из двух блоков клапанов промежуточного перегрева пар подается в симметричную паровпускную часть среднего давления сверху и снизу корпуса. Симметричная конструкция паровпускной части ЦСД гарантирует оптимальные условия прогрева, способствует стабильности радиальных зазоров в проточной части.

#### РОТОРЫ

Валопроводы мощных паровых турбин состоят из отдельных роторов, жестко соединенных друг с другом и с ротором генератора.

Роторы турбины являются наиболее ответственными и напряженными элементами, надежность и долговечность которых в значительной степени определяют качественные показатели всей турбины. Ротор ЦВД турбины К-325-23,5 выполнен цельнокованным, проточная часть состоит из регулирующей ступени и 11 ступеней



Рис. 6. Ротор среднего давления турбины мощностью 300 МВт

давления, а ротор ЦСД (рис. 6) комбинированный, заодно с валом отковано 11 дисков части среднего и три диска первых трех ступеней части низкого давления. Роторы низкого давления изготавливаются ИЗ легированных сталей также высокого качества из отдельных кованых элементов, сваренных на установках. Это специальных позволяет избежать трудностей, связанных с муфтами и горячей посадкой дисков рабочих колес на вал. Особенностью подобных

конструкций роторов, традиционных для ОАО «Турбоатом», являются отсутствие концентраторов напряжений в виде фиксирующих шпонок, пазов и т.п., что обеспечивает длительную и надежную работу и отсутствие коррозий под напряжением.

#### РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

Лопаточный аппарат, особенно облопачивание роторов низкого давления, как наиболее сложной и высоконагруженной части турбины, в значительной мере определяет надежность всего агрегата. Кроме того, лопатка последней ступени цилиндра низкого давления определяет порог предельной мощности турбины. Создание надежного лопаточного аппарата представляет комплексную задачу в области прочности, газодинамики, вибрации, противоэрозионной защиты с обязательной отработкой лопаток в стендовых условиях.

Конструкторы и исследователи «Турбоатома» имеют необходимый опыт и лабораторное оборудование для выполнения всего комплекса расчетных и исследовательских работ по созданию элементов проточной части паровых турбин.

Все рабочие лопатки высокого, среднего и первых ступеней низкого давления выполняются с цельнофрезерованными бандажными полками и перевязаны по кольцу бандажными вставками типа «ласточки хвост» (рис. 7).

Рабочие лопатки всех ступеней среднего и низкого давления имеют переменный профиль по высоте, что обеспечивает высокие аэродинамические характеристики проточной части. Рабочие лопатки предпоследней и последней ступеней имеют цельнофрезерованные или накладные бандажи фигурной конструкции, благодаря которым при вращении ротора и развороте периферийной части лопаток под действием центробежной силы происходит взаимное замыкание бандажей и обеспечивается пакетная жесткость лопаток.



Рис. 7. Перевязка цельнофрезерованных бандажных полок рабочих лопаток вставками типа «ласточкин хвост»

Для быстроходных турбин на предприятии применяются три типа лопаток последних ступеней – длиной 852, 1030 и 936 мм (на базе последней смоделирована лопатка длиной 767 мм для турбин на 3600 об/мин.). Дальнейшим развитием размеров выхлопа может являться использование рабочей лопатки с длиной активной части 1140 мм, что позволяет реализовать более глубокий вакуум и использовать, в связи с этим, больший перепад на турбину. В того, силу что лопатки ЭТИ проектировались на повышенный расход пара, количество выхлопов с лопаткой 1140 мм может быть уменьшено ПО сравнению с конструкцией, где используются лопатки 1030 мм.

Эрозионная стойкость рабочих лопаток последней ступени обеспечивается комплексом мероприятий, таких как специальное упрочнение входных кромок, увеличенный теплоперепад на ступень, внутриканальное и периферийное влагоудаление, выбор оптимальной межвенцовой перекрыши и межступенчатого зазора. Безотказная работа ступени с лопаткой 1030 мм на электростанциях превысила 120 тыс. часов.

Хвостовики рабочих лопаток предпоследней и последней ступеней низкого давления – «елочного» типа, многоопорные, дугообразные, с торцевой заводкой. Эти хвостовики обладают повышенной несущей способностью и надежностью в работе.



Рис. 8. Вварка направляющих лопаток диафрагмы паровой турбины в бандажную ленту

#### **ДИАФРАГМЫ**

диафрагмы Bce сварные. Направляющие лопатки в корневой и периферийной частях вварены в бандажную ленту (рис. 8), и полученная направляющая решетка приварена к телу и ободу диафрагмы. Между валом и диафрагмой в Т-образный диафрагмы паз тела подпружиненные устанавливаются сегменты уплотнений, которые сводят к минимуму протечки В ступенях. В диафрагменных и концевых уплотнениях установлены витые пружины, которые имеют более высокий уровень надежности по сравнению традиционно с применяемыми плоскими пружинами.

#### КОНДЕНСАЦИОННОЕ УСТРОЙСТВО

#### Конденсатор

Процесс преобразования энергии в турбине заканчивается процессом конденсации пара. К задействованным для этого конденсаторам предъявляются столь же высокие требования по теплотехническим показателям и коэффициенту готовности, как и к турбине.

Все турбины, выпускаемые предприятием, комплектуются конденсаторами собственного производства (рис. 9). ОАО «Турбоатом» имеет большой опыт в разработке и эксплуатации конденсаторов широкого диапазона мощностей для работы в различных климатических условиях и обеспечивающих оптимальное соотношение теплотехнических характеристик и коэффициента готовности.

Конденсатор представляет собой две симметричные половины. Форма трубного пучка и применение дополнительной струйной деаэрации в конденсатосборниках практически предотвращают переохлаждение конденсата. Каждая половина трубного пучка выполнена в виде свернутой ленты с глубокими тупиковыми проходами по контуру, обеспечивающими допустимые входные скорости, хорошую деаэрирующую способность, получение высоких значений коэффициента теплопередачи.



1 – переходной патрубок, 2 – приемно-сбросное устройство, 3 – корпус,
4 – водяная камера, 5 – пружинная опора, 6 – конденсатосборник
Рис. 9. Конденсатор паровой турбины ОАО «Турбоатом»



Рис. 10. Система шариковой очистки конденсатора

В зависимости от условий конкретных конденсаторы тракту по охлаждающей воды могут быть одно- или двухходовыми и одно- или двухпоточными. Подводы воды, как правило, выполняются в нижней части водяных камер, отводы – как в верхней, так и в нижней части камер В зависимости **OT** компоновочных решений.

предотвращения Для органических и минеральных отложений внутренних на поверхностях охлаждающих труб конденсатора предназначена система шариковой очистки (рис. 10). В процессе работы конденсационного устройства шарики из губчатой резины

проходя по трубам производят их очистку. Система шариковой очистки совместно с фильтром охлаждающей воды от механических загрязнений увеличивают коэффициент чистоты трубок до 0,90, что способствует поддержанию глубокого вакуума в конденсаторе.

### Приемно-сбросные устройства

В процессе исследования различных типов устройств была разработана оригинальная конструкция, используемая сегодня на всех турбинах «Турбоатома». Приемно-сбросные устройства располагаются на стенках переходного патрубка конденсатора. В них происходит снижение давления пара, поступающего из пускосбросных устройств во время пуска энергоблока и сброса электрической нагрузки, с одновременным понижением его температуры до слабоперегретого состояния за счет впрыска охлаждающего конденсата. Этим предотвращается захолаживание и коробление корпусных элементов цилиндра низкого давления и повреждение трубок конденсатора в случае поступления пароводяной смеси с неиспарившейся влагой.

#### Воздухоотсасывающее устройство

В качестве воздухоотсасывающих устройств конденсаторов мы традиционно применяем пароструйные эжекторы. Отсутствие вращающихся элементов, электропривода определяет их высокую надежность, а использование в качестве рабочего пара выпара деаэратора с угилизацией теплоты рабочего и отсасываемого пара в охладителе, включенном в схему основного конденсата, обеспечивает высокую экономичность эжекторов по сравнению с другими типами воздухоотсасывающих устройств (рис. 11). Использование «бросового» пара выпара деаэратора для питания эжекторов позволило отказаться от охладителя выпара, применявшегося ранее для утилизации теплоты. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ



Рис. 11. Трубные пучки эжекторов

#### ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА

Производственные возможности, накопленный опыт и организация системы обеспечения качества позволяют создавать оборудование, удовлетворяющее требованиям Заказчиков. Система обеспечения качества распространяется на все стадии от разработки конструкции до сдачи готовой продукции в эксплуатацию и последующее обслуживание. Чтобы действительно наша продукция соответствовала представлениям Заказчика о качестве, мы планируем, контролируем, управляем, документально фиксируем качество нашей продукции на различных этапах ее изготовления.

Положения системы изложены в стандартах предприятия. За основу принята модель системы, соответствующая требованиям стандартов ISO 9001-2001, как наиболее полно отвечающим специфическим особенностям предприятия (рис. 12).

Основные принципы системы:

• полный учет требований Заказчика на всех этапах жизненного цикла изделий;

• обеспечение поставки изделия в намеченный срок;

• использование достижений науки и техники для повышения техникоэкономических и улучшения эксплуатационных характеристик изделия;

• достижение требуемого качества изделий при минимальных затратах на изготовление и эксплуатацию;

• завоевание доверия Заказчиков и обеспечение стабильного материального и финансового положения предприятия на основе качества и конкурентоспособности производимого оборудования;

• сближение интересов всех работников предприятия в обеспечении качества продукции за счет материального и морального стимулирования качественной работы.



Рис. 12. Сертификаты соответствия производства ОАО «Турбоатом» требованиям международных стандартов

#### Литература

1. Брагинский Г.П. Некоторый опыт работы системы охлаждения турбины Р-100-300 / Г.П. Брагинский, Н.С. Чернецкий, Л.П. Сережкина // Теплоэнергетика. – 1973. – № 6. – С. 15-18.

2. Шубенко-Шубин Л.А. Особенности конструкций новейших паровых турбин большой мощности. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 136 с.

3. Паровая турбина К-300-240 XTГЗ / Под ред. Ю.Ф. Косяка. – М.: Энергоиздат, 1962. – 272 с.

4. Основные результаты создания и газодинамических исследований последней ступени турбин К-500 и К-1000/1500 / Я.И. Шнэе, Ю.Ф. Косяк, В.Н. Пономарев и др. // Теплоэнергетика. – 1978. – № 9. – С. 2-7.

© Субботин В.Г., Левченко Е.В., Швецов В.Л., 2009

УДК 621.165

# А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук, А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук, М.В. БУРЛАКА, аспирант

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

#### ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СЛОЖНОГО ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО НАВАЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВОЙ РЕАКТИВНОЙ ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ

Розглянута задача оптимізації складного тангенціального навалу кільцевої турбінної решітки реактивного типу. Викладена методика її рішення з використанням *CFD*-моделювання та планування чисельного експерименту. Приведено порівняння розрахункових характеристик оригінальної та модернізованої решіток.

The problem of optimization complex tangential bulk a blade rim of jet type is considered. The technique of its decision with use of *CFD*-modelling and planning of computing experiment is stated. Comparison of settlement characteristics of the initial and modernized blade rim is resulted.

#### Введение

С развитием вычислительной аэродинамики (*CFD*) появилась возможность более глубокого расчетного анализа потерь в пространственных решетках профилей и оптимизации их формы. Обзор современного состояния теории и практики проектирования проточной части осевых турбин и перспективы его развития сделан в [1]. Все еще высокая трудоемкость проведения *CFD*-расчетов требует тщательной формулировки оптимизационной задачи и выбора метода поиска оптимального решения с целью уменьшения варьируемых параметров и пробных точек. Приемлемой с точки зрения имеющихся вычислительных возможностей представляется постановка задачи оптимизации формы линии стекинга характерных точек профилей, образующих лопатку, без изменения формы самих сечений. Эта постановка дает возможность определить компромиссное соотношение между профильными и вторичными потерями в точке оптимума по интегральным потерям за счет локального искривления лопатки у торцевых образующих.

Процедуру такого искривления будем называть сложным навалом в отличие от обычного (простого) навала, при котором наклоняется вся лопатка с сохранением прямолинейности линии стекинга.

В данной статье рассмотрена достаточно упрощенная постановка задачи оптимизации навала с учетом смещения сечений только в тангенциальном направлении, которая, как будет показано ниже, дает возможность ограничиться двухпараметрическим представлением линии стекинга.

Для построения параметризованных расчетных сеток использован подход, описанный в [2]. Сечения лопаток кольцевой решетки составлены из реактивных профилей типа TC-1A [3].

#### Постановка задачи

Объектом оптимизации является параметрическая модель кольцевой турбинной решетки (b/l = 1,4), составленной из профилей TC-1A (t/b = 0,713). Варьируемые параметры представляют собой относительные смещения у корня и на периферии в окружном направлении, которые однозначно определяют форму пера лопатки.



Рис. 1. Кривая стекинга с параметрами ее искривления

На рис. 1 изображены три конфигурации кривой стекинга для трех сочетаний варьируемых параметров, на изображены а рис. 2 соответствующие этим кривым три лопатки. На рис. 2 лопатка 1 соответствует кривой стекинга 1, лопатки 2 и 3 соответствуют 2-й и 3-й кривой стекинга соответственно, изображенных на рис. 1. На рис. 1 и 2 параметры *У* у корня и на периферии совпадают, но в общем случае они не привязаны друг к другу. В ходе оптимизации изменялась только форма пера лопатки. Изменение заключалось в смещении сечений лопатки в окружном направлении относительно ИХ исходного Bce положения. остальные характеристики кольцевой турбинной решетки оставались неизменными. Для задания формы пера лопатки использовался метод с кривой Безье

четвертого порядка с ограничителем. Данный метод описан в работе [2]. Однако вместо параметра кривой Безье использовалась приведенная высота лопатки, что позволило исключить влияние параметров характеризующих изменение кривой по высоте и как следствие уменьшить количество параметров однозначно задающих форму кривой Безье четвертого порядка с 4-х до 2-х.

Эффективным способом сокращения числа расчетных точек при проведении вычислительного эксперимента, является его планирование [4]. Удобным инструментом являются планы, которые позволяют получить функцию отклика в виде полного квадратичного полинома, на основании которого в дальнейшем решается оптимизационная задача. В случае 2-х переменных такой план вырождается в полнофакторный трехуровневый эксперимент и требует вычисления 8 точек на границах области и 1 точку в центре плана. Данный план и методы его обработки были разработаны на кафедре НТУ «ХПИ», как дополнение к планам Бокса-Бенкена [5].



Рис. 2. Параметрическая модель лопатки (вид со стороны спинки)

Задача исследования заключается в нахождении такого сочетания параметров стекинга, при котором кольцевая турбинная решетка имеет минимальные интегральные потери кинетической энергии.

Граничные условия при проведении расчетных исследований были неизменными: на входе задавались заторможенное давление (97759,64 Па) и заторможенная температура (373,15 К), направление потока задавалось нормальным к входу в расчетную область, степень турбулентности задавалась 1 %; на выходе задавалось статическое давление (81861 Па). В качестве рабочего тела был выбран воздух. Данным граничным условиям соответствовало дозвуковое истечение из решетки с числом Маха на выходе около 0,5. Геометрия сечений исходной лопатки заносилась в программу *TOpGrid* [2], где производились деформация лопатки, построение расчетного объема, разбивка его на элементы и экспорт в универсальный формат *CGNS*. Выбор параметров сетки и методика проведения расчетов соответствовали рекомендациям работ [2, 6]. Для расчетов использовался *CFD*-решатель.

#### Методика и алгоритм проведения оптимизационного исследования

Для поиска оптимальных параметров, характеризующих сложный навал лопатки, предлагается следующая последовательность операций.

1. Создается план вычислительного эксперимента. В заданном диапазоне варьирования параметров, описывающих линию стекинга, находятся точки, в которых будут производиться расчеты.

2. Строятся лопатки, соответствующие параметрам точек плана, а также создаются расчетные области и сетки.

3. Определяются значения функции цели для каждого сочетания параметров. Для этого проводятся *CFD* расчеты и пост-процессинг результатов.

4. Строится полный квадратичный полином функции цели и находится его минимальное значение в заданном диапазоне варьируемых параметров.

5. При необходимости изменяется диапазон варьируемых параметров. В случае если минимум функции цели оказывается на границе диапазона варьирования параметров, последний смещается в сторону этой границы. Если минимум функции цели попадает внутрь диапазона, он сужается, а за новый центр диапазона принимается точка минимума функции цели.

После изменения диапазона повторяются пункты 1-5 до тех пор, пока минимальное значение функции цели не оказывается внутри диапазона варьирования, а ее расчетные значения не совпадают с заданной точностью с полученными на предыдущей итерации.

6. Контрольный расчет течения в оптимальной турбинной решетке для сравнения с результатами, полученными на последнем шаге.

#### Результаты оптимизационного исследования

С использованием предложенного алгоритма оптимальная форма лопатки заданной кольцевой турбинной решетки была найдена на шестом шаге уточнения диапазона варьирования параметров. Всего были просчитаны 54 конфигурации пера турбинной лопатки. В таблице 1 показаны лучшие значения варьируемых параметров и функции цели для каждого из этапов оптимизации.

Этап	Исх.	1	2	3	4	5	6
Диапазон <i>Y</i> <sub>s</sub>	0	0,02–0,18	0,16–0,25	0,25–0,38	0,38–0,73	0,73–1,58	0,65–0,94
Диапазон Y <sub>h</sub>	0	0,02–0,18	0,16–0,25	0,25–0,38	0,38–0,73	0,73–1,58	0,67–0,98
$Y_s$	0	0,18	0,25	0,38	0,73	0,73	0,77
$Y_h$	0	0,18	0,25	0,38	0,73	0,73	0,8
ς, %	4,4010	4,3360	4,3025	4,2506	4,1688	4,1688	4,1687

#### Таблица 1. История оптимизации

На этапах 1-5 оптимизации минимум функции цели попадает на границы диапазона варьирования параметров, причем на 4-м этапе функция минимальна на правой границе диапазона варьирования, а на 5-м – на левой. В результате после 6-го этапа, оптимальными значениями параметров оказались  $Y_s = 0,77$  и  $Y_h = 0,8$ .













изображены Ha рис. 3 изолинии функции цели в пространстве параметров У и *Y<sub>h</sub>*. Лини равных значений функции цели имеют не полную форму из-за того, что найденные значения функции распределены неравномерно и большинство из них находятся в окрестности линии  $Y_s = Y_h$ . Точки на рис. 3 отображают значения параметров  $Y_s$  и  $Y_h$  на каждом этапе оптимизационного исследования. Сопоставив рис. 3 и таблицу 1, можно увидеть, как выглядит история изменения Y<sub>s</sub> и Y<sub>h</sub>. Частичное заполнение расчетными точками изображенной области связано с большой трудоемкостью вычислений, И отсутствием возможности равномерно заполнить всю область. Тем не менее, проведенных расчетов достаточно для утверждать, того чтобы что область минимальных значений функции цели была находится вблизи найдена. Она центра исследуемой области. На рис. 3 видно, что области минимальных функция цели В значений изменяется незначительно, из чего следует, что есть некоторая свобода в выборе оптимальных значений Y<sub>s</sub> и Y<sub>h</sub>.

На рис. 4 изображены распределения коэффициента потерь кинетической энергии. Анализируя данные, представленные на рис. 4, можно объяснить причины снижения потерь в оптимальной решетке по сравнению с исхолной. Пики. характеризующие подковообразные вихри В оптимальной решетке стали менее выраженными, но несколько сместились в сторону ядра потока. В ядре потока потери увеличились, но в целом они меньше, чем В исходной решетке. Статическое давление осталось почти неизменным у корня и несколько уменьшилось на периферии.

На рис. 5 изображена оптимизированная турбинная лопатка. В таблице 2 приведены некоторые расчетные характеристики исходной и оптимизированной решеток. Обращает на себя внимание изменившийся расход и действительный угол выхода потока.

Изменение угла выхода потока и, как следствие, расхода связано с изменением структуры потока в решетке и с уменьшившимися потерями.

В результате можно утвердить, что предложенный метод позволил найти глобальный минимум функции. В тоже время следует отметить, что в оптимальной решетке изменился расход через решетку на 9 % в сравнении с расходом в исходной

решетке. Поэтому в дальнейшем при проведении оптимизации необходимо это учитывать и вводить ограничения на изменение расхода.

Величина	Расход, кг/с	<i>α</i> <sub>1д</sub> , град	$\zeta_{\text{полн}}, \%$
Исходная решетка	0,9936	10,11	4,4010
Оптимизированная решетка	1,0922	11,30	4,1687

Таблица 2. Характеристики исходной и оптимальной решеток

#### Выводы

На основании анализа процесса трехмерной оптимизации и его результатов можно сделать следующие выводы:

➤ Предложен алгоритм оптимизации сложного навала турбинных лопаток, основанный на теории планирования вычислительного эксперимента при определении значений параметров, задающих форму линии стекинга, который включает в себя построение параметризованных сеток, проведение *CFD* расчетов и многошаговый поиск оптимальных параметров с использованием функции отклика.

> Выбор диапазона варьирования параметров оптимизации существенно влияет на время поиска оптимальных значений.

▶ Функция коэффициента потерь кинетической энергии для исследуемой решетки имеет глобальный минимум с малой кривизной в области минимальных значений, что предоставляет некоторую свободу при формообразовании лопатки.

> Основной выигрыш по полным потерям происходит за счет уменьшения потерь от вторичных течений при некотором увеличении потерь в ядре потока.

> Алгоритм, сочетающий в себе *CFD*-анализ и планирование вычислительного эксперимента, показал свою работоспособность при проведении трехмерной оптимизации кольцевых реактивных турбинных решеток, обеспечивая существенную экономию машинного времени.

#### Литература

1. Бойко А.В. Оптимальное проектирование проточных частей осевых турбомашин – современное состояние / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – № 6. – С. 14-21.

2. Бойко А.В. Построение параметризованных сеток для трехмерной оптимизации турбинных лопаток / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 6-12.

3. Экспериментальное определение расходных и угловых характеристик решеток профилей С-1 соплового типа: Отчет о НИР № 311 (заключ.) / ХПИ; Руководитель М.Ф. Федоров. – Харьков, 1958. – 37 с.

4. *Адлер Ю.П.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

5. Усатый А.П. Оптимизация ЦВД мощных паровых турбин. Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1988. – 187 с.

6. Бойко А.В. О возможности замены физического эксперимента на плоской решетке турбинных лопаток вычислительным / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 36-43.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., Бурлака М.В., 2009

УДК 621.165

#### В.И. ГНЕСИН, д-р техн. наук, Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: <u>gnesin@ipmach.kharkov.ua</u>

#### ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СООТНОШЕНИЯ ЧИСЕЛ ЛОПАТОК СТАТОРА И РОТОРА НА НЕСТАЦИОНАРНЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК

З використанням чисельного методу розв'язання зв'язаної задачі нестаціонарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток проведено чисельний аналіз впливу співвідношення чисел лопаток статора і ротора на аеропружні характеристики лопатевих вінців. Показано, що вибір оптимального співвідношення чисел лопаток дозволяє суттєво зменшити нестаціонарні навантаження, діючі на робочі лопатки, та амплітуди коливань лопаток.

Using the numerical method for calculation of coupled problem of unsteady aerodynamics and elastic blade oscillations there performed the numerical analysis for influence of stator-rotor blade number ratio on aeroelastic blade row characteristics. There shown that choice of optimal blade number ratio allows to reduce critically the unsteady loads acting on the rotor blades, and the amplitudes of blade oscillations.

При проектировании или модернизации современных турбомашин повышенной удельной мощности и соответственно высокими аэродинамическими нагрузками чрезвычайно актуальной является проблема аэроупругого поведения лопаток и прогнозирования аэроупругой неустойчивости (флаттер, резонансные колебания). Особую важность эта проблема приобретает при разработке высоконагруженных компрессорных и вентиляторных венцов, а также последних ступеней паровых и газовых турбин, работающих в нерасчетных условиях.

Для исследования аэроупругого поведения лопаточных венцов в трехмерном потоке идеального или вязкого газа развиты подходы, основанные на решении связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток с использованием частично-интегрального метода [1–6].

В данной работе авторами с использованием предложенного численного метода [5, 6] интегрирования уравнений течения вязкого газа (осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса) и уравнений колебаний лопаток под действием нестационарных аэродинамических нагрузок (модальный подход) проведен численный анализ влияния соотношения чисел лопаток статора и ротора на аэроупругое поведение лопаточного венца.

Трехмерное нестационарное трансзвуковое течение вязкого газа через ступень осевой турбомашины описывается полной системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, представленной в интегральной форме законов сохранения для конечного объема  $\Omega$ , ограниченного поверхностью  $\sigma$  во вращающейся с постоянной угловой скоростью  $\omega$  системе координат [5]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega + \oint_{\sigma} \vec{F} \cdot \vec{n} d\sigma + \int_{\Omega} H d\Omega = \oint_{\sigma} \vec{R} \cdot \vec{n} d\sigma, \qquad (1)$$

где U – символический вектор консервативных переменных;  $\vec{F}$  и  $\vec{R}$  – символические векторы конвективных и вязких потоков, которые в декартовой системе координат для конечного объема  $\Omega$  с нормалью к боковой поверхности  $\vec{n}(\alpha_i, \beta_i, \gamma_i)$  (i = 1, 2, 3)

записываются в виде  $(\overline{F} \cdot \overline{n}) = (F_1, F_2, F_3), (\overline{R} \cdot \overline{n}) = (R_1, R_2, R_3); H - источниковый член в неинерциальной системе координат.$ 

Для расчета вязких потоков в уравнениях сохранения (1) применяется алгебраическая модель турбулентности, основанная на оригинальной двухслойной модели, развитой Себеси и Смитом [7] и модифицированной Болдвином и Ломаксом [8].

Динамическая модель колеблющейся лопатки в линейной постановке с использованием модального подхода описывается системой независимых обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [9]

$$\ddot{q}_i(t) + 2h_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \lambda_i(t), \qquad (2)$$

где  $q_i$  – модальный коэффициент *i*-й формы;  $h_i$  – коэффициент механического демпфирования *i*-й формы;  $\omega_i$  – собственная частота *i*-й формы;  $\lambda_i$  – модальная сила, соответствующая перемещению по *i*-й форме, которая рассчитывается на каждой итерации по мгновенному распределению давления на поверхности лопатки, равная

$$\lambda_i = \frac{\iint p \overline{U}_i \overline{n}^\circ d\sigma}{\iiint \rho \overline{U}_i^2 dv},$$

где p,  $\rho$  – давление и плотность на поверхности лопатки;  $U_i(x)$  – вектор перемещения лопатки по *i*-й форме.

Определив модальные коэффициенты  $q_i$  из системы дифференциальных уравнений (2), получим перемещение и скорость лопатки на каждой итерации в виде

$$u(x,t) = \sum_{i} U_{i}(x) q_{i}(t), \qquad \dot{u}(x,t) = \sum_{i} U_{i}(x) \dot{q}_{i}(t),$$

которые используются в качестве граничных условий для аэродинамической задачи.

Учитывая непериодичность потока в окружном направлении из-за колебаний лопаток под действием мгновенных аэродинамических сил, расчетная область в общем случае включает все лопатки направляющего аппарата (НА) и рабочего колеса (РК).

Расчетная область делится на две подобласти, содержащие НА и РК соответственно и имеющие общую часть в осевом зазоре. В каждой из подобластей геометрические и аэродинамические характеристики описываются в абсолютной или относительной системах координат, соответственно связанных с неподвижным направляющим аппаратом или вращающимся рабочим колесом.

Разностная сетка разбивается на  $(k_1 + k_2)$  – сегментов, где  $k_1$  и  $k_2$  – взаимно простые натуральные числа, пропорциональные числам лопаток статора  $z_1$  и ротора  $z_2$   $(z_1:z_2 = k_1:k_2)$ . Каждый сегмент включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу статора или ротора.

На рис. 1 показан фрагмент разностной сетки в корневом сечении турбинной ступени, содержащий по одному сегменту статора и ротора. Вся расчетная область включает  $k_1$  – межлопаточных каналов статора и  $k_2$  – межлопаточных каналов ротора, и имеет угловую протяженность в окружном направлении равную

$$T = \frac{2\pi}{z_1 - z_2} (k_1 - k_2).$$

Очевидно, что в каждый момент времени структура потока в турбинной ступени характеризуется периодичностью на угловом шаге *T*.



Рис. 1. Фрагмент разностной сетки в корневом сечении турбинной ступени

Каждый из сегментов расчетной области дискретизируется с использованием гибридной *H–O* сетки для каналов статора и ротора (см. рис. 1). При этом разностная сетка в канале статора и внешняя *H*–сетка в канале ротора остаются недеформируемыми в течение всего расчета, а внутренняя *O*–сетка канала ротора перестраивается на каждой итерации по заданному алгоритму в соответствии с перемещением колеблющейся лопатки.

Дискретная форма уравнений (1) получена с использованием разностной схемы Годунова-Колгана 2-го порядка точности [10], обобщенной на случай

произвольной пространственной деформируемой разностной сетки в виде [11]

$$\frac{1}{2\Delta t} \Big[ 3U^{n+1}\Omega^{n+1} - 4U_n\Omega_n + U_{n-1}\Omega_{n-1} \Big] + \Big[ (-Uw_n + F_1 - R_1)\sigma \Big]_{i+1} - \\ - \Big[ (-Uw_n + F_1 - R_1)\sigma \Big]_i + \Big[ (-Uw_n + F_2 - R_{21})\sigma \Big]_{j+1} - \Big[ (-Uw_n + F_2 - R_2)\sigma \Big]_j + \\ + \Big[ (-Uw_n + F_3 - R_3)\sigma \Big]_{k+1} - \Big[ (-Uw_n + F_3 - R_3)\sigma \Big]_k + H_n\Omega_n = 0.$$
(3)

Принимая, что нестационарные возмущения в потоке вызваны вращением рабочего колеса в неравномерном потоке и колебаниями лопаток под действием нестационарных аэродинамических сил, а поток на бесконечности перед направляющим аппаратом и за рабочим колесом содержит лишь малые отклонения от невозмущенного потока, полная система граничных условий в аэродинамической задаче может быть представлена в виде:

- на входе в ступень

$$T_0 = T_0(x, y), \quad p_0 = p_0(x, y), \quad \alpha = \alpha(x, y), \quad \gamma = \gamma(x, y), \quad d\left(\upsilon_3 - \frac{2a}{\lambda - 1}\right) = 0;$$

- на выходе за рабочим колесом

$$p = p(x, y), \quad dp - a^2 dp = 0, \quad d\upsilon_1 - (\omega^2 r - 2\omega\upsilon_2) dt = 0,$$
$$d\upsilon_2 + 2\omega\upsilon_1 dt = 0, \quad d\left(\upsilon_3 + \frac{2a}{\lambda - 1}\right) = 0.$$

На «твердых» стенках расчетной области задаются:

– условие «прилипания»  $\vec{v} = \vec{v}_w$ , где  $\vec{v}_w$  – скорость перемещения стенки в рассматриваемой системе координат;

– тепловой поток  $q_w$ , в частности, для адиабатической стенки  $q_w = 0$ ;

– соотношение для давления, полученное проектированием на нормаль к стенке уравнения сохранения импульса

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \operatorname{grad}_n \tau \; .$$

Переход решения от момента времени t к моменту  $t + \Delta t$  рассчитывается для каждого из лопаточных венцов (статор и ротор) с учетом их относительного положения и газодинамических параметров на предыдущем временном слое.

Шаг интегрирования  $\Delta t$  определяется из условия устойчивости разностной схемы (3) и может быть представлен в виде

$$\Delta t = \frac{\tau_{x_1} \cdot \tau_{x_2} \cdot \tau_{x_3}}{\tau_{x_1} \cdot \tau_{x_2} + \tau_{x_1} \cdot \tau_{x_3} + \tau_{x_2} \cdot \tau_{x_3}}, \qquad \tau_{x_i} = \frac{h_{x_i \min}}{\max(|\vec{\upsilon}_i| + a, a - |\vec{\upsilon}_0|)},$$

где *i* = 1, 2, 3; *a* – скорость звука.

Численная дискретизация задачи при интегрировании связанной системы уравнений (1), (2) заключается в параллельном решении на каждом шаге по времени аэродинамической и динамической задач с обменом результатов расчета каждой из задач на предыдущей итерации в качестве исходных данных на последующей итерации.

Сопоставление численных результатов, полученных предложенным методом, с экспериментальными данными для 4-й и 11-й стандартных конфигураций [1], а также с численными результатами других авторов [2, 4] показало удовлетворительное соответствие осредненных и нестационарных характеристик, как на расчетном, так и на нерасчетных режимах, характеризующихся скачком уплотнения и отрывным пузырем на стороне разрежения лопатки [12].

Одним из важнейших аспектов нестационарного аэродинамического взаимодействия статора и ротора с учетом колебаний лопаток является влияние соотношения чисел лопаток статора и ротора на нестационарные нагрузки и аэроупругое поведение рабочих лопаток.

В данной работе приводятся результаты численного исследования последней ступени паровой турбины мощностью 200 МВт с длиной рабочей лопатки L = 765 мм на номинальном режиме при различных соотношениях чисел лопаток статора и ротора:

– вариант А –  $z_1:z_2 = 42:96$  ( $k_1:k_2 = 7:16$ );

– вариант Б –  $z_1:z_2 = 66:96 (k_1:k_2 = 11:16);$ 

– вариант В –  $z_1:z_2 = 78:96$  ( $k_1:k_2 = 13:16$ ).

Параметры потока в номинальном режиме приняты:

– на входе в турбинную ступень  $p_0 = 12800 \text{ Па}, T_0 = 323 \text{ K};$ 

- на выходе за рабочим колесом  $p_2 = 2300 \Pi a \ (p_2/p_0 = 0, 18).$ 

Колебания рабочих лопаток определялись с учетом первых десяти собственных форм колебаний и механического демпфирования. Значения собственных частот и коэффициентов механического демпфирования по каждой из собственных форм приведены в таблице.

Таблица. Собственные частоты	и коэффициенты механическог	о демпфирования
------------------------------	-----------------------------	-----------------

Номер моды	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ν <sub>i</sub> , Гц	99	160	268	297	398	598	680	862	1040	1124
<i>h</i> <sub>i</sub> , Гц	0,149	0,304	0,62	0,8	1,23	2,1	2,65	3,7	4,89	5,73

На рисунках 2, 3 представлены графики изменения статического давления и относительной скорости (отнесенной к критической скорости) на входе в РК в окружном направлении в пределах углового шага зоны периодичности.

Как видно из графиков неравномерность в окружном распределении параметров существенно уменьшается с увеличением соотношения чисел лопаток от 20 % при соотношении  $z_1:z_2 = 7:16$  до 10 % при соотношении  $z_1:z_2 = 13:16$ .

Очевидно, что неравномерность в распределении параметров потока в окружном направлении является основной причиной возникновения нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на рабочие лопатки.

На рисунках 4, 5 представлены графики изменения нестационарных модальных сил, действующих на лопатку (первая и вторая собственные моды) в течение трех оборотов ротора для вариантов A, B (рисунки 4a, 4e, 5a, 5e – соответственно) и амплитудно-частотные спектры этих сил (рисунки  $4\delta$ , 4z,  $5\delta$ , 5z).



1 – вариант А; 2 – вариант Б; 3 – вариант В Рис. 2. Изменение статического давления в окружном направлении



1 – вариант А; 2 – вариант Б; 3 – вариант В Рис. 3. Изменение относительной скорости в окружном направлении



*а*, *б* – режим А; *в*, *г* – режим В Рис. 4. Изменение нестационарной модальной силы, соответствующей 1-й собственной форме колебаний лопатки



*а, о* – режим А; *в, с* – режим в Рис. 5. Изменение нестационарной модальной силы, соответствующей 2-й собственной форме колебаний лопатки

Характерным для всех вариантов является преобладающее присутствие в нестационарных нагрузках высокочастотных составляющих, кратных частоте вращения ротора ( $v \cdot z_1$ , где v – частота вращения ротора,  $z_1$  – число лопаток статора), и практически полное отсутствие низкочастотных составляющих, вызванных колебаниями лопаток. Основной вклад для каждой из собственных форм вносит первая высокочастотная гармоника, соответствующая времени перемещения ротора на один шаг статора (с частотой 2100 Гц для варианта A и с частотой 3900 Гц для варианта B).

Следует обратить внимание, что с увеличением числа лопаток НА резко уменьшаются (практически на 30%) как средние нагрузки, так и амплитуды высокочастотных гармоник. Это вызвано уменьшением неравномерности распределения параметров в окружном направлении в осевом зазоре за выходными кромками направляющих лопаток.

Движение лопаток под действием переменных аэродинамических сил в форме изменения модальных коэффициентов во времени (1-я, 2-я моды) и амплитудночастотные спектры колебаний лопаток для вариантов А, В представлены на рис. 6, 7.

Из графиков видно, что только 1-я форма вносит существенный вклад в движение лопаток. Колебания лопаток по первым двум формам приближаются к устойчивой форме автоколебаний с частотами ниже собственных на 15–20 %, в то время как колебания по старшим формам затухают. Амплитуды колебаний по всем формам уменьшаются на 20–25 % с увеличением числа лопаток НА. Следует подчеркнуть, что амплитуды колебаний лопаток с частотами близкими к собственным (автоколебания) значительно выше амплитуд вынужденных колебаний с частотами

кратными частоте вращения ротора ( $v \cdot z_1$ , где v – частота вращения ротора,  $z_1$  – число лопаток статора).













*а, б* – режим А; *в, г* – режим В Рис. 8. Перемещение периферийного сечения лопатки в окружном направлении



Рис. 9. Перемещение периферийного сечения лопатки в осевом направлении

Перемещения периферийного сечения рабочей лопатки в окружном, осевом направлениях и поворот относительно центра тяжести, а также амплитудно-частотные спектры для различных соотношений чисел лопаток статора и ротора приведены на рисунках 8–10. Колебания периферийного сечения являются устойчивыми, причем колебания в окружном направлении включают, в основном 1-ю форму, колебания в осевом направлении включают 1-ю и 2-ю формы, а во вращение основной вклад вносит 3-я форма колебаний (крутильные колебания). При переходе от варианта A ( $z_1:z_2 = 7:16$ ) к варианту B ( $z_1:z_2 = 13:16$ ) амплитуда поперечных колебаний периферийного сечения уменьшается на 20–25 %, амплитуда крутильных колебаний – в 5–6 раз.

Итак, увеличение соотношения чисел лопаток НА и РК от 7:16 к 13:16 приводит к снижению неравномерности распределения параметров в зазоре в окружном направлении и соответственно к уменьшению нестационарных нагрузок и амплитуд колебаний рабочих лопаток.



*а*, *б* – режим А; *в*, *г* – режим В Рис. 10. Поворот периферийного сечения лопатки около центра тяжести

#### Литература

1. *Bolcs A*. Aeroelasticity in Turbomachines – Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results / A. Bolcs, T.H. Fransson // Communication du LTAT-EPFL, Lausanne, Switzerland. – 1986. – No 13. – P. 174.

2. *Fransson T.H.* Viscous and Inviscid Linear/Nonlinear Calculations Versus Quasi-Three-Dimensional Experimental Data for a New Aeroelastic Turbine Standard Configuration / T.H. Fransson, M. Jöcker, A. Bölcs, P. Ott // ASME Journal of Turbomachinery. – 1999. – № 121. – P. 717-725.

3. *Gnesin V.I.* A numerical modelling of stator- rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades / V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski // Journal of Fluid and Structure. -2004. - N 19. - P. 1141-1153.

4. *Cinnella P.* A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity / P. Cinnella, P.De. Palma, G. Pascazio, M. Napolitano // Journal of Turbomachinery. – 2004. – V. 126. – P. 310-316.

5. *Gnesin V.I.* Numerical modelling of the 3d viscous flow through a vibrating turbomachine blade row / V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski // In book K.D. Papailiou, F. Martelli, M. Mann: Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference held in Athens-Greece. – 5-9 March 2007. – P. 1273-1284.

6. *Гнесин В.И.* Численный анализ аэроупругих характеристик турбинной ступени в трехмерном потоке вязкого газа / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 13-22.

7. *Cebeci T*. Analysis of Turbulent Boundary Layers / T. Cebeci, A.M. Smith // New York: Academic Press. – 1974. – 230 p.

8. *Baldwin B*. Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow / B. Baldwin, L. Lomax // AIAA Paper 78-0257. – 1978. – P. 1-45.

9. *Gnesin V*. A Coupled Fluid-Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines / V. Gnesin, R. Rzadkowski, L. Kolodyazhnaya // ASME 2000-GT-380, Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich, Germany, 8-11<sup>th</sup>, May. – 2000. – P. 1–9.

10. Годунов С.К. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

11. *Гнесин В.И.* Численный анализ нестационарных явлений в турбинной ступени с учетом колебаний лопаточных аппаратов / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Проблемы машиностроения. – 2002. – Т. 5, №1. – С. 20-28.

12. Гнесин В.И. Численный анализ самовозбуждающихся колебаний лопаточных венцов турбомашины в трехмерном потоке вязкого газа / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, А.Н. Слипченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 16-25.

© Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., 2009

УДК 621.165 : 532.6

#### В.А. ЯКОВЛЕВ, С.В. ЕРШОВ, д-р техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: <u>vershov@ipmach.kharkov.ua</u>, <u>vava@ipmach.kharkov.ua</u>

#### ОПТИМИЗАЦИЯ СТУПЕНЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ 3D МОДЕЛЕЙ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ

Описано підхід до аеродинамічної оптимізації просторової форми лопаток турбін на основі використання тривимірних моделей розрахунку в'язкої течії в лопаткових апаратах турбін. Оптимізаційні процедури містять у собі прямі методи локального пошуку, евристичні методи глобального пошуку, а також їхню гібридизацію. Представлено результати оптимізаційних досліджень газової турбіни. Отримані результати дозволяють поліпшити якість обтікання, зменшити втрати, підвищити ККД турбіни.

The approach of aerodynamic optimisation of a turbine blade 3D shape using the 3D flow computation model is described. The optimisation technique consists in direct methods of a local search and heuristic ones of a global search as well as their hybridisation. Results of the optimisation studies are presented for the gas turbine flowpath. The computational results demonstrate improved flow behaviour, reduced kinetic energy losses and increased turbine efficiency.

#### Введение

Одним из перспективных направлений по обеспечению более высоких характеристик проектируемых (или модернизируемых) турбин является использование пространственного профилирования лопаточных аппаратов и проточной части турбины в целом. Реализовать это можно путем привлечения современных методов вычислительной аэродинамики (CFD) для расчета потока в лопаточных аппаратах турбомашин и применения эффективных математических методов решения задач оптимизации [1–4].

В данной работе представлен подход к аэродинамической оптимизации лопаточных аппаратов турбин на основе использования трехмерных моделей расчета вязкого течения, а также приведены результаты выполненных оптимизационных исследований для двухступенчатой газовой турбины.

#### Постановка задачи и методы расчета

Задача оптимизации пространственной формы лопаток проточной части турбины, состоящей из одной или нескольких ступеней, формулируется следующим образом: найти максимум КПД турбины при ограничениях накладываемых на режим течения и изменяемые геометрические параметры. Изменение пространственной формы лопаток осуществляется за счет согласованного варьирования геометрических параметров плоских сечений, которыми задана лопатка. При этом выбираются не абсолютные значения параметров, а их относительные отклонения от исходной (базовой) конструкции. Для уменьшения количества варьируемых параметров принимается, что эти отклонения либо постоянные вдоль пера лопатки, либо распределены по линейному или квадратичному закону. Условие постоянства режима течения обеспечивается путем введения ограничения на изменение расхода рабочего тела.

В качестве инструментария для решения задачи пространственного профилирования используется разработанный в ИПМаш программный комплекс

Optimus-2. Он представляет собой интегрированную среду для проведения оптимизационных исследований и включает в себя математические методы как локальной (метод деформированного многогранника Нелдера-Мида [5], метод Торкзон [6]), так и глобальной оптимизации (генетический алгоритм [7]). Кроме того, реализован последовательный гибридный метод оптимизации, представляющий собой комбинацию генетического алгоритма и метода Нелдера-Мида.

Расчеты трехмерного течения выполняются с помощью CFD солвера FlowER [8], в котором реализована численная модель трехмерного вязкого течения, построенная на основе решения системы нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу [9]. Для моделирования турбулентных эффектов применяется двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера [10]. Численное решение системы дифференциальных уравнений выполняется с использованием неявной квазимонотонной ENO-схемы второго порядка аппроксимации.

#### Анализ исходной конструкции

В качестве объекта исследования рассмотрена проточная часть газовой турбины, являющейся частью газотурбинного двигателя. Она состоит из одноступенчатой турбины высокого давления (ТВД), одноступенчатой турбины низкого давления (ТНД) и стоек, конструктивно расположенных между ТВД и ТНД (рис. 1, 2). Геометрические и газодинамические характеристики ступеней турбины (как исходной конструкции, так и после оптимизации) даны в таблицах 1, 2.



Рис. 1. Общий вид проточной части газовой турбины



НА – направляющий аппарат; РК – рабочее колесо; С – стойка Рис. 2. Меридиональное сечение проточной части

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Для анализа исходной конструкции выполнен расчет трехмерного вязкого течения во всей проточной части турбины на достаточно мелкой сетке (сетке третьего уровня разбиения), с общим числом ячеек 2774016. Полученные значения выходных параметров (реактивности, эффективного угла выхода), а также КПД по ТВД и ТНД, приведены в таблицах 1, 2. В целом адиабатический КПД всей турбины исходной конструкции составил 83,54 %.

	Конструкция ТВД							
Параметр	Исхо,	дная	Оптими	зация 1	Оптимизация 2			
	Статор	Ротор	Статор	Ротор	Статор	Ротор		
Корневой угол установки, град	32,67	74,26	31,77	75,79	32,59	73,56		
Крутка лопатки, град	0,0	25,89	0,12	26,84	-0,64	33,79		
Относительная длина лопатки, $l/b^*$	0,44	0,79	0,44	0,85	0,44	0,85		
Относительный шаг решетки, <i>t</i> /b*	0,72	0,73	0,72	0,73	0,72	0,73		
Веерность решетки, $D_{cp}/l$	10,63	10,19	10,60	9,47	10,60	9,46		
Количество лопаток, <i>z</i>	19	34	19	34	19	34		
Угол выхода, $\alpha_{1 \rightarrow \phi}$ , $\beta_{2 \rightarrow \phi}$ , град <sup>*</sup>	17,26	25,64	18,02	24,00	17,61	22,97		
Реактивность, р	0,346		0,438		0,484			
Расход, <i>G</i> , кг/с	1,309		1,361		1,326			
Адиабатический КПД, <sub>дад</sub> , %	77,90		77,94		77,39			

Таблица 1. Геометрические и газодинамические характеристики Т	BД
газотурбинного двигателя	

по среднему сечению

Таблица 2. Геометрические и газодинамические характеристики ТНД	Į
газотурбинного двигателя	

	Конструкция ТНД							
Параметр	Исхо	дная	Оптими	зация 1	Оптимизация 2			
	Статор	Ротор	Статор	Ротор	Статор	Ротор		
Корневой угол установки, град	31,4	75,52	31,4	69,52	31,4	75,52		
Крутка лопатки, град	0,78	-38,08	0,78	-38,61	0,78	-49,18		
Относительная длина лопатки, $l/b^*$	0,81	1,97	0,81	1,97	0,81	1,97		
Относительный шаг решетки, <i>t</i> /b*	0,72	0,78	0,72	0,78	0,72	0,78		
Веерность решетки, $D_{cp}/l$	6,52	5,59	6,52	5,60	6,52	5,59		
Количество лопаток, <i>z</i>	23	44	23	44	23	44		
Угол выхода, $\alpha_{13\phi}$ , $\beta_{23\phi}$ , град <sup>*</sup>	18,91	26,94	18,91	21,64	18,91	22,02		
Реактивность, р	0,275		0,463		0,448			
Расход, <i>G</i> , кг/с	1,302		1,353		1,315			
Адиабатический КПД, <sub>дад</sub> , %	78,77		83,99		83,00			

по среднему сечению

#### ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Анализ течения показал, что в межлопаточных каналах рабочих колес как ТВД так и ТНД наблюдаются вторичные течения – в РК ТВД ближе к периферии, а в РК ТНД в области 0,1–0,5 высоты лопатки. Более интенсивные вторичные течения в РК ТНД (рис. 3*a*, 4*a*). В результате в этой зоне рабочей лопатки формируются более значительные потери кинетической энергии (рис. 5). По-видимому, это связано с резким раскрытием проточной части по втулке перед РК в меридиональной плоскости (см. рис. 2) а также неоднородностью поля параметров по высоте лопатки. Кроме того, данная конструкция характеризуется достаточно большим значением угла выхода потока из РК ТНД (рис. 6). Среднее значение абсолютного тангенциального угла выхода равно –31,43 градуса. Неосевое направление выхода потока из РК ТНД приводит к дополнительным потерям.



а – исходная конструкция; б – модифицированная конструкция (оптимизация 2)





а – исходная конструкция; б – модифицированная конструкция (оптимизация 2)

Рис. 4. Линии тока в прикорневой области межлопаточного канала рабочего колеса ТНД. Вид со стороны разрежения


— – исходная конструкция; –  $\times$  – оптимизация 1; – о – оптимизация 2 *a* – без учета потерь с выходной скоростью; *б* – с учетом потерь с выходной скоростью

Рис. 5. Потери кинетической энергии в РК ТНД





Рис. 6. Абсолютный тангенциальный угол выхода из РК ТНД

В результате проведенного анализа были сформированы направления улучшения данной конструкции:

– аэродинамическая оптимизация проточной части за счет изменения углов установки и крутки лопаток;

– применение пространственного профилирования лопаточных венцов направляющих аппаратов.

# Оптимизация ступеней газовой турбины

Для решения поставленных задач было проведено ряд оптимизационных исследований. Во всех исследованиях в качестве функции цели выбирался адиабатический КПД всей турбины. Расчеты течения (для определения функции цели) в процессе оптимизации выполнялись на сетках первого (45360 ячеек) и второго (346752 ячеек) уровней разбиения. Проверка полученного результата проводилась путем пересчета полученной в процессе оптимизации проточной части на сетке третьего уровня (2774016 ячеек). Особенностью данных исследований является оптимизация всей проточной части турбины (ТВД+стойки+ТНД).

Первое исследование (оптимизация 1) выполнялось с помощью метода Нелдера-Мида на грубой сетке первого уровня сеточного разбиения. Оптимизация проводилась по шести параметрам:

– угол установки лопатки (корневого сечения) для направляющих и рабочих лопаток ТВД и рабочих лопаток ТНД;

– крутка лопатки (угол поворота каждого сечения относительно корневого в плоскости сечения) для направляющих и рабочих лопаток ТВД и рабочих лопаток ТНД.

Изменение угла, характеризующего крутку лопатки, осуществлялось по линейному закону по высоте лопатки.

Помимо прямых ограничений на параметры для обеспечения постоянства режима течения накладывалось ограничение на изменение расхода рабочего тела в диапазоне  $\pm 5 \% (\pm 0,065 \text{ кг/c})$  от исходного.

Значения проектных параметров до и после оптимизации приведены в таблицах 1, 2. Наиболее существенно изменились параметры угла установки лопатки РК ТВД (на 1,53°) и угла установки лопатки РК ТНД (на –6,0°). Значение функции цели (КПД) достигло 85,64 % (увеличение на 2,5 %). Для РК ТНД потери кинетической энергии уменьшились по всей высоте лопатки (см. рис. 5). Абсолютный тангенциальный угол выхода потока из РК ТНД существенно уменьшился. Его среднее значение по высоте лопатки стало +5,1° (рис. 6).

Следующее исследование (оптимизация 2) выполнялась с помощью гибридного метода, построенного на базе последовательного подхода [11]. Множество параметров оптимизации такое же, как и в предыдущем исследовании. На первом этапе с помощью генетического алгоритма приближенно определялся глобальный экстремум целевой функции  $x_1^*$  (рис. 7*a*). Так как реализация генетического алгоритма требует большого количества вычислений функции цели, то на этом этапе солвер FlowER работал с достаточно грубой сеткой (первого уровня разбиения). На втором этапе значение оптимума уточнялось методом Нелдера-Мида. Этот этап выполнялся с использованием в солвере сетки второго уровня. Полученная оптимальная точка –  $x_2^*$  (рис. 7*b*).

В данном исследовании более всего изменились параметры крутки лопатки РК ТВД (на 7,9°) и крутки лопатки РК ТНД (на –11,1°). Значение функции цели (общий КПД турбины) достигло 85,17 % (увеличение на 1,95 %). Для РК ТНД потери кинетической энергии с учетом потерь с выходной скоростью в целом уменьшились по высоте лопатки (см. рис. 5), за исключением прикорневой области, где наблюдается небольшой рост потерь. Среднее значение абсолютного тангенциального угла выхода потока из РК ТНД  $\overline{\beta}_c = 0,23^\circ$  (см. рис. 6). Таким образом, направление выхода потока из ТНД стало очень близко к осевому направлению. Качество обтекания лопаток РК в

ступени ТВД несколько улучшилось за счет уменьшения интенсивности вторичных течений у корня и радиальных перетеканий в зазоре (рис. 36, 46).



 $x_1^*, x_2^*$  – точки оптимума

*а* – этап 1 (генетический алгоритм); *б* – этап 2 (метод Нелдера-Мида)



Необходимо отметить, что в проведенных исследованиях (оптимизация 1 и 2), были получены различные оптимальные решения. Это объясняется использованием различных уровней модели при расчете течения. Уровень применяемой численной модели определяется уровнем сеточного разбиения. Более высокий КПД турбины в варианте 1 получен за счет увеличения расхода через проточную часть при том же теплоперепаде (см. табл. 1, 2). При этом значение расхода в варианте 1 достаточно близко к границе допустимой области по ограничениям. В результате в качестве лучшего варианта был выбран вариант 2.

Помимо описанных исследований были проведены исследования по пространственному профилированию лопаток НА как ТВД так и ТНД с параметрами, характеризующими саблевидную форму лопаток. Однако положительных результатов эта группа исследований не дала. Длина лопаток НА ТВД достаточно мала и изменение параметров саблевидности не приводит к улучшению функции цели. Пространственное профилирование лопаток НА ТНД, в связи с малым зазором между стойками и НА, приводило к ухудшению обтекания стоек с образованием интенсивных вихрей.

#### Заключение

– Предложен подход к аэродинамической оптимизации пространственной формы лопаток турбин на основе трехмерных моделей расчета течения.

– С использованием 3D моделей расчета течения выполнен ряд оптимизационных исследований двухступенчатой турбины газотурбинного двигателя.

– В результате оптимизации турбинных ступеней улучшилось качество обтекания лопаточных аппаратов за счет уменьшения интенсивности вторичных течений, уменьшились потери кинетической энергии, повысился КПД турбины.

– Направление потока на выходе из РК ТНД стало близким к осевому направлению, что в свою очередь привело к уменьшению потерь с выходной скоростью.

#### Литература

1. *Torre A*. Latest Developments and Perspectives in the Optimised Design of LP Steam Turbines at ANSALDO / A. Torre, S. Cecchi // 7<sup>th</sup> European Conference on Turbomashinary Fluid Dynamics and Thermodynamics, Athens, Greece. – 2007. – P. 19–40.

2. *Demeulenaere A*. Three-dimensional inverse method for turbomachinery blading design / A. Demeulenaere, R.V. Braembussche // Computational Fluid Dynamics '96, Proceedings, 3rd ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conf., J.-A.Desideri et al., eds, John Willey & Sons Ltd, Chichester, West Sussex, England. – 1996. – P. 965–971.

3. *Lampart P.* Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine / P. Lampart, S. Yershov // Transactions of the ASME. Journal Engineering for Gas Turbines and Power. – 2003. – 125, No 1. – P. 385–390.

4. Бойко А.В. Аэродинамический расчет и оптимальной проектирование проточной части турбомашин / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

5. *Химмельблау Д*. Прикладное нелинейное программирование / Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 535 с.

6. *Torczon V.J.* Multi-Directional Search: A Direct Search Algorithm for Parallel Machines // A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements f or the Degree Doctor of Philosophy Approved, Rice University, Houston, Texas, 2004. – 114 p.

7. *Goldberg D.E.* Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company Inc, 1989. – 408 p.

8. *Сршов С.В.* Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER»: свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77; 19.02.96 / С.В. Єршов, А.В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 1996. – 1 с.

9. *Wilcox D.C.* Turbulence modeling for CFD / D.C. Wilcox. – 2nd ed. – DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998. – 537 p.

10. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – V. 32,  $N_{2}$  8. – P. 1598–1605.

11. *Haupt R.L.* Practical genetic algorithms / R.L. Haupt, S.E. Haupt. – 2nd ed. – John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2004. – 253 p.

© Яковлев В.А., Ершов С.В., 2009

УДК 621.165

# О.Н. СЛАБЧЕНКО<sup>\*</sup>, канд. техн. наук, М.В. ЗАЙЦЕВ<sup>\*</sup>, канд. техн. наук, А.Ю. КОЗЛОКОВ<sup>\*\*</sup>, инженер, А.Д. ЗОЛОТУХИН<sup>\*</sup>, инженер

<sup>\*</sup>Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина <sup>\*\*</sup>Харьковская «ТЭЦ-5», г. Харьков, Украина

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦНД ТУРБИНЫ Т-250/300-23,5 ХАРЬКОВСКОЙ ТЭЦ-5

Пропонується здійснювати оцінку ефективності роботи проточних частин ЦНТ парових турбін взагалі і зокрема ЦНТ турбіни T-250/300-23,5 з урахуванням умов експлуатації конкретного блока. На підставі такої оцінки можливі рекомендації щодо модернізації. При цьому оцінку економічності варіанту модернізації здійснювати по виробленню електроенергії, яке можна визначити, використовуючи інтегральні характеристики ступенів – витрату пари, теплоперепади і ККД у змінному режимі, отримані як експериментально, так і розрахунково.

It was proposed to carry out an estimation of the steam turbines flow paths efficiency for the low pressure cylinder in general and particularly for the low pressure cylinder of the T-250/300-23,5 steam turbine taking into account inherent operation conditions. Basing on such estimation it is possible to make recommendations for flow path modernization. Efficiency estimation for the each modernized variant should be developed basing on rate of the electrical energy generation. The rate can be determined by using the integrated characteristics of the turbine stages, i.e. mass flow rate, heat drop, performance factor in varying duty that were obtained as experimentally as well in calculations.

При нынешней структуре потребления электроэнергии в Украине уже и энергоблоки мощностью 300 МВт используются для покрытия переменной части графиков электрической нагрузки, при этом часто их мощность опускается до 40 % номинальной. В зависимости от системы охлаждения циркуляционной воды давление в конденсаторе турбин изменяется от 3 до 12 кПа. При малых нагрузках турбин и повышенных противодавлениях существенно нарушаются режимы работы ступеней ЦНД, в особенности последней и предпоследней ступеней, что приводит к снижению их экономичности и является причиной их переходов в режимы работы с поглощением мощности (вентиляционные режимы). В связи с этим оценка эффективности работы ЦНД является весьма актуальной, так как при конкретных условиях эксплуатации турбины может оказаться, что, например, за год эксплуатации турбины последние ступени могут поглощать больше электроэнергии, чем вырабатывать. Анализ работы турбины К-300-23,5 [1] на одной из электростанций с оборотной системой охлаждения показал, что демонтаж последних ступеней ЦНД приводит к существенной дополнительной выработке электроэнергии за год эксплуатации турбины, в связи с чем на 4-х турбинах были демонтированы последние ступени. Эксплуатация этих турбин без последних ступеней не вызывала никаких неприятностей уже несколько лет.

Для теплофикационных турбин условия работы последних ступеней определяются не только электрической нагрузкой и давлением в конденсаторе, но и величиной тепловой нагрузки. Кроме того, теплофикационные турбины, как правило, работают с оборотной системой охлаждения, что предопределяет большое сезонное изменение давления в конденсаторе. Эти обстоятельства в существенной мере увеличивают длительность вентиляционных режимов с большими по сравнению с конденсационными турбинами значениями поглощаемой мощности. Для турбин

Т-250/300-23,5 все это приводит к тому, что расход пара в ЦНД в процессе эксплуатации изменяется от 1 до 0,05–0,1 от номинального, а вентиляционная мощность ЦНД может превосходить 4 МВт, которая приходится в основном на последние ступени с длиной рабочих лопаток 940 мм (номера 31 и 40 в соответствии с заводской нумерацией). В малорасходных режимах мощность вентиляции одной такой ступени при давлении в конденсаторе около 7 кПа превышает 1,3 МВт. Поэтому известные [2–4] предложения по модернизации ЦНД в основном касаются последних ступеней.

С целью снижения мощности вентиляции, расширения диапазона турбинных режимов последних ступеней и уменьшения расхода пара на охлаждение ЦНД в [2] предлагается осуществлять замену штатных последних ступеней на ступени с длинами рабочих лопаток 830 мм или 660 мм (двухступенчатое исполнение одного потока ЦНД). Здесь же рассматривается и вариант проточной части с удаленными штатными рабочими лопатками последней ступени. По результатам промышленных испытаний штатного ЦНД и ЦНД с демонтированными рабочими лопатками 31 и 40 ступеней на ТЭЦ-23 АО «Мосэнерго» [3] сделан вывод, что при работе турбины Т-250/300-23,5 без рабочих лопаток последних ступеней в теплофикационном режиме 8 мес. в году и 4 мес. в конденсационном режиме достигается ощутимый экономический эффект. Здесь же указывается, что эксплуатация турбины без рабочих лопаток последних ступеней не вызвала никаких проблем в течение первого года работы. В [2, 3], как и в работе [4], при сравнении эффективности предлагаемых вариантов модернизации ЦНД принимались во внимание типовые теплофикационные и конденсационные режимы по данным завода-изготовителя без учета действительных графиков изменения электрической, тепловой нагрузки и давления в конденсаторе.

Для принятия решений по модернизации ЦНД важна достоверность техникоэкономических расчетов, основа которых – энергетические характеристики ступеней в переменном режиме и достоверная оценка параметров и режимов работы конкретного блока.

Для определения реальных графиков электрической и тепловой нагрузок турбины Т-250/300-23,5 Харьковской ТЭЦ-5 и оценки эффективности работы ступеней ЦНД при помощи информационно-вычислительного комплекса (ИВК) с 01.11.2006 г. по 01.11.2007 г. с интервалом в 2 часа были зарегистрированы 2987 режимов, в каждом из которых измерялись 18 параметров, значения которых в указанном интервале времени принимались постоянными. Измерения проводились штатными приборами информационно-вычислительного комплекса в реальных режимах работы блока. В проанализированных режимов были 1000 конденсационных и 1987 числе теплофикационных. При этом оказалось, что в конденсационных режимах с общим временем работы 2000 час. турбина с мощностью, близкой к номинальной (250-275 МВт), работала всего 3,8 % общего времени, а основное время, около 89 %, работала с нагрузкой 140-150 МВт. Время работы в конденсационных режимах с давлением в конденсаторе в пределах 0,0083-0,0103 МПа составляло 66 %, а при расчетном давлении в конденсаторе турбина работала всего 2 % общего времени. В теплофикационных режимах 65 % времени приходится на режимы с тепловой нагрузкой 580-840 ГДж/ч, что составляет от 40 до 60 % от номинальной. Время работы в теплофикационных режимах с электрической нагрузкой, близкой к номинальной, составило 33,4 %, а с нагрузкой 150-170 МВт около 32 % общего времени.

Известно [5], что безразмерные характеристики переменного режима работы конкретной ступени могут быть представлены в зависимости от относительного

объемного расхода пара за ступенью  $\overline{GV}_2 = \frac{GV_2}{(GV_2)_{\eta_{oi} \max}}$ , где  $GV_2$ ,  $(GV_2)_{\eta_{oi} \max}$  –

объемные расходы пара в переменном режиме и режиме при максимальном КПД; *G* – расход пара, *V*<sub>2</sub> – удельный объем за ступенью.

Для всех ступеней ЦНД (29-й, 30-й, 31-й) были рассчитаны зависимости  $\overline{\eta}_{oi} = f(\overline{GV}_2)$  и  $\overline{h}_0 = f(\overline{GV}_2)$ , где  $\overline{\eta}_{oi} = \frac{\eta_{oi}}{\eta_{oi_{\max}}}$  и  $\overline{h}_0 = \frac{h_0}{h_{0\eta_{oi_{\max}}}}$ .

Расчет проводился по одномерной теории с учетом данных испытания ступеней с малым отношением  $D_{cp}/l$  в переменных режимах [6] (рис. 1, 2),



Штатным ИВК блока измерение расхода в ЦНД не предусмотрено. Определение возможно по расчетной характеристике завода-изготовителя,  $G_{\text{IIH}}$ которая представляет собой зависимость расхода пара в ЦНД от расхода в голову турбины G<sub>0</sub> при различных тепловых нагрузках Q,  $G_{IIHJ} = f(G_0, Q)$ . Учитывая высокую точность измерения мощности N турбины, оценка достоверности измерения G<sub>0</sub> проведена путем сравнения зависимости  $G_0 = f(N)$ , полученной по замеренным значениям параметров с заволской характеристикой на конденсационных режимах. Как видно из рис. 3. линия регрессии, полученная по результатам замеров, близка к заводской характеристике. Несколько повышенный расход по данным измерений является следствием износа оборудования.

Соответствие характеристики  $G_{\text{ЦHД}} = f(G_0, Q)$  для конденсационных режимов условиям эксплуатации показано на рис. 4, где для режимов с одинаковой мощностью турбины представлены расходы пара в ЦНД, определенные по характеристике  $G_{\text{ЦНД}} = f(G_0)$  и соответствующие этой же мощности значения давления на входе в ЦНД, определенные по результатам измерения давлений в отборе на ПГС-1 ( $P_{\text{H}}$ ), которые можно считать равными давлениям на входе в ЦНД. Линия регрессии этих данных близка к расчетным значениям давлений и совпадает с заводской зависимостью  $G_{\text{ЦНД}} = f(P_0 \text{ цнд})$ . Аналогичные данные для теплофикационных режимов представлены на рис. 5. Здесь же представлена и зависимость  $G_{\text{ЦНД}} = f(P_0 \text{ цнд})$  для конденсационных режимов.





Область режимов co значениями параметров правее И ниже характеристики конденсационных режимов свидетельствует о том, что на теплофикационных режимах при одном и том же давлении пара перед ЦНД Роцнд расход пара больше, чем в конденсационных, чего не может быть. Это говорит о том, что в реальных эксплуатации условиях существуют неучтенные расходы пара и потоки Поэтому использование тепла. характеристики  $G_{\text{IIH}\Pi} = f(G_0, Q)$ для определения G<sub>ШНЛ</sub> на теплофикационных режимах нецелесообразно.





Более точно можно рассчитать расход пара  $G_{\text{ЦНД}}$  в теплофикационных режимах, если известна расходная характеристика ЦНД  $G_{\text{ЦНД}} = f(P_{0 \text{ ЦНД}}, t_{0 \text{ ЦНД}}, \overline{\delta})$ . Здесь  $P_{0 \text{ ЦНД}}$  и  $t_{0 \text{ ЦНД}}$  – давление и температура пара перед поворотной регулирующей диафрагмой (РД), а  $\overline{\delta}$  – степень открытия диафрагмы,  $\overline{\delta} = \frac{\delta}{\delta_{\text{max}}}$ . Температура  $t_{0 \text{ ЦНД}}$  мало отличается от измеренной температуры в нижнем отборе  $t_{\text{H}}$  и может быть принятой

равной последней. Известны результаты расчета пропускной способности ЦНД с регулирующими диафрагмами (РД), приведенные в [7] и основанные на экспериментальных данных [8]. Однако исследованные авторами режимы относятся к малому диапазону открытия РД ( $\overline{\delta} > 0,15$ ) и к малым перепадам давления на них, ( $\varepsilon = P_1/P_{BX} > 0,3$ ). Здесь у авторов  $P_1$  – давление за, а  $P_{BX}$  – перед соплами регулирующей диафрагмы. В настоящей работе с целью расширения диапазона  $\overline{\delta}$  и  $\varepsilon$  по методике [9] были выполнены расчеты течения вязкой сжимаемой жидкости в каналах РД 29 ступени. Схемы расчетного канала и течения в каналах решетки приведены на рис. 6, где  $\delta_{max}$  – ширина канала полностью открытой диафрагмы, δ – ширина канала на входе частично открытой диафрагмы, 1 – поворотное кольцо, 2 – направляющие лопатки.



Рис. 6. Канал (а) и схема течения в канале регулирующей диафрагмы (б)

Зависимость коэффициента расхода  $\mu$  от степени открытия диафрагмы  $\delta$ , полученная в результате расчета, представлена на рис. 7. Здесь же приведены значения коэффициента расхода  $\mu$ , рассчитанные по методике [9] с использованием экспериментальных данных [8]. Как видно, расхождение данных невелико. Полученная зависимость  $\mu = f(\overline{\delta})$  была использована для определения расходной характеристики ЦНД.

На рис. 8 представлены расчетные значения расхода пара  $G_{\text{ЦНД}}$  по измеренным давлениям  $P_{0 \text{ ЦНД}}$  и  $\overline{\delta}$ . В отличие от рис. 4 здесь отсутствует область, в которой при одних и тех же  $P_{0 \text{ ЦНД}}$  расходы пара на теплофикационных режимах оказываются больше, чем на конденсационных режимах. Здесь необходимо отметить, что расчет расхода пара в ЦНД по его расходной характеристике наиболее представителен, т.к. в этом случае исключаются практически все факторы, снижающие достоверность определения расхода  $G_{\text{ЦНД}}$  другими способами. Это включение и выключение регенеративных подогревателей, отборов пара на собственные нужды, тепловая инерционность ПГС-1, погрешности, связанные с измерениями большого количества параметров для расчета тепловых балансов и т.д.



При определении расхода в ЦНД по расходной характеристике большое значение имеет достоверность измеренных давлений пара перед ЦНД  $P_{0 \text{ цнд}}$ .

Достоверность измерений подтверждается тем (рис. 9), что линия регрессии измеренных данных на конденсационных режимах проходит через точку заводского расчета (300 МВт; 0,094 МПа).



В расчетах за удельный объем последней ступенью пара за принимался удельный объем в конденсаторе который  $V_{\kappa}$ определялся двумя способами. В режимах работы, когда последняя работает турбинных ступень В режимах, удельный объем  $V_{\kappa}$ определялся по давлению на линии насыщения измеренной по температуре в переходном патрубке конденсатора. В вентиляционных режимах температура в переходном патрубке оказывается выше температуры насыщения В конденсаторе, и в этих режимах за давление в конденсаторе  $P_{\kappa}$  принималось давление, измеренное датчиками давления.

Как уже отмечалось, критерием эффективности работы ЦНД является количество выработанной электроэнергии в течение промежутка времени, по истечении которого условия эксплуатации повторяются. За такой промежуток, как правило, принимают календарный год. При этом предполагается, что годовые графики электрической и тепловой нагрузки и климатические условия региона изменяются от года к году мало.

Величина выработанной электроэнергии одним потоком ЦНД турбины T-250/300-23,5

$$A = \sum_{i=1}^{n} \left[ \left( N_{29_i} + N_{30_i} + N_{31_i} \right) \cdot \Delta t_i - \left( N_{\hat{a}_{29_i}} + N_{\hat{a}_{30_i}} + N_{\hat{a}_{31_i}} \right) \cdot \Delta t_i \right].$$

Здесь N<sub>29i</sub>, N<sub>30i</sub>, N<sub>31i</sub> – мощности ступеней в турбинном режиме в интервале времени  $\Delta t_i$ , а  $N_{\hat{a}_{29_i}}, N_{\hat{a}_{30_i}}, N_{\hat{a}_{31_i}}$  – мощности вентиляции, n – число режимов, для которых

измеренные значения параметров принимаются постоянными в интервале  $\Delta t_i$ .

Мощность ступеней в турбинных режимах в каждый момент времени

$$N_i = G_i \cdot \eta_{oi}(GV_i) \cdot h_0(GV_i),$$

а мощность вентиляции [10]

$$N_{\hat{\mathbf{a}}} = \frac{1}{2} \cdot \tilde{N} \left( \overline{GV}_2, \frac{l}{D_{\tilde{\mathbf{n}}\delta}}, \frac{B_{\tilde{\mathbf{n}}\delta}}{D_{\tilde{\mathbf{n}}\delta}} \right) \cdot \frac{\pi \cdot D_{\tilde{\mathbf{n}}\delta} \cdot l}{V_2} \cdot U_{\tilde{\mathbf{n}}\delta}^3 \,.$$

Величина выработанной электроэнергии одного потока ЦНД с удаленными рабочими лопатками последней ступени

$$A_{1} = \sum_{i=1}^{n} \left[ \left( N_{29_{i}} + N_{30_{i}} \right) \cdot \Delta t_{i} - \left( N_{\hat{a}_{29_{i}}} + N_{\hat{a}_{30_{i}}} \right) \cdot \Delta t_{i} \right].$$

Удаление лопаток последней ступени уменьшает годовую выработку в конденсационных режимах на величину, эквивалентную средней за год мощности 3335,5 кВт. В теплофикационных режимах уменьшение мощности составляет около 1954,1 кВт. Всего за год недовыработка электроэнергии эквивалентна уменьшению мощности на 2415,8 кВт.

Таким образом, при работе турбины T-250/300-23,5 по зафиксированным графикам тепловой и электрической нагрузок демонтаж рабочих лопаток последних ступеней нецелесообразен. Хотя уже даже незначительные повышения тепловой нагрузки или снижение электрической нагрузки могут привести к тому, что последние ступени будут больше поглощать энергии, чем вырабатывать, так как уменьшение мощности ЦНД при работе без рабочих лопаток ступеней уже составляет меньше 5 % от номинальной мощности ЦНД.

Изложенная методика расчета выработки электроэнергии ЦНД позволяет более точно оценить пережог топлива, связанный с отклонением во время эксплуатации фактического давления в конденсаторе  $P_{e}^{\hat{o}}$  от нормативного  $P_{e}^{i}$ . Величина пережога топлива является важным показателем, который используется не только для расчета энергетических показателей оборудования, а также и для оценки эффективности работы конденсационной установки. В соответствии с нормативными энергетическими характеристиками (НЭХ) турбины T-250/300-23,5 пережог топлива определяется по формуле

$$B = \frac{1,866 \cdot 8,8 \cdot \left(D_{\hat{e}}^{\hat{0}} - D_{\hat{e}}^{\hat{i}}\right) \cdot \dot{A}}{N \cdot q \cdot \eta_{\hat{e}\hat{i}\hat{o}\hat{e}\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}\hat{o}\hat{o}\hat{i}}},\tag{1}$$

где 1,866 – поправка на вакуум, МВт/кПа; 8,8 – средний удельный расход тепла на выработанную единицу электроэнергии, ГДж/(МВт·ч);  $P_{e}^{\delta}$  и  $P_{e}^{i}$  – соответственно осредненные фактическое и нормативное давления в конденсаторе, кПа; *A* – количество выработанной электроэнергии, МВт·ч; *N* – средняя мощность турбины за рассматриваемый период, МВт; *q* – теплотворная способность тонны условного топлива, *q* = 29,3 ГДж/т.у.т;  $\eta_{eioea}^{a\delta oooi}$  – КПД котла брутто.

Как указывается в НЭХ, приведенная формула используется для расчета пережога топлива для конденсационных и теплофикационных режимов работы турбины. Однако, как показывают результаты расчета, в теплофикационных режимах при малых расходах пара в ЦНД поправка на вакуум значительно меньше и достигает 0,4 МВт/кПа. В этих же режимах снижается и удельный расход тепла, достигая значений около 5,8 ГДж/(МВт·ч). Поэтому при одинаковой разнице  $P_{e}^{\delta}$  и  $P_{e}^{i}$  величина пережога топлива на теплофикационных режимах, особенно при малых  $\overline{\delta}$  может быть почти в 7 раз меньше, чем на конденсационных режимах.

Указанные выше недостатки исключаются, если за выбранный достаточно небольшой (1 - 2 часа) интервал времени  $\Delta t_i$  пережог рассчитывать по формуле

$$B_{i} = \frac{q_{\dot{y}i} \cdot \left(N_{i}^{\delta} - N_{i}^{i}\right) \cdot \Delta t_{i}}{q \cdot \eta_{i}^{\dot{a}\dot{0}\dot{c}\dot{c}\dot{a}}},$$
(2)

где  $q_{\dot{y}i}$  – удельный расход тепла на выработанную единицу электроэнергии, ГДж/(МВт·ч);  $N_i^{\hat{o}}$  и  $N_i^{\hat{i}}$  – соответственно мощности ЦНД при фактическом и нормативном давлении в конденсаторе. Величина пережога топлива за отчетный период будет равна

$$B_{\mathbf{i}} = \sum_{i=1}^n \hat{A}_i \; .$$

# Литература

1. Зайцев М.В. Выбор варианта модернизации энергоблоков К-300-240 Зуевской и Змиевской ГРЭС / М.В. Зайцев, О.Н. Слабченко, А.А. Алехин, А.Г. Чупыра // Энергетика и электрификация. – 1996. – № 6. – С. 11-14.

2. Симою Л.Л. Повышение эффективности работы турбоустановки Т-250/300-240 путем модернизации ЦНД / Л.Л. Симою, В.Ф. Гуторов, В.П. Лагун, Г.Д. Баримберг // Теплоэнергетика. – 2005. – № 11. – С. 68-74.

3. Зарянкин А.Е. Оценка целесообразности работы теплофикационной турбины Т-250/300-240 без последней ступени в ЦНД / А.Е. Зарянкин, Н.А. Зройчиков, Г.В. Ермолаев, О.М. Фичоряк // Теплоэнергетика. – 2005. – № 6. – С. 14-18.

4. Костюк А.Г. Об условиях перевода паровой турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в режим работы без рабочих лопаток последней ступени / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 23-30.

5. Самойлович Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М Трояновский – М.: Энергоиздат, 1982.

6. Шапиро Г.А. Результаты натурных исследований переменных режимов работы ЧВД теплофикационной турбины / Г.А. Шапиро, В.П. Лагун, Л.Л. Симою // Теплоэнергетика. – 1976. – № 10. – С. 31-33.

7. *Симою Л.Л.* Расчет переменных режимов ЧНД теплофикационных паровых турбин / Л.Л. Симою, М.С. Индурский, Е.И. Эфрос // Теплоэнергетика. – 2000. – № 2. – С. 16-20.

8. Дейч М.Е. Исследование регулирующих поворотных диафрагм отопительного отбора турбин 25–100 МВт / М.Е. Дейч, Л.Г Шейнкман // Теплоэнергетика. – 1976. – № 10. – С. 31-33.

9. Слабченко О.Н. Результаты расчета течения в каналах регулирующей поворотной диафрагмы теплофикационной турбины / О.Н. Слабченко, Д.В. Кирсанов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 73-75.

10. Дейч М.Е. Исследования и расчеты паровых турбин / М.Е. Дейч, Б.М. Трояновский. – М.: Машиностроение, 1964.

11. Шнеэ Я.И. Экспериментальное исследование частичных режимов работы турбинной ступени / Я.И. Шнеэ, В.Н. Пономарев, Л.Н. Быстрицкий // Энергомашиностроение. – 1977. – С. 10-14.

© Слабченко О.Н., Зайцев М.В., Козлоков А.Ю., Золотухин А.Д., 2009

УДК 621.165 : 532.6

### В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук, Н.В. ПАЩЕНКО, А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук

#### Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина

### ВЛИЯНИЕ ВАКУУМА ЗА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНЬЮ НА ПРОСТРАНСТВЕННУЮ СТРУКТУРУ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Представлено результати чисельного дослідження просторової структури потоку тривимірної в'язкої течії в останньому ступені ЦНТ парової турбіни К-200-130 на режимах близьких до номінального і режимах, що супроводжуються відривними явищами (привтулочний відрив за робочим колесом, відриви в міжлопатковому каналі робочого колеса). Дослідження проведене за допомогою програмного комплексу *FlowER*. Виконано порівняння результатів розрахунків з експериментом. Отримано задовільний збіг експериментальних і чисельних даних.

The results of numeral research of spatial structure of 3D viscous flow through the last stage of the low-pressure cylinder of 200 MW steam-turbine on the nominal regime and regimes with flow separation phenomena are presented. Research is carried out using the software *FlowER*. The results of calculations are compared with the experimental data. Numeral results and experimental data are in the good agreement.

#### Введение

Паровые турбины энергоблоков ТЭС и ТЭЦ Украины эксплуатируются в широком диапазоне изменения давления в конденсаторе. Работа последней ступени паровой турбины в части низкого давления при существенном уменьшении объемного расхода по сравнению с расчетным режимом сопровождается возникновением привтулочного отрыва потока [1–3]. Этот процесс сопровождается не только увеличением потерь в ступени, но и повышением динамических напряжений в рабочих лопатках.

Большая часть исследований отрывных явлений как в отдельных турбинных ступенях [4, 5], так и составе ЦНД [2] выполнялись с помощью физического эксперимента, по результатам которого сложно детально проанализировать процесс возникновения и развития области отрыва.

Цилиндры низкого давления эксплуатирующихся в Украине паровых турбин мощностью 200 МВт имеют четыре ступени, причем наиболее устаревшие из них выполнены с последней ступенью Баумана. Существуют проекты нескольких вариантов ЦНД с тремя ступенями [6], в которых на последней ступени срабатывается больший тепловой перепад (по сравнению с четырехступенчатой конструкцией), что приводит к уменьшению эффективности работы турбины при низких значениях давления в конденсаторе (от 5 кПа и ниже).

Целью исследования является изучение и анализ привтулочных отрывных явлений в последней ступени ЦНД паровой турбины, с помощью средств математического моделирования газодинамических процессов течения вязкой среды в лопаточных аппаратах турбоустановок [7].

В статье представлены результаты численных исследований, трехмерных вязких течений в последней ступени цилиндра низкого давления.

## Объект исследования

В качестве объекта исследования рассмотрена разработанная ХЦКБ «Энергопрогресс» двухпоточная трехступенчатая проточная часть ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт с длиной рабочей лопатки последней ступени L = 755 мм [6]. Основные геометрические характеристики последней ступени представлены в таблице 1.

Параметр	HA	РК
Относительная длина лопатки – <i>l/b</i> *	3,42	6,95
Относительный шаг решетки – <i>t/b</i> *	0,77	0,59
Веерность решетки – $D_{cp}/l$	3,1	2,95
Число лопаток – Z, шт	42	94
Эффективный угол выхода потока – $\alpha_{13\phi}$ , $\beta_{23\phi}$ , градус	14,8	31,61

Таблица 1. Геомет	грические характеристи	си последней ступени
-------------------	------------------------	----------------------

на среднем диаметре

#### Метод расчета течения

Расчеты трехмерных вязких течений выполнены с использованием программного комплекса *FlowER* [8], предназначенного для исследования течений в проточных частях турбомашин, в котором реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера, неявная квазимонотонная ENO-схема повышенной точности [7, 9].

#### Результаты исследования

В исследуемом ЦНД последняя ступень работает во влажном паре. При выполнении расчетов использовалось уравнение состояния Таммана с постоянными коэффициентами теплоемкости, которое не учитывает фазовый переход рабочего тела. Поэтому все приведенные результаты численного эксперимента не включают потери от влажности.

Последняя ступень ЦНД во всем диапазоне режимов работы находится в режиме «запирания», из-за чего параметры потока перед ней практически не зависят от величины вакуума в конденсаторе. В качестве газодинамических исходных данных для расчетов задавались: на входе в ступень – полное давление, полная температура и угол натекания потока, на выходе – статическое давление. Расчеты выполнены на сетках размерностью 2×80×72×88 (~1 млн) ячеек.

Расчеты проведены для 4-х значений давления в конденсаторе: режим № 1 –  $P_{\text{вых}} = 3,5 \text{ кПа}$ , режим № 2 –  $P_{\text{вых}} = 5 \text{ кПа}$ , режим № 3 –  $P_{\text{вых}} = 8 \text{ кПа}$ , режим № 4 –  $P_{\text{вых}} = 12,3 \text{ кПа}$ . Параметры потока пара на входе в последнюю ступень и на выходе из нее приведены в таблице 2.

Понижение давления  $P_2$  за ступенью, связанное с углублением вакуума приводит к существенному повышению степени реактивности на среднем радиусе, но слабо влияет на изменение массового расхода пара через ступень (табл. 2). При повышении  $P_2$  степень реактивности у корня становится отрицательной на 3-х режимах – от  $P_2 = 5$  кПа и выше (режимы № 2–4).

При уменьшении  $P_2$  повышаются потери с выходной скоростью. В зависимости от значения  $P_2$  мощность ступени изменяется в 1,9 раза.

Πορογοτρι	Режим			
Параметры	<b>№</b> 1	Nº 2	<u>№</u> 3	<u>№</u> 4
на входе в ступень				
Полная температура, К	360,4			
Полное давление, кПа	27,8			
на выходе из ступени				
Массовый расход, кг/с	53,49	54,40	54,45	54,39
Объемный расход $Gv_2$ , м <sup>3</sup> /с	2508,7	1494,8	984,1	659,2
Относительный объемный расход $\overline{Gv_2}$	1,678	1,0	0,658	0,441
Температура, К	295,1	297,6	312,6	329,1
Давление, кПа	2,83	5,0	8,0	12,46
Потери кинетической энергии в ступени, %	10,57	11,99	10,22	9,79
Потери в ступени с учетом потерь с выходной скоростью, %	42,68	26,17	20,15	25,05
Реактивность на среднем радиусе	0,562	0,437	0,338	0,268
Реактивность у корня	0,1	-0,1	-0,14	-0,18
Мощность ступени, МВт	10,81	10,63	8,82	5,61
Внутренний КПД ступени без учета потерь с выходной скоростью, %	89,43	88,01	89,78	90,21
Внутренний КПД ступени, %	57,32	73,83	79,85	74,95

Таблица 2. Интегральные характеристики последней ступени ЦНД

Визуализация картины течения при различных противодавлениях приведена на рисунках 1-3. Видно, что проведенное численное исследование хорошо отражает физические процессы, связанные с изменением  $Gv_2$ , описанные в ряде ступеней с малым экспериментальных исследований турбинных втулочным отношением [4, 5] и нашедшие отражение в монографиях и учебной литературе [1-3], а именно появление отрывного течения у корневой части ступени и его развитие при снижении вакуума.

Течение в ступени является практически безотрывным у втулки при значениях  $P_2$  ниже 5 кПа (режимы № 1 и 2). Как видно из рис. 1 заполнение рабочей средой лопаточных каналов как по высоте лопаток в направляющем и рабочем аппаратах, так и по ширине каналов соответствует условиям безотрывного течения. В среднем сечении канала, сформированного рабочими лопатками (рис. 1, 2) на входе у выпуклой стороны профиля наблюдается слабый локальный отрыв потока от профильной части лопатки, который не получил дальнейшее развитие. В корневом сечении (рис. 1*в*) у выпуклой стороны профиля рабочей лопатки имеется общирная по длине профиля область с пониженными скоростями течения, что может при изменении режима увеличить локальную неустойчивость потока и привести к появлению отрывной области.

Развитие неустойчивости течения внутри канала совместно с появлением привтулочного отрыва за рабочим колесом хорошо наблюдается при повышении давления  $P_2$  до 8 кПа (см. рис. 2). Видно, что произошел отрыв потока не только в прикорневом сечении рабочего колеса внутри канала, но и соответствующее привтулочному отрыву движение среды в окружном направлении. При этом за рабочим колесом в направлении от втулки по высоте наблюдается застойная область (рис. 2a, b). Область отрыва потока в корневом сечении распространяется не только по среднему

сечению канала в меридиональной плоскости (рис. 2a, e), но и по выпуклой части лопатки (рис. 26, e). В корневом сечении отрыв потока у втулки занимает ~70 % ширины канала и охватывает практически всю длину выпуклой части профиля. Поток от НА протекает по вогнутой части лопаток и на выходе, после взаимодействия с обратным течением в области привтулочного отрыва, разворачивается в окружном направлении.



*a* – сечение по средней линии межлопаточного канала; *δ* – сечение в канале на стороне разряжения; *в* – корневое сечение; *г* – среднее сечение; *д* – периферийное сечение Рис. 1. Структура потока в ступени с малым втулочным отношением. Режим № 2 (*P*<sub>вых</sub> = 5 кПа). Поле векторов скорости

Область отрыва в среднем сечении (рис. 2г) у выпуклой части рабочей лопатки увеличилась незначительно (по сравнению с режимом № 2), т.е. отрыв потока в нижней части каналов рабочего колеса не повлиял на интенсивность локального отрыва в средней части лопаток.







а – сечение по средней линии межлопаточного канала; б – сечение в канале на стороне разряжения; в – корневое сечение; г – среднее сечение; д – периферийное сечение Рис. 3. Структура потока в ступени с малым втулочным отношением. Режим № 4 (Р<sub>вых</sub> = 12,3 кПа). Поле векторов скорости

Повышение давления за ступенью до  $P_2 = 12,46$  кПа (режим № 4) вызвало увеличение отрывного течения в привтулочной области за рабочим колесом (более чем в 2,4 раза) и в межлопаточных каналах рабочего колеса (в 1,2 раза). Отрыв у выпуклой части профиля рабочей лопатки существенно увеличился (рис. 2*6*, *в*). Начало области

отрыва формируется на входной кромке рабочих лопаток (рис. 2*в*), активный поток проходит вдоль вогнутой поверхности профиля, создавая распределение давления на вогнутой поверхности профильной части лопатки, близкое к номинальному, что позволяет сохранить высоким КПД ступени. Отрыв потока внутри каналов рабочего колеса замыкается на привтулочный отрыв, сформировавшийся за кромками лопаток рабочего колеса. Высота области отрыва по средней линии каналов и возле выпуклой поверхности рабочих лопаток различна. Привтулочный отрыв потока при всех исследованных режимах работы ступени не распространяется в межвенцовый зазор и межлопаточные каналы направляющего аппарата.

# Заключение

Полученные численные результаты хорошо согласуются с имеющимися представлениями о подобно рода течениях в последних ступенях ЦНД паровых турбин как на номинальных, так и на нерасчетных режимах работы. На их основе можно проводить детальный анализ сложных пространственных отрывных явлений, экспериментальное исследование которых затруднительно.

# Литература

1. *Щегляев А.В.* Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Кн. 2. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 416 с.

2. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / Под. ред. В.А. Хамова. – СПб.: БХВ – Петербург, 2007. – 240 с.

3. *Капинос В.М.* Переменный режим работы паровых турбин / В.М. Капинос, А.В. Гаркуша. – Харьков: Вища школа. Изд-во при ХГУ, 1989. – 173 с.

4. Шнеэ Я.И. Особенности работы турбинной ступени с малым *D*<sub>ср</sub>/*l* в режимах малых нагрузок / Я.И. Шнеэ, В.Н. Пономарев, М.Ф. Федоров, Л.Н. Быстрецкий // Теплотехника. – 1971. – № 1. – С. 39-45.

5. Шнеэ Я.И. Основные результаты создания и аэродинамических исследований последней ступени турбины К-500 и К-1000-65/1500 / Я.И. Шнеэ, Ю.Ф. Косяк, В.Н. Пономарев и др. // Теплотехника. – 1978. – № 9. – С. 2-7.

6. *Мамонтов Н.И.* Некоторые проблемы реконструкции и модернизации паровых турбин тепловых электростанций Украины / Н.И. Мамонтов, Т.Н. Пугачева // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 152-161.

7. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.

8. А.с. № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Єршов, А.В. Русанов. – 1996.

9. Бойко А.В. Аэродинамический расчет и оптимальной проектирование проточной части турбомашин / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

© Голощапов В.Н., Пащенко Н.В., Русанов А.В., 2009

УДК 621.165

# В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук, А.Ю. ЮДИН, канд. техн. наук, ФАН КОНГ ТАМ

#### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

#### ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА ТЕОРИИ РЕШЕТОК НА ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТОКА

Розглянута обернена задача про тривимірний потік в міжлопатковому каналі на поверхні течії, яка є поверхнею обертання, у шарі змінної товщини. Задача розглядається як така, що складається з незалежних задач розрахунку течії в окремих перетинах шару. Ці незалежні задачі можуть розв'язуватись як послідовно, одна за одною, так і одночасно. Обернена задача дозволяє визначати геометричні характеристики профілів лопаток за умов наявності аеродинамічних та геометричних обмежень.

The inverse problem about the three-dimensional flow in the blade channel on the surface which is the general surface of revolution was researched. The problem is researched as the one that consists of the independent problems of the flow's calculation in the separated cross-section of the stream filament. These independent problems can be solved either one after another or simultaneously. The inverse problem allows to obtain a geometrical characteristics of blade profiles when limitations of aerodynamic and geometrical parameters.

В практическом турбиностроении до настоящего времени почти всегда оптимальное проектирование профилей осуществляется на основе многовариантных решений прямой задачи. Существующие методы решения обратных задач решеток турбомашин при описании течения уравнениями Эйлера в своей основе были разработаны еще в 50-х годах минувшего столетия [1, 2] и получили свое достаточно полное развитие только с появлением мощных вычислительных машин. Использование этих методов для оптимального проектирования решеток связано с большими проблемами, вызванными и тем, что эти методы никак не учитывают особенности организации вычислительных процессов при решении задач оптимизации.

Для описания трехмерного установившегося относительного движения идеального газа в слое переменной толщины на поверхности вращения S<sub>1</sub> будем использовать следующую систему уравнений:

1) уравнение сохранения энергии

$$i_{W_l}^* = \frac{k}{k-1} pv + \frac{W^2}{2} - \frac{\Delta u^2}{2};$$
(1)

2) уравнение изоэнтропийного процесса

$$p v^k = \text{const};$$
 (2)

3) уравнение количества движения в форме Эйлера в проекциях на окружное, радиальное и осевое координатные направления  $\theta$ , r, z цилиндрической системы координат:

$$W_{z}\frac{\partial W_{u}}{\partial z} + W_{r}\frac{\partial W_{u}}{\partial r} + \frac{W_{u}}{r}\frac{\partial W_{u}}{\partial \theta} + \frac{W_{r}W_{u}}{r} + 2\omega W_{r} = -v\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta},$$
(3)

$$W_{z}\frac{\partial W_{r}}{\partial z} + W_{r}\frac{\partial W_{r}}{\partial r} + \frac{W_{u}}{r}\frac{\partial W_{r}}{\partial \theta} - \frac{W_{u}^{2}}{r} - \omega^{2}r - 2\omega W_{u} = -v\frac{\partial p}{\partial r}, \qquad (4)$$

$$W_{z}\frac{\partial W_{z}}{\partial z} + W_{r}\frac{\partial W_{z}}{\partial r} + \frac{W_{u}}{r}\frac{\partial W_{z}}{\partial \theta} = -v\frac{\partial p}{\partial z},$$
(5)

где о – угловая скорость, рад/с;

4) уравнение неразрывности [1]:

$$\frac{\partial(\tau \rho W_l r)}{\partial l} + \frac{\partial(\tau \rho W_u)}{\partial \theta} = 0, \qquad (6)$$

где  $\tau = \tau(l)$  – нормальная толщина слоя;  $\rho$  – плотность рабочего тела; l – криволинейная координата, отсчитываемая вдоль линии пересечения поверхности тока  $S_1$  с плоскостью  $\theta$  = const, то есть вдоль меридиана;  $W_l$  – проекция скорости потока на направление l (см. рисунок), причем  $W_l^2 = W_z^2 + W_r^2$ .



Рис. Ортогональная система координат (θ, l)

Если в приведенных выше уравнениях (1) – (6) полагать, что  $\omega = 0$ , W = C,  $\beta = \alpha$ ,  $i_{W_l}^* = i_{C_0}^*$ , то получим систему уравнений, описывающих обтекание неподвижной решетки на осесимметричной поверхности тока  $S_1$ .

Введем функцию тока  $\Psi = m \overline{\Psi}$  и уравнение неразрывности (6) заменим эквивалентной системой уравнений:

$$W_{l} = \frac{v}{\tau r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta}, \quad W_{u} = -\frac{v}{\tau} \frac{\partial \Psi}{\partial l}, \quad \frac{W_{u}}{W_{l}} = \operatorname{ctg}\beta = -\frac{\partial \Psi}{\partial l} / \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta}\right), \quad (7)$$

где m – массовый расход через слой;  $\overline{\Psi}$  – безразмерная функция тока;  $\beta$  – угол потока на поверхности  $S_1$ .

Поскольку уравнения (6) и (3) – (5) записаны в различных системах координат, то перейдем от цилиндрической системы координат к системе ортогональных координат ( $\theta$ , l), как это было сделано в [3].

После введения функции тока и перехода от цилиндрической системы координат к системе ортогональных координат ( $\theta$ , l) для описания трехмерного установившегося относительного движения идеального газа в слое переменной толщины на средней поверхности слоя  $S_1$  мы имеем систему двух уравнений, которая включает в себя уравнение сохранения энергии и проекцию уравнения количества движения на координатное направление  $\theta$ :

$$\frac{k}{k-1}p^*v^* = \frac{k}{k-1}pv + \frac{W^2}{2} + \frac{\Delta u^2}{2},$$
(8)

$$\frac{\left(M_{W_{l}}^{2}-1\right)\frac{v}{\tau^{2}}\frac{\partial\Psi}{\partial\theta}\left[\tau\frac{\partial}{\partial l}\left(\frac{1}{\tau}\frac{\partial\Psi}{\partial l}\right)-\frac{\operatorname{ctg}\beta}{r}\frac{\partial^{2}\Psi}{\partial\theta\partial l}+\left(\frac{1}{r}\frac{\partial\Psi}{\partial l}+\frac{2\omega}{v}\right)\sin\gamma\right]}{M_{W_{l}}^{2}+M_{W_{u}}^{2}-1}$$
(9)

$$-\frac{M_{W_l}^2}{\tau^2} \frac{v}{\tau^2} \left[ \frac{\operatorname{ctg} \beta}{r} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \theta^2} + \tau r \frac{\partial}{\partial l} \left( \frac{1}{\tau r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) \right]}{M_{W_l}^2 + M_{W_u}^2 - 1} + \frac{r A \sin \gamma}{v} \frac{M_{W_l}}{M_{W_l}^2 + M_{W_u}^2 - 1} = \frac{\partial p}{\partial \theta},$$

где  $\gamma$  – угол потока на меридианальной плоскости,  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{\partial r}{\partial z}$ ;  $M_{W_l}$  и  $M_{W_u}$  – числа Маха, определенные по компонентам скорости  $W_l$  и  $W_u$ , а удельный объем определяется из изоэнтропического соотношения  $v = v^* \left(\frac{p^*}{p}\right)^{1/k}$ .

Обратную задачу расчета потока в слое переменной толщины сформулируем следующим образом. Заданы: 1) массовый расход *m* через слой для одного канала; 2) полное давление  $p^*$  и полный удельный объем  $v^*$ ; 3) уравнение  $\varphi = \varphi(l)$ , задающее геометрию одной из линий тока вдоль всего межлопаточного канала; 4) уравнение W = W(l), задающее распределение скорости вдоль выбранной линии тока. Найти геометрические границы стороны разрежения  $\varphi_s = \varphi_s(l)$  и стороны давления  $\varphi_p = \varphi_p(l)$  межлопаточного канала и параметры рабочего тела в любой точке средней поверхности тока  $S_1$  слоя.

Обратную задачу разделим на две подзадачи. Первая подзадача: для части массового расхода через слой  $m_1$  найти геометрическую границу стороны давления  $\varphi_p = \varphi_p(l)$  и определить в любой точке слоя между линией тока, заданной уравнением  $\varphi = \varphi(l)$ , и границей канала  $\varphi_p = \varphi_p(l)$  параметры рабочего тела. Вторая подзадача: для части массового расхода через слой  $m_2$  найти геометрическую границу стороны разрежения канала  $\varphi_s = \varphi_s(l)$  и определить в любой точке слоя между линией тока, заданной уравнением разрежения канала  $\varphi_s = \varphi_s(l)$  и определить в любой точке слоя между линией тока, заданной уравнением  $\varphi = \varphi(l)$ , и границей  $\varphi_s = \varphi_s(l)$  параметры рабочего тела.

Будем полагать, что сформулированная обратная задача решена, если определены границы межлопаточного канала и известны параметры рабочего тела в любых точках сечений  $l = \text{const} (l_0 < l_1 < ... < l_i < l_{i+1} < ...)$  поверхности тока  $S_1$ , а сами эти сечения покрывают поверхность тока с достаточной густотой.

Ограничимся анализом только одной из подзадач, например, первой. Вторая подзадача будет решаться аналогично. Причем из всего межлопаточного канала

выберем только одно произвольное сечение l = const и покажем, как для этого сечения решить первую подзадачу.

Задачу в отдельно взятом сечении l = const назовем частной задачей и сформулируем ее так. В сечении  $l = l_i$  заданы: 1) массовый расход через слой  $m_1$  для межлопаточного канала решетки; 2) полное давление  $p^*$  и полный удельный объем  $v^*$  перед каналом; 3) значение функции  $\varphi = \varphi(l)$  и значения ее производных  $\frac{d\varphi(l)}{dl}$ ,  $\frac{d^2\varphi(l)}{dl^2}$ ,  $\frac{d^3\varphi(l)}{dl^3}$ ; 4) значение функции W = W(l) и значения ее производных  $\frac{dW(l)}{dl}$ ,  $\frac{d^2W(l)}{dl^2}$ . Найти геометрическую границу стороны давления  $\varphi_p = \varphi_p(l)$  межлопаточного канала и определить в любой точке сечения  $l = l_i$  параметры рабочего тела.

В качестве безразмерной функции тока будем использовать функцию

$$\overline{\Psi}(\theta, l) = \frac{\overline{F}(\theta, l) + x(\theta, l) \overline{F}(\theta, l)}{1 + x(\theta, l) \overline{F}(\theta, l)}.$$
(10)

 $\overline{F}(\theta, l) = \frac{\theta - \varphi(l)}{\varphi_p(l) - \varphi(l)}, \quad \varphi(l) \le \theta \le \varphi_p(l)$  – относительная площадь сечения слоя

плоскостью l = const. В приведенной формуле относительная площадь отсчитывается от стороны разрежения.

 $x(\theta,l) = f(\theta, a_0(l), a_1(l),..., a_h(l))$  – непрерывная вместе со своими производными дважды дифференцируемая функция с областью изменения  $-1 < x(\theta,l) < \infty$ . Для заданного сечения  $l = l_i$  значения функций  $a_0(l_i), a_1(l_i), ..., a_h(l_i)$  и их производных  $\frac{da_0(l_i)}{dl}, \frac{da_1(l_i)}{dl}, ..., \frac{da_h(l_i)}{dl}, \frac{d^2a_0(l_i)}{dl^2}, \frac{d^2a_1(l_i)}{dl^2}, ..., \frac{d^2a_h(l_i)}{dl^2}$  – вещественные числа, и, таким образом, функция  $\overline{\Psi}(\theta,l)$  – функция 3(h+1)вещественных переменных. Если, например, h = 0, то вектор независимых переменных функции  $\overline{\Psi}(\theta,l)$ , который назовем X, имеет три компоненты, равные величинам  $a_0(l_i)$ ,  $\frac{da_0(l_i)}{dl}$  и  $\frac{d^2a_0(l_i)}{dl^2}$  соответственно.

В сечении  $l = l_i$  для точки  $\theta_1 = \varphi(l)$  на линии тока, заданной уравнением  $\varphi = \varphi(l)$ , по условию подзадачи известна функция W = W(l), определяющая скорость потока. Для функции скорости потока справедливы три равенства

$$W^{2} = W_{l}^{2} + W_{u}^{2}, \quad \frac{d}{dl}W^{2} = \frac{d}{dl}(W_{l}^{2} + W_{u}^{2}), \quad \frac{d^{2}}{dl^{2}}W^{2} = \frac{d^{2}}{dl^{2}}(W_{l}^{2} + W_{u}^{2}).$$

В этих равенствах компоненты вектора скорости и их производные выразим через производные безразмерной функции тока (10).

Если полагать, что для сечения  $l = l_i$  вектор независимых переменных X функции (10) задан, тогда мы имеем систему трех алгебраических уравнений с тремя неизвестными  $\varphi_p$ ,  $\frac{d\varphi_p}{dl}$ ,  $\frac{d^2\varphi_p}{dl^2}$ . Следует отметить, что эта система уравнений решается  $d\varphi_p = d^2\varphi_p$ 

аналитически. После нахождения  $\phi_p$ ,  $\frac{d\phi_p}{dl}$ ,  $\frac{d^2\phi_p}{dl^2}$  выберем в сечении  $l = l_i$ 

равноотстоящие точки  $\theta_j$ ,  $j = \overline{1, N}$ ,  $\theta_1 = \varphi(l_i)$ ,  $\theta_N = \varphi_p(l_i)$ . При заданном (случайным образом) векторе X вычислим значения безразмерной функции тока (10), вычислим значения ее частных производных до второго порядка включительно и рассмотрим путь решения частной задачи первой подзадачи.

В одной из точек  $\theta_j$  с номерами j = 1 или j = N найдем такое давление  $p_1$  или  $p_N$ , которое обеспечивает заданный по условию первой подзадачи массовый расход  $m_1$ . Для этого решим задачу поиска минимума функции одной переменной:

$$g(p_j) = \left\{ \frac{2k}{k-1} \left( p^* v^* - p_j v_j \right) - \left( m \frac{v_j}{\tau_i} \right)^2 \left[ \left( \frac{\partial \Psi}{\partial l} \right)^2_j + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right)^2_j \right] - \Delta u_i^2 \right\}^2 \to \min .$$
(11)

Эта задача поиска минимума функции  $g(p_j)$  эквивалентна задачам нахождения корней  $p_1$  или корня  $p_N$  уравнения (8), записанного для точек  $\theta_j$  с номерами j = 1 или j = N с учетом формул (7) при условии, что  $W^2 = W_u^2 + W_l^2 = \left(m_1 \frac{v_j}{\tau_i}\right)^2 \left[\left(\frac{\partial \Psi}{\partial l}\right)_i^2 + \left(\frac{1}{r}\frac{\partial \Psi}{\partial \theta}\right)_i^2\right].$ 

Решение дифференциального уравнения (9) для сечения  $l = l_i$  – решение задачи Коши  $\frac{dp}{d\theta} = f(\theta, p)$  на интервале  $[\phi(l_i), \phi_p(l_i)]$ . Граничное условие задачи Коши определим из решения задачи (11) в одной из двух точек на границах сечения, а именно:  $\theta_1 = \phi(l_i)$  или  $\theta_N = \phi_p(l_i)$ .

Следовательно, при заданных значениях независимых переменных X безразмерной функции тока (10) для определения распределения параметров потока вдоль сечения  $l = l_i$  необходимо решить задачу поиска минимума функции одной переменной (11) для точки на одной из границ сечения  $l = l_i$ , решить задачу Коши, т.е. найти величины давлений в оставшихся (N-1) точках, и вычислить недостающие параметры потока. Однако для решения частной задачи этого не достаточно, так как решение этой задачи – это решение системы двух уравнений (8) и (9). Выполнение же уравнения сохранения энергии (12) гарантировано только в единственной точке, в которой было найдено граничное условие задачи Коши: точке  $\theta_1 = \varphi(l_i)$  или в точке  $\theta_N = \varphi_n(l_i)$ . Во всех других точках  $\theta_i$  выполнение уравнения (8) зависит от выбора компонентов вектора Х. Поэтому для нахождения решения частной задачи предлагается решать эквивалентную ей задачу нелинейного программирования. В качестве независимых переменных такой задачи выбраны компоненты вектора X. А при построении целевой функции будем руководствоваться требованием выполнения уравнения (8) во всех точках  $\theta_i$ ,  $j = \overline{1, N}$ , а именно: массовый расход через слой, ожидаемый из уравнения (12) для точки с номером *і* 

$$m_{Wj} = \frac{\tau_i}{v_j} \sqrt{\left[\frac{2k}{k-1} \left(p^* v^* - p_j v_j\right) - \Delta u_i^2\right] / \left[\left(\frac{\partial \Psi}{\partial l}\right)_j^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta}\right)_j^2\right]}$$
(12)

и массовый расход через слой  $m_1$ , заданный по условию частной задачи первой подзадачи, не должны различаться.

Целевая функция задачи нелинейного программирования позволяет количественно оценить правильность выбора значений компонент вектора *X*, если вычислять ее, например, по следующей схеме:

1) в каждой точке  $\theta_j$ ,  $j = \overline{1, N}$  сечения  $l = l_i$  вычисляем функцию (10) и все ее производные до второго порядка включительно;

2) для точки с номером *j* = 1 решаем задачу поиска минимума функции одной переменной (11);

3) в точках j = 2, 3, ..., N определяем давления  $p_j$  (решаем задачу Коши) и вычисляем ожидаемые массовые расходы  $m_{W_j}^{(1)}$  из формулы (12);

4) выполняем шаг 2 для точки с номером j = N и выполняем шаг 3 для точек с номерами j = N - 1, N - 2, ..., 1 и вычисляем ожидаемые массовые расходы  $m_{W_j}^{(2)}$ ;

5) вычисляем целевую функцию задачи нелинейного программирования, которая построена по принципу критерия метода наименьших квадратов:

$$S(X) = \frac{1}{2(N-1)} \left( \sum_{j=2}^{N} \left( \frac{m_{W_j}^{(1)} - m_1}{m_1} \right)^2 + \sum_{j=1}^{N-1} \left( \frac{m_{W_j}^{(2)} - m_1}{m_1} \right)^2 \right).$$

Итак, обратная задача теории решеток разделена на две, независимые друг от друга, подзадачи, а решение любой из двух подзадач рассматривается как решение задаваемого множества частных задач. Частные задачи могут решаться в любой последовательности, независимо от принадлежности к первой или второй подзадачам, или одновременно.

В соответствии с планом работ по усовершенствованию профилей направляющих лопаток мощных паровых турбин ТЭС и АЭС ОАО «Турбоатом» были спроектированы и испытаны решетки новых профилей. Оптимальное проектирование было выполнено на основе описанной выше обратной задачи, которая позволяет в процессе проектирования иметь данные для оценки заданных аэродинамических, геометрических и прочностных ограничений. Сравнительные экспериментальные исследования прямых решеток стандартных и усовершенствованных профилей с относительно короткими лопатками b/l = 1,5-3,0 подтвердили результаты теоретических решений, а именно: у решеток усовершенствованных профилей коэффициенты суммарных потерь (профильные + концевые) ниже на 0,5–2,0 %.

# Литература

1. Wu C-H., Brown C.A. Method of analysis for compressible flow past arbitrary turbomachine blades on general surface of revolution: Tech. Note  $N_{2}$  2407 / NACA. – 1951. – 43 c.

2. Wu C-H. A General theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types: Tech. Note  $N_{2}$  2604 / NACA. – 1952. – 96 c.

3. *Субботович В.П.* Обтекание трехмерным потоком решетки профилей турбомашины на поверхности вращения / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, Фан Конг Там // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 41-46.

© Субботович В.П., Юдин А.Ю., Фан Конг Там, 2009

УДК 621.165 : 539.4

# Н.И. МАМОНТОВ<sup>\*</sup>, член-корреспондент Инженерной академии наук Украины, О.М. КОБЦЕВ<sup>\*</sup>, главный конструктор проекта, Т.Н. ПУГАЧЕВА<sup>\*\*</sup>

<sup>\*</sup>Филиал Центральное конструкторское бюро «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г Харьков, Украина <sup>\*\*</sup>Украинская инженерно-педагогическая академия, кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина

# РЕКОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ЭНЕРГОБЛОКА 200 МВТ СТ. №4 СТАРОБЕШЕВСКОЙ ТЭС

Описана реконструкція теплової схеми енергоблоку 200 МВт ст. № 4 Старобешевськой ТЕС при установці нового котла ЦКС з діючою турбіною К-200-130 ЛМЗ. Реконструкція дозволяє перейти на двохбайпасну пускову схему, що забезпечує надійну роботу нового котла.

The reconstruction of thermal chart of power unit 200 MWt of №4 Starobeshevsk is described at options of new boiler of CFB with the operating turbine of K-200-130. A reconstruction allows to pass to the two—by-pass starting chart providing reliable work of new boiler.

На Старобешевской ТЭС блок мощностью 200 МВт в 2004 г. прошел техническое перевооружение с заменой существующего котла типа ТП-100 на новый с циркулирующим кипящим слоем фирмы Лурги. В связи с тем, что турбина К-200-130 ранее в 80-х годах прошла замену на эквивалентные цилиндры высокого и среднего давления. При установке нового кота ЦКС на турбине произведена модернизация ЦНД, а также реконструирована тепловая схема энергоблока с переходом с однобайпасной на двухбайпасную пусковую схему для обеспечения надежной работы энергоблока с новым котлом.

Реконструкция тепловой схемы заключалась в следующем:

 в тепловую схему включен турбопитательный насос, обеспечивающий на 50–100 % нагрузке блока подачу питательной воды в котел;

- на линии «горячего» промперегрева установлены регулирующие клапаны;

- включена линия обеспаривания ЦВД в конденсатор;

– на линии «холодного» промперегрева установлены обратные клапаны с байпасами;

– включены в тепловую схему две быстродействующие редукционные установки для обеспаривания «холодного» и «горячего» промперегревов с подачей пара на специальное пароприемное устройство в конденсаторе;

– проведено усовершенствование системы дренажей турбины с установкой старого расширителя дренажей и упорядочение дренажей по коллекторам в зависимости от их параметров и режимов работы.

Реконструкция тепловой схемы с переходом на двухбайпасную тепловую схему потребовала проведение специальных испытаний и расчетов. Все изменения в тепловой схеме выполнены на базе расчетных проработок и технических характеристик нового котла ЦКС и существующей турбины К-200-130 с сохранением методики (пуск клапанами ЦСД) и графика пуска турбины, имеющих место на Старобешевской ТЭС.

Ниже приведено описание основных изменений схемы.



1. Схема подключения ТПН в существующую систему ТГ4 (рис. 1). P[0]=12,75 МПа a, t[0]= 540 {0}C

Рис. 1. Схема балансов выхлопа ТПН и резервного коллектора 1,1–1,6 МПа. Зимний период, в работе 4 блока. 100 % нагрузка

При реконструкции <u>№</u> 4 предусмотрена энергоблока установка турбопитательного насоса (ТПН), который обеспечивает подачу питательной воды в котел на режимах работы 50-100 % номинальной производительности котла. Турбопривод питательного насоса представляет собой противодавленческую турбину с параметрами свежего пара как у основной турбины, т.е. 12,75 МПа, 540 °С. Расход пара на ТПН и, соответственно, после ТПН в зависимости от нагрузки основной турбины изменяется 25-40 т/ч. Параметры выхлопа турбопривода в пределах 1,1-1,8 МПа соответствуют возможному диапазону давлений в резервном коллекторе электростанции, куда и должен отводиться выхлопной пар. Фактическое потребление пара из резервного коллектора изменяется в широком диапазоне, зависит от многих факторов (например, времени года, количества работающих энергоблоков и др.) и по данным электростанции может составлять от 25 т/ч до 134 т/ч.

В зимний период для покрытия потребности в паре 1,1–1,6 МПа весь выхлопной пар ТПН должен направляться в резервный коллектор. Кроме этого необходимо отводить максимально возможное количество пара из линии ХПП через редукционную станцию (PC). Оставшийся дефицит пара в резервном коллекторе должен компенсироваться за счет других энергоблоков ТЭС.

В летний период расход пара после ТПН превышает потребность электростанции в паре 1,1–1,6 МПа, в связи с чем принято решение излишки пара после ТПН подавать в 3-й отбор главной турбины на ПВД-5.

На трубопроводе отвода пара в 3-й отбор устанавливаются последовательно отключающая задвижка с электроприводом, регулирующий клапан и обратный клапан. При работе турбины с ТПН отключающая задвижка должна быть открыта, а регулирующий клапан открывается при давлении на выхлопе ТПН выше 1,6–1,7 МПа. Т.к. давление в трубопроводе отбора не превышает 1,2 МПа, часть пара после ТПН будет поступать на ПВД-5, замещая соответствующее количество пара из главной турбины.

Для постоянного поддержания трубопровода в горячем состоянии за регулирующим клапаном выполняется линия продувки в конденсатор турбины (через расширитель дренажей машзала) диаметром 10–11 мм с запирающим вентилем. Сам регулирующий клапан имеет постоянную протечку пара даже в закрытом положении.

Расход пара на продувку составит порядка 120 кг/ч, что не повлияет на экономичность энергоблока.

2. Проведены необходимые разработки для решения вопроса о необходимости установки обратных клапанов на линии холодного промперегрева (ХПП).

При этом учитывались следующие положения:

1) работа ЦВД на пусковых режимах с малыми расходами свежего пара при давлении за ЦВД 1,0–1,2 МПа не допускается из-за высокой температуры выхлопной части цилиндра;

2) для отсечения ЦВД от промперегрева, где будет иметь место повышенное давление, на ХПП должна стоять арматура – либо обратные клапаны, либо задвижки.

Установка задвижек нежелательна по следующим соображениям:

1) сложность в управлении;

2) возможность самопроизвольного их закрытия и необходимость при этом, в соответствии с Правилами технической эксплуатации, установки дополнительных предохранительных клапанов перед ними;

3) длительный период закрытия задвижек при сбросах нагрузки; сложность создания противоточного охлаждающего потока пара в связи с отсутствием мест врезки для отвода пара в передней части ЦВД и др.

Учитывая вышеперечисленные факторы, а также принимая во внимание аналогичные решения на других энергоблоках с двухбайпасной схемой, эксплуатирующихся в других странах мира, принято решение об установке обратных клапанов на ХПП. Для возможности предварительного прогрева ЦВД паром из ХПП, выполняется линия байпаса обратных клапанов. Для равномерного прогрева цилиндра и выхлопных трубопроводов ЦВД байпас выполняется врезка в перемычку на линии обеспаривания ЦВД симметрично левой и правой ветвей трубопровода «холодного» промперегрева.

При установке на трубопроводах ХПП обратных клапанов давление пара за ЦВД определяется давлением в конденсаторе и величиной гидравлического сопротивления линии обеспаривания ЦВД и изменяется в зависимости от расхода пара в ЦВД. Определяющим фактором минимального расхода в ЦВД является температура на выхлопе, которая не должна превышать 400 °C.

Расчетным путем определён минимально-допустимый перепад давлений на ЦВД (между камерой регулирующей ступени и выхлопом), который составляет 0,9 МПа, а также минимальный расход свежего пара, составляющий 120–130 т/ч, при достижении которого при пуске турбины допускается закрывать линию обеспаривания ЦВД.

# 3. Разработка схемы обеспаривания ЦВД в конденсатор (рис. 2).

Основной особенностью двухбайпасной пусковой схемы является повышенное давление в трубопроводах холодного и горячего промперегрева на предпусковых и пусковых режимах турбины. Это связано с особенностями котлоагрегата ЦКС, требующего значительного расхода охлаждающего пара через промежуточный пароперегреватель.

По характеристике котла величина давления в промперегреве при пусках котлоагрегата из холодного состояния составляет 0,6–1,0 МПа, из горячего – до 1,2 МПа.

При таких давлениях работа ЦВД турбины на режиме холостого хода и малых нагрузок запрещена из-за больших вентиляционных потерь и разогрева цилиндра.

Для возможности пуска турбины, а также сброса нагрузки выполняется линия обеспаривания ЦВД (ЛОЦВД) в конденсатор, а на трубопроводах ХПП устанавливаются обратные клапаны. Разработка ЛОЦВД включает в себя выбор диаметра трубопровода, технологическую схему с арматурой, трассировку трубопроводов, выбор места врезки в ХПП и конденсатор, а также условия защит и блокировок.

Основными требованиями, которые должны выполняться при работе ЛОЦВД являются:

1) обеспечение давления на выхлопе ЦВД на пусковых режимах не выше 0,4 МПа;

2) охлаждение сбрасываемого пара в конденсатор до 60 °С;

3) обеспечение приемлемых скоростей пара в ЛОЦВД, во избежание больших гидравлических потерь, а также шума и вибрации при работе.

Основными элементами схемы ЛОЦВД являются:

1) трубопроводы;

2) отключающие задвижки – основная Ду500 мм и байпасная Ду150 мм;

3) пароохладитель;

4) пароприемное устройство в конденсаторе.

Задвижки должны открываться и закрываться одновременно. Время полного хода – не более 30 секунд.

Установка на линии двух параллельных задвижек обусловлена следующими причинами. В случае отказа одной из задвижек при сбросе нагрузки сохранится связь выхлопа ЦВД с конденсатором, причем, если не откроется байпасная задвижка Ду150 мм, то открытая основная задвижка Ду500 мм обеспечит нормальную работу



ЛОЦВД с возможностью удержания холостого хода и последующего набора нагрузки. Если же не откроется основная задвижка Ду500 мм, то система защиты отключит турбину с закрытием стопорных и защитных клапанов, а через открытую байпасную задвижку Ду150 мм ЦВД будет соединен с конденсатором. При этом повторный пуск турбины возможен только после восстановления нормальной работы основной задвижки.

Для принятия необходимого количества пара в каждом конденсаторе устанавливаются пароприемные устройства (ППУ), в которых происходит рассеивание и дросселирование влажного пара до допускаемых параметров (60 °С). ППУ должно быть рассчитано таким образом, чтобы при максимальных расходах пара (порядка 120 т/ч) давление перед ним не превышало 0,3 МПа. Тогда, с учетом естественных гидравлических потерь, давление за ЦВД не превысит 0,4 МПа. Для прогрева ЦВД по существующей технологии (т.е. с подачей пара из ХПП) выполняется байпас обратных клапанов ХПП трубопроводом диаметром ≈53 мм.

Байпасный трубопровод соединяет одну из линий ХПП за обратным клапаном и середину перемычки ХПП до обратных клапанов (т.е. линию обеспаривания ЦВД).

4. Оптимизация схемы включения дренажа из калориферов котла в тепловую схему турбины.

Калориферы котла ЦКС питаются паром давлением 0,6 МПа в количестве 4,5 т/ч летом и 17 т/ч зимой. Дренаж греющего пара с температурой 158 °С должен быть возвращен в цикл блока. Выполнены сравнительные расчеты трех вариантов включения дренажа из калориферов котла в тепловую схему турбины, а именно:

*вариант 1* – возврат дренажа в тепловую схему путем подачи в ПНД-3 через расширитель дренажа, соединенный по пару с паропроводом пятого отбора, а по дренажу – с дренажом ПНД-3 до регулятора уровня;

*вариант* 2 – возврат дренажа через расширитель дренажей в конденсатор турбины;

*вариант 3* – частичное охлаждение дренажа основным конденсатом в водоводяном теплообменнике (ВВТО) и сброс охлажденного дренажа в конденсатор.

Для определения наиболее экономичной схемы были выполнены балансовые расчеты всех трех вариантов в зимний и летний период на номинальном режиме. Наименее экономичным вариантом является вариант 2, так как при этом теплота дренажа калориферов в тепловой схеме не используется. Кроме того, так как температура подводимого дренажа значительно превышает температуру выхлопного пара в конденсаторе, возможно ухудшение вакуума и запаривание конденсатора.

Расчеты показали, что наиболее экономичным является вариант 1 – по сравнению с базовым вариантом (вариант 2) он позволяет получить дополнительную мощность порядка 260,1 кВт и 63,4 кВт в зимний и летний период соответственно за счет вытеснения пара из регенеративных отборов турбины. В варианте 3 дополнительная мощность значительно ниже – 150 кВт в зимний период и 39,6 кВт в летний период. Учитывая, что установка и обвязка водоводяного теплообменника требует значительных затрат, оптимальным вариантом однозначно является вариант 1. При этом необходимо выполнить также резервную линию сброса дренажа калориферов в конденсатор (через расширитель дренажей) для возможности работы на пусковых режимах, а также при отключенном ПНД-3.



ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Это связано с тем, что у котла ЦКС необходимо весь растопочный расход пара направлять через промежуточный перегреватель во избежание его перегрева. Новыми элементами, связанными с применением двухбайпасной схемы, являются:

1) дополнительные обратные клапаны на трубопроводах XПП, препятствующие повышению давления пара в ЦВД при пуске турбины;

2) байпас обратных клапанов ХПП для прогрева корпуса ЦВД при пусках из холодного состояния;

3) дополнительные регулирующие клапаны на линии горячего промперегрева перед автозатворами ЦСД, которые снижают давление пара перед ЦСД при пусках;

4) линия обеспаривания ЦВД (ЛОЦВД) с пароохладителем, соединяющая выхлоп ЦВД (до обратных клапанов ХПП) с конденсатором;

5) байпас ВД, подающий свежий пар из котла в линию ХПП, а также байпас НД, перепускающий пар из линии ГПП в конденсатор. Пропускная способность клапанов байпаса НД составляет 400 т/ч, что соответствует максимальной пароприемной способности конденсатора;

6) пароприемное устройство в конденсаторе конструкции EMERSON типа Dumptube вместо старой конструкции ЛМЗ;

7) два дополнительных пароприемных устройства в конденсаторе типа Dumptube на линии обеспаривания ЦВД.

Кроме этих изменений, непосредственно связанных с переводом энергоблока на двухбайпасную схему, при реконструкции выполняются следующие мероприятия:

1) в связи с ликвидацией существующего пароприемного устройства, которое выполняло также функции охлаждения переходного патрубка и рециркуляции основного конденсата, выполняются новые системы: охлаждения выхлопного патрубка в проточной части ЦНД; линия рециркуляции основного конденсата, которая направляется в конденсатосборники конденсаторов под уровень воды; при этом диаметр конденсатосборников увеличивается до диаметра 1600 мм;

2) усовершенствуется система дренажей турбины с установкой второго расширителя дренажей машзала (РДМ) и кардинальной реконструкцией существующего расширителя дренажей (РД);

3) для утилизации тепла конденсата калориферов котла в тепловой схеме устанавливается новый расширитель, подключенный по выпару и сливу конденсата с ПНД-3;

4) для возможности отвода из ХПП турбины в резервный коллектор максимально допустимого расхода пара (50 т/ч) устанавливается новая редукционная станция (PC);

5) устанавливаются новые ГПЗ с пусковыми байпасами, предназначенными для прогрева клапанов АЗВ, регулирующих клапанов и перепускных труб ЦВД, а также пуска турбины.

Испытания и пуски из различных состояний энергоблока 200 МВт после технического перевооружения на Старобешевской ТЭС показали надежную работу тепловой схемы после реконструкции.

# Литература

1. Техническая эксплуатация электрических станций и сетей. Правила. ГКД 34.20.507-2003. – Киев: ОРИФРЭ, 2003.

© Мамонтов Н.И., Кобцев О.М., Пугачева Т.Н., 2009

УДК 621.165

# Е.В. ЛЕВЧЕНКО<sup>\*</sup>, канд. техн. наук, В.П. СУББОТОВИЧ<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук, Ю.А. ЮДИН<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук, А.В. ЛАПУЗИН<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук, А.Ю. ЮДИН<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук

<sup>\*</sup>Открытое акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина, e-mail: <u>office@turboatom.com.ua</u> <sup>\*\*</sup>Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

# РЕЗУЛЬТАТЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОКРУЖНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДАВЛЕНИЙ ЗА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНЬЮ ЦНД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Наведені експериментальні дані про окружну нерівномірність тиску за останнім ступенем ЦНТ. Експеримент виконаний на аеродинамічному стенді повітряної турбіни при варіюванні режимом її роботи та габаритами вихлопного патрубка. Одержані результати апроксимовані залежністю.

Experimental data concerning the peripheral pressure nonuniformity behind the last stage of the low pressure turbine is given. The experiment was held on the air turbine at the changing of the operation mode and the size of exhaust manifold. The received results are represented by the function.

За последней ступенью (ПС) ЦНД паровой турбины расположен выхлопной патрубок (ВП), как правило, с односторонним выходом рабочего тела, что из-за неосесимметричности течения и окружной неравномерности параметров может привести к снижению надежности работы рабочих лопаток ПС. На уровень окружной асимметрии параметров оказывают влияние не только габариты ВП, но режимы работы последней ступени.

В данной статье обобщены результаты исследований окружной неравномерности давлений за последней ступенью (масштаб 1:10) мощной паровой турбины. Эксперименты проведены на стенде воздушной турбины лаборатории кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ» по заказу ОАО «Турбоатом». В ходе экспериментов варьировались: габариты сборной камеры ВП; радиальность и степень расширения осерадиальных диффузоров; режим работы последней ступени.

Габариты выхлопных патрубков представлены в виде относительного объема ВП  $\overline{V_{\Pi}}$ , который за счет изменения поперечных размеров принимал значения 4,2; 14,9 и 21.  $\overline{V_{\Pi}} = V_{\Pi}/F_{\text{вх}}l_{\pi}$ , где  $V_{\Pi}$  – объем ВП, м<sup>3</sup>;  $F_{\hat{a}\hat{o}} = \pi D_{\hat{n}\hat{o}}l_{\hat{e}}$  – площадь, ометаемая рабочими лопатками последней ступени, м<sup>2</sup>,  $D_{\text{ср}}$  – средний диаметр, м и  $l_{\pi}$  – высота рабочих лопаток ПС, м.

Радиальность  $\overline{D}$  и степень расширения *n* осерадиальных диффузоров имели значения 1,18; 1,38; 1,5 и 2,25; 1,88; 2,06, соответственно. Дополнительные геометрические характеристики приведены в работе [1].

В экспериментах относительный объемный расход  $\overline{GV}$  принимал значения 1; 0,8; 0,55 за счет снижения массового расхода G при неизменной частоте вращения рабочего колеса ПС.

Окружная неравномерность давлений за рабочим колесом оценивалась по показаниям 24 дренажей, выполненных с шагом 30° по 12 дренажей на наружном и

внутреннем обводах диффузоров. Внутренний обвод и начальный участок наружного обвода диффузора оставались неизменными, поэтому измерения давления по окружности выполнялись одними и теми же дренажами, что важно при определении окружной неравномерности, которую оценивали по величине условного числа Эйлера Eu. Eu =  $\Delta P / \rho C_{cp}^2$ , где  $\Delta P$  – максимальная окружная разность давлений на наружном или внутреннем обводах диффузора;  $\rho C_{cp}^2$  – удвоенный динамический напор на среднем радиусе за ПС.

Как показали исследования величина Eu в основном зависит от геометрических параметров: относительного объема сборной камеры  $\overline{V_{\Pi}}$ , радиальности диффузора  $\overline{D}$  и режимного параметра  $\overline{GV}$ . При анализе влияния величин  $\overline{V_{\Pi}}$  и  $\overline{GV}$  на число Eu удобно воспользоваться относительным параметром  $\overline{t_V} = \overline{V_{\Pi}}/\overline{GV}$ .

Ранее [2] при анализе работы выхлопных патрубков ЦНД использовался размерный параметр  $t_V = V_{||}/GV$  — характерное время патрубка, основным недостатком которого является его зависимость от масштаба модели [3].



На рис. 1 представлена зависимость  $\operatorname{Eu}_{\Pi} = f(\overline{t_V})$  по данным периферийных дренажей (значения чисел  $\operatorname{Eu}_{K}$  по корневым дренажам имеют меньшие значения, чем  $\operatorname{Eu}_{\Pi}$ ). Характерной закономерностью является снижение окружной неравномерности за РК с увеличением величины  $\overline{t_V}$ . Причем при увеличении параметра  $\overline{t_V}$  за счет уменьшения относительного объемного расхода  $\overline{GV}$ , сохраняя относительный объем патрубка  $\overline{V_{\Pi}}$  = const, величина  $\operatorname{Eu}_{\Pi}$  уменьшается значительно резче, чем при

увеличении параметра  $\overline{t_v}$  за счет относительного объема  $\overline{V_{\Pi}}$  при сохранении  $\overline{GV}$  = const. Можно выделить значения параметра  $\overline{t_v}$ , являющиеся предельными для снижения величины  $\operatorname{Eu}_{\Pi}$  в исследованном диапазоне (т.е. значения  $\overline{t_v}$ , выше которых число  $\operatorname{Eu}_{\Pi}$  практически не изменяется). Так, например, для режимов  $\overline{GV}$  = 1; 0,8; 0,55 предельными являются значения  $\overline{t_v}$  = 15, 19, 27, которым соответствует относительный объем сборной камеры  $\overline{V_{\Pi}}$  = 15. При уменьшении относительного объема выхлопного патрубка  $\overline{V_{\Pi}}$  < 15 числа  $\operatorname{Eu}_{\Pi}$  увеличиваются. Наиболее интенсивный рост имеет место для режимов работы турбины близких к  $\overline{GV}$  = 1 с большими значениями радиальности диффузора  $\overline{D}$ . Диффузор с минимальной радиальностью  $\overline{D}$  = 1,18 оказался менее чувствительным к изменению параметра  $\overline{t_v}$  (см. на рис. 1  $\overline{GV}$  = 1; 0,8; 0,55 при  $\overline{V_{\Pi}}$  = var) и при уменьшении сборной камеры до минимального объема  $\overline{V_{\Pi}}$  = 4 ( $\overline{t_v}$  = 4; 5; 7,3) имеет меньшую окружную неравномерность, чем ВП с радиальностями  $\overline{D}$  = 1,38

Полученные результаты аппроксимируются следующей зависимостью

$$Eu = \sum_{j=1}^{3} A_{1j} \overline{t_{V}}^{A_{2j}} \overline{D}^{A_{3j}} (\overline{GV})^{A_{4j}} + A_{5},$$

где

j	$A_{1}$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$
1	1,505617	0,004428	-4,10068	2,211704	0,02551
2	5,484975	-3,23219	4,311256	-1,23009	
3	-0,00271	-7,81173	4,640367	-14,8841	

Результаты данных исследований используются ОАО «Турбоатом» как при проектировании выхлопных частей ЦНД мощных паровых турбин, так и при анализе работы выхлопного патрубка совместно с последней ступенью при снижении объемного расхода рабочего тела.

#### Литература

1. Гаркуша А.В. Аэродинамические исследования выхлопных патрубков совместно с последней ступенью турбины в широком диапазоне режимов работы / А.В. Гаркуша, Ю.А. Юдин, А.В. Лапузин, В.П. Субботович // Вестник ХГПУ. – Харьков: ХГПУ, 2000. – № 101. – С. 59-63.

2. Зарянкин А.Е. Анализ конструкций отечественных выхлопных патрубков паровых турбин и возможности снижения их сопротивления / А.Е. Зарянкин, В.П. Жилинский // Теплоэнергетика, 1975. – № 3. – С. 49-53.

3. *Лапузин А.В.* Исследование влияния регенеративного отбора на работу турбинного отсека: Дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1981. – 216 с.

© Левченко Е.В., Субботович В.П., Юдин Ю.А., Лапузин А.В., Юдин А.Ю., 2009
УДК 621.165

В.Н. ГОЛОЩАПОВ<sup>\*</sup>, канд. техн. наук, В.И. КАСИЛОВ<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук, А.Ю. КОЗЛОКОВ<sup>\*\*\*</sup>, инженер

\*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина \*\*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина \*\*\*ОАО Харьковская ТЭЦ-5, г. Харьков, Украина

# ТОЧКА ПОЯВЛЕНИЯ ПРИВТУЛОЧНОГО ОТРЫВА ЗА НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

У статті розглянуто визначення точки початку відриву від втулки потоку, що крутиться, за направляючими апаратами турбінних ступенів.

The estimation of the hub flow separation point behind the turbine nozzle cascade is proposed.

Уменьшение отношения  $d_{cp}/l$  в турбинных ступенях привело к появлению в них отрывных явлений, причина которых – неустойчивость вращающегося потока за лопаточным аппаратом. Поток рабочего тела, в направляющем аппарате (НА) переходит от осевого (всегда устойчивого) течения перед ним, ускоряясь в лопаточных каналах под действием перепада давлений, к неустойчивому, вращающемуся в пространстве за НА.

Вращающийся поток под действием неуравновешенных ценробежных сил перемещается к внешней поверхности, формируя область привтулочного отрыва. Перемещение потока в радиальном направлении продолжается до тех пор, пока он не приобретёт устойчивую форму течения, при которой распределение статического давления будет соответствовать условию упрощённого радиального равновесия.

Развитие привтулочного отрыва характеризуется положением линии  $\overline{G}_0 = 0$ , которая в плоскости меридионального сечения НА начинается от точки «А» отрыва потока от втулки (рис. 1) и достигает максимального удаления от втулки в переходном сечении V.

Отсутствие втулки за НА практически не влияет на положение области привтулочного отрыва и слабо влияет на положение линии  $\overline{G}_0 = 0$ , отделяющей область основного потока от области циркулирующего вихревого течения (области привтулочного отрыва). Сопоставление начальной стадии развития привтулочного отрыва за НА при наличии и отсутствии втулки показало, что влияние сил вязкости несколько задерживает подъём линий тока, который наблюдается за НА при отсутствии втулки. В то же время точка «А» при отсутствии втулки легко может быть представлена как пересечение линии втулки с линией G = 0 экстраполируемой на линию втулки в области резкого её подъёма.

Целью данного исследования является определение положения точки «А» начала отрыва «А» потока от втулки за НА, имеющими различные геометрические характеристики.

Рассмотрены результаты экспериментального исследования 23 кольцевых решёток с различной геометрией [1, 2]. Метод исследования – траверсирование

воздушного потока перед и за решётками, дополнительно положение линии отрыва потока от втулки определялось по краске, наносимой на втулку за выходными кромками направляющих лопаток.



Рис. 1. Привтулочный отрыв за направляющим аппаратом турбинной ступени

Экспериментальные значения расстояния линии отрыва от кромок лопаток НА (усреднённое с учётом её неравномерности)  $\overline{X}_A = \frac{X_A}{b_{\hat{e}}}$  – представлены как отношение

размера  $X_A$  (см. рис. 1) к длине хорды лопатки в корневом сечении  $b_{\kappa}$ .

Исследованные решётки имели профили лопаток: Н-11 (С-1 ЦНИИ им. Крылова), Н-12 (С-2), ТС-2Б (МЭИ) и профиль с удлинителем входной части, применяемый на ОАО «Турбоатом».

На рис. 2 приведено изменение относительного расстояния  $\overline{X}_A$  от угла выхода потока в корневом сечении решётки при цилиндрических меридиональных обводах (линия 1,  $\gamma_{\Pi} = 0^{\circ}$ ) и коническом меридиональном обводе (линия 2,  $\gamma_{\Pi} = 45^{\circ}$ ). Установлено, что на размер  $X_A$  влияет величина угла выхода потока  $\alpha_{1jo}^{\elli\delta i}$  в корневом сечении решётки, а его увеличение, независимо от закона закрутки лопаточного аппарата приводит к увеличению значения  $\overline{X}_A$ . Зависимость  $\overline{X}_A = f(\sin \alpha_{1jo}^{\elli\delta i})$  имеет монотонный характер, а нулевое значение ( $\overline{X}_A = 0$ ) соответствует углу  $\alpha_{1\kappa} \approx 8^{\circ}30'$ , независимо от угла наклона  $\gamma_{\Pi}$  наружного меридионального обвода. Это свидетельствует, что при  $\alpha_{1\kappa} \leq 8^{\circ}30'$  отрыв потока начинается от втулки в плоскости выходных кромок лопаточного аппарата НА.

Для решёток, лопатки которых имеют «классическую» форму профиля (H-11, H-12, TC-2Б и подобные), форма профиля на положение точки «А» отрыва потока от втулки не повлияла. Каналы решётки, сформированные лопатками, имеющими профиль с удлинителем (применяемый ОАО «Турбоатом»), показали меньшее значение размера  $\overline{X}_A$  (на рис. 2. экспериментальные точки обозначены крестиками), что связано с определением длины хорды  $b_{\kappa}$ . Для значения  $b_{\kappa}$ , принятого по вписанному в профиль с удлинителем исходного профиля, соответствующего TC-2Б, значения  $\overline{X}_A$  совпали с приведенной зависимостью (см. рис. 2 линии 1, 2).

Для исследованных решёток с малым втулочным отношением влияние угла выхода потока в корневом сечении  $\alpha_{1j\delta}^{\hat{e}i\delta i}$  на положение точки отрыва с учётом угла наклона меридионального обвода  $\gamma_{n}$ , втулочного отношения  $\bar{r}_{\hat{a}\delta}$  и периферийного угла

выхода потока из лопаточных каналов в корневом сечении может быть описано зависимостями:



1 - у<sub>п</sub> = 0°, 2 - у<sub>п</sub> = 45°
 Рис. 2. Положение точки отрыва потока за направляющим аппаратом при разных углах выхода потока

при  $\overline{d}_{\rm ñð} < 1,923$ 

$$\overline{X}_{A} = 1 + (2,1838 - 0,2421 \cdot \text{tg}\gamma_{\text{T}}) \cdot (\sin \alpha_{1\dot{y}\dot{0}}^{\acute{e}t\dot{0}\dot{1}} - \sin 8^{\circ}30')^{0.5} - 3,3283 \cdot (\overline{r}_{\dot{a}\dot{0}} - 0,08)^{0.90}; \quad (1)$$

при  $\overline{d}_{
m follow} \ge 1,923$  (в области  $0,3157 \le \overline{r}_{
m follow} \le \overline{r}_{
m follow}$  так )

$$\overline{X}_{A} = 1 + (2,1838 - 0,2421 \cdot \text{tg}\gamma_{1}) \cdot (\sin \alpha_{1\hat{y}\hat{o}}^{\hat{e}\hat{t}\hat{o}\hat{1}} - \sin 8^{\circ}30')^{0.5} - 1,301 \cdot (\overline{r}_{\hat{a}\hat{o}} - 0,08)^{0.25}, \qquad (2)$$

где  $\overline{r}_{\hat{i}\delta\delta.\ max} = 1 - (1,015 - 0,350 \cdot tg\gamma_{_{\rm I}}) \cdot tg\alpha_{_{\rm I}j\delta}^{n\delta}$  при  $\gamma_{_{\rm BT}} = 0^{\circ}$ .

Влияние угла наклона корневого меридионального обвода на положение точки отрыва «А» потока от втулки может быть представлено зависимостью

$$\overline{X}_{A\gamma_{\hat{a}\hat{o}}} = X_{A\gamma_{\hat{a}\hat{o}}=0} - 0,0879 \cdot \mathrm{tg}(\pm\gamma_{\hat{e}})$$
(3)

для которой изменение угла наклона исследовано в диапазоне  $-20^{\circ} \le \gamma_{\kappa} \le 20^{\circ}$ .

Сопоставление расчётных, полученных по зависимостям (1) и (2), и экспериментальных значений  $\overline{X}_{A}$  дало удовлетворительное совпадение, а погрешность определения  $\overline{X}_{A}$  не превысила  $\delta \overline{X}_{A} = \pm 0.03$ .

### Литература

1. Голощапов В.Н. О роли направляющего аппарата в формировании течения рабочего тела в турбинной ступени / В.Н. Голощапов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6 – С. 56-67.

2. Голощапов В.Н. Особенности течения рабочей среды в проточной части паровых турбин при работе в широком диапазоне изменения их нагрузок / В.Н. Голощапов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков, А.Л. Шубенко / Энергетика и электрификация. – 2008. – № 5. – С. 26-34.

© Голощапов В.Н., Касилов В.И., Козлоков А.Ю., 2009

УДК 621.165

# А.Л. ШУБЕНКО<sup>\*</sup>, д-р техн. наук, член-корр. НАН Украины, Н.В. ЛЫХВАР<sup>\*</sup>, канд. техн. наук, В.Л. ШВЕЦОВ<sup>\*\*</sup>, инженер

<sup>\*</sup>Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина <sup>\*\*</sup>Открытое акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина, e-mail: <u>shvetsov@turboatom.com.ua</u>

## ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТУРБОУСТАНОВОК ДЛЯ ТЭС И АЭС ОАО «ТУРБОАТОМ» НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Розглянуті питання, пов'язані з переходом від нормативних методів на ремонтне обслуговування і заміну устаткування паротурбінних установок (ПТУ) ТЕС і АЕС, до обслуговування і ремонту енергетичного устаткування «за станом». Такий перехід неможливий без впровадження в практику методів і засобів діагностування стану ПТУ. Запропоновано новий підхід до рішення цієї задачі, який базується на застосуванні повних, гнучких, таких, що адаптуються математичних моделей ПТУ для визначення базових значень показників, що діагностуються.

The issues of transfer from standard methodic for remedial maintenance and replacement of TPP and NPP steam turbine plants (STP) to «on-condition» maintenance and repair of power generating equipment have been considered. Such transfer is impossible if STP diagnostic techniques and means are not put to use. We offer a new approach to solution of the problem of STP condition diagnosis by thermodynamic parameters which is based on application of comprehensive, flexible and adapted mathematical model for the purpose of determination of basic values of the diagnosed factors.

Опыт эксплуатации энергетического оборудования в Украине показывает, что расчетные показатели ресурса и, связанные с ним нормативы на ремонтное обслуживание и замену оборудования, существенно отличаются от фактически достигнутых. Так, например, большая часть мощных энергетических паровых турбин исчерпала свой расчетный ресурс и продолжает находиться в эксплуатации, что свидетельствует о занижении расчетных показателей надежности, по крайней мере, в два раза. Из этого видно, что прямое использование расчетных оценок для планирования ремонтных работ на энергоблоках и принятия решений о замене оборудования приводит к существенным экономическим потерям. Поэтому переход от нормативных методов к обслуживанию и ремонту энергетического оборудования «по состоянию» является весьма актуальным, что подтверждается зарубежным опытом [1, 2].

При переходе к эксплуатации ПТУ (паротурбинная установка) «по состоянию» необходимость сохранения и дальнейшего повышения достигнутого уровня надежности выдвигает очевидное требование — разработать и, по мере утрачивания расчетным ресурсом своей роли гаранта надежности, вводить в действие какую-то эквивалентную замену, обеспечивающую уверенность в исправности ПТУ, находящихся в эксплуатации. Такой заменой является внедрение в практику методов и средств диагностирования состояния ПТУ. В настоящее время это основной путь обеспечения и повышения эксплуатационной надежности ПТУ. Диагностика ПТУ, совершенствуясь и развиваясь, должна перерастать в прогнозирование состояния ПТУ.

Предпосылками перехода от нормативных методов к обслуживанию и ремонту энергетического оборудования «по состоянию» являются:

– оснащение современных турбоустановок для ТЭС и АЭС ОАО «Турбоатом» информационно-вычислительными системами на базе вычислительной техники;

– многолетний опыт создания и применения математических моделей для проектирования, исследований и получения энергетических и нормативных характеристик турбоустановок ТЭС и АЭС в ИПМаш НАН Украины и ОАО «Турбоатом» [3–5];

– опыт создания методов и средств диагностирования оборудования энергоустановок, как у нас в стране, так и за рубежом. Так, например, разрабатываются системы диагностики состояния оборудования, которые базируются на использовании математических моделей энергоустановок (Thermoflow, США и Sema, Франция) [1, 2]. В России, Польши и Украине [6, 7]. Также ведутся отдельные работы, направленные на решение задач диагностирования состояния оборудования, в частности, на основе статистических методов.

Одними из основных методов контроля и диагностирования состояния сложных технических систем являются параметрические методы [8]. Они базируются на специальной обработке и анализе значений термогазодинамических и других параметров, измеренных на работающей ПТУ. К числу термогазодинамических параметров относятся давление и температура, отношения давлений и температур, скорость течения, расходы рабочего тела (пара, воды), проходная площадь характерных сечений по пароводяному тракту ПТУ, и т.п.

Параметрическим методам диагностирования присущи некоторые характерные отличия, которые в совокупности определяют особое место этих методов в системе контроля состояния ПТУ. Такими отличиями есть:

1. Диагностическая информация, которая содержится в анализируемых параметрах ПТУ, собирается «на ходу», на работающей ПТУ. При достаточной (по количеству и составу) номенклатуре этих параметров, при беспрерывном или довольно частом измерении и регистрации их значений в ходе испытаний или эксплуатации ПТУ открывается возможность найти ряд неисправностей в ранней стадии, проследить историю их развития и прогнозировать дальнейшие тенденции.

2. Термогазодинамеские параметры ПТУ связаны соотношениями, которые вытекают из теории ПТУ и хорошо согласуются с экспериментом. Этот факт обуславливает возможность довольно строгого математического описания процессов в проточной части турбины, в теплообменном оборудовании (конденсаторы, подогреватели и т.п.) и применения их математических моделей для решения разных задач диагностирования.

На большей части ТЭС и АЭС Украины в настоящее время отсутствуют средства диагностики состояния оборудования турбоустановок по термодинамическим параметрам. Отдельные элементы таких систем реализованы в рамках задач анализа технико-экономических показателей (ТЭП) ТЭС И АЭС [7].

В настоящей работе рассмотрены подходы к решению задачи диагностирования турбоустановок ТЭС и АЭС ОАО «Турбоатом» по термодинамическим параметрам, которая является одним из методов параметрической диагностики.

В качестве задачи диагностирования паротурбинной установки принимается выявление неисправностей (дефектов). Задача эта может решаться с разной степенью глубины. На первом этапе, как правило, достаточно найти сам факт возникновения неисправности. В случае ее возникновения, нужно, кроме того, «локализовать» неисправность, то есть установить, произошла ли она в турбине, конденсаторе, какомнибудь другом элементе оборудования ПТУ и т.п.

Под неисправностью, подлежащей обнаружению методами диагностирования, будем подразумевать любое явление, возникновение которого препятствует или делает нецелесообразным продолжение той стадии жизненного цикла диагностируемого оборудования, на которой оно находилось к моменту проведения диагностирования.

В число таких явлений входят неисправности в общепринятом понимании этого слова — поломки, трещины, повышенный износ, перегрев, прогар деталей, усиление или изменение характера вибраций, дефекты систем смазки, регулирования и многое другое. Но в качестве неисправностей в указанном выше смысле следует также рассматривать несоответствие фактических характеристик (уровней потерь, КПД узлов, температурных напоров в теплообменниках и т.п.) заданным или расчетным значениям;

Параметрическая диагностика базируется на том, что отклонения в работе оборудования определяются путем сопоставления анализируемого показателя, полученного с помощью измерений, с некоторым базовым (опорным) его значением. Ключевым вопросом при решении этой проблемы есть определение базовых значений показателей, которые анализируются.

Специфика работы турбоустановок и оборудования, которое входит в ее состав состоит в том, что базовые значения основных технико-экономических показателей (ТЭП) работы турбоустановки (например, удельный расход теплоты) и оборудования (недогревы в подогревателях, температурные напоры в конденсаторах и т.п.) существенным образом зависят от целого ряда режимных и структурных факторов. В задачах ТЭП для определения базовых значений показателей, которые анализируются, а также, для оценки влияния структурных факторов используются нормативные характеристики турбоустановок, построенные, как правило, при определенных условиях (например, при фиксированной тепловой мощности парогенератора, отсутствии отборов пара сверх регенерации, проектной схеме слива дренажей и т.п.). Обусловленная этим невысокая точность определения базовых значений показателей, которые анализируются, ограничивает их применение для цели выявления отклонений в работе оборудования на ранних стадиях их появления. К тому же получение достаточно точных нормативных характеристик возможно только при проведении полномасштабных тепловых испытаний, которые весьма дорогостоящие.

Для дальнейшего рассмотрения методов диагностирования оборудования ПТУ по термодинамическим параметрам целесообразно формализовать понятия: тепловая схема (TC); определяющие параметры; состояния и операторы.

Под тепловой схемой будем понимать совокупность всех структурных единиц энергоблока, объединенных общим критерием эффективности, технологическими связями и интегральными свойствами такими, например, как электрическая нагрузка, отпуск теплоты, расход топлива и т.п.

Состоянием ТС назовем технически допустимый вариант тепловой схемы.

Базовым назовем состояние TC, структура которой и свойства входящего в ее состав оборудования (техническое состояние) находятся в соответствии с нормативной документацией, или в соответствии с показателями (свойствами оборудования), которые приняты за нормативные (например, показатели, которые сняты и зафиксированы на действующей ПТУ после капитального ремонта).

Под определяющими параметрами турбоустановки будем понимать параметры, необходимые и достаточные для того, чтобы по их значениям можно было однозначно определить все другие параметры TC. Определяющими параметрами турбоустановки будут такие: расход и теплотворная способность используемого топлива, начальные параметры пара, температура и расход охлаждающей воды конденсаторов, теплофикационная нагрузка, наличие отключений оборудования, резервных источников питания паром и сливов конденсата и т.п.

Базовым параметром будем называть такое значением определяющего параметра, которое отвечает расчетному при базовых (нормативных) значениях свойств анализируемых элементов оборудования, и при фактических значениях всех других параметров ПТУ, которые влияют на его величину.

Текущее состояние представляет собой вариант тепловой схемы со структурой и свойствами оборудования, обусловленными текущим техническим состоянием энергоблока, которое определяется параметрами, соответствующими условиям внешней среды (температура внешнего воздуха, воды для охлаждения конденсаторов и т.п.) и текущими значениями расхода топлива, тепловыми и электрическими нагрузками энергоблока.

Пространство состояний, достижимых из начального состояния, состоит из всего множества допустимых по техническим условиям вариантов тепловой схемы, которые могут быть образованы в результате допустимых преобразований свойств элементов и структуры TC в целом.

С учетом вышеприведенного можно так сформулировать задачу диагностики состояния оборудования ПТУ по термодинамическим параметрам: обнаружить наличие отклонения определяющего анализируемого параметра элемента оборудования ПТУ, (полученного в результате измерений) от базового значения этого же параметра.

Решение задачи диагностики оборудования турбоустановок в единой постановке с одновременным исследованием всего комплекса связей сильно усложнено из-за большого количества элементов оборудования, сложности функциональных связей между ними и природы протекающих в них процессов. Поэтому необходимо провести декомпозицию общей задачи диагностики оборудования турбоустановок, то есть сделать деление задачи на ряд взаимозависимых локальных задач диагностики на разных иерархических уровнях. Такое деление целесообразно делать как по признакам, которые характеризуют функциональное назначение элементов оборудования (или групп элементов) турбоустановки, так и по природе процессов, которые протекают в элементах оборудования, (физических, химических или других). В свою очередь, физические процессы, например, могут быть разделены на: механические, тепловые, термогазодинамические и др.

Выделения локальных задач диагностирования позволяет обеспечить, полноту математического описания процессов, которые протекают, создание математических моделей, диагностических процедур и программных средств, которые их реализуют и отвечают основным принципам построения больших систем.

Предварительно, на данном этапе могут быть выделенные следующие задачи диагностирования состояния оборудования турбоустановки по термодинамическим параметрам:

– контроль тепловой мощности парогенератора (котла), переданной в турбоустановку;

– диагностика состояния турбоустановки в целом по термодинамическим параметрам. В рамках данной задачи определяется соответствие основных показателей турбоустановки (мощности и удельного расхода теплоты) текущим внешним параметрам (параметрам свежего пара, охлаждающей воды в конденсаторе, отбираемого сверх регенерации пара, добавка химочищенной воды и т.п.).

В случае наличия отклонений в показателях турбоустановки, выявленных в результате решения задачи диагностики состояния турбоустановки в целом по

термодинамическим параметрам, должна проводиться диагностика по термодинамическим параметрам состояния оборудования, которые входят в состав турбоустановки. Такими задачами могут быть:

- диагностика проточной части турбины;

- диагностика конденсаторов;
- диагностика турбопитательных насосов;
- диагностика концевых уплотнений турбины;
- диагностика регенеративных подогревателей ПНД и ПВД;
- диагностика охладителей дренажа;
- диагностика сетевых подогревателей;
- контроль пароводяных потерь турбоустановки.

Из изложенного выше видно, что для эффективного решения задач диагностирования ПТУ по термодинамическим параметрам необходимо решать задачи как синтеза, так и анализа. Эффективность решения задач синтеза определяется способом внутреннего описания систем. В модели, которая предлагается, предполагается способ внутреннего описания в виде информационной модели (ИМ), что базируется на составных объектах. В основе ИМ лежит структурное описание энергоустановки, то есть представления ее в виде компонентов и связей между ними. Информационная модель турбоустановки трактуется как составной объект [3, 4], то есть, как множество информационных моделей компонентов.

На базе гибкой адаптируемой математической модели турбоустановки создан базовый пакет программных приложений (БППП), позволяющий создавать пакеты прикладных программ (ППП) диагностирования конкретных турбоустановок. Подготовка данных по свойствам и структуре турбоустановки, а также их изменение в процессе работы с ППП могут, в зависимости от характера решаемых задач, готовиться с разной степенью детализации в режиме как текстового, так и графического взаимодействия. Математическая модель турбоустановки обеспечивает решение задач с высокой (на уровне проектных расчетов турбостроительных заводов) точностью.

Система контроля состояния (СКС) оборудования по термодинамическим параметрам с использованием БППП, как надстройка над штатной системой измерений может состоять из трех основных частей:

– подсистема имитации сигналов от турбоустановки и корректировки базового состояния, которая позволяет настроить систему так, чтобы параметры математической модели соответствовали параметрам турбоустановки для идентичных режимов. Эта же подсистема очень эффективна при отладочных и наладочных работах, проектировании и исследованиях турбоустановок;

– подсистема диагностики позволяет обнаруживать отклонения свойств оборудования от их базовых значений, определяемых с помощью математической модели с учетом текущего режима и состояния тепловой схемы (ее структуры в момент измерений), а также вычисляет изменения мощности, вызванные такими отклонениями (как свойств, так и структуры). Поскольку ведется сравнение не абсолютных значений, а отклонений, то точность диагностики существенно возрастает за счет уменьшения систематических погрешностей;

– подсистема управления базами данных фиксирует, регистрирует, вычисляет показатели по отчетным интервалам (смена, сутки, месяц, год), обеспечивает оперативный доступ к любой, хранящейся в базах данных информации, как в форме видеокадров дисплея, так и печатных копий.

Реализация предлагаемого комплекса задач расчета обеспечивает:

– определение текущих значений технико-экономических показателей турбоустановки по данным измерений;

– расчет базовых (опорных) значений ТЭП, соответствующих текущему состоянию турбоустановки при базовых свойствах основного и вспомогательного оборудования;

– определение отклонений в работе основного и вспомогательного оборудования путем сопоставления текущих значений ТЭП с их опорными значениями;

– определение обобщенных показателей качества эксплуатации турбоустановок.

Получаемые с помощью подсистемы диагностирования значения недоступных для непосредственного измерения параметров в проточной части турбины могут быть использованы для решения других задач, например, оценки термонапряженного состояния.

Эффект от внедрения системы за счет своевременного выявления, оценки влияния и устранения отклонений в работе оборудования и турбоустановки в целом составит 0,5–1 % по удельному расходу теплоты.

### Литература

1. Programs to extend the capabilities of Thermoflow's Core Modeling Tools [Электронный ресурс]: – официальный сайт разработчика – Thermoflow, Inc., Sudbury, USA – Электрон. дан. <u>http://www.thermoflow.com/Utilities\_SUPERPROGS.htm</u>, Последнее обращение: 06.03.2009. – Загл. с экрана.

2. The N4 instrumentation and control system [Электронный ресурс]: – официальный сайт разработчика – Atos Origin (ранее Sema), Meylan Cedex, France – Электрон. дан. http://www.atosorigin.com/en-

us/Business\_Insights/Case\_Studies/Case\_Studies\_Container/cs\_edf\_n4.htm, Последнее обращение: 06.03.2009. – Загл. с экрана.

3. *Лыхвар Н.В.* Математическое моделирование и оптимальное проектирование паротурбинной установки/ Н.В. Лыхвар, Ю.Ф. Косяк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 2. – С. 69-72.

4. *Лыхвар Н.В.* Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики / Н.В. Лыхвар, Ю.Н. Говорущенко, В.А. Яковлев // Пробл. машиностроения, – 2003. – № 1. – С. 30-41.

5. Сергеева В.Б. Математическая модель турбоустановки при ее проектировании / В.Б. Сергеева, В. Ю. Иоффе, А. С.Файнштейн // Теплоэнергетика. – 1983. – № 5. – С. 37-41.

6. *Gardzilewicz A*. Instruction of the DIAGAR Programm for the Turboset no. 3 of the Koshienice Power Station / A. Gardzilewicz, J. Gtuch, M. Bogulicz // Rep. 14/94, Maszyny Przeplywowe Sp.o.o. – Gdansk, 1994. – C.229-237.

7. Тепловые и атомные электростанции и установки (математические модели для проектирования и эксплуатации) / И.Г. Шелепов, С.Ф. Артюх, М.А. Дуэль и др. – К.: УМКВО, 1992. – 315 с.

8. Ахметзянов А.М. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам / А.М. Ахметзянов, Н.Г. Дубравский, А.П.Тунаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 206 с.

© Шубенко А.Л., Лыхвар Н.В., Швецов В.Л., 2009

УДК 621.165.62-192

### О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, канд. техн. наук

# Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина, e-mail: <u>cher\_olya@2c.kiev.ua</u>

### ОСТАТОЧНЫЙ РЕСУРС ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-200-130 ЛМЗ

Запропоновано оцінку залишкового ресурсу парової турбіни К-200-130 ЛМЗ Луганської ТЕС з визначенням пошкодженості, живучості та терміну експлуатації високотемпературних елементів парової турбіни К-200-130 ЛМЗ для характерних режимів роботи енергоблоку. Узагальнено розрахункові данні по залишкових термінах експлуатації та експлуатаційних пошкодженнях парових турбін енергоблоків №11, 13–15, що працювали в різних експлуатаційних умовах.

The enrichment and analysis of the calculated estimation of leavingal resource of steam turbine K-200-130 №11, 13–15 is offered with calculating heat state (HS), stressed-deformed state (SDS), and little cycle of lassitude of hightemperature elements of CHP and CMP for exploitation modes energy blokes.

Проведена оценка остаточного ресурса турбины К-200-130-1,3 № 11, 13–15 Луганской ТЭС согласно нормативных документов [1–3]. При оценке поврежденности высокотемпературных элементов паровых турбин в расчетных 3D пространственных аналогах элементов ЦВД и ЦСД в местах появления трещин и зон растрескиваний смоделированы выборки металла согласно данным последнего визуального контроля. В роторах ЦВД и ЦСД 3D пространственные аналоги согласованы с ремонтновосстановительными мероприятиями по методике проточки канавок и галтелей дисков ступеней [4–7].

Паровые турбины мощностью 200 МВт К-200-130-1,3 № 11, 13–15 Луганской ТЭС (ЛТЭС) были введены в эксплуатацию в 1963–1969 годах. По состоянию на апрель 2008 года отработали 238329–280387 часов при общем количестве пусков для блоков № 11, 13–15 от 1027 до 1277. Полной статистикой пусков турбины из различных тепловых состояний станция не располагает. Пуски после 6–10 часов простоя приравниваются к пускам НС-2, пуски после 15–20 и 30–35 часов простоя названы пусками НС-1, а пуски после 50–60 часов простоя и из холодного состояния приравниваются к пускам из XC.

Используя статистику пусков по данным ЛТЭС для энергоблоков ст. № 11, 13–15 ЛТЭС, можно определить данные по распределению количества пусков по типам из различных тепловых состояний (см. таблицу).

Блок	Ввод в	Наработка,	Общее число	Статистика пусков, шт	
N⁰	эксплуатацию	час	пусков, шт		
11	1963 г.	280387	1216	HC-2661; HC-1263; XC292;	
13	1968 г.	246901	1277	HC-2748; HC-1250; XC279;	
14	1968 г.	238329	1085	HC-2646; HC-1180; XC259;	
15	1969 г.	246395	1027	HC-2619; HC-1170; XC238;	

Таблица. Характеристика работы паровых турбин К-200-130-1,3 ЛТЭС

Расчетная оценка малоцикловой усталости высокотемпературных элементов паровой турбины К-200-130-1,3 ст. № 11, 13-15 ЛТЭС проводилась по ранее результатам теплового, напряженно-деформированного полученным состояния роторов, корпусов ЦВД, ЦСД и корпусов клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД для пусковых режимов по типу HC-1, HC-2 и XC. В расчетах на малоцикловую усталость принимался запас по числу циклов  $n_N = 5$  и по деформациям  $n_{\varepsilon} = 1,5$ . Уменьшенные коэффициенты запаса прочности по числу циклов и деформации (на уровне  $n_N = 3$  и  $n_{\rm E} = 1,25$ ) применялись для таких элементов паровой турбины, у которых минимальное допустимое число пусков до появления трещин было ниже общего эксплуатационного числа пусков. Такой подход автор считает возможным ввиду использования в расчетах согласно [2] консервативного подхода к определению допустимого числа пусков как меньшего из всех возможных типов пусков из HC-2, HC-1 и XC и экспериментальных исследований по влиянию старения на изменение физико-механических свойств конструкционных легированных сталей [5].

Оценка остаточного ресурса на базе определения поврежденности, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального ресурса роторов и корпусов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-300-130-1,3 № 11, 13–15 ЛТЭС представлена на рисунке.



а-РВД, б-РСД, в-ЦВД, г-ЦСД

Рис. Наработка (серый цвет) и остаточный ресурс (белый цвет) элементов турбины К-200-130 ЛМЗ энергоблоков № 11, 13–15 ЛТЭС

Расчетная поврежденность РВД турбины № 11, 13–15 ЛТЭС составляет порядка 41 %, 23,92 %, 5,54 % и 30,30 %, а РСД находится на уровне 81 %, 21,27 %,47,83 % и 56 %, соответственно. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для РСД составит порядка 284, 1819, 515 и 717 пусков. Остаточный ресурс имеет самые низкие значения для турбины № 11 и составляет для РВД 68722 часа и для РСД 30163 часа. Поврежденности корпусов ЦВД за прошедший срок эксплуатации турбин № 11, 13–15 составляют 86,85 %, 41,34 %, 34,92 % и 42,25 %. А корпуса ЦСД № 11 повреждены на 71,52 %, № 13 – на 35,61 %, № 14 – на 50,17 %, № 15 – на 52,54 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для корпусов ЦСД составит порядка 484–958 пусков, а для корпусов ЦВД это число пусков равно 517–1390 пускам. Поврежденность корпусов стопорных клапанов энергоблоков № 11, 13–15 лежит в пределах от 10,56 % до 15,58 %, а поврежденность в защитном клапане АЗК ЦСД находится в диапазоне от 10,27 % до 12,77 %.

# Выводы

Для повышения надежности элементов турбины, уменьшения температурных нагрузок и улучшения качества эксплуатации необходимо внедрить следующие мероприятия:

1. Оптимизировать пусковые режимы. При пусковых режимах из неостывшего состояния по типу HC-2 нагружение производить по графику HC-1 с повышением предтолчковой температуры свежего пара и пара промперегрева до 450–500 °C. Оптимизировать количество пусков по типу XC в сторону уменьшения.

2. Для предотвращения попадания конденсата в нижнюю часть ЦВД и ЦСД при пусковых и остановочных режимах внедрить дополнительные мероприятия по повышению надежности работы дренажей.

3. Провести модернизацию системы контроля основных параметров турбины с регистрацией параметров, влияющих на надежность турбины.

4. Внедрить системы мониторинга виброактивности турбоагрегатов с диагностикой состояния элементов валопровода, в том числе и на наличие трещин в роторе.

5. Внедрить системы контроля и технической диагностики теплового и напряженно-деформированного состояния роторов высокого и среднего давления, а также корпусов ЦВД и ЦСД, АСК ЦВД, АЗК ЦСД, основанные на моделировании теплового (ТС) и напряженно-деформированного состояния (НДС) оборудования в реальном времени.

6. С целью уточнения запасов прочности металла корпусов и роторов ЦВД и ЦСД по деформациям  $n_{\varepsilon}$ , числу циклов  $n_{N_{i}}$  по пределам текучести  $n_{T}$  и запасов по номинальным напряжениям  $n_{д\Pi}$  проводить исследования по влиянию старения на изменение физико-механических свойств конструкционных легированных сталей при эксплуатационных и повышенных температурах.

7. При каждом следующем плановом продлении эксплуатации для оборудования, проработавшего более 220 тыс. часов, проводить оценку остаточного ресурса высокотемпературного оборудования паровой турбины К-200-130-3.

 Экспериментальное исследование согласно НД – при ППР – неразрушающий контроль металла для выявления дефектов и экспериментальной оценки возникших повреждений, исследование структуры и свойств металла высокотемпературных элементов турбин.

- Экспериментальные исследования по влиянию старения на изменение физикомеханических свойств конструкционных легированных сталей при эксплуатационных температурах.
- Поверочный расчет остаточного ресурса энергоблока с учетом фактических данных о свойствах металла и режимах эксплуатации, изменений конструкции при ППР, особенностей пусковых и переменных режимов работы и др., а также экспериментального исследования металла.
- Технический аудит состояния оборудования на текущий момент.
- Экспертную оценку состояния высокотемпературного оборудования паровых турбин с указанием возможности продления эксплуатации сверх паркового ресурса.

# Литература

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004.

2. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985, № АЗ-002/7382. – 49 с.

3. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М., 1996.

4. Черноусенко О.Ю. Расчетное исследование индивидуального ресурса корпусных деталей турбин (ЦВД, ЦСД, корпусов стопорных клапанов) и роторов К–200-130 блока 200 МВт // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 64-70.

5. Черноусенко О.Ю. Обобщение и анализ результатов расчетного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВД и ЦСД турбины К–200-130 блока 200 МВт // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 107-111.

6. Расчетное определение малоцикловой усталости высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт с применением программного комплекса ANSYS И COSMOSWorks / Е.М. Письменний, О.Ю. Черноусенко, Е.В. Стефан, Д.В. Рындюк, Д.С. Третяк // Вестник НТУУ «КПИ», Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ». – 2008. – С. 188-195.

7. Черноусенко О.Ю. Усталостные повреждения роторов ЦВД и ЦСД паровых турбин К-200-130-3 на ТЕС Украины / О.Ю. Черноусенко, А.В. Антонович, Н.Г. Крищук, М.В. Космина, М.О. Долгих // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 77-82.

© Черноусенко О.Ю., 2009

УДК 621.165

### В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук, Т.Н. ФУРСОВА

Украинская инженерно-педагогическая академия, кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина, e-mail: <u>tatiananf@mail.ru</u>

### К РАСЧЕТУ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

Розглянуто напружено-деформований стан грибоподібних хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін, досліджено вплив сили тертя на розподіл напруг в конструкціях хвостових з'єднань, проведений аналіз розрахункових, чисельних та експериментальних результатів.

The tensely-deformed state of mushroom-like tail connections of workings shoulder-blades of steam-turbines is considered, influence of force of friction is explored on distributing of tensions in the constructions of tail connections, the analysis of, numeral and experimental results of calculations is conducted.

Для крепления рабочих лопаток на дисках паровых турбин используются несколько типов хвостовых соединений. Выбор того или иного типа зависит от центробежной силы, создаваемой рабочей лопаткой, характеристиками надежности, принятой технологией предприятия-изготовителя, удобством сборки.



Рис. 1. Расчетная схема двухопорного грибовидного хвостовика

Олной ИЗ наиболее распространенных является конструкция грибовидного хвостового соединения с верховой посадкой (рис. 1). Эти конструкции могут иметь от одной до трех пар опорных зубцов, что определяется уровнем внешней нагрузки (центробежная профильной сила части лопатки). Грибовидные отличаются сложной хвостовики геометрией, характеризуемой значительным количеством угловых переходов.

Стремление к ограничению длины проточной части турбины обусловливает выбор для каждой ступени хвостового соединения минимально возможной ширины (в

осевом направлении турбины). Это обстоятельство определяет стремление к использованию в максимальной степени ресурсов прочности соединения. В то же время недопустимо снижение надежности конструкции. Вышесказанное обусловливает проведение углубленных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) на основе современных экспериментальных и аналитических методов.

Неравномерность распределения напряжений в хвостовом соединении усугубляется его развитыми (во многих случаях) размерами в трех измерениях, а также

характером приложения внешней нагрузки и формы опорных поверхностей, определяющих локальные зоны контакта и, следовательно, уровень удельных контактных нагрузок. Некоторое освещение эти вопросы получили в [1, 2].

В данной работе представлен анализ методов расчета и уточнение некоторых параметров, оказывающих существенное влияние на достоверность результатов. При этом используются данные экспериментальных исследований и уточнение некоторых факторов на основе анализа методом конечных элементов.

До последнего времени для расчета прочности хвостовых соединений использовался метод, основанный на положениях теории упругости и сопротивления материалов в рамках стержневых систем. В силовой схеме соединения неизвестной величиной является реакция *H*, действующая на хвостовик в зоне контакта с кольцевым буртиком обода диска и удерживающая его в равновесии.

Согласно теореме Кастилиано, производная от потенциальной энергии изгиба V расчетного участка хвостовика высотой  $h_3$  (рис. 1) по силе H равна перемещению точки А в направлении действия силы. Экспериментально установлено, что перемещение бурта диска отсутствует вплоть до разрушающих нагрузок. Следовательно

$$\frac{\partial V}{\partial H} = 0, \qquad (1)$$

где *V* – потенциальная энергия изгиба участка хвостовика.

Разобьем рассматриваемую часть хвостовика на участки I, II, III, (как показано на рис. 1). Очевидно, что

$$V = V_{\mathrm{I}} + V_{\mathrm{II}} + V_{\mathrm{III}} \,.$$

Подставив выражение потенциальной энергии изгиба отдельных участков в это уравнение, получим

$$V = \frac{1}{2EI_{I}} \int_{0}^{h_{I}} M_{I}^{2} dx + \frac{1}{2EI_{II}} \int_{h_{I}}^{h_{2}} M_{II}^{2} dx + \frac{1}{2EI_{III}} \int_{h_{2}}^{h_{3}} M_{III}^{2} dx.$$
(2)

В расчетной схеме хвостового соединения присутствует еще один фактор, требующий специального исследования. Речь идет о коэффициенте трения  $\mu$ , определяющем величину силы трения  $\mu P$ . Если рассматривать задачу с точки зрения механики, то вещественное значение этой силы будет иметь место при проскальзывании контактных поверхностей, на которые действуют нормальные силы P (реакции от центробежных сил профильной части лопатки и хвостовика). Пределы изменения силы  $\mu P$  определяются граничными значениями коэффициента  $\mu$  ( $0 \le \mu \ge 1,0$ ). Величина  $\mu = 0$  может иметь место лишь при отсутствии поперечных деформаций и, следовательно, взаимного перемещения контактных поверхностей. При верхнем граничном значении  $\mu = 1,0$  сила трения  $\mu P$  становится равной нормальной силе P, что противоречит физическому смыслу.

Таким образом, на рассматриваемую часть хвостовика (рис. 1) действует: сила H, реакции на опорах, принимаемые равными  $P_1 = P_2 = \frac{C}{4}$  и силы трения  $\mu P_1$  и  $\mu P_2$ ,

возникающие на опорных поверхностях (здесь C – центробежная сила лопатки, бандажей и всего хвоста;  $\mu$  – коэффициент трения; J – момент инерции сечения рассматриваемого участка хвоста). В известных схемах расчета для упрощения принято постоянство моментов инерции участков хвостовика [3, 4]. Кроме того, в [3] в расчетных уравнениях не учитывается сила трения.

Как известно, сила трения направлена противоположно движению и, таким образом, препятствует ему. Влияние силы трения на силовую схему хвостового соединения рассматривается в работе [5]. В некоторых работах коэффициент трения при расчете принимался 0,2–0,4 [6].

Очевидно, что величина силы трения обусловлена характером обработки контактных поверхностей хвостовика и грибка обода диска, а также действующим на опорных площадках контактным напряжением. Задачей настоящей работы являлось определение направления этой силы при работе хвостового соединения, величины коэффициента трения и его влияния на напряженное состояние хвостовика.

Рассмотрим результаты экспериментального исследования (НДС) грибовидного хвостового соединения рабочей лопатки паровой турбины ОАО «Турбоатом», проведенного методом тензометрирования на плоской модели при помощи малобазных проволочных датчиков.





Испытывалась модель из металла, полностью соответствующая по конфигурации реальному хвостовому соединению. Распределение напряжений в теле двухопорного хвостовика шириной 82 мм приведено на рис. 2. В наиболее напряженном верхнем сечении модели хвостовика было получено максимальное напряжение (растяжение суммарное И 90 МПа. Нагружающее усилие изгиб), составило 50 000 Н [3, 4].

Согласно расчета, данным представленного [4], суммарные В III–III напряжения в сечении  $\sigma_{cym} = 94,8 \text{ MII}a$ , что дает расхождение с экспериментально полученным значением ~5 % И может считаться вполне удовлетворительным. В этом расчете не учитывалась переменность моментов

инерции расчетных участков, величина коэффициента трения была принята  $\mu = 0,4$ , а направление силы трения – как на рис. 1.

Для рассмотренного выше хвостового соединения был проведен уточненный расчет с переменными моментами инерции сечений рассматриваемых участков хвостовика.

Уравнения изгибающих моментов на участках I, II, III:

$$M_{\rm I} = Hx$$

$$M_{\rm II} = Hx - \mu P_1(x - h_1) - Pa_1;$$

$$M_{\rm III} = Hx - \mu P(x - h_1) - Pa_2 - \mu P(x - h_2) - Pa_3.$$

Подставляя в уравнение (2) значения изгибающих моментов и дифференцируя по *H*, получим

$$\frac{\partial V}{\partial H} = \frac{1}{2EI_{1}} \int_{0}^{h_{1}} M_{1} \frac{\partial M_{1}}{\partial H} dx + \frac{1}{2EI_{11}} \int_{h_{1}}^{h_{2}} M_{11} \frac{\partial M_{11}}{\partial H} dx + \frac{1}{2EI_{111}} \int_{h_{2}}^{h_{3}} M_{111} \frac{\partial M_{111}}{\partial H} dx = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial V}{\partial H} = \frac{1}{2EI_{1}} \int_{0}^{h_{1}} Hx^{2} \partial x + \frac{1}{2EI_{11}} \int_{h_{1}}^{h_{2}} (Hx - \mu P(x - h_{1}) - Pa_{1}) x \partial x + \frac{1}{2EI_{111}} \int_{h_{2}}^{h_{3}} (Hx - \mu P(x - h_{1}) - Pa_{3}) x \partial x = 0.$$

Выполнив интегрирование и сократив постоянные, получим: 1. Для участка I

$$\frac{\partial V_1}{\partial H} = \frac{1}{I_1} \frac{H}{3} h_1^3.$$

2. Для участка II

$$\frac{\partial V_2}{\partial H} = \frac{1}{I_2} \left[ \frac{H}{3} (h_2^3 - h_1^3) - \frac{\mu P}{3} (h_2^3 - h_1^3) - \frac{\mu P h_1}{2} (h_2^2 - h_1^2) - \frac{P a_1}{2} (h_2^2 - h_1^2) \right].$$

3. Для участка III

$$\frac{\partial V_3}{\partial H} = \frac{1}{I_3} \left[ \frac{H}{3} (h_3^3 - h_2^3) - \frac{2\mu P}{3} (h_3^3 - h_2^3) - \frac{\mu P h_1}{2} (h_3^2 - h_2^2) - \frac{P a_2}{2} (h_3^2 - h_2^2) - \frac{\mu P h_2}{2} (h_3^2 - h_2^2) - \frac{\mu P h_2}{2} (h_3^2 - h_2^2) - \frac{P a_3}{2} (h_3^2 - h_2^2) \right].$$

Максимальный изгибающий момент в наиболее напряженном сечении III-III

$$M_{\rm III} = Hh_2 - \mu P_1(h_2 - h_1) - Pa_2 - Pa_3.$$

На рис. 3 представлен деформированный вид модели, полученный с помощью расчетного комплекса ANSYS. Утрированное изображение контура ребер недеформированной модели и деформированной сетки показывает, что вследствие продольной деформации и некоторого сужения модели в поперечном направлении, сила трения должна препятствовать этому сужению и ее направление, показанное на рис. 1, выбрано верно.



Рис. 3. Деформированный вид модели





На рис. 4, в зависимости от величины коэффициента трения представлено изменение μ, суммарных напряжений В сечении III-III, полученных в результате аналитического расчета И с помощью вышеуказанного программного комплекса.

Как можно установить из графика на рисунке 4, наиболее близкое совпадение результатов аналитическим методом и ANSYS имеет место при коэффициентах трения  $\mu = 0,4$  и  $\mu = 0,6$ .

Несмотря на увеличенную

разницу между расчетными значениями напряжений при  $\mu = 0,4$  (против  $\mu = 0,6$ ) и полученными в эксперименте следует отдать предпочтение величине коэффициента трения  $\mu = 0,4$  как дающей более консервативный результат. Кроме того, средняя

величина напряжений из данных эксперимента может быть несколько занижена из-за неполного учета концентрации напряжений.



Рис. 5. Максимальные напряжения в зоне верхнего зубца в зависимости от коэффициента трения

На рисунке 5 представлены результаты расчета по ANSYS максимальных напряжений в зависимости от величины коэффициента трения, откуда следует, что увеличение его более  $\mu = 0,4$  не влияет на уровень максимальных напряжений.

Таким образом, при анализе НДС хвостовых соединений необходимо учитывать влияние сил трения на распределение напряжений. В качестве величины коэффициента

трения, обусловливающей достоверную картину НДС, следует рекомендовать  $\mu = 0,4$ . Отметим, что это значение, зависящее, кроме прочих факторов, от состояния поверхностей контакта, относится к хвостовикам, обработанным по традиционной технологии в турбостроении.

# Литература

1. Сухинин В.П. Особенности распределения напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 117-124.

2. *Сухинин В.П.* Влияние формы контактной поверхности на распределение напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 4. – С. 7-19.

3. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток. ОСТ 108.021.07.84. – Ленинград: ЦКТИ, 1984. – 16 с.

4. Шубенко-Шубин Л.А. Прочность элементов паровых турбин / Л.А. Шубенко-Шубин, Д.М. Гернер, В.П. Сухинин. – М.: Машгиз, 1962. – 567 с.

5. Гонтаровский П.П. Исследование напряженно-деформированного состояния замковых соединений лопаток турбомашин методом конечных элементов / П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач // Проблемы прочности. – 1982. – № 8. – С. 37-40.

6. Жайлов П.А. Выбор рациональных размеров Т-образных хвостов с заплечиками лопаток паровых турбин и учет силы трения на опорных поверхностях // Энергомашиностроение. – 1965. – № 2. – С. 36-37.

© Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., 2009

УДК 621.165 : 539.4

# Т.Н. ПУГАЧЕВА

Украинская инженерно-педагогическая академия, кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина

### АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ СОСТОЯНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РОТОРОВ И ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И РЕСУРС

Розглянуті питання, пов'язані з визначенням залишкового ресурсу служби високотемпературних вузлів турбоагрегату. Проаналізовані фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації турбоустановки: вичерпання тривалої пластичності із-за повзучості матеріалу; накопичення пошкоджень в критичних зонах роторів із-за малоциклової втоми.

The issues has been treated connected of determination of residual resource of service of high temperature knots of turbine. Factors determining duration of reliable exploitation of turbine are analysed: exhausting of the protracted plasticity from the creep of material; accumulation of damages in the critical areas of rotors because of a cyclical fatigue.

К настоящему времени значительная часть тепломеханического оборудования на электростанциях Украины выработала нормативный и продленный ресурсы. Массовая замена изношенного оборудования в ближайшие годы невозможна в связи с дефицитом средств. Увеличивается доля оборудования, эксплуатирующегося в маневренных режимах из-за возрастающей неравномерности потребления электроэнергии. Сокращаются объемы плановых ремонтов и увеличиваются межремонтные периоды. Эксплуатация энергоблоков с большим количеством пусков – остановов приводит к образованию трещин в высокотемпературных зонах элементов турбоустановок. Появление трещин вызывает обоснованные опасения в возможности дальнейшей эксплуатации энергооборудования.

За последние 20–30 лет в энергомашиностроении сделаны крупные шаги в области повышения надежности и экономичности турбоустановок на базе широкого использования программных продуктов, позволяющих решать сложные задачи газодинамики пространственного потока в проточной части и механизма разрушения, в том числе с учетом явлений ползучести металла. Динамика роста мощностей за эти десятилетия может быть проиллюстрирована тем, что за каждые 10 лет происходило удвоение единичной мощности агрегатов. Для тепловых электростанций единичные мощности серийных агрегатов выросли от 100 до 500 МВт. Такой рост мощностей (при соответствующем переходе к сверхкритическим параметрам пара) привел к повышению удельных нагрузок на элементы турбоагрегатов, что обусловило необходимость решения научных и прикладных задач по обеспечению безопасности работы на фоне возросшей общей напряженности деталей и узлов.

Энергоустановки, введенные в эксплуатацию 30–40 лет назад морально и физически устарели, возросла поврежденность элементов в зоне высоких температур, что требует дополнительных затрат на ремонты и снижает технико-экономические показатели турбоустановок. Вместе с тем значительная часть узлов и деталей, работающих в зоне умеренных температур, остаются пригодными для дальнейшей эксплуатации. Это обстоятельство делает целесообразным решение задачи по

уточнению реальных ресурсов эксплуатации турбоагрегатов, определяемых, главным образом, длительной прочностью и малоцикловой усталостью материала деталей.

Основными факторами, определяющими исчерпание ресурса, являются высокотемпературная ползучесть металла и малоцикловая усталость, связанная с циклическими нагрузками в пуско-остановочных режимах. Оба эти процесса разделяются на инкубационную стадию (зарождение трещины) и стадию развития трещины. В ряде случаев преимущественно рабочие лопатки и некоторые другие детали проточной части получают эрозионное и коррозионное повреждение, степень опасности которого может быть оценена только на основе экспериментальных данных (или опыта эксплуатации) о потенциальной опасности развития трещин при таких повреждениях.

При проектировании расчетный ресурс устанавливается с учетом его исчерпания за счет ползучести материала в условиях длительного статического нагружения и малоцикловой (термической) усталости. В процессе работы, при необходимости, оценивается ограниченный период допустимой эксплуатации на стадии развития трещины.

Повреждение роторов паровых турбин может быть обусловлено разными причинами: наличие в металле металлургических дефектов, нарушение технологии изготовления ротора, отклонение от действующих стандартов и ошибки при проектировании, нарушение пуско-остановочных режимов и эксплуатационных инструкций, низкое качество ремонта.

Наиболее высока вероятность появления трещин в зонах концентрации напряжений. Такими зонами в роторах турбин являются ободы дисков с пазами для хвостовиков лопаток, осевой канал и термокомпенсационные канавки в зоне уплотнений, а также радиусные переходы от диска к бочке ротора. Напряженное состояние ободов дисков с Т-образными пазами зависит, в основном, от величины центробежных сил рабочих лопаток и геометрии самого паза (величины радиусов закруглений в угловых переходах).

Расчеты напряженно-деформированного состояния выполняются методом конечных элементов при упругом деформировании материала и с учетом ползучести с использованием теории старения и изохронных кривых ползучести. Максимальные значения интенсивности напряжений достигаются в верхней галтели паза. В процессе ползучести напряжения быстро релаксируют и после примерно 40 тысяч часов становятся постоянными. Деформация ползучести, наоборот, вначале быстро нарастает и примерно через 40 тысяч часов накапливается с постоянной скоростью. Основная часть диска работает при относительно невысоких напряжениях, составляющих 50–60 МПа. Зона действия напряжений, больших 100 МПа, ограничена глубиной около 10 мм от внутренней поверхности расточки ротора. Термонапряженное состояние на поверхности осевого канала изменяется в широких пределах в зависимости от особенностей переходных режимов, но напряжения здесь всегда остаются ниже предела текучести.

Для термокомпенсационных канавок термические напряжения являются определяющими, с точки зрения вероятности появления трещин, но эта зона не лимитирует ресурс турбин, работающих в базовом режиме.

Полный ресурс ротора складывается из времени до зарождения трещины и времени ее распространения до критического размера. Моменту зарождения трещины соответствует достижение расчетной повреждаемости, равной единице. В зоне обода диска и осевого канала определяющими являются напряжения от центробежных сил,

изменяющиеся во времени вследствие ползучести. Циклически действующие напряжения для той и другой зоны ниже предела текучести и повреждаемость здесь невелика.

За момент разрушения принимается время, когда коэффициент интенсивности или раскрытие трещины достигает критических значений. Рост трещины является следствием действия как стационарных, так и циклических напряжений. Для ободов и осевого канала циклические напряжения ниже предела текучести, их влиянием можно пренебречь только на стадии до зарождения трещин, а в стадии роста они оказывают существенное влияние.

В качестве основной независимой переменной, используемой в критерии прочности при малоцикловом нагружении выбирается величина амплитуды полных упруго-пластических деформаций ( $\varepsilon_d = \Delta \varepsilon_i/2$ ), а в критерии прочности при статическом нагружении – интенсивность напряжений ( $\sigma_i$ ).

За минимальное значение интенсивности деформации в цикле ( $\varepsilon_i^{\min}$ ) принимается ее упруго-пластическое значение при пуске ( $\varepsilon_i^p$ ), а за максимальное ( $\varepsilon_i^{\max}$ ) – величина интенсивности деформации на стационарном режиме ( $\varepsilon_i^{cr}$ ).

Следовательно, амплитуда интенсивности деформаций

$$\varepsilon_{\rm a} = \frac{\varepsilon_i^{\rm max} - \varepsilon_i^{\rm min}}{2} = \frac{\varepsilon_i^{\rm ho} - \varepsilon_i^{\rm p}}{2}.$$

Таким образом, каждый цикл состоит из прямого нагружения – пуска и обратного нагружения – разгрузки с выходом на стационарный режим; значение  $\varepsilon_i^p$  получается из рассмотрения прямого нагружения,  $\varepsilon_i^{cr}$  и  $\sigma_i^{cr}$  – обратного.

Если при прямом нагружении уравнение кривой деформирования

$$\overline{\mathbf{\sigma}}_i = f(\overline{\mathbf{\varepsilon}}_i)$$

то при обратном нагружении в соответствии с принципом Мазинга диаграмма строится по уравнению

$$\overline{\sigma}_i = 2 \cdot f(\overline{\varepsilon}_i/2),$$

из точки, характеризующей пуск и начало разгрузки.

При прямом нагружении, т.е. при пуске, значения  $\overline{\sigma}_i^p$ ,  $\overline{\epsilon}_i^p$  определяются по формуле

$$\overline{\sigma}_i^{\delta} \cdot \overline{\varepsilon}_i^{\delta} = \overline{\sigma}_i^{e} \cdot \overline{\varepsilon}_i^{e} ,$$

где  $\overline{\sigma}_{i}^{e} = \frac{\sigma_{i}^{e}}{\sigma_{0,2}^{t}}, \ \overline{\varepsilon}_{i}^{e} = \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \sigma_{i}^{e}}{3 \cdot E_{i} \cdot \varepsilon_{0,2}^{t}}$  – относительные интенсивности упругих напряжений и

деформаций при пуске.

При обратном нагружении, т.е. на стационарном режиме, если имеет место упруго-пластическое деформирование, значение  $\overline{\sigma}_i^{cr}$  и  $\overline{\varepsilon}_i^{cr}$  могут быть определены из уравнения

$$\left(\overline{\sigma}_{i}^{\tilde{n}\dot{o}}-\overline{\sigma}_{i}^{p}\right)\cdot\left(\overline{\varepsilon}_{i}^{\tilde{n}\dot{o}}-\overline{\varepsilon}_{i}^{p}\right)=\left(\overline{\sigma}_{i}^{e}-\overline{\sigma}_{i}^{e\tilde{n}\dot{o}}\right)\cdot\left(\overline{\varepsilon}_{i}^{\tilde{a}}-\overline{\varepsilon}_{i}^{\tilde{a}\tilde{n}\dot{o}}\right),$$

где  $\overline{\sigma}_{i}^{\tilde{e}\tilde{n}\check{o}} = \frac{\sigma_{i}^{\tilde{e}\tilde{n}\check{o}}}{\sigma_{0,2}^{t}}, \ \overline{\varepsilon}_{i}^{e} - \overline{\varepsilon}_{i}^{\tilde{e}\tilde{n}\check{o}} = \frac{\left(\overline{\sigma}_{i}^{e} - \overline{\sigma}_{i}^{\tilde{e}\tilde{n}\check{o}}\right) \cdot 2 \cdot (1 + \nu)}{3 \cdot E_{t} \cdot \varepsilon_{0,2}^{t}} - \text{относительные интенсивности упругих}$ 

напряжений и деформаций на стационарном режиме.

Оценка малоцикловой усталости проводится в критических зонах узлов, подверженных воздействию термических напряжений из-за теплосмен при переменных режимах. Количество циклов лимитируется в зависимости от их категории (характера распределения температур, скорости прогрева, качества материала). При превышении ресурса эксплуатации вдвое и более, против расчетного, количество циклов теплосмен должно также возрастать, как минимум, вдвое. В действительности турбоагрегаты, которые проектировались для несения базовой нагрузки, широко используются для работы в переменной части графика нагрузки, что еще более увеличивает количество циклов. Таким образом, появление трещин от малоцикловой усталости при достижении наработки турбоагрегатами  $2 \cdot 10^5$  часов и, в отдельных случаях меньше, вполне закономерно.

Главной особенностью вопроса об остаточном ресурсе высокотемпературных роторов является накопление в металле из-за ползучести необратимой остаточной деформации со снижением его пластических свойств.

B зависимости от условий эксплуатации основными факторами, лимитирующими безаварийную работу конструкции при длительном нагружении, могут быть предельные деформации или разрушающие напряжения. Так ползучесть некоторых деталей турбины, например дисков и рабочих лопаток, может привести к исчерпанию конструктивных зазоров и выходу турбины из строя. В данном случае потеря несущей способности связана не только с нарушением сопряженности деталей, но и с уровнем напряжений, приводящих к ускоренной ползучести и исчерпанию длительной прочности материала. В качестве критериев предельного состояния для конструкции должны устанавливаться величины деформации ползучести и длительной прочности. Величина ползучести зависит от действующего напряжения, является одной из основных расчетных характеристик и определяется с помощью кривых ползучести или изохронных кривых.

Имеется достаточно много путей для описания эмпирических кривых ползучести в математической форме. Большая часть таких описаний исходит из разделения явления ползучести на две составляющие: одна уменьшается со временем (разупрочнение), а другая идет непрерывно с постоянной скоростью и представляет собой явление, которое иногда называют квазивязким течением.

Выражение деформации при ползучести, в этом случае, представляется в виде арифметической суммы некоторого числа отдельных составляющих не связанных прямо между собой

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4, \tag{1}$$

где  $\varepsilon_1$  – мгновенное растяжение;  $\varepsilon_2$  – некоторая функция времени *t*, например  $\alpha \cdot t^n$ , где n < 1;  $\varepsilon_3$  – линейная функция времени;  $\varepsilon_4$  – некоторая функция, например  $\alpha \cdot t^m$  (m > 1), описывающая третью стадию ползучести.

Большинство уравнений, предложенных различными авторами, представляет собой попытку выразить зависимость деформации от времени при постоянных температуре и напряжениях. Ясно, что любые предложенные зависимости могут быть корректными только для условий и материалов корреспондирующим проведенным испытаниям, поскольку совокупное значение параметров, определяющее деформацию ползучести є, может быть установлено только опытным путем.

Входящие в уравнение (1) зависимости описывают связь между деформацией и временем и справедливы в определенном температурном интервале.

В [2] отмечается, что при разработке методов расчета на ползучесть необходимо учитывать большой разброс экспериментальных данных по характеристикам

ползучести. Так, что даже различие значений деформации в 20 % между кривыми ползучести при одинаковых напряжениях для образцов одной партии считают приемлемым. Поэтому практически необоснованным можно считать стремление к точному аналитическому описанию кривых ползучести на всех участках кривой деформирования: аппроксимирующие зависимости должны выбираться для использования в расчетах из условия достаточной прочности на интересующих стадиях деформирования. Семейство кривых ползучести можно описать, исходя из предположения об их подобии. В этом случае деформация ползучести при постоянной температуре может быть представлена в следующем виде

$$\varepsilon = f(\sigma) \cdot \varphi(t). \tag{2}$$

Гипотеза подобия, как правило, подтверждается в узком диапазоне напряжений на первой стадии ползучести. Подобие кривых ползучести на первом и втором участках наблюдается редко, а для полных кривых ползучести, включая третий участок, условие подобия при записи уравнения ползучести в виде (2) вообще не выполняется.

Подобие процессов на различных стадиях направленного пластического деформирования может быть описано, если зависимость между деформацией ползучести, напряжением и временем представлена в виде изохронных кривых, построенных в координатах «напряжение – деформация». Для их построения используются точки, полученные из традиционных кривых ползучести, построенных в координатах «деформация – время». Точки, полученные в пересечении кривых ползучести для разных значений напряжений с линиями, перпендикулярными оси «время», определяют пары значений  $\sigma$  и  $\varepsilon$  для различных значений t. Совокупность таких точек определяют кривую «напряжение – деформация» (для каждого момента времени  $t_i$ ), которая является изохронной кривой ползучести.

В современных анализах поведения конструкций, работающих при высоких температурах и напряжениях, используются, в зависимости от особенностей условий работы, ресурса эксплуатации и служебных целей, механические теории ползучести, к которым относятся: теория установившейся ползучести, теория старения, течения, упрочнения и наследственная теория ползучести.

Основная особенность теории старения заключается в том, что напряжения, деформация и время для семейства кривых ползучести при постоянной температуре связаны конечной зависимостью вида

### $\varepsilon = f(\sigma, t).$

В любой момент нагружения деформация определяется напряжениями и временем. Эта основная предпосылка теории старения подтверждается экспериментально при постоянных условиях нагружения. Достоинством теории старения является простота – при ее использовании нет необходимости обеспечивать аналитическую аппроксимацию функции  $f(\sigma, t)$ , можно при расчетах непосредственно применять кривые ползучести в координатах «деформация – время» или изохронные кривые ползучести, сам метод построения которых предполагает следованию материала теории старения.

Если конструкция работает в условиях повышенных температур, то время становится одним из факторов, обусловливающих образование предельных состояний. Это является следствием постепенного изменения механических свойств материала и перераспределения деформаций и напряжений в детали в результате ползучести. В деталях, находящихся под длительным статическим нагружением, предельное состояние определяется той стадией пребывания под нагрузкой, когда в результате перераспределения и накопления деформаций в зоне наибольшей напряженности возникают трещины длительного статического разрушения. Расчет соответствующих усилий и времен основывают на решении задач ползучести, позволяющих определить накопление деформаций в зонах их концентрации и использовать критерии длительного статического разрушения, т.е. образования трещины замедленного хрупкого разрушения.

Исходя из условий работы высокотемпературных деталей и узлов, первое место в сумме факторов, определяющих длительность надежной эксплуатации, отводится ползучести и длительной прочности. Известную роль здесь играет то обстоятельство, что на многоцикловую и малоцикловую усталость можно повлиять конструктивными и режимными мерами, а ползучесть при регламентированных давлении и температуре и воздействии силовых факторов приводит к накоплению необратимой деформации в течение всего рабочего времени турбин.

Обычно при проектировании принимают величину деформации ползучести в интервале от 0,3 % до 1 %. Эта величина определяет напряжение, обусловливающее принятую деформацию за назначенный срок службы. Чем меньше назначена деформация, тем ниже соответствующее ей напряжение, называемое пределом ползучести. Вместе с тем предел длительной прочности при назначенном сроке службы и величине деформации 1 % превышает предел ползучести, как правило, в 1,6 раза. Таким образом, чем ниже назначена суммарная деформация за срок службы, тем больше запас напряжений по отношению к длительной прочности. При принятой максимально допустимой деформации ползучести не более 1 %, обеспечивается нормативный запас по отношению к длительной прочности.

Длительная прочность и ползучесть определяются испытаниями образцов. К началу строительства турбин на сверхкритические параметры данные по длительным характеристикам имелись на базе испытаний 4.10<sup>4</sup>-5.10<sup>4</sup> часов, поэтому, при определении расчетного срока службы пользовались экстраполяцией, основываясь на относительно малой временной базе. Естественная осторожность привела к некоторому занижению экстраполированных значений пределов длительной прочности и образованию дополнительного запаса. Образовавшийся дополнительный (скрытый) запас по пределу длительной прочности, который не следует рассматривать как заложенный в конструкцию, обусловил замедление сознательно процесса охрупчивания металла и, таким образом, снижение опасности более раннего появления критических трещин – основных факторов разрушения детали из-за исчерпания pecypca.

Итак, вопрос долговечности высокотемпературных узлов турбоагрегата следует рассматривать в сочетании двух категорий: 1) исчерпание длительной пластичности изза ползучести материала; 2) накопление повреждений в критических зонах роторов изза малоцикловой усталости на фоне снижения пластичности материала.

# Литература

1. *Резинских В.Ф.* Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин / В.Ф. Резинских, В.И. Гландштейн, Г.Д. Авруцкий. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 2. *Работнов Ю.Н.* Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966.

© Пугачева Т.Н., 2009

УДК 621.165.523.3

# В.Г. СУББОТИН, канд. экон. наук, А.С. БУРАКОВ, инженер, В.Ю. РОХЛЕНКО, канд. техн. наук, В.Л. ШВЕЦОВ, инженер

Открытое акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина

### ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН ОАО «ТУРБОАТОМ»

Розглянуті різноманітні варіанти виконання гідравлічної частини електрогідравлічних систем регулювання парових турбін. На основі досвіду експлуатації показані їх переваги та недоліки, сформульовані вказівки щодо їх впровадження.

There have been considered the various variants for the performance of the hydraulic part of the electrohydraulic control systems of the steam turbines. Based on the experience of the operation there have been shown their advantages and disadvantages and formed the instructions for their application.

### 1 Оценка внедрения ЭГСР

Применение на современных турбинах электрогидравлических систем регулирования (ЭГСР), позволило решить ряд важнейших проблем при эксплуатации энергетического оборудования и энергоблоков в целом, а именно:

1.1 Повышение устойчивости работы энергоблока, которая достигается быстродействующего введением регулирования параметров энергоблока с необхолимой точностью И стабильностью. Обеспечивается олновременное качественное регулирование нескольких параметров турбоустановки с применением «связанного» регулирования и ПИД законов управления. Возможна реализация режимов, позволяющих поддерживать давления при малых колебаниях частоты, реагировать на изменение частоты при больших колебаниях, вводить опережающие изменения мощности турбины при изменении режимов работы оборудования блока и электростанции в целом и т.п.

1.2 Удовлетворение турбинами требований современных стандартов в регулировании частоты и мощности (европейского UCTE, российского СО-ЦДУ ЕЭС 001-2005 и других). Реализуется благодаря уменьшению нечувствительности до 0.04 % номинальной частоты, линеаризации статической характеристики с отклонением местной неравномерности от среднего значения не более чем на  $\pm 10$  %, возможностям установления величины неравномерности оператором на работающей турбине, возможностям реализации внешних сигналов для вторичного регулирования частоты с высокой чувствительностью и любыми темпами изменения мощности.

Доведение харакетристик до норм европейского UCTE и российского CO-ЦДУ ЕЭС делает возможным подключение и параллельную работу турбин, оснащенных ЭГСР, с европейской и российской энергосистема.

1.3 Увеличение ресурса и ремонтопригодности системы регулирования и турбины в целом, что достигается повышением устойчивости и исключением автоколебаний элементов систем, прежде всего, регулирующих клапанов.

1.4 Уменьшение влияния гидравлической части (износ деталей, чистота масла, точность настройки) на характеристики, благодаря введению электрических обратных связей по положению сервомоторов и скорости.

Уменьшение влияния свойств рабочей жидкости особенно эффективно для турбин с использованием в системах регулирования рабочего тела – конденсата, осуществляемого в турбинах сверхкритических параметров пара ОАО «Турбоатом» в течение многих лет для повышения пожаробезопастности. Однако использование конденсата потребовало внедрение специальных мероприятий для получения требуемых характеристик по точности и нечувствительности. Переход ЭГСР с использованием ЭМП с большими перестановочными силами исключил необходимость внедрения специальных мероприятий.

1.5 Автоматизация работы турбины в переменных режимах (разворот, нагружение, разгружение и т.д.) с учетом теплового и механического состояния оборудования, параметров пара и т.д.

Технологические режимы, реализуемые ЭГСР, определяются функциями систем управления блока в целом, особенностями тепловой схемы, параметрами пара и конструкции собственно турбины. Они разрабатываются изготовителем электронной части на основе заданий электростанции и изготовителя турбины с учетом требований энергосистемы.

Схема и элементы сопряжения электронной части с исполнительной частью системы регулирования определяются заводом-изготовителем турбины с учетом особенностей конструкции и поставщиком электронной части (исполнительные органы, датчики, надежность и т.д.). Ниже приведен опыт ОАО «Турбоатом» в применении электронной части систем регулирования различных изготовителей и различных исполнительных органов.

# 2 Этапы развития ЭГСР

Впервые ОАО «Турбоатом» внедрил ЭГСР в 1982 году на турбине для АЭС мощностью 1000 МВт [1, 2]. Электронную часть разработал и поставил НПО «Монолит» (г. Харьков). В связи с отсутствием опыта была применена система регулирования и защиты (САРЗ), сочетающая ЭГСР и традиционный гидравлический регулятор скорости (ГРС), допускающая работу турбины как на ЭГСР, так и на ГРС, с переходом с одной системы на другую без изменения мощности. По мере освоения система модернизировалась в направлении уменьшения объема и функций гидравлической части системы регулирования и совершенствования алгоритмов электронной части. На эксплуатирующихся в настоящее время турбинах система имеет вид, показанный на рис. 1. Она применена на всех турбинах ОАО «Турбоатом» для АЭС мощностью 1000 МВт, 750 МВт и 500 МВт (тихоходных) и турбинах мощностью 300 МВт для ТЭС в Китае.

В системе каждый главный сервомотор (ГСМ) управляется индивидуальными гидравлическими линиями управления ( $P_{ynp}$ ) и обратной связи ( $P_{oc}$ ). Давление в линии управления, в свою очередь, определяется:

– электрогидропреобразователем (ЭГП) и механизмом управления (МУ), перемещаемыми электронной частью;

– гидравлическим регулятором скорости (ГРС) и системой защиты (СЗ), перемещаемыми механогидравлической частью.

При включенной ЭГСР гидравлические регуляторы (ГРС и СЗ) находятся в стерегущем режиме, при отключении ЭГСР ГСР вступает в работу, а СЗ остается в стерегущем режиме.

Дальнейшим развитием системы явилась замена ГРС на автономный электронный регулятор скорости (ЭРС) с функциями ГРС (рис. 2). Такая схема,





полностью исключающая резервную гидравлическую часть системы, введена в эксплуатацию на турбинах К-240-4,0 для АЭС «Кайга» в Индии.



ДУС – датчик угловой скорости, ПТК ЭГСР – программно-технический комплекс, ЭМП - электромеханический преобразователь, ГУ – гидроусилитель, ЭГП – электрогидравлический преобразователь, ЭРС – электронный регулятор скорости, СТЗ – система технологических защит Рис. 2.

В 90-е годы внедрены схемы регулирования турбин мощностью 2...35 МВт, [3], без резервной гидравлической схемы (рис. 3) с электронной частью завода «Коммунар» (г. Харьков).



ДУС – датчик угловой скорости, ПТК ЭГСР – программно-технический комплекс, ЭМП - электромеханический преобразователь, ГУ – гидроусилитель, ЭГП – электрогидравлический преобразователь, ГП – гидропривод, ДП – датчик положения, СТЗ – система технологических защит Рис. 3.

В этих схемах золотник ЭГП одновременно является отсечным золотником ГСМ, гидравлические связи сведены к минимуму (гидроусилитель между электромеханическим преобразователем (ЭМП) и золотником). Отсюда высокое качество позиционирования и возможность реализации любого порядка движения клапанов программным путем с учетом теплового состояния, вибрации, экономичности турбины. Схема, состоящая из унифицированных элементов, проще других в изготовлении и обслуживании, практически не требует настройки гидравлической части.

В связи с отсутствием резервной системы предусмотрен безусловный останов турбины в случае отказа электронной части, исчезновения питания и т.п. Для этого системы настраиваются с положительным током при любом положении ГСМ, в результате чего при обнулении тока ГСМ без дополнительных команд перемещается в сторону закрытия, клапаны закрываются и турбина останавливается.

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

В 2000-ые годы началось внедрение схем (рис. 4) без резервной ГСР, с индивидуальными гидроприводами на базе ЭМП электромашинного типа, поставляемыми приборостроительными фирмами ССС (США), Эмерсон (США), Интеравтоматика (г. Москва). Подобная схема внедрена на большом количестве турбин ПВК-150, ПВК-200, К-300-240. В настоящее время с ЗАО «Диаконт» (г. Санкт-Петербург) внедряется на турбине К-500-65/3000 на АЭС.



ДУС – датчик угловой скорости, ПТК ЭГСР – программно-технический комплекс, ЭМП - электромеханический преобразователь, ОЗ – отсечной золотник, ДП – датчик положения, СТЗ – система технологических защит, ГП – гидропривод Рис. 4.

Схема (см. рис. 4) представляет дальнейшее совершенствование схемы, представленной на рис. 3. Применение ЭМП электромашинного типа с усилием до 500 кг позволило ликвидировать гидроусилитель и жестко соединить штоки ЭМП и отсечного золотника, превратив их в единый элемент. Отсюда дальнейшее повышение чувствительности, исключение работ по настройке гидравлической части и уменьшение колебаний штоков сервомоторов до 0,1...0,2 мм, что резко повышает ресурс органов парораспределения.

### 3 Защитные функции системы регулирования

Дополнительно к функциям управления турбиной система регулирования традиционно используется как вторая защитная система, предотвращающая поступление пара в турбину при срабатывании защит. В турбинах ОАО «Турбоатом» с ЭГСР защитная функция выполняется двумя дублирующими друг друга способами:

– реализация команд защиты через программно-технический комплекс (ПТК) ЭГСР;

– реализация команд защиты через импульсную гидравлическую линию защиты, общую или параллельную с гидравлической системой защиты стопорных клапанов.

При наличии резервной гидравлической системы (см. рис. 1) такое решение реализуется воздействием системы защиты на отсечные золотники сервомоторов регулирующих клапанов параллельно ЭГП.

Для схем без резервной гидравлики (см. рис. 3, 4) такое решение реализуется одним из двух способов:

 воздействие из системы защиты непосредственно на рабочую линию через дополнительный (золотниковый или беззолотниковый) выключатель (см. рис. 3); – «расцепление» отсечного золотника сервомотора и ЭМП и перемещение золотника на закрытие независимо от ЭМП (рис. 5).



ЭМП – электромеханический преобразователь Рис. 5.

В схеме с «расцеплением» при наличии давления в линии защиты (стопорные клапаны открыты) шариковый клапан выключателя-инвертора прижат к седлу, давление в линии «расцепления» – нулевое, штоки отсечного золотника и ЭМП прижаты друг к другу усилием блока пружин (~3000 H) и отсечной золотник перемещается совместно с ЭМП. При срабатывании защит шаровой клапан перемещается вверх, давление в линии «расцепления» поднимается и преодолевает усилие блока пружин, отсечной золотник опускается и закрывает регулирующие клапаны независимо от ЭМП.

### 4 Анализ работы

ОАО «Турбоатом» накопил большой опыт установки ЭГСР различных типов на различных турбинах.

ЭГСР с резервной гидравликой (см. рис. 1) явилась основной при внедрении на головных турбинах большой мощности на АЭС. Именно наличие резервной гидравлики позволило отработать головные образцы ЭГСР на турбинах Южно-Украинской и Игналинской АЭС без останова блоков. В то же время наличие резервной гидравлической части, в том числе гидравлических регуляторов (скорости с насосом-импеллером, блока релейной форсировки с отдельным ЭГП, переключающих устройств и т. д.) увеличило затраты на изготовление, ремонтт и обслуживание системы.

ЭГСР с перераспределением резервных функций от гидравлики к электронике (ЭРС вместо ГРС, см. рис. 2) сохранила надежность системы в целом с уменьшение объема ремонта и обслуживания.

ЭГСР с гидроусилителями между ЭМП и отсечными золотниками (см. рис. 3) из-за отсутствия резерва приводила к остановам турбин в процессе освоения, что прогнозировалось при разработке и допускалось, так как внедрение реализовывалось на

турбинах малой мощности на неблочных ТЭС. После освоения данных систем эксплуатация турбин при достаточном уровне надежности облегчена благодаря практически полному отсутствию гидравлических устройств.

ЭГСР с ЭМП большой мощности (ми. рис. 4) принесены в нашу практику зарубежными фирмами, отработавшими их ранее, имеют развитое внутреннее резервирование и работают практически без отказов. Благодаря большим перестановочным силам ЭМП и использованию гидравлики только для перемещения сервомоторов оказалось возможным уменьшить требования к качеству рабочей жидкости, объемы ремонтов и регламентного обслуживания. В результате подобные схемы получили ускоренное распространение на турбинах ОАО «Турбоатом», ЛМЗ, УТМЗ, КТЗ и других заводов. Весьма перспективными схемы с ЭМП большой мощности оказались для систем регулирования с рабочим телом – водой, позволив довести их точностные характеристики до уровня аналогичных масляных систем.

# 5 Выводы

1 Опыт эксплуатации подтвердил проектные преимущества ЭГСР.

2 В схемах (см. рис. 1) сохранилось большое количество гидравлических устройств, что не позволяет значительно уменьшать объем обслуживания во время ремонтов и эксплуатации. Резервные гидравлические устройства могут являться дополнительным источником отказов.

3 Схемы (см. рис. 3) имеют повышенную чувствительность к отказам электронной части, включая датчики и электромеханические преобразователи, что позволяет их использовать на турбинах малой мощности, кратковременный останов которых не приводит к развитию аварий или значительным потерям. Вместе с тем данные системы, обладая достаточной функцией диагностики, оправдываются при низком уровне обслуживания оборудования.

4 В схемах (см. рис. 4) преимущества ЭГСР реализованы в максимальной степени, сочетая полный отказ от командной гидравлики и увеличение надежности за счет больших перестановочных сил электромеханического преобразователя.

5 Оптимальным явилось сочетание применения на турбинах мощностью 300 МВт конденсата как рабочего тела системы регулирования с мощными ЭМП, используемыми для непосредственного привода отсечных золотников. Такое сочетание обеспечивает абсолютную пожаробезопасность системы регулирования с высокой чувствительностью, стабильностью и ресурсом работы.

### Литература

1. Осипенко В.Д. Система XT3 регулирования турбин большой мощности для АЭС / В.Д. Осипенко, В.Е. Рожанский, В.Ю. Рохленко // Теплоэнергетика. – 1985. – № 7. – С. 17-20.

2. *Рохленко В.Ю*. Основные особенности электрогидравлической системы регулирования НПО «Турбоатом» для турбин ТЭС / В.Ю. Рохленко, Т.Я. Жорницкая // Теплоэнергетика. – 1990. – № 5. – С. 22-26.

3. Рохленко В.Ю. Система автоматического регулирования турбин малой мощности / В.Ю. Рохленко, Т.Я. Жорницкая, И.Н. Бабаев // Тяжелое машиностроение. –1998. – № 11-12. – С. 4-8.

© Субботин В.Г., Бураков А.С., Рохленко В.Ю., Швецов В.Л., 2009

УДК 621.438

### Д.Ш. АКЕРМАН, Л.А. ЗАРУБИН, В.П. РЕШИТЬКО, А.В. РОСИНСКАЯ

Открытое акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина, e-mail: <u>office@turboatom.com.ua</u>

# ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА ГТЭ-115М

У статті наведені технічні характеристики модернізованої газотурбінної установки ГТЕ-115М та її окремих систем. Розрахунок 18-и ступеневого компресора виконано у співробітництві з фахівцями Національного аерокосмічного університету ім. Н.Е. Жуковського «ХАІ», розрахунок системи охолодження направляючої лопатки 1 ступеня турбіни та системи охолодження ротора турбіни – у співробітництві з фахівцями Національного технічного університету «ХПІ». Опрацьована конструкція збірного ротору турбіни, валопроводу, корпусу турбіни, камери горіння, направляючої лопатки 1 ступеня турбіни та уподовженого перетину.

In the article there are given technical characteristics of the enhanced GTE-115M gas turbine unit and some of its separate systems. The design of the 18-stage axial-flow air compressor is performed in collaboration with the specialists of N.Ye. Jukovsky Aerospace National University «KhAI», design of the cooling system of the turbine  $1^{st}$  stage guide blade and cooling system of the turbine rotor – in collaboration with the specialists of National Technical University «KhPI». There is developed the design of an assembly turbine rotor, shaft-line, turbine casing, combustion chamber, turbine  $1^{st}$  stage guide blade and longitudinal section.

Газотурбинная установка ГТЭ-115М мощностью 136,4 МВт предназначена для производства электрической энергии в базовом, полупиковом и пиковом режимах.

Установка может работать автономно с использованием тепла уходящих газов для целей теплофикации, а также в составе парогазовых блоков.

При проектировании ГТУ использовался опыт ОАО «Турбоатом» по созданию газотурбинных установок ГТЭ-45 и ГТЭ-115.

ГТУ выполнена в виде единого транспортабельного блока, расположенного на раме, обеспечивающей его транспортировку и установку на фундаментные плиты. Преемственность конструкций ГТЭ-115 и ГТЭ-115М сохранена при проектировании проточных частей компрессора и турбины, системы охлаждения корпуса и ротора турбины. В результате конструкция сварного ротора компрессора, сборного ротора турбины лопаточного аппарата компрессора турбины максимально И И унифицированы. Традиционной для газотурбинных установок ОАО «Турбоатом» является кольцевая камера сгорания. Такой подход позволяет значительно уменьшить затраты на освоение головного образца.

Температура газа перед турбиной, °С	1220
Мощность на клеммах генератора по ISO, МВт	136,4
КПД ГТУ по ISO, %	35,27
Степень повышения давления в компрессоре	13,82
Температура воздуха за компрессором, °С	379,0
Расход топлива, кг/с ( $Q_p^{H} = 47313 \text{ кДж/кг}$ )	8,091

### Таблица 1. Технические характеристики ГТЭ-115М

Расход газа за турбиной, кг/с	418,2
Температура газа за турбиной, °С	537,0
Выбросы NO <sub>x</sub> (при 15 % содержании O <sub>2</sub> ), ppm	25
Уровень шума, дБа	80
Масса турбогруппы, кг	183600
Габаритные размеры турбогруппы, м	16.5
– длина	16,5
– ширина	6,1
— высота	4,5
Количество валов	1
Количество ступеней в турбине	4
Количество ступеней в компрессоре	18
Частота вращения ротора, об/мин	3000
Максимальная мощность ГТУ, МВт	169,4*)
Тепловая нагрузка при температуре наружного воздуха -25/+15 °C. МВт	221,7/202,2
Полный КПД при работе с водогрейным котлом при температуре наружного воздуха $-25/+15$ °C ( $t_{yx} = 100$ °C), %	84,6/87,4
Давление природного газа перед стопорным клапаном (избыточное), кгс/см <sup>2</sup>	25

#### Продолжение таблицы 1

\*) Достигается при температуре наружного воздуха –25 °С.

Газотурбинная установка ГТЭ-115М может работать в широком интервале температур наружного воздуха; максимальная мощность достигается при температуре наружного воздуха минус 25 °C. При работе с температурой наружного воздуха ниже минус 25 °C производится его подогрев воздухом, отбираемым из компрессора.

В качестве топлива может быть использован природный газ, жидкое дизельное топливо, продукты газификации твёрдого топлива.

### Турбокомпрессор

Газотурбинная установка выполнена по простой схеме и включает в себя четырехступенчатую газовую турбину, восемнадцатиступенчатый осевой компрессор и кольцевую камеру сгорания, выполненные в общем корпусе, который устанавливается на раме. Продольный разрез ГТУ представлен на рис. 1.

Турбокомпрессор может транспортироваться единым блоком на раме без валопровода; роторы компрессора и турбины, составляющие валопровод, в сборе отправляются заказчику отдельно. Сборка турбокомпрессора производится на монтажной площадке.

Валопровод турбокомпрессора выполнен двухопорным. Конструкция без промежуточного подшипника между ротором компрессора и турбины исключает потери рабочего тела через концевые уплотнения, повышает ремонтопригодность и надежность ГТУ вцелом. Окончательная сборка и балансировка валопровода производится в заводских условиях.

Корпус турбокомпрессора сварнолитой выполнен с горизонтальным и вертикальными разъемами.

Со стороны входа в компрессор корпус жестко соединяется с опорой рамы (фикспункт корпуса). Со стороны турбины (в районе расположения направляющего аппарата 4-ой ступени) корпус опирается на раму посредством качающихся опор. Выходная часть корпуса турбины посредством вертикальных стоек опирается на опоры фундамента. Корпус центруется относительно рамы осевыми шпонками.



Рис. 1. Продольный разрез ГТЭ-115М

Рама устанавливается на две закрепленные на фундаменте плиты. Опора подшипника генератора устанавливается на третьей плите. На плитах турбокомпрессора и на плите опоры подшипника генератора имеются продольные и поперечные шпонки, фиксирующие раму и опору генератора относительно плит.

К плитам рама и опора генератора крепятся при помощи болтов. В каждой плите имеются комплекты парных клиньев и резьбовые отверстия для болтов, которыми плиты выставляются в нужном положении на фундаменте. К фундаменту плиты крепятся анкерными шпильками и бетонной заливкой.

Компрессор – 18-и ступенчатый; его проточная часть образована из 16-и ступенчатой проточной части компрессора ГТЭ-115 путём добавления на выходе двух ступеней, что при одновременном изменении углов установки ряда направляющих и рабочих лопаток позволило повысить параметры ГТУ, обеспечив при этом надёжную и экономичную работу агрегата. Для проекта ГТЭ-115М сотрудниками Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского (ХАИ) под руководством д.т.н. Л.Г. Бойко была выполнена модернизация компрессора газотурбинной установки ГТЭ-115 с целью повышения расхода и степени сжатия.

Входной патрубок обеспечивает радиально-осевой вход воздуха в компрессор.

Корпус компрессора сварнолитой, состоит из трех частей, образующих входной конфузор и проточную часть первых десяти ступеней компрессора. Во входной части корпуса расположены опорный подшипник № 2 и упорный подшипник валопровода. Входная часть корпуса опирается жёстко на раму. Проточную часть 11...18 ступеней компрессора образует обойма, которая крепится в силовом корпусе. Выходной диффузор компрессора обеспечивает поворот потока воздуха на 150°.

Входной направляющий аппарат выполнен с поворотными лопатками. Направляющие аппараты 1...4 ступеней выполнены в виде сварных диафрагм, остальные ступени – наборные, консольного типа. Компрессор имеет отборы: для сброса воздуха за 4 и 10 ступенями при запуске и останове ГТУ, за 3 ступенью – на уплотнения подшипников, за 10, 11 ступенями, за рабочим колесом 18-й ступени и за компрессором – на систему охлаждения турбины.

На корпусе предусмотрены отверстия, закрываемые заглушками, для осмотра проточной части эндоскопом.

Ротор компрессора диско-барабанного типа, сварной. Для соединения ротора компрессора с ротором генератора предусмотрен промежуточный вал, на котором расположен гребень упорного подшипника. Тип лопаток компрессора – с 50 % реактивностью. Уплотнение вала – лабиринтовое.

Турбина – четырехступенчатая, выполнена с осевым входом и выходом. Корпус турбины состоит из четырех кольцевых частей, первая по ходу газа выполнена конусообразной и представляет собой силовой корпус камеры сгорания и корпус проточной части 1...3 ступеней турбины. В нём размещены обоймы направляющих аппаратов 1...3 ступеней турбины. Вторая часть образует силовой корпус 4-й ступени. Она опирается посредством качающихся опор на раму. Третья и четвёртая части корпуса турбины образуют выходной диффузор. Во внутренней части третьего корпуса расположен корпус первого подшипника валопровода и думмис для компенсации осевых усилий валопровода. Охлаждение корпуса, обойм и лопаток направляющих аппаратов 1 и 2 ступеней осуществляется воздухом, отбираемым за компрессором. Обоймы 3 и 4 ступеней, направляющий аппарат 3 ступени и выходная часть корпуса охлаждаются воздухом, отбираемым за 10 ступенью компрессора.

Ротор турбины сборной конструкции с центральным стяжным болтом. Между основными дисками установлены диски промежуточные, которые организуют тракт охлаждения ротора. Рабочие лопатки и диск 1 ступени охлаждаются воздухом, отбираемым после рабочего колеса 18 ступени компрессора, рабочие лопатки и диск 2 ступени турбины охлаждаются воздухом, отбираемым после 11 ступени компрессора. Диски третьей и четвёртой ступеней турбины охлаждаются воздухом, отбираемым за 10 ступенью компрессора. Уточнённые расчёты охлаждения элементов проточной части турбины выполнены сотрудниками НТУ «ХПИ» под руководством к.т.н. А.И. Тарасова. Роторы турбины и компрессора своими хвостовиками образуют жёсткое муфтовое соединение. Уплотнения вала – лабиринтовые. Продольный разрез турбины показан на рис. 2.



Рис. 2. Продольный разрез турбины
Камера сгорания – встроенная, кольцевого типа, противоточная, расположена вокруг выхлопной части компрессора. Камера сгорания состоит из пламенной трубы, фронтового устройства, 24 двухтопливных горелочных устройств. Конструктивно пламенная труба расположена под углом к оси турбокомпрессора (рис. 3).

Конструкция пламенной трубы – двухстенная. Наружная относительно зоны горения стенка образует несущий корпус с горизонтальным разъёмом, который системой опор крепится к прочному корпусу турбокомпрессора. Внутренняя стенка состоит из отдельных экранов коробчатой конструкции, выполненных из жаропрочного никелевого сплава. Эффективная струйно-плёночная система охлаждения, апробированная в камерах сгорания ОАО «Турбоатом» прежних поколений, обеспечивает работоспособность конструкции.

Фронтовое устройство совместно с 24 горелочными устройствами обеспечивает подачу воздуха и топлива в зону горения, а также стабилизацию факела. Конструкция горелочных устройств обеспечивает предварительное смешение топлива и воздуха, тем самым реализуется горение с низкими выбросами NO<sub>x</sub>.

Топливо к камере сгорания подводится системой коллекторов и трубопроводов.

Горелочное устройство обеспечивает подачу воздуха и топлива в камеру сгорания, их смешение и стабилизацию горения.

Зажигание факела в камере сгорания обеспечивается запальниками факельного типа с системой плазменного воспламенения. Контроль за горением осуществляется фотодатчиками.



Рис. 3. Камера сгорания

# Система автоматизированного управления

Турбина оснащается системой контроля и регулирования газовой турбины (СКРГТ), которая обеспечивает: сбор и обработку информации, выработку управляющих воздействий на исполнительные механизмы системы регулирования

турбины в автоматическом режиме и по командам оператора, обмен информацией со смежными системами АСУТП энергоблока, выдачу аварийных и предупредительных сигналов в схемы сигнализации, представление оператору аналоговой и дискретной информации в объеме, достаточном для проведения анализа тепломеханического состояния газовой турбины.

СКРГТ построена на базе программно-технических средств автоматизации. Основным звеном СКРГТ является программно-технический комплекс (ПТК). Разработчиком и изготовителем ПТК является предприятие Монолит (г. Харьков). В состав ПТК СКРГТ входят: ПТК системы регулирования турбины, ПТК системы контроля тепломеханического состояния газовой турбины.

Также в состав ПТК входит пульт управления и индикации, который может быть выполнен встроенным (в виде отдельной секции ПТК), либо как автономное рабочее место оператора на базе промышленного РС-совместимого промышленного компьютера, размещенного на щите управления энергоблоком.

**ПТК системы контроля** тепломеханического состояния обеспечивает контроль следующих параметров турбины: температуру и давление воздуха перед и за компрессором, температуру и давление продуктов сгорания перед и за турбиной, температуру, давление и расход топлива, линейные перемещения (осевой сдвиг ротора, относительное расширение ротора, тепловое расширение корпуса), частоту вращения ротора, вибрацию опор подшипников турбины и генератора, температуру металла корпуса компрессора и турбины, температуру баббита подшипников.

В состав ПТК системы контроля тепломеханического состояния турбины входят: микропроцессорный шкаф, датчики, устанавливаемые на турбине, измерительные преобразователи, устанавливаемые рядом с турбиной, комплект кабельных связей.

Система автоматизированная регулирования и защиты (САР ГТУ) – электрогидравлическая (ЭГСР) с электромеханическими преобразователями (ЭМП) и топливными регулирующими клапанами газа и жидкого топлива, управляемыми непосредственно электромеханическими преобразователями.

В состав системы входят: узлы и механизмы, арматура, маслопроводы, контрольно-измерительная аппаратура, программно-технический комплекс.

ЭГСР обеспечивает управление регулирующими клапанами подачи топлива (КР), антипомпажными клапанами (АПК), входным направляющим аппаратом (ВНА) в пусковых, эксплуатационных и аварийных режимах работы установки.

Основными функциями ЭГСР являются: опробование ГТУ к работе на остановленной турбине, автоматизация пуска и планового останова, поддержание заданного уровня частоты вращения в режиме разворота, автоматизация синхронизации турбогенератора, плавное изменение мощности по команде оператора при работе под нагрузкой и поддержание ее на заданном уровне, вывод ГТУ на режим холостого хода при сбросе нагрузки, защитные мероприятия при аварийных ситуациях, диагностику систем.

© Акерман Д.Ш., Зарубин Л.А., Решитько В.П., Росинская А.В., 2009

УДК 621.165

# А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук, А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук, А.С. РУДЕНКО, аспирант

### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

# ИНТЕГРИРОВАНИЕ ПРОЦЕДУРЫ СОЗДАНИЯ И РАСЧЁТА СХЕМ ГТУ В САПР «ТУРБОАГРЕГАТ»

Описані особливості інтегрування нових компонент до САПР «Турбоагрегат». Виконано інтегрування процедури створення та розрахунку схем ГТУ до САПР. Для перевірки працездатності зазначеної процедури проведені розрахунки та оптимізація параметрів циклу ГТ-750-6М. Наведені результати розрахунків та оптимізації.

Features of integration of new components to CAD «Turboaggregate» were described. Integration of procedure of creation and calculation of gas turbine installation diagram to CAD was executed. For procedure operation test the calculation and optimization of cycle parameters of GT-750-6M were performed. Results of calculations and optimization are resulted.

В связи с ограниченностью природных ресурсов и постоянным увеличением их стоимости к создаваемым турбоустановкам выдвигают очень высокие требования, особенно касательно их эффективности. Для удовлетворения этих требований на этапе проектирования новых установок, должны быть использованы новые методы и подходы, реализованные в рамках систем автоматизированного проектирования (САПР). Благодаря современному уровню развития вычислительной техники, в рамках новых САПР, имеется возможность усложнить постановки задач оптимального проектирования, рассмотреть весь комплекс энергетического оборудования проектируемой установки, а также учесть взаимное влияние объектов проектирования.

Исходя из обзора современных САПР (применительно к турбоагрегатам), можно сделать вывод, что большинство из них посвящены, как правило, только одному объекту установки (турбина, камера сгорания, компрессор). Такие системы проектирования являются достаточно эффективными, однако они не позволяют учесть взаимное влияние объектов проектируемого агрегата. Также существуют алгоритмы проектирования, которые имеют достаточно сложную, иерархическую структуру, позволяющую включить в рассмотрение тепловую схему установки [1, 2].

Отличительной особенностью разрабатываемой на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» САПР «Турбоагрегат» [3–5] является возможность широкого использования для существующих алгоритмов проектирования отдельных агрегатов, постоянного расширения и усложнения постановок решаемых задач путём быстрого внедрения различных процедур (например: математических моделей, оптимизационных алгоритмов), добавления объектов и уровней проектирования.

В данной статье описаны особенности интегрирования процедуры расчёта и создания схем ГТУ в САПР «Турбоагрегат». Внедрение указанной проектной процедуры связано со значительным расширением возможностей САПР и позволяет:

• в рамках одной программы определять интегральные параметры спроектированной установки (такие как эффективность, полезная мощность, расход топлива и т.д.) на номинальном и переменных режимах;

• добавить новый уровень в иерархию алгоритма оптимального проектирования [6], с помощью которого можно определить оптимальные значения параметров цикла ГТУ;

• оценить влияние каждого элемента цикла на его эффективность и взаимное влияние элементов.

# Особенности интегрирования процедур в САПР «Турбоагрегат»

В САПР для создания информационной согласованности между различными моделями проектных и расчётных процедур используется единое интегрированное информационное пространство (ИИП) [3, 5]. Таким образом, для реализации возможности использования новой процедуры в рамках САПР достаточно обеспечить информационную согласованность между данной процедурой и ИИП. Для этого структуры входных и выходных параметров процедуры, внедряемой в САПР, должны входить в ИИП в качестве его элементов, а связи между параметрами объектов проектирования с аналогичными параметрами из общего информационного пространства проекта входят в ИИП как атрибуты этих элементов.

Все элементы ИИП, их связи и свойства содержатся в информационной базе данных ресурсов САПР «Турбоагрегат» (ИБДР), которая используется для формирования коллекции динамических словарей при загрузке программы [3]. Динамические словари, в свою очередь, обеспечивают функционирование всех подсистем и компонентов, как единой управляемой и согласованной системы. Внесение информации о структуре и связях подключаемой процедуры в ИБДР САПР выполняется с помощью специального редактора ресурсов.

Таким образом, для интегрирования процедуры создания и расчёта схемы ГТУ в САПР «Турбоагрегат», необходимо выполнить следующие действия:

• С помощью редактора ресурсов добавить в список проектных процедур и моделей подключаемую процедуру. Как показано на рис. 1, под данной процедурой создать структуру объектов и параметров, соответствующую структуре входных и выходных параметров подключаемой программы.



Рис. 1. Добавление новой процедуры и её структуры с помощью редактора ресурсов в список проектных процедур ИБДР

• Установить параметрические связи между входными и выходными параметрами процедуры и параметрами соответствующих объектов проектирования, которые содержатся в управляющих иерархических структурах «Объекты проектирования» [3] (рис. 2).

pro Tillhow 💌 🔄 🍘 Lacestrop peopleta 🛛 🔛 Excessional com	[⊉Fo	алк ор оконт	Frank opigent of	Real Productor and the
tijansskar splitar na kranage Ng (™]][[][[]]]				
Эліка, ада жана пана	- + = 12'	Аснала в усла	L4 311 16 A	의 노 드
STRAKTAR -	1			
Г. Тот налоди (се притиска и портобно пола и портобно и портобно			Sector convolves control cest3 variables D -> [TURD G G] Macconsin 10 -> [TURD G G] Macconsin 10 -> [TURD G G] Macconsin 10 [TEFT VIT to the start sector 10 [TEFT VIT to the start sector 10 ] TEFT VIT to the start secto	раскод на сколде о турбину протиски, слајбиц протиски, слајбиц протиски доласки раст Патрије се се отраната окра протиски растиски и расти протиски растиски и расти протиски расти протиски се отраната протиски

• Создать программный модуль для заполнения структур входными данными из активного проекта при создании схемы ГТУ, а также для внесения в общее информационное пространство проекта выходных данных, которые представляют собой результаты работы подключаемой процедуры. Разработка указанного программного модуля существенно облегчается благодаря наличию коллекции динамических словарей, которые содержат всю необходимую информацию (о структуре активного проекта, о структуре данных каждого элемента проекта и подключаемой процедуры, о связях каждого параметра проекта и т.д.).

# Создание и оптимизация схемы установки ГТ-750-6М в рамках САПР «Турбоагрегат»

Проверка работоспособности процедуры расчёта газотурбинных циклов, а также проверка эффективности заложенного в указанную процедуру алгоритма оптимизации были выполнены применительно к установке ГТ-750-6М. Данные ГТУ широко распространены и используются в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях [7]. Используя данные из технической документации ГТ-750-6М в САПР «Турбоагрегат» был создан проект установки. Затем под данный проект была сгенерирована тепловая схема (схема создаётся автоматически путём вызова процедуры создания и расчёта схем ГТУ). Графическое отображение активного проекта и созданной схемы в САПР показано на рис. 3. Как видно из рис. 3, в состав ГТ-750-6М входят: компрессор, камера сгорания, турбина высокого давления (для привода компрессора), силовая турбина низкого давления (для привода центробежного нагнетателя), регенератор. Наличие дросселя (рис. 3) в тепловой схеме установки позволяет учесть потери давления воздуха перед компрессором (связанные с забором воздуха из атмосферы, с прохождением воздухоочистителя и входного патрубка компрессора). Данная компоновка элементов тепловой схемы весьма эффективна для газоперекачивающих агрегатов [8], однако, её проектный КПД, в связи с низкой эффективностью элементов схемы, составляет всего 27 %.



Рис. 3. Отображение окна активного проекта (слева), а окна проектирования и анализа схем ГТУ (справа)

В табл. приведены результаты расчёта схемы ГТ-750-6М, выполненные в рамках САПР «Турбоагрегат», и данные из технической документации агрегата. Из табл. видно, что значения, полученные в результате расчёта схемы с достаточной точностью совпадают с проектными (приведенными изготовителем в технической документации), что свидетельствует о достаточной степени адекватности модели расчёта схем ГТУ.

Наименование параметра	Данные из техничес- кой документации	Расчёт исходного варианта схемы	Расчёт оптимизирован- ного варианта схемы
Степень повышения давления в компрессоре	4,5000	4,4993	5,4563
Массовый расход воздуха на выходе из компрессора, кг/с	52,80	48,82	46,99
Мощность, потребляемая компрессором, Вт	-	9,10·10 <sup>6</sup>	$10,18.10^{6}$
Массовый расход топлива (природного газа), кг/с	0,520–0,560	0,555	0,549
Температура газа на входе в турбину, °С	765	765	765
Полезная мощность установки, Вт	$6,00.10^{6}$	6,03·10 <sup>6</sup>	6,03·10 <sup>6</sup>
КПД установки, %	27,00	27,01	27,35

Таблица. Результаты расчёта схемы ГТ-650-6М

После расчёта схемы ГТ-750-6М была выполнена оптимизация цикла с целью определения оптимальных значений параметров цикла при фиксированной температуре газа на выходе из камеры сгорания. В качестве оптимизируемого параметра была выбрана степень понижения давления продуктов сгорания в турбине высокого давления. Результаты оптимизации сведены в таблице. Как видно из таблицы оптимальная степень сжатия в цикле превышает исходную на 21,27 %. Таким образом, при прочих равных условиях, выбор оптимальной степени расширения в турбине,

сидящей на одном валу с компрессором, позволил повысить эффективность установки на 0,34 %.

### Выводы

1. Рассматриваемый САПР «Турбоагрегат», благодаря наличию редактора ресурсов, является открытой системой проектирования, что позволяет существенно упростить процессы интегрирования новых процедур, объектов проектирования, атласов, справочников и других элементов в подсистемы САПР.

2. Наличие процедуры создания и расчёта схем ГТУ в рамках САПР позволит выполнить глубокий анализ цикла ГТУ с целью выявления скрытых резервов повышения её эффективности.

3. Положительный результат оптимизации для установки ГТ-650-6М (прирост КПД составил 0,34 %) свидетельствует о целесообразности и необходимости включения процедуры выбора оптимальной степени расширения в турбине, которая расположена на одном валу с компрессором, в качестве высшего уровня в алгоритм многоуровневой оптимизации [4].

### Литература

1. *Hongde J.* A Precise Full-Dimensional Design System for Multistage Steam Turbines / J. Hongde, X. Kepeng, L. Baoqing, X. Xinzhong and C. Qing // Proceedings of GT2007 ASME Turbo Expo 2007, Montreal, May 14-17. – Montreal, 2007, GT2007-27195. – 10 p.

2. *Арзуманов А.М.* Многорежимная оптимизация проточной части паровой турбины с учётом изменения параметров тепловой схемы / А.М. Арзуманов, К.Л. Лапшин // Теплоэнергетика. – 2003. – № 12. – С. 68-71.

3. Бойко А.В. Интегрированное информационное пространство САПР «Турбоагрегат» – методологическое обеспечение и программная реализация / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Электронное моделирование. – К.: Академпериодика. – 2009. – № 2.

4. Бойко А.В. Разработка информационной среды и средств динамического управления информационными моделями данных сложных технических объектов применительно к САПР «Турбоагрегат» / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 36-42.

5. Бойко А.В. Особенности информационного обмена в рамках единого информационного пространства САПР «Турбоагрегат» / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 11-15.

6. Бойко А.В. Многоуровневая оптимизация параметров проточной части осевых турбин с учётом переменного режима работы / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый, А.С. Руденко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 26-30.

7. *Мороз А.П.* Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / А.П. Мороз, И.И. Мальцуров, К.Г. Арустамов и др. – М.: Недра, 1979. – 229 с.

8. Котляр И.В. Переменный режим работы газотурбинных установок. – М.: Машгиз, 1961. – 218 с.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., Руденко А.С., 2009

# УДК 621.438 : 622.691.4.052

# В.П. ГЕРАСИМЕНКО<sup>\*</sup>, д-р техн. наук, Н.В. КУЧЕРУК<sup>\*\*</sup>, А.С. МАНДРА<sup>\*\*</sup>, Н.Б. НАЛЕСНЫЙ<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук, Т.М. НУРМУХАМЕТОВ<sup>\*\*</sup>, канд. техн. наук

<sup>\*</sup>Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков, Украина <sup>\*\*</sup>Управление магистральных газопроводов «Черкассытрансгаз», г. Черкассы, Украина

# АЛГОРИТМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Розглянуто основні проблеми застосування експлуатації газоперекачувальних агрегатів за технічним станом. Запропоновані алгоритми визначення витрати повітря через газотурбінний двигун, його потужності та коефіцієнта корисної дії за відсутності їхніх прямих вимірювань в експлуатаційних умовах. Ці алгоритми побудовані на використанні рівнянь матеріальних балансів та посередніх вимірювань параметрів течії в проточній частині двигуна. Вони також дозволяють здійснювати діагностування вузлів двигуна.

Fundamental problems of gas pumping aggregates exploitation by technical condition have been considered. Algorithms definition gas turbine engine's power, efficiency and mass air flow without their measurements in exploiting condition are proposed. These algorithms are built on equations material balance and indirect measurements of parameters flow of running part engine. They also allow realize engine units diagnostic.

Эксплуатация газотурбинной техники по техническому состоянию (TC) является одним из прогрессивных направлений в ее развитии. Особое внимание такой эксплуатации уделяется в авиации ввиду необходимости высокой надежности работы двигателей для обеспечения безопасности полетов. Газотурбинные двигатели (ГТД) в наземных энергоустановках и в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) хотя и в меньшей мере, чем в авиации, являются источником возможных аварийных ситуаций. Наземные условия, имея определенную отличительную специфику, накладывают дополнительные требования к реализации эксплуатации по TC. Эта специфика заключается в следующем: более высокая запыленность воздуха у Земли, что приводит к эрозионному износу лопаточных венцов и отложениям пыли в проточной части двигателя; длительная непрерывная работа ГТД; часто нерасчетные режимы работы; недостаточная оснащенность средствами контроля и автоматического управления; сравнительно ниже квалификация эксплуатационного персонала и др.

В этой связи для реализации эксплуатации по ТС и обеспечения надежности ГПА согласно инструкциям и регламентам осуществляется непрерывный контроль за режимами работы ГПА и всех его систем: топливного, технологического и импульсного газа; систем смазки и уплотнения нагнетателя; пневмогазоприводов; вентиляции; контрольно-измерительных охлаждения И приборов и систем виброконтроля; автоматизации, управления, сигнализации неисправностей, защиты и противопожарной. Кроме того, контролируются механические соединения, центровка герметичность трубопроводов. Проверяются состав муфт И топливного, технологического газа и пробы масла. Периодически промывается проточная часть ГТД. Перечисленные проверки проводятся на соответсвие нормальному состоянию и допустимым границам.

Для эксплуатации ГПА по ТС внедряются новые автоматизированные системы диагностирования (АСД) как составляющие автоматизированных систем контроля за техническим состоянием (АСК ТС) и автоматизированных систем управления технологическим процессом (АСУ ТП). Основное назначение АСД – по результатам наблюдения и контроля параметров ГПА выполнять их анализ и интерпретацию о техническом состоянии, для чего дополнительно требуются математические модели процессов, протекающих в ГПА. Однако количество и перечень контролируемых параметров часто ограничен. Даже основные параметры ГПА не измеряются. Отсутствуют также измерения, которые предупреждали бы о всех возможных аварийных ситуациях. Анализ аварийных ситуаций на компрессорных станциях (КС) магистральных газопроводов показывает, что основными их причинами являются: разрушения элементов ГПА, отказы и неисправности вспомогательных систем, ошибки обслуживающего персонала и диспетчерских служб и др. Если в первые 50 лет Мирового Газового Конгресса (WGC) аварии по субъективным причинам составляли почти <sup>3</sup>/<sub>4</sub> случаев, то за последние 25 лет эта составляющая случаев значительно сократилась. Повреждения агрегатов, связанных с вынужденными остановками происходят по причинам дефектов, включая ошибки проектирования, дефектов изготовления, сборки, монтажа, материалов.

Внедрение современных систем автоматизированного управления (САУ) ГПА или их модернизация [1] позволяют существенно сократить количество аварийных ситуаций уменьшением или исключением влияния двух последних из названных причин. Однако уровень САУ ГПА зависит от систем контроля, методов и средств диагностирования ТС [2, 3], наличия и совершенства математических моделей узлов [4–6], методологической и материальной базы для их создания. Наряду с перечисленными факторами эксплуатационная надежность ГПА в значительной мере определяется также индивидуальными их характеристиками, сроком и условиями эксплуатации, качеством обслуживания и ремонтов и др.

Тенденции повышения экономичности ГТД – приводов ГПА за счет увеличения термодинамических параметров и газодинамического совершенства требуют параллельно значительного изменения в конструкции, применяемых материалах и технологии изготовления для сохранения или увеличения устанавливаемых ресурсов. Одновременно должна повышаться культура обслуживания, разрабатываться новые методики диагностирования ТС, системы контроля, мониторинга и управления.

Одной из проблем в модернизации систем эксплуатируемых ГПА является их чрезвычайно большое разнообразие [1], что приводит к значительным затратам на индивидуальную разработку таких систем. Вместе с тем можно выделить основные параметры ГПА, которые необходимо определять прямым или косвенным путем для теплотехнического и вибрационного диагностирования.

Снижение мощности и эффективного КПД ГТД в процессе эксплуатации служит интегральным критерием ухудшения его ТС. Одним из основных признаков ухудшения ТС проточной части двигателя является увеличение гидравлических потерь – снижение КПД узла, т.е. удаления показателя процесса от изоэнтропы. Однако оценивание ТС проточных частей турбомашин ГПА по изменениям показателей политроп процессов, предлагаемое в ряде работ [7], имеет два недостатка:

– зависимость этих показателей не только от TC, но и от режима работы ГПА, который не всегда можно задавать в эксплуатационных испытаниях;

– необходимость большой точности при определении показателя политропы процесса, ввиду того, что этот показатель существенно влияет на степень политропы.

Для преодоления этих недостатков при оценивании ТС ГПА в разрабатываемых критериях необходимо исключить влияние режимных параметров, для чего требуется отслеживать изменение не отдельных параметров двигателя и его узлов, а их характеристик. Одним из направлений развития теплотехнического диагностирования ТС ГТД является создание математических моделей.

Целью данной статьи является разработка алгоритмов для определения действительных основных параметров ГТД в эксплуатационных условиях ГПА на основе математического моделирования и уравнений материальных балансов с использованием косвенных измерений.

Ограниченное количество измеряемых параметров ГПА в эксплуатационных условиях затрудняет параметрическое диагностирование ГТД. Как правило отсутствует прямое измерение мощности, расхода воздуха, температуры газа перед турбиной и др. В то же время расход воздуха легко определить по измерениям статического давления  $p_i$ , температуры  $T_i^*$  и давления  $p_i^*$  заторможенного потока на входе в компрессор или в любом его сечении проточной части

$$G = A \frac{p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} \left(\frac{p_i}{p_i^*}\right)^{2/3} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_i^*}\right)^{1/3}\right]^{1/2},$$
(1)

где коэффициент А вычисляют в заводских или специальных испытаниях.

Расход воздуха можно также определить по формуле, вытекающей из энергетического баланса, посредством контролируемых параметров: расходу топлива  $G_{0}$  и температур на входе в двигатель  $T_{0}^{*}$  и перед силовой турбиной  $T_{0}^{*}$ 

$$G_{\rm B} = G_{\rm T} \left( \frac{H_u \eta_{\rm r} \eta_{\rm mTK} \eta_{\rm oxn} \eta_{\rm oxf}}{C_{\rm pr} T_{\rm rK}^* - C_{\rm p} T_{\rm B}^*} - 1 \right), \tag{2}$$

где  $H_u$ ,  $\eta_{\Gamma}$  – теплота сгорания топлива и коэффициент полноты его сгорания;  $\eta_{mтк}$ ,  $\eta_{0xл}$ ,  $\eta_{0t\delta}$  – коэффициенты, учитывающие механические потери на роторе турбокомпрессора и отборы воздуха на охлаждение горячих частей двигателя и внешние нужды;  $C_p$ ,  $C_{p\tilde{a}}$  – теплоемкости воздуха и газа.

Большой информативностью для диагностирования ТС состояния ГТД до узла обладают уравнения совместной работы турбокомпрессоров. Эти уравнения представляют собой решение системы уравнений как математической модели ГТД, состоящей из 15-ти уравнений в случае ГТД с одновальным газогенератором и свободной силовой турбиной, или 23-х уравнений при двухвальном газогенераторе [4]. В случае ГТД с одновальным газогенератором и свободной силовой турбиной уравнения газогенератором и уравнение совместной работы имеет вид [6]:

$$\frac{\pi_{\kappa}^{*}\sqrt{\eta_{\kappa}^{*}}}{\sqrt{\left(\pi_{\kappa}^{*}\right)^{\kappa-1}-1}} = \frac{m_{\rm B}F_{\rm B}q(\lambda_{\rm B})}{m_{\rm r}F_{\rm ca}\sigma_{\kappa c}\sigma_{\rm ca}q(\lambda_{\rm ca})}\sqrt{\frac{C_{p}(1+q_{\rm T})(1-\Delta\overline{G}_{\rm or6})}{C_{pr}\left(1-\left(\pi_{\rm T\kappa}^{*}\right)^{1-\kappa_{\rm r}}\right)\eta_{\rm T\kappa}^{*}\eta_{m\pi\kappa}}},$$
(3)

где  $\pi_{\hat{e}}^*$ ,  $\pi_{\hat{o}\hat{e}}^*$  – степени повышения полного давления в компрессоре и понижения его в турбине компрессора;  $\eta_{\hat{e}}^*$ ,  $\eta_{\hat{o}\hat{e}}^*$ ,  $\eta_{m_{TK}}^*$  – КПД компрессора, его турбины и их механического соединения;  $m_{\hat{a}}$ ,  $m_{\bar{a}}$ , к,  $\hat{e}_{\bar{a}}$  – постоянные воздуха, газа и их показатели изоэнтроп;  $F_{\hat{a}}$ ,  $F_{\hat{n}\hat{a}}$  – площади входа в компрессор и горла в сопловом аппарате первой ступени турбины;  $q(\lambda_{\hat{a}})$ ,  $q(\lambda_{\hat{n}\hat{a}})$  – газодинамические функции расхода воздуха через компрессор и газа через турбину;  $\sigma_{\hat{e}\hat{n}}$ ,  $\sigma_{\hat{n}\hat{a}}$  – коэффициенты потерь полного давления в камере сгорания и сопловом аппарате турбины;  $q_{\hat{o}} = G_{\hat{o}}/G_{\hat{a}}(1-\Delta \overline{G}_{\hat{i}\,\alpha\hat{a}})$  – относительный расход топлива;  $\Delta \overline{G}_{\hat{i}\,\alpha\hat{a}}$  – относительный расход отбираемого воздуха из двигателя за компрессором. При двухвальном газогенераторе подобные уравнения записываются для каждого турбокомпрессора.

Это выражение в сочетании с характеристиками компрессора и его турбины при их одинаковых частотах вращения представляют собой математическую модель газогенератора. Контролируемые параметры потока в проточной части турбины и компрессора на каком-либо режиме работы ГТД, задаваемого частотой вращения турбокомпрессора  $n_{oe}$ , в сочетании с выражением (3) и характеристиками компрессора и турбины позволяют балансирование переменных при диагностировании турбокомпрессора. А именно, на заданной частоте вращения  $n_{oe}$  увязываются параметры:  $\pi_{e}^{*}$ ,  $\eta_{e}^{*}$ ,  $q(\lambda_{a})$ ,  $\pi_{oe}^{*}$ ,  $\eta_{be}^{*}$ ,  $q(\lambda_{fa})$ . При этом относительный расход топлива легко определяется по уравнению (2) или по формуле  $q_{b} = 1/\alpha L_{0}$ , где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха, измеряемый в эксплуатационных испытаниях на выходе из двигателя;  $L_{0}$  – стехиометрический коэффициент.

Наличие измеряемых температур  $T_{\hat{a}}^*$ ,  $T_{\hat{e}}^*$ ,  $T_{\hat{e}}^*$  и  $q_{\hat{o}}$  позволяет вычислить температуру газа перед турбиной

$$T_{r}^{*} = T_{r\kappa}^{*} + \frac{C_{p} \left( T_{\kappa}^{*} - T_{B}^{*} \right)}{C_{pr} \left( 1 + q_{r} \right) \left( 1 - \Delta \overline{G}_{or6} \right) \eta_{mr\kappa}}$$
(4)

и оценить степень понижения давления в турбине компрессора

$$\pi_{\delta \hat{e}}^{*} = \frac{1}{\left[1 - \left(1 - \dot{O}_{\delta \hat{e}}^{*} / \dot{O}_{\tilde{a}}^{*}\right) / \eta_{\delta \hat{e}}^{*}\right]^{\hat{e}_{\tilde{a}} - 1}}.$$
(5)

Работа силовой турбины при этом может быть рассчитана по формуле

$$L_{\mathrm{o}\tilde{n}} = C_{p\tilde{a}} T_{\mathrm{o}\hat{e}}^{*} \left[ 1 - \left( \frac{\pi_{\mathrm{o}\hat{e}}^{*}}{\sigma_{\tilde{a}\tilde{o}} \sigma_{\mathrm{e}\tilde{n}} \pi_{\tilde{e}}^{*}} \right)^{\frac{\hat{e}_{\tilde{a}} - 1}{\hat{e}_{\tilde{a}}}} \right] \eta_{\mathrm{o}\tilde{n}}, \qquad (6)$$

где  $\sigma_{\hat{a}\hat{o}} = p_{\hat{a}}^*/p_i$  – коэффициент потерь полного давления во входных системах ГТД ГПА;  $p_i$  – атмосферное давление;  $p_{\hat{a}}^*$  – полное давление на входе в компрессор ГТД;  $\eta_{\hat{o}\hat{n}}$  – КПД силовой турбины с учетом потерь в выхлопной системе двигателя.

При использовании КПД собственно силовой турбины по заторможенным параметрам  $\eta_{\delta n}^*$  располагаемая степень понижения давления в силовой турбине  $\pi_{\delta n\delta} = p_{\delta e}^*/p_i = \sigma_{a\delta}\sigma_{en}\pi_e^*/\pi_{\delta e}^*$  в этой формуле должна быть заменена на степень понижения полного давления в силовой турбине  $\pi_{\delta n}^* = p_{\delta e}^*/p_{\delta}^*$ , которая может быть определена в эксплуатационных испытаниях по непосредственным измерениям давлений  $p_{\delta e}^*$ ,  $p_{\delta}^*$  на ее входе и выходе. При измерении скорости потока на выходе выхлопной системы  $\tilde{N}_{a\hat{u}\delta}$  и полной температуры  $T_{\hat{a}\hat{u}\delta}^*$  давление за силовой турбиной можно также рассчитать по формуле

$$p_{\delta}^{*} = p_{i} / \sigma_{\hat{a}\hat{u}\delta} \cdot p(\lambda_{\hat{a}\hat{u}\delta}), \qquad (7)$$

где  $\sigma_{\hat{a}\hat{u}\,\delta}$  – коэффициент потерь полного давления в выхлопной системе;  $p(\lambda_{\hat{a}\hat{u}\,\delta}) = p_i / p_{\hat{a}\hat{u}\,\delta}^*$  – газодинамическая функция давления на выходе ГТУ;  $\lambda_{\hat{a}\hat{u}\,\delta} = \tilde{N}_{\hat{a}\hat{u}\,\delta} / \sqrt{\frac{2\hat{e}_{\bar{a}}}{\hat{e}_{\bar{a}}+1}R_{\bar{a}}T_{\hat{a}\hat{u}\,\delta}^*}$  – безразмерная скорость на выходе;  $R_{\bar{a}}$  – газовая постоянная.

Работа силовой турбины в этом случае вместо (6) может быть определена по формуле

$$L_{\mathrm{o}\tilde{n}} = C_{p\tilde{a}} T_{\mathrm{o}\hat{e}}^{*} \left[ 1 - \left( \frac{\pi_{\mathrm{o}\hat{e}}^{*}}{\sigma_{\hat{a}\tilde{o}} \pi_{\hat{e}}^{*} \sigma_{\hat{e}\tilde{n}} \sigma_{\hat{a}\tilde{u}\tilde{o}} p(\lambda_{\hat{a}\hat{u}\tilde{o}})} \right)^{\frac{\hat{e}_{\hat{a}} - 1}{\hat{e}_{\hat{a}}}} \right] \eta_{\mathrm{o}c}^{*}$$

$$\tag{8}$$

или по разности измерения температур на этой турбине

$$L_{\delta\tilde{n}} = C_{p\tilde{a}} \left( T_{\delta\tilde{c}}^* - T_{\delta}^* \right), \tag{9}$$

где  $\dot{O}_{\dot{a}}^* = \dot{O}_{\dot{a}\hat{u}\,\tilde{o}}^*$  при отсутствии эжектируемого воздуха на выхлопе. При наличии эжектирования необходимо уточнить связь  $\dot{O}_{\dot{a}}^* = f\left(\dot{O}_{\dot{a}\hat{u}\,\tilde{o}}^*\right)$  на основе энергетического баланса смешения потоков выхлопного газа и эжектируемого воздуха.

По работе силовой турбины  $L_{\delta \tilde{n}}$ , расходу газа  $G_{\tilde{a}} = G_{\hat{a}} (1+q_{\delta}) (1-\Delta \overline{G}_{\tilde{i} \delta \tilde{a}})$  и механическому КПД  $\eta_m$  определяется мощность на валу двигателя

$$N_e = G_{\rm r} L_{\rm rc} \eta_m \tag{10}$$

и его эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_r H_u},\tag{11}$$

где кроме теплоты сгорания топлива *H*<sub>u</sub> иногда учитывают также его энтальпию.

Изложенный алгоритм позволяет по измерениям косвенных параметров в эксплуатационных испытаниях ГПА определять мощность ГТД и его КПД, а также оценивать по существующим методикам общее техническое состояние двигателя. Этот алгоритм в сочетании с диагностическими признаками дефектов элементов ГТД [8] может быть использован для их выявления.

### Литература

1. *Налісний М.Б.* Аналіз стану газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях УМГ «Черкаситрансгаз» // Нафтова і газова промисловість. – 2005. – № 3. – С. 47-49.

2. Стаціонарна система моніторингу і діагностики газоперекачувальних агрегатів / В.Є. Петренко, О.О. Чердинцев, С.В. Лозня, М.І. Торхов, А.С. Мандра, М.Б. Налісний, Г.І. Чорний // Інформаційний огляд ДК «Укртрансгаз». – 2005. – № 2(32). – С. 16-17.

3. *Максименко С.В.* Методы и средства технической диагностики оборудования компрессорной станции / С.В. Максименко, Г.Н. Поляков, А.Н. Труфанов // Обзорная информация. Сер.: Транспорт и подземное хранение газа. – М.: ВНИИЭгазпром, 1990. – 66 с.

4. К математическому моделированию газотурбинных приводов газоперекачивающих агрегатов / В.П. Герасименко, А.И. Дутчак, А.С. Мандра, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. пр. «УкрНДІгаз». – Харків. – 2006. – Вип. ХХХІV. – С. 232-237.

5. Математическая модель газотурбинного привода авиационного типа блочнокомплектного турбокомпрессорного агрегата / С.В. Епифанов, В.П. Парафейник, А.М. Попуга, И.И. Лобода // Проблемы машиностроения. – Харьков: ИПМаш НАНУ. – 2000. – Т. 3, № 3–4. – С. 29-35.

6. Адаптивное математическое моделирование газотурбинного привода газоперекачивающего агрегата / В.П. Герасименко, А.С. Мандра, Н.Б. Налесный, Т.М. Нурмухаметов // Авиац.-косм. техника и технология. – Харьков: ХАИ. – 2005. – № 2(18). – С. 49-53.

7. *Микаэлян* Э.А. Диагностика энерготехнологического оборудования ГГПА на базе различных диагностических признаков // Газовая промышленность. – 2000. – № 2. – С. 59-63.

8. Сараванамутто. Термодинамические модели для диагностики газовых турбин, установленных на газопроводах / Сараванамутто, Макисаак // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1983. – Т. 105, № 4. – С. 128-139.

© Герасименко В.П., Кучерук Н.В., Мандра А.С., Налесный Н.Б., Нурмухаметов Т.М., 2009

УДК 621.165

### А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, А.И. ДОЛГОВ

### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: <u>tars@ic.kharkov.ua</u>, <u>dai@vega.kharkov.ua</u>

# АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ СТРУЙНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Виконано чисельне моделювання течії і теплообміну в області вхідної кромки лопатки газової турбіни при струменевому натіканні охолоджувача на поверхню. Визначені середні значення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні вхідної кромки для різних режимів течії, форми сопів, оребрення поверхні. Ґрунтуючись на цих даних, проведений аналіз відомих критерійних залежностей для середнього теплообміну. Визначена доцільність застосування однієї із залежностей для розрахунку систем охолоджування лопаток газових турбін.

The numeral analysis of the flow and heat transfer under jet cooling in area of leading edge of the gas turbine blade is studied. The average heat transfer coefficients are calculated for the leading edge surface for the different flow regimes, jets, and fins on the wall. Basing on these data, the known heat transfer equations were analyzed. One of the equations was approved for using in the nozzle vanes or blades cooling system calculations.

В гидравлических схемах систем охлаждения используются разнообразные каналы, форма которых призвана максимально интенсифицировать отвод теплоты от горячих деталей газовых турбин при минимальных потерях давления охладителя. Наиболее часто в этих схемах используются каналы с круглым, прямоугольным и кольцевым поперечными сечениями, анализ теплообмена и гидравлического сопротивления в которых неоднократно выполнялся многими исследователями [1, 2]. В этих каналах реализуется продольное вдоль канала течение, теплообмен для которого описывается надежными критериальными уравнениями. В некоторых случаях для интенсификации теплообмена используется струйное натекание охладителя на поверхность. Такой способ часто используется для охлаждения входной кромки лопатки.

Течение воздуха в зоне входной кромки, а, следовательно, гидравлическое сопротивление и теплообмен, существенно зависят от вида струй, относительных размеров полости между дефлектором и внутренней поверхности лопатки и других факторов [1]. Учитывая важность проблемы, в прошлые годы были проведены обширные экспериментальные исследования теплообмена и сопротивления, которые позволили получить соответствующие обобщения в виде критериальных уравнений. К сожалению, они приводят к значительно отличающимся значениям коэффициента теплообмена от условий проведения опытов. Часто для увеличения поверхности теплообмена на внутреннюю сторону входной кромки наносятся ребра, которые вносят изменения в характер течения в этой области, что никак не отражено в известных уравнениях. Таким образом, имеет место ситуация, когда надежность расчетов систем охлаждения лопатки газовой турбины оказывается трудно прогнозируемой. Поэтому целесообразно для конкретных типов и размеров лопаток обосновать использование того или иного обобщения, что наиболее просто сделать путем CFD моделирования.

Рассмотрим в качестве примера направляющую лопатку высокотемпературной энергетической газовой турбины с дефлекторной системой охлаждения (рис. 1). Для





Рис. 2. Геометрические параметры входной кромки лопатки

увеличения поверхности теплообмена внутри лопатки установлены продольные ребра. Воздух поступал в полость между дефлектором и входной кромкой через один ряд отверстий. Шаг отверстий совпадал с шагом ребер, а струи направлены на участки лопатки между ребер. В связи с отсутствием сведений 0 закономерностях теплообмена в зоне оребренной входной кромки был выполнен соответствующий численный анализ для ряда ее конфигураций. В был рассмотрен теплообмен первую очередь неоребренной входной кромки с выдувом воздуха как из щели в дефлекторе, так и из одного ряда круглых отверстий. В завершении рассмотрена реальная конструкция с выдувом воздуха из ряда отверстий на входную оребренную кромку. Такой порядок выполнения расчетов отражал переход от анализа более надежных к менее надежным обобщениям экспериментальных данных по теплообмену.

Геометрия входной кромки обычно характеризуется рядом параметров, которые используются для формирования критериев подобия (рис. 2). Среди них расстояние от дефлектора до входной кромки лопатки *h*, ширина щели *b*, эквивалентная ширина щели *b*<sub>эк</sub>, ширина *B* и периметр *l* входной кромки. Обычно под периметром входной кромки лопатки понимается длина дуги вдоль внутреннего профиля лопатки, ограниченная прямой

линией, проходящей через выходное сечение щели в дефлекторе.

Осреднение коэффициента теплоотдачи по периметру входной кромки, как в анализируемых ниже экспериментах, так и в проведенном численном моделировании выполнялось как

$$\overline{\alpha} = \frac{\frac{1}{F} \int_{0}^{F} q dF}{T_{w} - \overline{T}}, \qquad (1)$$

где F – площадь поверхности входной кромки,  $\overline{T} = 0,5(T_0 - T_1)$  – средняя температура воздуха,  $T_0$ ,  $T_1$  – температуры воздуха на выходе из дефлектора и на выходе из области входной кромки,  $T_w$  – осредненная по поверхности температура лопатки.

В безразмерном виде коэффициент теплоотдачи представлялся как

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\overline{\alpha} \cdot \delta}{\lambda},\tag{2}$$

где  $\delta$  – определяющий размер. В качестве определяющего размера использовались: периметр входной кромки или удвоенная ширина щели, или некоторая эквивалентная ширина щели.

Модель входной кромки анализируемой лопатки в случае подачи воздуха через щель в дефлекторе характеризовалась следующими размерами и граничными условиями: h = 4 мм, b = 2,5 мм, l = 15,1 мм, B = 12,3 мм,  $T_0 = 300$  °C,  $T_w = 850$  °C.



Рис. 3. Трехмерная модель входной кромки (вид сверху)

Давление подаваемого воздуха составляло приближенно 10<sup>6</sup> Па и изменялось таким образом, чтобы скорость воздуха на выходе из щели изменялась в пределах 20–200 м/с.

Численный анализ был выполнен с помощью СFD кода FLUENT (авторы благодарят фирмы ANSYS ProcessFlow И за предоставленную возможность его использования). Расчетная сетка модели состояла приближенно ИЗ  $10^{5}$ (рис. 3). Расчеты гексаидральных элементов выполнялись с моделью турбулентности k – є совместно co стандартными пристеночными функциями для описания изменения скорости и температуры вблизи стенки. В соответствии со стратегией использования этих функций центроиды прилегающих стенке элементов сетки К

располагались от нее на безразмерном расстоянии  $Y^+ < 54$ .

Сопоставление результатов численного моделирования было выполнено с двумя известными критериальными уравнениями. Первое из них представлено в работе [1] и имеет вид

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0,17 \cdot \mathrm{Re}^{0,65}, \quad \frac{h}{b} \le 7,$$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\overline{\alpha} \cdot 2b}{\lambda}, \quad \mathrm{Re} = \frac{u \cdot 2b}{\gamma},$$
(3)

где *и* – скорость струи на выходе из дефлектора.

Второе уравнение представлено в [2] в виде

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{l} = 0,36 \cdot \mathrm{Re}_{l}^{0,62}, \qquad (4)$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{l} = \frac{\overline{\alpha} \cdot l}{\lambda}, \qquad \mathrm{Re}_{l} = \frac{u \cdot l}{v}.$$

Для сопоставления последнее уравнение приведено к определяющему размеру – двум ширинам щели

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0,36 \cdot \mathrm{Re}^{0,62} \left(\frac{l}{2b}\right)^{-0,38}.$$
(5)

Сравнение (3), (5) в широком диапазоне изменения числа Re показало достаточно хорошее совпадение. Результаты численного моделирования превышали экспериментальные данные в среднем на 10–12 % (рис. 4). Учитывая несовершенство моделей турбулентности, влияние качества расчетной сетки и других факторов, полученное совпадение можно считать приемлемым. Это давало основание надеяться на достижение такой же точности расчетов и для более сложных условий течения в области входной кромки лопатки.

Обычно входная кромка лопатки охлаждается системой круглых струй, которые характеризуются диаметром d отверстия в дефлекторе, и шагом отверстий t. Для описания среднего теплообмена в [1, 2] предложено уравнение

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{l} = 0,025 \cdot \mathrm{Re}_{l}^{0.98} \left(\frac{l}{b_{\hat{y}\hat{e}}}\right)^{-0.6},$$
(6)



Рис. 4 Теплоотдача при щелевом охлаждении входной кромки газовой турбины. Сопоставление CFD расчета с уравнениями (3) и (5)



Рис. 5. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (6) с эквивалентной шириной щели, определенной по [1, 2]

где  $\overline{\mathrm{Nu}}_{l} = \frac{\overline{\alpha} \cdot l}{\lambda}$ ,  $\mathrm{Re}_{l} = \frac{u \cdot l}{v}$ . Однако в этих работах различно трактуется эквивалентная ширина щели, что приводит к заметно отличающимся результатам. В [1] эквивалентная ширина щели равна  $b_{\hat{y}\hat{e}} = \frac{\pi d^{2}}{2t}$ , в [2] –  $b_{\hat{y}\hat{e}} = \frac{\pi d^{2}}{4t}$ .

В анализируемой лопатке газовой турбины в дефлекторе был выполнен один ряд отверстий диаметром d = 2,5 мм и шагом t = 4 мм. Моделирование течения и теплообмена для этого случая было выполнено аналогично предыдущему сопоставления случаю. Для CFD результатов расчета И уравнения (6) критерий Нуссельта и Рейнольдса были приведены к эквивалентной ширине щели (рис. 5). Видно, что в случае отверстий расхождение экспериментальных как зависимостей между собой, так и расчетных велико. Отклонение между расчетным значением критерия Нуссельта И ближайшим экспериментальным оказывается большим 50 %.

Анализируя (6) можно обнаружить достаточно сильную

взаимосвязь между коэффициентом теплоотдачи и эквивалентной шириной щели. Видимо, такая связь действительно должна иметь место для струй малого диаметра, когда при d/B < 0.25 стеснение струй стенками лопатки невелико и струи проникают в полость вплоть до критической точки входной кромки [1]. При d/B > 0.27 разворот струй происходит непосредственно у среза носика дефлектора. В анализируемой лопатке  $d/B \cong 0.20$  и струи достигают поверхности лопатки. Однако затем они не отталкиваются от поверхности, а после столкновения продолжают двигаться с большой скоростью вдоль поверхности. При этом значение удельного теплового потока в пятне столкновения и вне него отличается приближенно в 1.5 – 2 раза. Однако площадь пятна по сравнению с площадью осреднения по входной кромке составляет всего 15–20 % и поэтому некоторые изменения его размера в связи с изменением диаметра отверстия незначительно проявляется на среднем коэффициенте теплоотдачи.

Известно критериальное уравнение, в котором коэффициент теплоотдачи не зависит от ширины эквивалентной щели, хотя критерий Нуссельта поставлен в зависимость от нее

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0,11 \cdot \mathrm{Re}_{b}^{0,7} \left(\frac{h}{b_{\hat{y}\hat{e}}}\right)^{-0,3}, \qquad (7)$$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\overline{\alpha}b_{\hat{y}\hat{e}}}{1}, \quad \mathrm{Re}_{b} = \frac{u \cdot b_{\hat{y}\hat{e}}}{1}, \quad b_{\mathrm{aw}} = \frac{\pi d^{2}}{1}.$$

Из этого уравнения эквивалентная щель может быть исключена и тогда оно приобретает вид

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{h} = 0,11 \cdot \mathrm{Re}_{h}^{0,7}, \qquad (8)$$
$$\overline{\mathrm{Nu}} = \frac{\overline{\alpha}h}{\lambda}, \quad \mathrm{Re}_{h} = \frac{u \cdot h}{v}.$$

Таким образом, зависимость (8) утверждает, что средний теплообмен на входной кромке лопатки зависит только от расстояния до входной кромки, а остальные геометрические размеры для применяемых в газовых турбинах конструкциях лопаток достаточно сильно взаимосвязаны с расстоянием от дефлектора до поверхности лопатки.



Рис. 6. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (7)

Сопоставление (7) с результатами численного моделирования показало очень хорошее соответствие (рис. 6), что подтверждает сделанное выше предположение.

В случае оребренной входной кромки лопатки характер течения изменился за счет большего стеснения струй. В этой ситуации не вполне справедливость очевидна использования какой-либо из приведенных формул. Для обоснования их использования

было выполнено численное моделирование течения в области входной кромки с теми же, что и ранее размерами, но с ребрами высотой 2,5 мм, толщиной 1,5 мм, и шагом 4 мм (рис. 7).



Рис. 7. Модель расчетной области входной кромки с оребрением

Визуализация течения (рис. 8) показала, что воздух в основном достигает поверхности лопатки и далее движется в образованных каналах. ребрами. Хотя скорость воздуха в каналах и ожидается несколько большей, чем при отсутствии таковых, так как ребра перекрывают часть живого сечения канала. Вследствие некоторого стеснения потока, локальные значения коэффициентов теплоотдачи в зоне входной кромки ожидаются несколько меньшими, чем при неоребренной поверхности. Общий выигрыш OT применения оребрения можно получить

только за счет увеличения поверхности теплообмена. Сопоставление результатов численного моделирования, выявило практически полное совпадение средних коэффициентов теплоотдачи в случае оребренной и неоребренной поверхностей (рис. 10). Очевидно, увеличение поверхности теплообмена за счет оребрения привело к соразмерному уменьшению локальных коэффициентов теплоотдачи.





Рис. 8. Характер течения охлаждающего воздуха в зоне входной кромки

Рис. 9. Локальное распределение коэффициентов теплоотдачи (более темный оттенок соответствует большему значению теплового потока)

Подводя итог проведенному анализу, можно утверждать, что зависимость (7) или (8) более корректно описывает средний теплообмен на входной кромке и может использоваться для расчетов систем охлаждения как в случае неоребренных внутренних поверхностей лопатки, так и оребренных.



Рис. 10. Теплоотдача при охлаждении входной кромки лопатки турбины одним рядом круглых струй. Сопоставление CFD расчета с уравнением (7) для оребренной и неоребренной кромки

### Литература

1. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.

2. Копелев С.З. Конструкция и расчет систем охлаждения / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. – Харьков: Основа, 1994. – 240 с.

© Тарасов А.И., Долгов А.И., 2009

УДК 621.438 : 66.045.1

# Э.Г. БРАТУТА, д-р техн. наук, А.Н. ГАНЖА, канд. техн. наук, Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

### ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА БАЗЕ СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА И МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Розроблено методики та комплекси алгоритмів підвищення ефективності повітропідігрівників та проміжних повітроохолоджувачів компресорів стаціонарних ГТУ, де використовуються методи системного аналізу та багатопараметричної оптимізації. Функцією цілі в задачі оптимізації є мінімум питомої ціни споживання. За допомогою введеної узагальненої економічної характеристики визначаються оптимальні витрати води та газів через апарати з урахуванням умов експлуатації.

The methodic and complex algorithms of effectiveness increase of air heaters and intermediate air heaters of stationary GTU with methods of system analysis and polyvalent optimization are developing. The criterion function in optimization problem is minimum of specific consumption price. The optimal consumptions of water and gas through device are specified by means of introduced economic characteristic.

Введение. В настоящее время ученые и практики проявляют значительный интерес к новым более совершенным энергетическим установкам, в которых эффективнее используется энергия, полученная при сжигании топлива и использовании вторичных энергоресурсов. Одним из агрегатов таких установок является газотурбинная установка (ГТУ). Стационарные газотурбинные установки могут использоваться в когенерационных электростанциях, парогазовых установках, газоперекачивающих станциях и нетрадиционной энергетике, где применяется в переработки различных отходов. качестве топлива продукты Как известно, эффективность цикла ГТУ существенно повышается при одновременном использовании промежуточного охлаждения в компрессоре и регенерации теплоты уходящих газов. Эти процессы осуществляются с помощью поверхностных теплообменников – воздухоохладителей и воздухоподогревателей. Такие аппараты по своим габаритам, металлоемкости и стоимости являются весомыми элементами установки, а от их надежности зависит надежность работы всей установки или повышения эффективности системы. Поэтому задача И надежности воздухоподогревателей и воздухоохладителей ГТУ является актуальной, особенно на современном этапе, когда возрастает интерес к проблемам энергосбережения и повышения энергоэффективности.

Постановка задачи. Воздухоохладители часто подвергаются загрязнению поверхности со стороны охлаждающей жидкости, если охлаждение водяное, или со стороны атмосферного воздуха, если охлаждение воздушное. Неэффективная работа воздухоохладителей будет влиять на КПД работы установки с учетом недовыработки теплоты, если она утилизируется в воздухоохладителе. В воздухоподогревателях основной проблемой являются термические напряжения, возникающие из-за неравномерности распределения температур по его поверхности при высокой температуре газов после турбины, что приводит к растрескиванию поверхности и выходу аппарата из строя. На КПД установки также влияет и аэродинамическое

сопротивление, которое вносят теплообменники в тракт двигателя. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают полезную мощность турбины. Неэффективная работа воздухоподогревателя приводит к увеличению температуры уходящих газов и повышенному тепловому загрязнению окружающей среды. С учетом вышесказанного, в данной работе поставлена задача повышения эффективности воздухоподогревателей и воздухоохладителей ГТУ на базе системного анализа и многопараметрической оптимизации.

**Решение**. Воздухоподогреватели и воздухоохладители ГТУ имеют различную конструкцию и компоновку. Теплообменники могут быть трубчатыми, трубчаторебристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. Основное требование для теплообменных аппаратов транспортных газотурбинных установок – это обеспечение заданной эффективности при высокой компактности и минимальных массе и габаритах. В стационарных газотурбинных установках широко используются кожухотрубчатые теплообменники с перекрестным током теплоносителей, которые компонуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи K, BT/( $M^2 \cdot ^\circ C$ ). Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена  $F, M^2$ , зависит не только от коэффициента К, но и от локальной разности температур теплоносителей. При этом средняя разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой среднелогарифмической. Коэффициент передачи теплоты и свойства теплоносителей будут различны в каждой точке поверхности. На этот влияние фактор будут оказывать локальные загрязнения поверхности Более корректно технологические факторы изготовления аппарата. отражает интенсивность обмена теплотой в теплообменнике или элементе его поверхности безразмерный параметр – число единиц переноса теплоты NTU [1-3].

Составлена обобщенная расчетная схема теплообменного аппарата со сложной смешанной многоходовой и многосекционной схемой движения теплоносителей (рис. 1). Для упрощения процедуры определения эффективности теплообменников со сложной смешанной схемой тока и неравномерным (дискретным) распределением параметров поверхности и теплоносителей авторами была предложенная методика и алгоритм дискретного расчета, где элементами, из которых скомпонованный теплообменник (см. рис. 1, вид А), являются простейшие схемы однократного перекрестного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету теплообменников предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных различностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах.

В предложенной авторами методике эффективность каждого перекрестноточного элемента из рис. 1 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [1–3]:

$$P_{3} = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2_{3}}}} + \frac{R_{3}}{1 - e^{-R_{3} \cdot NTU_{2_{3}}}} - \frac{1}{NTU_{2_{3}}}};$$
(1)

$$t_{H_{29}} = t_{H_{19}} + P_{9} \left( t_{r_{19}} - t_{H_{19}} \right) \quad \text{M} \quad t_{r_{29}} = t_{r_{19}} - P_{9} R_{9} \left( t_{r_{19}} - t_{H_{19}} \right), \tag{2}$$

где «э» – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; «1» – вход среды, «2» – выход среды; «н» и «г» – нагреваемый и греющий теплоносители; R и  $NTU_2$  – отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса теплоты к нагреваемому теплоносителю [1–3],  $R = \frac{W_{\text{H}}}{W_{\text{H}}}$ ,  $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_{\text{H}}}$ .



Рис. 1. Обобщенная расчетная схема сложного многоходового многосекционного теплообменника со смешанной схемой движения теплоносителей

Авторами были получены такие зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе):

$$\overline{t_{H_9}} = t_{H_{1_9}} + \vartheta_{H_9} \left( t_{\Gamma_{1_9}} - t_{H_{1_9}} \right) \quad \mathbf{M} \quad \overline{t_{\Gamma_9}} = t_{\Gamma_{1_9}} - \vartheta_{\Gamma_9} \left( t_{\Gamma_{1_9}} - t_{H_{1_9}} \right), \tag{3}$$

$$\vartheta_{_{\mathrm{H}\,9}} = P_{_{9}} \cdot \left( \frac{1}{1 - e^{^{-NTU_{2_{9}}}}} - \frac{1}{NTU_{2_{9}}} \right) \qquad \mathsf{M} \qquad \vartheta_{_{\Gamma\,9}} = P_{_{9}} \cdot \left( \frac{R_{_{9}}}{1 - e^{^{-R_{_{9}} \cdot NTU_{2_{9}}}}} - \frac{1}{NTU_{2_{9}}} \right). \tag{4}$$

В итоге эффективность нагрева или охлаждения в аппарате определяется с учетом температур теплоносителей на выходе из последней секции и их смешения.

Разработанный авторами комплекс алгоритмов определения локальных температур и эффективности теплообменников ГТУ с учетом условий эксплуатации установок является частью системного анализа и входит в комплекс алгоритмов многопараметрической оптимизации.

Система уравнений математической модели для многопараметрической оптимизации аппарата включает в себя: уравнения теплового баланса и теплопередачи, зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, средних температур и температурных напоров, теплофизических свойств теплоносителей и материалов стенок труб, гидравлических и местных сопротивлений, мощностей на прокачку теплоносителей, а так же геометрические характеристики. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления с внутренней стороны определяются с учетом шероховатости, а с наружной стороны – с учетом особенности поперечного обтекания.

Эффективность теплообмена Е (энергетический коэффициент, критерий Кирпичева) определяется так [4]:

$$E = \frac{Q}{N},$$
(5)

где *Q* – передаваемый тепловой поток, Вт;

*N* – суммарная мощность, требуемая на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена с обеих сторон, Вт (без учета КПД нагнетателей и приводов).

Удельная цена потребления включает в себя первоначальные затраты на поверхность и нагнетатели (капитальные вложения), отнесенные к одному году, и годовые эксплуатационные затраты с учетом числа часов работы, графиков загрузки оборудования, коэффициентов дисконтирования. Здесь уже учитываются КПД нагнетателей и приводов, стоимость потребляемого топлива и энергии. Обычно для теплообменных аппаратов принято относить цену потребления к передаваемому тепловому потоку (тепловой мощности, кВт), грн/(кВт·год) [4]:

$$\Pi_{\rm np} = \frac{\Pi_{\rm nor}}{Q} = \frac{C_F \cdot F + C_N \cdot N \cdot 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N \cdot 10^{-3}}{\rm E}, \qquad (6)$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

q – плотность теплового потока, кBт/м<sup>2</sup>;

 $C_{F}$  – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 м<sup>2</sup> поверхности теплообмена, грн/(год·м<sup>2</sup>);

 $C_N$  – годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 кВт мощности нагнетателей с учетом КПД их приводов, грн/(год·кВт).

Опыт и практика оптимизации подобных аппаратов показывают, что, как правило, оптимальных диаметров труб  $d_{\rm H}$  не существует и чем меньше диаметр, тем выше показатели эффективности теплообмена и меньше удельная цена потребления. Если диаметр труб остается постоянным, то оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя Re<sub>в</sub> соответствует оптимальной скорости этого теплоносителя  $w_{\rm B}$ . При неизменном числе труб в воздухоохладителе оптимальная скорость внутреннего теплоносителя будет соответствовать оптимальному расходу охлаждающей жидкости  $G_{\rm B}$  через воздухоохладитель. В воздухоподогревателе расчетные расходы теплоносителей остаются неизменными и определяются из материального баланса расходов воздуха, топлива и газов в ГТУ. Однако, изменение расхода горячих газов через воздухоподогреватель возможно путем перепуска части газов мимо аппарата на выхлоп.

Оптимальный шаг разбивки трубного пучка для аппаратов с поперечным течением теплоносителей установлен на основе большого опыта эксплуатации теплообменников и ограничений на расстояние между трубами.

Оптимальное отношение чисел Рейнольдса *г* определяет оптимальную скорость наружного теплоносителя в живом сечении трубного пучка *w*<sub>н</sub> и оптимальную компоновку трубного пучка в поперечном и продольном направлении.

Таким образом, для исследуемых аппаратов оптимизируемыми параметрами являются Re<sub>в</sub> и *r*, которые соответствуют значению оптимальных скоростей внутреннего и наружного теплоносителей.

Проведенные в [4] и авторами исследования показали, что минимум удельной цены потребления зависит не от значений  $C_F$  и  $C_N$  в отдельности, а от их отношения (экономической характеристики (показателя) теплообменника)

$$C = \frac{C_F \cdot 10^3}{C_N}.$$
(7)

Использование экономической характеристики *C*, Bт/м<sup>2</sup> позволяет обобщить результаты оптимизации для различных случаев комбинации годовых затрат на поверхность и нагнетатели.

Разработанная авторами методика и алгоритм поиска оптимального расхода внутреннего теплоносителя является универсальной при различных местах установки нагнетателей и их видов. Пересчет экономической характеристики C при плотности сред 1000 кг/м<sup>3</sup> (т.е. расчетной) к существующей характеристике C' осуществляется таким образом:

$$C' = C \cdot \left(\frac{1}{\rho_{\hat{a}i}} + \frac{\ddot{A}_{\hat{a}}}{\rho_{ii}}\right) \cdot \frac{10^3}{1 + \ddot{A}_{\hat{a}}}, \qquad (8)$$

где  $\rho_{BH}$  и  $\rho_{HH}$  – существующие средние плотности в нагнетателях в месте их установки, кг/м<sup>3</sup>;

Д<sub>в</sub> – оптимальное отношение мощностей на прокачку теплоносителей с наружной и внутренней стороны [4] при расчетной экономической характеристике *C*.

Авторами проведен анализ влияния экономической характеристики *C* на оптимальные расходы охлаждающей воды через воздухоохладитель и газов через воздухоподогреватель (рис. 2).

Промежуточный воздухоохладитель двухступенчатого компрессора ГТУ имеет такие расчетные параметры: расход воздуха – 500 м<sup>3</sup>/мин (10,04 кг/с); расход циркуляционной воды – 70 кг/с; давление воздуха после КНД – 0,25 МПа; давление циркуляционной воды – 0,8 МПа; температура воздуха после КНД – 130 °C; температура циркуляционной воды после оборотной системы охлаждения – 30 °C.

Воздухоподогреватель ГТУ имеет такие расчетные параметры: расход воздуха – 10,04 кг/с; давление – 0,62 МПа; температура – 165 °С; расход газов – 10,28 кг/с; давление – 0,104 МПа; температура – 400 °С; молекулярная масса – 28,9 кг/кмоль. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ принят равным 5,6.

Для унификации принята одинаковая конструкция воздухоохладителя и воздухоподогревателя. Один ход аппарата состоит из неоребренных труб длиной 1 м с наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,6 мм. Число ходов по воздуху – 4. Шаг разбивки труб в пучке – 40 мм. Количество труб в ряду и число рядов труб по ходу воздуха – 18 шт. Площадь наружной поверхности – 107,7 м<sup>2</sup>. Число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в ходу – 1800.



и газов через воздухоподогреватель (б)

Выводы. В результате проведенной оптимизации установлено, что при значении обобщенной экономической характеристики C = 1,6 в воздухоподогревателе существует максимум энергетического коэффициента E = 11.5 и минимум удельной цены потребления. При известном значении экономической характеристики С оптимальные расходы охлаждающей воды и газов соответствуют минимумам удельной цены потребления. Значения экономической характеристики С для воздухоохладителя воздухоподогревателя рассчитываются исходя из капитальных И затрат в теплообменные аппараты и газотурбинную установку в целом, эксплуатационных расходов. Средние плотности воздуха в нагнетателях определяются с учетом режимов работы и действительных мощностей компрессоров, условий эксплуатации ГТУ. После определения оптимальных параметров из расчета локальных характеристик находятся значения минимальных и максимальных температур стенок поверхности в характерных точках аппаратов, которые влияют на надежность. Созданные методы и средства системного анализа и оптимизации являются базовыми для повышения эффективности всей ГТУ с учетом режимов работы и условий эксплуатации.

### Литература

1. *Кейс В.М., Лондон В.М.* Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова / Под ред. Ю.В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.

2. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки // Двигатели внутреннего сгорания. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 1. – С. 94-97.

3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоохладителях стационарных ГТУ // Двигатели внутреннего сгорания. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 93-97.

4. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.

© Братута Э.Г., Ганжа А.Н., Марченко Н.А., 2009

УДК 621.438

# Е.Н. ИВАНЧЕНКО

### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

### РАСЧЕТ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ЛОПАТКЕ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДИФИЦИРОВАННОЙ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ СЕБЕСИ-СМИТТА

Представлено результати чисельного дослідження турбулентного прикордонного шару по обводу профілю лопатки газової турбіни, виконане порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними. Розрахунки були виконані з використанням модифікованої моделі турбулентності Себесі-Смітта. Була отримана задовільна відповідність розрахункових та експериментальних даних.

The results of numerical investigations of a turbulent boundary layer of a gas turbine blade and comparison with the experimental data are presented. Calculated investigation are executed using the modification of the Cebeci-Smith turbulence models. Numerical results and experimental data are in good agreement

Одной из важнейших задач при проектировании газовых турбин является обеспечение надежности и экономичности работы лопаток турбины, подверженных воздействию высоких температур. На точность расчета температурного состояния лопаток большое влияние оказывает достоверность задания граничных условий теплообмена по профилю лопатки, в частности, коэффициентов теплоотдачи на профиле лопатки газовой турбины.

В основном для задания коэффициентов теплоотдачи используются данные, полученные путем проведения экспериментальных исследований. Но в связи с высокой стоимостью проведения экспериментов они не могут охватить весь спектр проектируемых конфигураций решеток и режимов их работы. Даже частичная замена физического эксперимента вычислительным существенно ускорит и удешевит исследования в направлении поиска оптимального варианта проектируемых конструкций.

В то же время точность математического моделирования должна быть подтверждена путем сравнения полученных результатов с экспериментальными данными.

Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля лопатки во многом определяется режимом течения в пограничном слое. Также большое влияние на параметры теплоотдачи оказывает тот факт, что течение в пограничном слое на лопатке подвержено влиянию продольного градиента давления, переменного как по направлению, так и по величине.

В данной работе для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи на участке обвода профиля лопатки турбины, где наблюдается турбулентный пограничный слой, предлагается использовать модифицированную модель турбулентности Себеси-Смитта, предложенную в [1]. В исходной модели Себеси-Смитта для вычисления длины пути смешения используется постоянное значение константы турбулентности k = 0,4. Однако в работе [2] отмечается, что константа турбулентности зависит от градиента давления в пограничном слое и диапазон ее изменения достаточно велик. Особенностью модифицированной модели является использование в расчетах

переменного значения «константы турбулентности» k, зависящего от градиента давления в пограничном слое и определяемого по формуле

$$k_{\rm sp} = k \sqrt{\frac{\tau}{\tau_w}} \,, \tag{1}$$

где

$$\frac{\tau}{\tau_{\rm w}} = 1 + p^+ y^+ + \frac{1}{2} a^+ \left[ c_1 + y^+ \left( c_2 \left( \ln y^+ \right)^2 + c_3 \ln y^+ + c_4 \right) \right].$$
(2)

Здесь  $p^+ = \frac{v}{\rho v_*^3} \frac{dP}{dx};$   $a^+ = \frac{v}{\rho v_*^3} \frac{d\tau_w}{dx};$   $y^+ = \frac{y v_*}{v};$   $c_1 = -777,0;$   $c_2 = 5,706;$   $c_3 = 14,62;$ 

 $c_4 = 15,08.$ 

Эта формула обобщает опытные данные 16 типов равновесных и неравновесных течений и дает погрешность в вычислении  $k_{3\phi}$  не более ± 5 % [2]. Значения  $p^+$  и  $a^+$ , используемые в формуле (2), для увеличения точности расчета отыскиваются в итерациях.

Модифицированная модель, так же как и модель турбулентности Себеси-Смитта, является двухслойной. Согласно рекомендациям работы [1], для расчета длины пути смешения в первом слое используется уравнение

$$l^* = ky^* \left[ th \left( \frac{0,012y^*}{k} \right)^{0,5} \right]^2,$$
(3)

где  $l^*$  – безразмерная длина пути смешения,  $l^* = \frac{lo_*}{v}$ ;  $y^*$  – безразмерная координата,

 $y^* = \frac{y_{v_*}}{v_*}$ . «Константа турбулентности» *k* определяется по формуле (1).

Во втором (внешнем) слое турбулентная вязкость принимается такой же, как и в модели Себеси-Смитта

$$v_{r0} = 0,0168\delta^* u_l \gamma_k \,, \tag{4}$$

где  $\delta^*$  – толщина вытеснения,  $\gamma_k$  – коэффициент перемежаемости Клебанова

$$\gamma_{k} = \left[1 + 5, 5 \cdot \left(\frac{y}{\delta}\right)^{6}\right]^{-1}.$$
(5)

Переход от уравнения (3) к уравнению (4) осуществляется в точке, где турбулентная вязкость в буферном слое  $v = l^2 \frac{\partial u}{\partial y}$  (*l* определяется уравнением (3)) равна турбулентной вязкости во внешней части пограничного слоя  $v_{\tau 0}$ , определяемой уравнением (4).

Для определения толщины слоя вязкого течения использовалось соотношение,

предложенное в [3]:

$$\delta = 1,936 y_{\text{max}}, \qquad (6)$$

где *у*<sub>max</sub>, согласно модели Болдвина-Ломакса, является координатой, соответствующей максимальному значению функции *F*:

$$F(y) = y \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \left[ 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{26}\right) \right], \qquad (7)$$

где  $y^+ = \frac{\sqrt{\rho_w \tau_w}}{\mu} y$ .

Для расчета в настоящей работе использовалась система дифференциальных уравнений турбулентного пограничного слоя, включающая уравнения движения, неразрывности и энергии, осредненные по времени. Уравнения решались с использованием конечно-разностного метода Плетчера [5], который отличается простотой алгоритма, приемлемой точностью результатов и устойчивостью вычислительных процессов. Необходимые для начала расчета распределения скоростей *и* и *v* были получены путем расчета обтекания профиля лопатки в зоне ламинарного и переходного течений.

Для сравнительных расчетов были использованы экспериментальные данные, полученные на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» [4]. В этой работе были исследованы 5 профилей лопаток газовых турбин, а локальные коэффициенты теплоотдачи измерялись в опытах с двумя решетками (активного типа T-4 и реактивного типа TC-1A). Опыты были проведены при различных числах Рейнольдса набегающего потока:  $1,68 \cdot 10^5$ ,  $2,5 \cdot 10^5$  и  $3,32 \cdot 10^5$ . Развитый турбулентный пограничный слой наблюдался только на выпуклой стороне профиля TC-1A на участке, следующем за точкой X/L = 0,36 (в опыте с Re =  $1,68 \cdot 10^5$ ) и на участке, следующем за точкой X/L = 0,35 (в опытах с Re =  $2,5 \cdot 10^5$  и Re =  $3,32 \cdot 10^5$ ).

На рисунке приведено сравнение полученных посредством численного расчета значений коэффициентов теплоотдачи с экспериментальными данными. Результаты хорошо согласуются между собой, что свидетельствует об эффективности предложенной модели расчета турбулентного пограничного слоя на лопатке турбины. Следует отметить, что лучшее соответствие с экспериментом было получено в расчете течения при числе Рейнольдса набегающего потока 3,32·10<sup>5</sup>.

На этом же рисунке приведены расчеты, выполненные с использованием стандартной модели турбулентности Себеси-Смитта. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что для случая обтекания турбинной лопатки использование модифицированной модели турбулентности, которая учитывает влияние градиента давления в пограничном слое, позволяет увеличить точность расчета коэффициентов теплоотдачи.

В заключении хочется отметить, что проведенная работа показала возможность использования алгебраических моделей турбулентности, отличающихся простотой алгоритма, для расчета параметров турбулентного пограничного слоя на лопатке турбины.



Рис. Распределение коэффициентов теплоотдачи на выпуклой стороне профиля ТС-1А

### Литература

1. Капинос В.М. Алгебраические модели турбулентности (Монография) / В.М. Капинос, Е.Н. Иванченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 153 с.

2. *Galbraith R.A.* Mixing Length in the Wall Region of Turbulent Boundary Layers / R.A. Galbraith, S. Sjolander, M.R. Head // The Aeronautical Quarterly. – 1977. – Vol. 28, part 2. – P. 97-110.

3. *Baldwin B*. Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for the Separated Turbulent Flows / B. Baldwin, H. Lomax // AIAA Paper. – 1978. – N. 257. – P. 1-8.

4. Исследовать приемы повышения экономичности ступеней высокого давления паровых турбин большой единичной мощности. Исследование локального и среднего теплообмена в решетках турбинных лопаток в условиях низкотурбулентного потока: Отчет о НИР (промежут.) / ХПИ; Руководитель В.М. Капинос. – № ГР 0182.3027562; Инв. № 02860.0081440. – Харьков, 1982. – 54 с.

5. Плетчер Р.Х. О конечноразностном решении уравнений турбулентного пограничного слоя при течении жидкости с постоянными свойствами // Ракетная техника и космонавтика. – 1969. – Т. 7, № 2. – С. 138-146.

© Иванченко Е.Н., 2009

УДК 621.165

### А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, ЧАН КОНГ ШАНГ

### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

### УЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЭФФЕКТА В РАСЧЕТАХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Виконаний чисельний аналіз тиску, створюваного в порожнині між диском, що обертається, і статором газової турбіни. Встановлені основні закономірності зміни відцентрового тиску, що генерується порожниною, залежно від витрати. Показана можливість застосування одновимірної моделі для закручування потоку для визначення відцентрового тиску. Відмічена доцільність використання імітаційних моделей для тиску в розрахунках систем охолоджування газових турбін.

The flow pattern in a cavity between the revolved disk and stator of gas turbine is numerically studied. The main features of the centrifugal pressure, generated in a cavity, depending on a mass flow rate is fixed. It was shown that 1-*D* model for the vortex coefficient can be used for the centrifugal pressure prediction. The reasonability of the implementation of the simulation models for the centrifugal pressure in calculations of the gas turbines cooling systems is shown.

Системы охлаждения газовых турбин представляют собой разветвленные гидравлические сети, структурной единицей которых является элементарный канал. В общем случае в канале может происходить как уменьшение полного давления вследствие гидравлического сопротивления, так и рост полного давления вследствие подведенной извне механической энергии. Падение полного давления обычно определяется по зависимости

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = \zeta \frac{G^2}{2\rho F^2} = rG^2, \qquad (1)$$

где  $\zeta$  – коэффициент гидравлического сопротивления, который отражает особенности течения в канале [1],  $\rho$  – плотность охладителя, w – среднемассовая скорость, G – массовый расход, индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям канала.

Подведение механической энергии к теплоносителю имеет место в системах охлаждения только в случае, если сам канал вращается совместно с ротором или теплоноситель увлекается вращающими стенками канала. Последний случай относится к полостям, образованными торцевыми стенками дисков и статора. При вращении на частицы жидкости действует центробежная сила, приводящая к дополнительному изменению полного давления *H*. Обычно это изменение называют центробежным эффектом или напором.

Целью расчета системы охлаждения является определение расходов теплоносителя и его температур во всех ветвях и узлах графа гидравлической сети при условии задания во внешних узлах значений полного давления и полной температуры.

Решение задачи распределения охладителя по каналам разветвленной сети выполняется в нескольких повторяющихся циклах. В цикле нижнего уровня находятся расходы воздуха в каналах при замороженных значениях коэффициентов гидравлического сопротивления и замороженных значениях напоров в элементах сети. Внутренний цикл реализуется путем обхода линейно независимых контуров гидравлической схемы в соответствии с итерационным процессом Андрияшева [2], реализованном в программном коде THA [3]. Не останавливаясь на том, каким образом строятся линейно независимые контуры, отметим, что в любом из контуров должно выполняться условие равенства нулю суммы падений полных давлений на всех его элементах

$$\sum_{j=1}^{k} \left( -r_{j}G_{j}^{2}\operatorname{sign}(G_{j}) + H_{j}\operatorname{sign}(H_{j}) \right) = 0, \qquad (2)$$

где k – число ветвей в контуре,  $H_{j}$ ,  $r_{j}$  – соответственно напор и приведенное гидравлическое сопротивление в j-ом элементе контура. Последнее определяется выражением

$$r_j = \frac{\zeta_j}{2\rho_j F_j^2}.$$
(3)

Знак расхода  $sign(G_j)$  и знак напора  $sign(H_j)$  в (2) положительный, если направление обхода контура совпадает соответственно с направлением расхода и напора в ветви, и отрицательный – в противоположном случае.

Процесс уточнения расходов воздуха в ветвях происходит от итерации к итерации по следующей схеме

$$G_j^n = G_j^{n-1} + \operatorname{sign}(G_j) \cdot \Delta G^{n-1} \,. \tag{4}$$

Подставляя (4) в (2) и, пренебрегая малыми величинами квадратов поправок, имеем выражение для коррекции расхода в контуре

$$\Delta G^{n-1} = -\frac{\sum_{j=1}^{k} \left(-r_j G_j^{(n-1)^2} \operatorname{sign}(G_j) + H_j^{n-1} \operatorname{sign}(H_j)\right)}{2\sum_{j=1}^{k} \left|r_j G_j^{n-1}\right|}.$$
(5)

В цикле верхнего уровня уточняются гидравлические сопротивления и напоры. Обычно коэффициенты гидравлического сопротивления слабо изменяются от итерации к итерации, что обеспечивает сходимость процесса. В противоположность этому напор может изменяться значительно, что может приводить к раскачке решения. В расчетах систем охлаждения роторов озабоченность в этом смысле вызывает особый тип каналов, образованных торцевыми поверхностями диска ротора турбины и статором. Течения в таких полостях отличается вихревым трехмерным характером. Вместе с тем для расчета расходов воздуха в системах охлаждения ротора необходимо иметь выражение для напора в виде

$$H = H(G). \tag{6}$$

В ряде публикаций [4–6] представлен анализ решения проблемы и показано, что для расчета напорного эффекта необходимо решить обыкновенное дифференциальное уравнение относительно закрутки потока. Несмотря на некоторые отличия в представленных уравнениях, все они в своей основе содержат условие сохранения момента импульса для кольцевого элемента с шириной, равной расстоянию между торцевыми поверхностями диска и статора. Авторы публикаций указывают на приближенность такой модели, что приводит к необходимости применимости ее для расчета систем охлаждения современных высокооборотных газотурбинных двигателей, в которых величина напорного эффекта в большой мере определяет поведение системы охлаждения ротора.

Проведенный нами анализ показал, что математическая модель, представленная в работе [4] с достаточной точностью позволяет найти приращение давления в случае

движения охладителя от центра к периферии. Содержание модели заключается в нахождении распределения закрутки потока в полости путем решения уравнения

$$\frac{d}{dx}\left(\beta \cdot x^{2}\right) = Ax^{3,6}\left[\left(1-\beta\right)^{1,2}-1,715\beta^{1,8}\right],\tag{7}$$

где  $x = r/r_1$ ,  $\beta = \frac{w_r}{w_{\phi}} = \frac{\omega r}{w_{\phi}}$  – закрутка потока,  $\operatorname{Re}_{\omega} = \frac{\omega \cdot r_2^2}{\nu}$ ,  $\operatorname{K}_{\nu} = \frac{2\pi r_2^2 s \rho \omega}{G_r}$  –

кинематический фактор,  $A = 0,0274 K_v \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^{2,6} \left(\frac{r_2}{s}\right) Re_{\omega}^{-0,2}$ ,  $\omega$  – угловая скорость

вращения,  $w_r$ ,  $w_{\phi}$  – средние радиальная и тангенциальная компоненты скорости на текущем радиусе, *s* – расстояние между диском и статором,  $r_1$ ,  $r_2$  – соответственно радиусы подачи охладителя и выхода охладителя в проточную часть турбины (меньший и больший радиусы полости).

Рост статического давления за счет массовых сил при вращении теплоносителя находится интегрированием с учетом КПД кольцевого диффузора η

$$\frac{P_2 - P_1}{0.5\rho\omega^2 r_2^2} = \frac{2}{x_2^2} \int_{x_1}^{x_2} \beta^2 x dx + \eta \left[ \frac{w_{r_1}^2}{(\omega r_1)^2} - \frac{w_{r_2}^2}{(\omega r_2)^2} \right].$$
(8)

При центробежном движении охладителя интегрирование (7) выполняется в направлении от цента к периферии, т.е. от  $x_1$  до  $x_2$ . В этом случае при задании начальной закрутки при  $x_1$  в диапазоне от 0 до 1 величина закрутки на любом радиусе не превышает единицы и интегрирование не представляет проблем. При центростремительном движении среды закрутка потока может превышать единицу и выражение (7) перестает быть справедливым. В этом случае, как показал анализ, уравнение должно быть приведено к виду

$$\frac{d}{dx}(\beta \cdot x^2) = Ax^{3,6} \Big[ 1,674(\beta - 1)^{1,8} - 1,715\beta^{1,8} \Big].$$
(9)

Создаваемый напор в придисковой полости, исходя из анализа упрощенной модели, зависит от ряда факторов и не может быть сведен в общем случае к виду (6). Поэтому одним из способов использования модели (7)–(9) в цикле нижнего уровня (5) заключается в создании перед обращением к циклу имитационных моделей вида (6) для всех придисковых полостей в системе охлаждения. Тогда во внутреннем цикле исключается многократное интегрирование и процесс, как показал дальнейший опыт, сходится быстрее. Если использовать (6), то уточнение расхода в ветвях независимого контура определяется выражением

$$\Delta G^{n-1} = -\frac{\sum_{j=1}^{k} \left(-r_j G_j^{(n-1)^2} \operatorname{sign}(G_j) + H_j^{n-1} \operatorname{sign}(H_j)\right)}{2\sum_{j=1}^{k} \left| \left(r_j - \frac{dH}{dG}\right) G_j^{n-1} \right|}.$$
(10)

Для того чтобы определить возможность создания простых дифференцируемых имитационных моделей был выполнен численный анализ течения в придисковых полостях ряда конфигураций и установлены наиболее существенные факторы, определяющие центробежный эффект. Одновременно с этим проводилось сопоставление напора, полученного численным моделированием с рассчитанным напором по модели (7)–(9).

Численный анализ был выполнен с помощью CFD кода FLUENT в осесимметричной постановке с учетом вращения (авторы благодарят фирмы ANSYS и ProcessFlow за предоставленную возможность использования программы).

В системах охлаждения роторов газовых турбин воздух подается во внутренние полости ротора прежде всего с целью предотвращения доступа газа. Иногда воздух, движущийся в радиальном направлении к ободу диска, используется для питания системы охлаждения лопатки. Однако, как в первом, так и во втором случае расход воздуха, выходящий через уплотнение, стремятся сделать минимально возможным. Обеспечение минимально возможного расхода при условии запирания придисковой полости представляет собой взаимосвязанную задачу аэродинамики уплотнения и полости. Для упрощения анализа в данной работе аэродинамика полости изучалась отдельно от уплотнения. Для этого выбирался такой зазор уплотнения, который обеспечивал однонаправленное движение воздуха при центробежном и газа при центростремительном направлениях движения.

Формы придисковых полостей в конструкциях различных газовых турбин значительно отличаются. Достаточно редко можно увидеть придисковую полость, образованную плоскими торцевыми поверхностями диска и статора, закрытую цилиндрическими поверхностями на внутреннем и наружном радиусах. Поэтому в настоящей работе представлены результаты как простых по форме полостей, так и полостей с некоторыми усложняющими течение элементами.

На первом этапе была рассмотрена некоторая идеализированная полость с размерами  $r_1 = 0,1$  м,  $r_2 = 0,3$  м (рис. 1). Ширина полости варьировалась в пределах от 0,01 до 0,1 м. Направление подачи воздуха в полость и скоростью вращения также изменялись в процессе исследования. Среднее давление в полости было задано равным 2,0 МПа, а температура подаваемого воздуха – 450 °C. Плотность воздуха в полости во всех расчетах принималась постоянной и равной 9,77 кг/м<sup>3</sup> в соответствии с температурой и давлением. Во всех представленных вариантах в полость поступал незакрученный поток воздуха.

Математическая модель (7)–(9) не учитывает такие факторы, как направление подачи воздуха в полость, расположение уплотнения (вблизи статора или ротора) и т.д. В связи с этим были рассмотрены четыре варианта задания граничных условий в полости. В вариантах (а) и (b) диск располагался слева и накопленный пограничный слой на диске поступал непосредственно с диска в уплотнение. В варианте (с) диск находился справа. При этом воздух, поступающий в полость, ударялся о диск и совместно с пограничным слоем двигался вдоль радиуса до цилиндрической поверхности статора. В отличие от варианта (с) в варианте (d) цилиндрическая поверхность на внешнем радиусе вращалась совместно с диском.

Численный анализ показал, что направление подачи воздуха практически не оказывало влияние на напор, создаваемый в полости, несмотря на то, что на малых радиусах характер течения существенно отличается (рис. 2). В варианте (b) вихрь занимал 1/3 полости, но его энергия была невелика. Поэтому практически не наблюдалось какое-либо заметное изменение закрутки потока по сравнению со случаем подачи воздуха на диск. Существенные отличия в создаваемом напоре имелись в вариантах (c) и (d). Закрученный воздух в варианте (c), проходя по цилиндрической поверхности, увеличивал закрутку потока на внешнем радиусе, вследствие чего наблюдалось увеличение напора приближенно на 50 %. При вращении цилиндрической поверхности в варианте (d) рост напора оказывался еще больше. Несмотря на заметные отличия в характере течения одномерная модель (7)–(9) достаточно точно описывала изменение статического давления вдоль радиуса полости. Так кривая (e),

определяющая напор в соответствии с моделью, с погрешностью 10 % приближалась к кривым (a) и (b) вдоль всей полости. Для вариантов (c) и (d) модель имела туже погрешность для большей части полости за исключением короткого участка вблизи внешнего радиуса, где погрешность достигала 50–70 % (рис. 3).





Рис. 1 Придисковая полость. Ширина полости 0,05 м

Рис. 2. Варианты подачи воздуха в полость и положения диска. Скорость вращения диска 10000 об/мин, расход воздуха – 1 кг







центробежном движении  $\beta_1 = 0$ , центростремительном  $-\beta_2 = 0,18$ (CFD анализ);  $2 - \beta_1 = 0, \beta_2 = 0$ (CFD анализ); 3 -расчет по (7)-(9),  $\beta_1 = 0, \beta_2 = 0; 4 -$ расчет по (7)-(9),  $\beta_1 = 0, \beta_2 = 0,18$ 

Рис. 4. Изменение напора, создаваемого полостью в зависимости от расхода

Проведенный анализ позволил сделать вывод о том, что модель (7)-(9) адекватно отражает напор в придисковой полости при центробежном движении воздух воздуха, если попадает уплотнение В непосредственно с диска без изменения направления движения. Если воздух перед выходом в проточную часть турбины движется в осевом направлении вдоль цилиндрической поверхности статора или ротора, то напор в этой части полости заметно возрастает. Отсюда следует, что осевой размер цилиндрической части полости заметно влияет на результирующий напор в полости. Поэтому одномерная математическая модель должна быть развита на случай осевого движения закрученного потока на внешнем радиусе. Расчеты показывают, что в первом приближении влияние цилиндрической части полости может быть учтено увеличением внешнего радиуса на 0,2-0,25 от ширины полости.

На следующем этапе была оценена возможность создания напорной характеристики (6). В качестве основы был выбран вариант (а) с начальной

закруткой при движении воздуха от центра к периферии равной нулю. При движении газа в обратном направлении закрутка варьировалась в пределах 0–0,18. Плотность среды, как ранее, для упрощения анализа задавалась постоянной. Было выполнено CFD моделирование для расхода воздуха 0–1 кг/с и газа – 0–3,7 кг/с. Установлено, что напор

во всех ситуациях уменьшается с увеличением расхода при движении среды от цента к периферии (рис. 4), а при обратном движении, т.е. при поступлении газа в полость напор значительно увеличивается. С увеличением начальной закрутки кривая изменения напора становится более крутой. При некотором критическом значении расхода пограничный слой, сформированный на диске, отбрасывается поступающим в полость газом, и напор резко снижается с ростом расхода газа. Таким образом, отмечен важный факт, что кривая напора (6) имеет максимум в области отрицательных расходов, т.е. один и тот же напор может иметь место при различных расходах газа. В реальных условиях это должно привести к периодическим пульсациям расхода. Этот факт также не позволяет добиться устойчивой сходимости решения (10) при расчете систем охлаждения в случае, если напор в полости имеет значения близкие к максимальному напору.



Рис. 5. Имитационная кривая напора в придисковой полости. Точки расчет по (7) – (9),  $\beta_1 = 0, \beta_2 = 0$  Расчет по уравнениям (7)–(9) качественно отражает основные изменения напора в зависимости от расхода. В области положительных и небольших отрицательных значений расхода расчет характеризуется небольшой погрешностью. В области отрицательных значений расхода вблизи максимума напора погрешность возрастает, что свидетельствует о необходимости учета дополнительных факторов.

Учитывая сложный характер изменения напора становится очевидным, что построение единой имитационной кривой не возможно. Достаточно хорошо вогнутая часть кривой аппроксимируется экспоненциальной функцией. В области максимума может быть использована полиномиальная интерполяция (рис. 5).

### Литература

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Издание 3-е переработанное и дополненное под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

2. *Абрамов Ф.А.* Расчет вентиляционных сетей шахт и рудников / Ф.А. Абрамов, Р.Б. Тян, В.Я. Потемкин. – М.: Недра, 1978. – 234 с.

3. *Тарасов А.И., Долгов А.И.* ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.

4. Швец И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – Киев: Наукова думка, 1974. – 488 с.

5. *Цаплин М.И.* Течение среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой // ИФЖ. – 1974. – Т. 26, № 4. – С. 611-617.

6. Локай В.И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, М.Н. Бодунов, В.В. Жуйков, А.В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.

© Тарасов А.И., Чан Конг Шанг, 2009

УДК 536.246

# О.А. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, И.А. МИХАЙЛОВА

### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ МОДЕЛИ ДВУХФАЗНОГО ПЕРЕНОСА В ПОРИСТОЙ СРЕДЕ

Представлено можливість математичного та чисельного моделювання теплофізичних процесів на прикладі двофазного переносу теплоти в пористому середовищі. Виконано зіставлення результатів експерименту з результатами чисельного рішення на ЕОМ. Показано, що запропонована математична модель двофазного теплообміну достатньо точно співпадає з фізичною моделлю.

Possibility of the mathematical and numerical modeling of the thermo physical processes on the example of twophase heat exchange in a porous environment is presented. Comparison of the experiment with numerical modeling is executed. It was shown the mathematical model of the two-phase heat exchange is adequate to physical model.

Математическое и численное моделирование дает возможность исследовать различного рода физические процессы в тех случаях, когда эксперимент в реальных условиях провести невозможно или нецелесообразно. Одним из примеров численного эксперимента может служить исследование процессов тепло- и массообмена в пористой среде, насыщенной двухфазной жидкостью, выполненное в [1]. Для рассматриваемых теплофизических процессов выбрана математическая модель, достаточно точно их описывающая, разработан метод численной реализации и создан программный комплекс, дающий возможность вводить исходные данные и получать результаты как численные, так и графические.

Традиционно к проблеме двухфазного течения в пористой среде подходили с позиций так называемой модели независимого движения фаз, которая основана на единообразной постановке. В этой модели газовая и жидкостная фазы рассматриваются как отдельные жидкости с индивидуальными термодинамическими и транспортными свойствами и различными скоростями течения. Другим подходом является моделирование двухфазной среды в целом, что позволяет уменьшить число разрешающих уравнений сохранения и энергии [2, 3]. Такая двухфазная смешанная модель и выбрана для описания процессов в пористом резервуаре в предложенном исследовании.

Основополагающая идея модели основана на представлении о существовании области в пористом теле, занятом как паром, так и жидкостью. Это положение подтверждается экспериментами и объясняется очевидным фактом наличия размытой двухфазной зоны при вытеснении смачивающей поверхность пор жидкостью не смачивающую. Если первоначально в пористом теле присутствовал только пар, то при контакте поверхности пористого тела со смачивающей жидкой фазой происходит постепенное вытеснение пара. В случае переохлажденной жидкости происходит конденсация пара, и жидкость продвигается в глубь пористого тела. Если выход пара ограничен непроницаемой твердой стенкой с противоположной стороны по отношению к входному сечению и к этой поверхности приложен тепловой поток, то происходит
вскипание жидкости, достигшей стенки. Таким образом, устанавливается равенство массовых скоростей жидкой и паровой фаз

$$\rho_l \boldsymbol{u}_l = -\rho_v \boldsymbol{u}_v \,. \tag{1}$$

При этом передаваемый тепловой поток равен

$$q = r\rho_l \boldsymbol{u}_l = -r\rho_v \boldsymbol{u}_v, \qquad (2)$$

где *r* – теплота парообразования.

Механизм вытеснения газа из пористого тела жидкостью представляет собой актуальную задачу теории тепловых труб, фильтрации, осушении и обводнении грунтов и т.д. Точное решение этой проблемы, по всей видимости, невозможно в связи с разнообразием форм пористых материалов и свойств сред.

Двухфазная смешанная модель включает в себя уравнения сохранения массы, импульса и энергии, а также граничные и начальные условия. Все физические свойства многофазной смеси являются следствием свойств ее составляющих, поэтому для построения уравнений сохранения определены несколько усредненных свойств смеси.

При этом взаимное перемещение пара и жидкости определяется капиллярным давлением

$$p_{c} = \left(\frac{\varepsilon}{K}\right)^{1/2} \sigma J(s), \qquad (3)$$

величина которого связывается посредством функции Лаверетта J(s) с насыщенностью пористого материала жидкостью *s*. В (3)  $\varepsilon$  – объемная пористость,  $\sigma$  – поверхностное натяжение, K – проницаемость.

Опуская преобразования, отметим, что в конечном итоге процесс передачи теплоты с помощью взаимного перемещения фаз теплоносителя описывается уравнением относительно относительной энтальпии *H*:

$$\Omega \frac{\partial H}{\partial t} = \nabla \cdot \left( \frac{\Gamma_h}{\rho} \nabla H \right), \tag{4}$$

где

$$\Omega = \varepsilon + \rho_s c_s (1 - \varepsilon) \frac{dT}{dH},$$
(5)

$$\frac{\Gamma_h}{\rho} = D + k_{eff} \frac{dT}{dH}.$$
(6)

Здесь dT/dH – производная от температуры по энтальпии смеси;  $k_{eff}$  – эффективная теплопроводность пористого материала; D – коэффициент капиллярной диффузии, который отражает взаимное перемещение фаз и зависит от локальных значений капиллярного напора и подвижности фаз.

Уравнения (4)-(6) справедливы как для двухфазной области, так и в области пара или жидкости. В двухфазной области предполагается, что передача энергии

происходит только за счет диффузии, а теплообмен между скелетом пористого тела и теплоносителем отсутствует.

Численная реализация для течения и теплообмена в пористой среде в соответствии с моделью двухфазной среды выполнена методом конечных элементов в двумерной постановке.

Для доказательства справедливости модели и точности разработанных алгоритмов и программы, было проведено сопоставление результатов расчета с экспериментом, проведенным Юделлом [4].

Юделл провел эксперимент по исследованию тепло- и массообмена в системе песок – вода – пар, обогреваемой сверху и охлаждаемой снизу. В эксперименте использовалась трубка из стекловолокна длиной 25,4 см и внутренним диаметром 5,4 см, в которую помещался песок с размерами песчинок 65–100 меш (рис. 1).



1 – медный блок с нагревателем;
 2 – эталон;
 3 – выход пара;
 4 – нагревательные ленты;
 5 – нихромовая спираль;
 6 – песчаный слой;
 7 – изоляция;
 8 – вход жидкости;
 9 – термопары

Рис. 1. Экспериментальная установка

В результате проведения эксперимента установлено, что в стационарных условиях в системе имеются три различные области (рис. 2а). Температура верхней области превышает температуру насыщения и линейно изменяется по мере удаления от источника теплоты. В нижней области, где согласно измерениям, температура ниже температуры насыщения, профиль температуры тоже Эти линеен. результаты свидетельствуют о преобладании теплопроводности. механизма Область между верхней и нижней зонами теплопроводности почти изотермична и с точностью 1 °С находится вблизи температуры насыщения. Здесь преобладающим механизмом теплоотдачи является конвекция.

Сопоставление экспериментальных данных и результатов численного решения дало практически точное совпадение. Температурный профиль, полученный в результате численного решения, представлен на рис. 26, где также показано существование зоны жидкости, зоны пара и двухфазной изотермичной зоны с температурой насыщения 100 °C.

Из законов сохранения энергии и массы следует, что в этой изотермической зоне существует направленный снизу вверх поток массы жидкой фазы, обусловленный разностью капиллярных давлений. Тепловой поток в верхней части этой зоны идет на испарение воды, в результате которого создается встречный поток пара. Течение пара возможно благодаря наличию небольшого градиента давления. Тепло, выделяемое при конденсации пара в нижней части этой зоны, уравновешивает тепловой поток к заполненной жидкостью нижней зоне. Таким образом, равные между собой массовые потоки жидкости и движущегося вниз пара, выражаются как отношение теплового

потока к теплоте испарения. Описанный теплообмен аналогичен хорошо известному теплообмену в тепловых трубах.



Из проведенного сопоставления результатов численного эксперимента с реальным, можно утверждать, что выбранная математическая модель хорошо согласуется с физической моделью двухфазного теплообмена, предложенной в эксперименте Юделлом. Разработанный расчетный метод и программа на ЭВМ позволяет исследовать процессы кипения и конденсации различных теплоносителей в пористой среде, изучать влияние на процессы двухфазного переноса выбора материала пористой среды, исследовать влияние таких характеристик пористого тела, как проницаемость и пористость.

## Литература

1. *Литвиненко О.А.* Совершенствование систем охлаждения лопаток газовых турбин на основе применения жидкометаллических теплоносителей: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. –144 с.

2. *Wang Chao-Yang* A two-phase mixture model of liquid-gas flow and heat transfer in capillary porous media – I. Formulation / Chao-Yang Wang, C. Beckermann // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1993. – Vol. 36, No.11. – P. 2747-2758.

3. *Wang Chao-Yang* Numerical Study of boiling and natural convection in capillary porous media using the two-phase mixture model / Chao-Yang Wang, C. Beckermann // Numerical Heat Transfer. – 1994. – Part A, 26. – P. 375-398.

4. *Юделл К.С.* Исследование теплообмена при испарении и конденсации жидкости в обогреваемой сверху пористой среде с учетом капиллярных эффектов // Теплопередача. – 1983. – Т. 105, № 3. – С. 63-70.

© Литвиненко О.А., Михайлова И.А., 2009

УДК 621.18 : 533.36

# В.Е. МИХАЙЛОВ, канд. техн. наук, А.А. СТРАШНИКОВ, инженер, Т.В. СЕВАСТЬЯНОВА, инженер

ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»), г. Санкт-Петербург, Россия

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДУХОЗАБОРНОГО ТРАКТА ГТЭ-110 ИВАНОВСКОЙ ГРЭС В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ FLOWVISION

Показані можливості використання програмного комплексу FlowVision для моделювання повітряно забірного тракту ГТЕ-110 Івановської ДРЕС. Розроблена модель призначена для імітації роботи повітряно забірного тракту від КПОУ до входу у равлик компресора з метою визначення втрат повного тиску та їх порівняння з результатами експерименту, а також розрахунку рівномірності поля швидкостей на вході до компресора.

Possibilities of use of program complex FlowVision for modelling intake duct GTE-110 Ivanovo power station are shown. The created model is used for imitation of work intake duct from filter house to a snail of compressor. There was made the analysis of losses a total pressure and their comparison with results of experiment, and also calculation of uniformity velocities field in the compressor.

В энергетических ГТУ открытого цикла в качестве рабочего тела используется атмосферный воздух, поэтому в конструкции таких ГТУ принимаются специальные меры по очистке воздуха от пыли и других загрязнений, а также по снижению уровня шума. Очистка циклового воздуха от естественной и промышленной пыли и загрязнений защищает воздушный тракт от эрозии и коррозии [1].

Воздухозаборный тракт (ВЗТ) – это многофункциональное устройство, которое состоит из комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ), воздуховодов, блока шумоглушения, байпасных клапанов (рис. 1).



Рис. 1. Модель воздухозаборного тракта ГТЭ-110 для Ивановской ГРЭС

Эффективность и надежность работы воздухозаборного тракта существенно зависят от его компоновки и конструктивного исполнения. Неоптимальные решения по компоновке увеличивают потери полного давления, что приводит к снижению мощности ГТУ. Причем, увеличение потерь полного давления в воздухозаборном тракте на 50 Па ведет к снижению мощности установки на 0,1 % (отн.) и уменьшению КПД на 0,05 % (отн.) [1]. Компоновка и конструкция воздухозаборных трактов ГТУ зависят от многих факторов и в том числе от требований по потерям полного давления ВЗТ. В существующих установках потери полного давления всего воздухозаборного тракта не превосходят 980 Па, а максимально допустимая неравномерность скоростей на входе в улитку компрессора –  $\pm 2$  %.

Потери полного давления в воздухозаборном тракте можно разделить на две части:

– потери КВОУ;

– потери части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора.

Потери полного давления КВОУ зависят от степени загрязнения фильтров всасываемой пылью и возрастают на протяжении срока службы. При чистых фильтрах они не превосходят 290 Па.

Потери полного давления в части воздухозаборного тракта от КВОУ до входной улитки компрессора зависят от компоновки и конструкции, не меняются в процессе эксплуатации ГТУ и являются функцией расхода воздуха (режима работы установки). Они не превосходят 490 Па при номинальных условиях.

Становится очевидным, что одна из важных задач в повышении эффективности отдельно ГТУ или ГТУ в составе ПГУ – это создание «идеального» воздухозаборного тракта с минимальными потерями. Итак, воздухозаборный тракт – это тракт, потери полного давления которого стремятся к минимальным значениям, снижающий уровень шума до допустимых значений, не пропускающий пыль, неравномерность поля скоростей в выходном сечении которого не превосходит ± 2 %.

Следовательно, задача проектировщика заключается в отработке части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора с целью минимизации потерь полного давления и выравнивания поля скоростей на входе в компрессор.

Решить поставленную задачу можно с помощью следующих инструментов:

1. Оценочный аэродинамический расчет.

2. Эксперимент.

3. Аэродинамический расчет с помощью численного моделирования в математическом пакете.

Оценочный аэродинамический расчет сложен и трудоемок.

Экспериментальные исследования – это очень дорогостоящий, долгий (примерно полгода на изготовление физической модели и отработку части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора для одной ГТУ) и трудоемкий процесс, дающий результаты с погрешностью 1–1,5 %.

Расчет с помощью численного моделирования – менее дорогостоящий и трудоемкий процесс, требующий небольшого количества времени (2–3 месяца), позволяющий получить достаточно достоверные результаты.

Проведем тестирование программного комплекса FlowVision на вопрос его применимости для расчета воздухозаборных трактов энергетических ГТУ, для чего сравним результаты аэродинамического расчета воздухозаборного тракта ГТЭ-110 с помощью математического моделирования с результатами эксперимента.

Целями аэродинамического расчета с помощью математического моделирования части воздухозаборного тракта ГТЭ-110 от КВОУ до входа в улитку компрессора являлись:

1. Определение потерь полного давления и их сравнение с результатами эксперимента.

2. Расчет равномерности поля скоростей на входе в компрессор.

В качестве программного комплекса для моделирования части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора выбрана версия пакета FlowVision [2] (разработчик ООО «ТЕСИС»). Этот программный комплекс предназначен для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики. Пакет FlowVision основан на конечно-объемном методе решения уравнений гидродинамики и использует прямоугольную адаптивную сетку с локальным измельчением.

В часть воздухозаборного тракта ГТЭ-110 от КВОУ до входа в улитку компрессора поступает воздух при атмосферном давлении 101 325 Па с расходом 297,1 м<sup>3</sup>/с. Численное моделирование проводилось при номинальных условиях. При решении задачи принимались следующие допущения:

- режим забора воздуха стационарный;

 – т.к. температура воздуха практически не изменяется по длине части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора, то она принимается постоянной;

– т.к. плотность воздуха практически не изменяется по длине части воздухозаборного тракта, то принимаем, что воздух – несжимаемая жидкость.

В системе автоматизированного проектирования SolidWorks была создана геометрическая модель части воздухозаборного тракта от KBOV до входа в улитку компрессора (рис. 2). Затем ее импортировали в программный комплекс FlowVision. Далее была задана математическая модель движения воздуха, рассматриваемая как несжимаемая жидкость. Модель несжимаемой жидкости включала в себя: уравнения Навье-Стокса (закон сохранения импульса), неразрывности (закон сохранения массы жидкости) и уравнение SST-модели турбулентности (Shear Stress Transport).



Рис. 2. Геометрическая модель воздухозаборного тракта в SolidWorks

Затем задавали и расставляли граничные условия. На входе в воздухозаборный тракт была задана нормальная скорость, на выходе – тип границы «свободный выход».

После этого генерировалась расчетная сетка. На рис. 3 представлено поле скоростей на входе в улитку компрессора при номинальных условиях (расход воздуха 297,1 м<sup>3</sup>/с).



Рис. 3. Поле скоростей на входе в улитку компрессора при номинальных условиях

Из результатов расчета следует, что неравномерность поля скоростей на входе в компрессор не превышает ± 2 %. В результате расчета были получены потери полного давления части воздухозаборного тракта ГТЭ-110 от КВОУ до входа в улитку компрессора, равные 460 Па.

Для экспериментальной отработки аэродинамики воздухозаборного тракта ГТЭ-110 была изготовлена модель из оргстекла с соблюдением полного геометрического подобия в масштабе 1:20. Она была установлена на стенде ОАО «НПО ЦКТИ» и оснащена измерительными приборами. В местах расположения контрольных сечений модели производились измерения статических и динамических давлений в потоке. В результате эксперимента были получены потери полного давления части воздухозаборного тракта от КВОУ до входа в улитку компрессора, равные 431 Па [3].

Погрешность расчета с помощью численного моделирования в математическом пакете по сравнению с экспериментом составила 6 %.

На основе полученных результатов можно сделать вывод, что программный комплекс FlowVision позволяет определять потери полного давления и его можно использовать для отработки воздухозаборных трактов энергетических установок с целью поиска путей обеспечения максимально допустимой неравномерности скоростей на входе в улитку компрессора  $\pm 2$  % и минимизации потерь полного давления.

## Литература

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремизов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева. 2-е изд., стереот. – М.: МЭИ, 2006. – 584 с.: ил.

2. FlowVision. Система моделирования движения жидкости и газа. Версия 2.3.3. Руководство пользователя, 1999-2007.

3. Гудков Э.И. Продувка модели воздухозаборного тракта: отчет / Э.И. Гудков, Л.А. Фельдберг, Ю.С. Калинин. – СПб.: ОАО «НПО ЦКТИ», 2005. – 61 с.

© Михайлов В.Е., Страшников А.А., Севастьянова Т.В., 2009

# УДК 612.165; 311.25; 621.039

# И.Г. ШЕЛЕПОВ<sup>\*</sup>, канд. техн. наук, М.А. САФРОНЮК<sup>\*\*</sup>

<sup>\*</sup>Украинская инженерно-педагогическая академия, кафедра теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС, г. Харьков, Украина <sup>\*\*</sup>Филиал Центральное конструкторское бюро «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г Харьков, Украина

# ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ В СИСТЕМАХ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Діагностика вакууму в конденсаторах в темпі процесу по виробленню електроенергії – одна з актуальних задач при експлуатації енергоблоків. Авторами показана можливість вдосконалення технічної діагностики поточного вакууму конденсатора, за рахунок уточнення величини термічного опору.

Diagnostics of vacuum in condensers in the course of electric power generation is one of actual tasks during power units maintenance. The possibility of the technical diagnostics perfection of the current vacuum of a condenser due to the more precise definition of the thermal resistance value is proposed.

Расчетные формулы гидравлического сопротивления конденсатора являются эмпирическими и полуэмпирическими. В этом случае наиболее рациональным методом анализа потерь напора является метод численного анализа.

Для упрощения анализа гидравлического сопротивления отнесем трубки конденсатора к одному ходу воды и выразим напор в м вод. столба (м). Тогда

$$H_{\text{констр}} = \frac{c_o \cdot l}{\beta_3} \cdot w^{1,75} + 0,135 \cdot w^{1,5}, \qquad (1)$$

$$H_{\text{повер.}} = \lambda_{3.\text{гидр}} \frac{l}{\left(d_{\text{вн}} - 2 \cdot \delta_{3,i}\right)} \cdot \frac{\left(w \pm \Delta w_{\delta}\right)^2}{2g} + 1.5 \cdot \frac{\left(w \pm \Delta w_{\delta}\right)^2}{2g}.$$
 (2)

Структурный анализ формулы (1) показывает, что она применима к простому трубопроводу постоянного сечения с установившемся движением жидкости [1, 2]. Определить степень влияния отложений на потерю напора в интервале коэффициента ожидаемого загрязнения  $0,85 \le \beta_3 \le 1,0$ , можно только на границах этого интервала, т.к. внутри интервала закономерность роста отложений в формуле (1) не определена. Если субъективно задать, например, равномерный шаг изменения  $\beta_3$  внутри интервала, то влияние отложений на изменение напора будет носить гиперболический характер. В теоретической гидравлике принята параболическая зависимость напора от расхода  $H = K \cdot W^2$ , где K – коэффициент пропорциональности. Обычно для турбулентного течения, выражая скорость через расход, получают зависимость [2]

$$\sum H = \left(\sum \zeta + \lambda_{\rm Tp} \frac{1}{d_{\rm BH}}\right) \cdot \frac{16 \cdot W^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_{\rm BH}^4},\tag{3}$$

следовательно

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_{\rm TP} \frac{1}{d_{\rm BH}}\right) \cdot \frac{16}{2g \cdot \pi^2 \cdot d_{\rm BH}^4}, \qquad (4)$$

что аналогично формуле (2).

Формула (2) лишена недостатка формулы (1), т.к. определяет потерю напора в зависимости от роста толщины слоя отложений на протяжении всего интервала значений  $0 \le \delta_{3,i} \le \delta_{3,\max}$ .

Интенсификация роста отложений зависит от режима движения потока воды в трубке, которая определяется числом Рейнольдса Re [3]

$$\operatorname{Re} = \frac{w \cdot d_{_{\mathrm{BH}}}}{v},\tag{5}$$

где *d*<sub>вн</sub> – внутренний диаметр трубки конденсатора, м.

В общем, виде коэффициент кинематической вязкости воды зависит от температуры t и давления p, т.е. v = f(t, p). Для воды давление p сказывается на вязкости при величине  $p \ge 20$  МПа [3]. Учитывая, что в трубках конденсатора  $p \ll 20$  МПа, для практических расчетов можно принять v = f(t). Для воды Пуазейлем была установлена зависимость [3]

$$v = \frac{0,0178}{1+0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2}.$$
 (6)

Очевидно, что для формулы (5), v, см<sup>2</sup>/с в формуле (6) будет равно  $10^{-4}$ ·v, м<sup>2</sup>/с.

Тогда значение числа Рейнольдса по (5), с учетом (6), в общем виде можно выразить зависимостью

$$\operatorname{Re} = d_{\rm BH} f(w, t), \tag{7}$$

где t – температура воды в трубках конденсатора, °С.

Согласно тепловому расчету конденсатора,  $t_{1B} = 15$  °C;  $t_{2B} \approx 26$  °C. По данным практики на ЗаАЭС, значения *t* изменялось в пределах от  $t_{min} = 10$  °C до  $t_{max} = 38$  °C.

Зависимость (7) представлена в графическом виде на рис. 1.

Из теоретической гидравлики известно, что развитое турбулентное движение потока наступает при значении числа Рейнольдса  $\text{Re} \ge 3 \cdot 10^3$  [4]. Таким образом, движение охлаждающей воды в трубках конденсатора K-33160 является потоком с развитым турбулентным движением. При этом:  $\text{Re}_{\min} \approx 3 \cdot 10^4$ ;  $\text{Re}_{\max} \approx 9.5 \cdot 10^4$ .

Несущая способность потока определяется критической скоростью *w*<sub>кр</sub>, м/с, при которой твердая частица вещества любой формы будет находиться во взвешенном состоянии. Известно, что частица вещества, имеющая форму шара, обладает большей массой, чем частица любой другой формы, состоящая из этого вещества (кроме катеноида) [4].

Поэтому, для исследования несущей способности потока, выберем частицу в форме шара. Отметим, что коэффициент сопротивления при обтекании у шара – наименьший. Следовательно, результат несущей способности потока, полученный для



 $1 - w_{\text{max}} = 2.5 \text{ M/c}; \quad 2 - w_{\text{nom}} = 2.2 \text{ M/c}; \quad 3 - w_{\text{min}} = 1.5 \text{ M/c}$ 

Рис. 1. Значение числа Рейнольдса  $\text{Re} = d_{\text{вн}} \cdot f(w, t)$  при движении воды в трубках конденсатора К-33160

шара, будет подходить к любой частице произвольной формы, имеющей одинаковую с шаром массу. Определить критическую скорость потока для частиц небольшого диаметра (до 10 мм) можно, воспользовавшись формулой, приведенной в [3]

$$w_{\rm kp} = \sqrt{\frac{13,08 \cdot 10^{-3} (\gamma_{\rm T} - \gamma_{\rm B}) \cdot d_{\rm III}}{C_{\rm III} \cdot \gamma_{\rm B}}}, \qquad (8)$$

где  $\gamma_{\rm T}$  – удельный вес твердого материала, кг/м<sup>3</sup>; в качестве материала выберем частицу песка, тогда  $\gamma_{\rm T} = 2050$  кг/м<sup>3</sup>;

 $\gamma_{\rm B}$  – удельный вес воды, кг/м<sup>3</sup>; при t = 20 °C,  $\gamma_{\rm B} = 998,26$  кг/м<sup>3</sup>;

 $C_{\rm m}$  – коэффициент сопротивления шара; при Re = 4·10<sup>5</sup>,  $C_{\rm m}$  = 0,09;

*d*<sub>ш</sub> – диаметр частицы песка, м.

Для наглядности зависимость  $w_{\rm kp} = f(d_{\rm m})$  представлена в графическом виде и показана на рис. 2.

Анализируя данные, рассчитанные по формуле (8), можно сделать вывод, что несущей способности потока воды в трубке конденсатора достаточно для того, чтобы транспортировать во взвешенном состоянии не только частицы взвеси, но и частицы песка во всем диапазоне их дисперсного состава (до 2 мм). При этом, критическая скорость потока для частиц песка, диаметром 2 мм, оказывается в три раза меньше минимальной скорости потока воды в трубке.

Образование взвесей, как компонента гетерогенной системы, в природной воде водоемов-охладителей определяется содержанием в этих водах кальция, магния и натрия. Из теории лимнологии следует [1], что основными источниками взвесей являются два природных физико-химических процесса:

**первый** – химический процесс перехода в осадок слаборастворимых, или нерастворимых солей кальция и магния из гидрокарбонатов, сульфатов и хлоридов;

второй – физико-химическое разрушение и вымывание наиболее распространенных в природе осадочных пород, например, мрамора (CaCO<sub>3</sub>),

известняка (CaCO<sub>3</sub>), доломита (CaCO<sub>3</sub>, MgCO<sub>3</sub>) и др., а также изверженных пород, например, кварцевого песка (SiO<sub>2</sub>), гранита.



Рис. 2. Критическая скорость потока,  $w_{\kappa p} = f(d_m)$ , позволяющая поддерживать во взвешенном состоянии частицы песка шарообразной формы

Известно [2], что сформировавшиеся таким образом взвеси, представляют собой широкую гамму полидисперсных образований, величина частиц которых колеблется от коллоидных размеров до макрочастиц. По классификации О.О. Алекина [4] большинство крупных и малых рек, а также озер и водохранилищ Украины, как и Европы, относятся к классу гидрокарбонатных вод.

В настоящее время экосистема практически всех водоемов-охладителей крупных ТЭС и всех АЭС Украины динамически оформилась и относится к гидрокарбонатному классу, включающему в себя группу кальция смешанного типа II, или  $C_{II}^{Ca}$  [3]. Поэтому превалирующим источником взвесей в водоемах-охладителях является выпадающие в осадок карбонаты кальция (CaCO<sub>3</sub>) и, частично, кальция и магния (Ca, Mg(CO<sub>3</sub>)<sub>2</sub>). Эти процессы изучены и описаны [3]. Кроме того, эти процессы получили убедительное подтверждение практикой в результате многолетних наблюдений (1991–2002 гг.) водно-радиа-химической лабораторией (ВРХЛ) ЗаАЭС. По данным ВРХЛ ЗаАЭС химический состав отложений в трубках конденсаторов ЗаАЭС в пересчете на оксиды в среднем составляет, %: CaO  $\approx$  50,0; MgO  $\approx$  5,0; SiO<sub>2</sub>  $\approx$  3,0.

## Литература

1. *Рабинович. Е.З.* Гидравлика. – М.: Недра, 1980. – 300 с.

2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: НЕДРА, 1982. – 224 с.

3. Сафронюк М.А. Влияние состояния поверхностей теплообмена на вакуум в конденсаторах паровых турбин // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов / Редкол.: Ю.М. Мацевитый (отв. ред.) и др. – Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины. – 2003. – Т. 2. – С. 505-511.

4. Романенко В.Д. Основи гідроекології: підручник. – К.: Обереги, 2001. – 728 с.

© Шелепов И.Г., Сафронюк М.А., 2009

УДК 621.175.57

# Э.Г. БРАТУТА, д-р техн. наук, С.В. БОРОВОК, аспирант

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА В КАПЛЕУЛОВИТЕЛЯХ КОНТАКТНЫХ АППАРАТОВ

Розглядається математична модель течії газокраплинного середовища у каплевловлювачах контактних апаратів, як теоретична основа для подальшого підвищення ефективності процесу сепарації.

The mathematical model of current drop moisture environments in dropcatcher contact devices, as a theoretical basis for the further increase efficiency of process separation is considered.

Простота конструкции и малые массогабаритные характеристики контактных теплообменных аппаратов позволили им получить широкое распространение в современной энергетике. В качестве примера таких аппаратов можно назвать вентиляторные градирни, контактные конденсаторы паровых турбин, камеры орошения центральных кондиционеров, скрубберы и т.д.

Во всех вышеперечисленных аппаратах процесс переноса теплоты и массы осуществляется за счет прямого взаимодействия между каплями жидкости и газовой средой. Сложность исследования процессов гидродинамики и теплообмена в дисперсных потоках определяется в основном вероятностной природой формирования структуры межфазных поверхностей и существенным влиянием многообразных частных режимных и геометрических особенностей аппаратов. Математическое моделирование процессов контактного теплообмена позволяет выявить наиболее общие закономерности и на их основании разработать рекомендации по расчету и оптимизации контактных аппаратов.

При использовании контактных аппаратов неизбежен унос капельной влаги за пределы рабочего пространства. Это приводит к необходимости пополнения цикла водой, что связано с дополнительными энергозатратами. Кроме того унос капельной влаги оказывает отрицательное влияние на окружающую среду (унос капель, содержащих в себе химические вещества, засоление почв). Для минимизации уноса капельной влаги в контактных аппаратах применяют каплеуловители.

В настоящей работе рассматривается математическая модель газокапельного (смесь воздуха и капель воды) течения потока в пространстве жалюзийного каплеуловителя контактного аппарата. Каплеуловители такого типа применяются на современных градирнях, после камер орошения центральных кондиционеров и т.д. Общий вид каплеуловителя представлен на рис. 1.

Сравнительно с течением однофазной среды (течение потока воздуха) в двухфазном течении (поток воздуха и капель жидкости), в уравнение сохранения импульса должны быть введены дополнительные уравнения и уточнены соответствующие исходные данные. При этом необходимо введение в математическую модель объемных долей  $a_1, a_2, ... a_n$  каждой фазы, а так же описание механизма изменения обмена импульсом между фазами. Объемные доли (или доли объема) представляют пространство, занимаемое каждой фазой, и закон сохранения массы и



Рис. 1. Жалюзийный каплеуловитель

импульса записывается для каждой фазы индивидуально. Уравнения сохранения могут быть представлены для всех фаз в совокупности при сохранении среднего локального мгновенного баланса для каждой из фаз [1] или с использованием подхода теории смеси [2]. Необходимо отметить, что в представленной работе рассматривается только изотермическое течение потока.

Объемная доля фазы  $V_{\phi}$ , определяется по формуле

$$V_{\phi} = \int_{V} a_{\phi} dV , \qquad (1)$$

где сумма объемных фаз

$$\sum_{\phi=1}^{2} a_{\phi} = 1.$$
 (2)

Эффективная плотность фазы  $\phi$ 

$$\rho_{\phi} = a_{\phi} \rho_{\phi} \,, \tag{3}$$

где  $\rho_\varphi$  – плотность соответствующей фазы (газа и жидкости).

Рассмотрим основные уравнения для решения задачи газокапельного течения.

В виду того, что между каплями и воздухом отсутствует перенос массы, а также на основании того, что рассматривается изотермическое течение, уравнение сохранения массы имеет вид:

где  $\vec{9}$  – скорость переноса массы между фазами.

Уравнение сохранения импульса для фазы  $\phi$  представлено ниже

$$\frac{\partial}{\partial t} (a_{\phi} \rho_{\phi} \vec{U}_{\phi}) + \nabla \cdot (a_{\phi} \rho_{\phi} \vec{U}_{\phi} \vec{U}_{\phi}) = -a_{\phi} \nabla p + \nabla \cdot \overline{\overline{\tau}}_{\phi} + a_{\phi} \rho_{\phi} \vec{g} + a_{\phi} \rho_{\phi} (\vec{F}_{\phi} + \vec{F}_{lift,\phi} + \vec{F}_{vm,\phi}) + K_{rss} (\vec{U}_{s} - \vec{U}_{r}),$$
(5)

где  $\overline{\overline{\tau}}_{\phi}$  – фазовый тензор напряжения деформации, g – ускорение свободного падения (сила тяжести),  $\vec{F}_{\phi}$  – внешняя массовая сила,  $\vec{F}_{lift,\phi}$  – подъемная сила,  $\vec{F}_{vm,\phi}$  – «мнимая массовая сила», p – давление, создаваемое обеими фазами,  $K_{rж}$  – коэффициент обмена импульсом.

Подъемная сила, действующая на вторичную фазу ж (жидкость) в основной фазе г (газ, воздух) определяется по следующему выражению [3]

$$F_{lift} = -0.5\rho_{\rm r}a_{\rm rw} \left| \vec{U}_{\rm r} - \vec{U}_{\rm w} \right| \times \left( \nabla \times \vec{U}_{\rm r} \right), \tag{6}$$

где *а* – коэффициент подъемной силы.

Подъемная сила  $F_{lift}$  прибавляется к правой части уравнения импульса для обеих фаз ( $F_{lift, газ} = -F_{lift, жидкость}$ ).

В нашем случае, сила подъема является незначительной по сравнению с силой тяжести. Это связано с тем, что расстояние между частицами жидкости (каплями) достаточно велико по сравнению с их размером. Таким образом, нет смысла включать это дополнительное слагаемое в уравнение сохранения импульса.

Для двухфазного потока возникает «мнимый массовый эффект», который появляется, когда вторичная фаза ж (жидкость, капли) ускоряется относительно основной фазы г (газ, воздух).

Инерционность основной фазовой массы, с которой сталкиваются ускоряемые капли проявляет «мнимую массовую силу» на каплях жидкости [3]

$$F_{\nu m} = 0.5 a_{r \star} \rho_r \left( \frac{d_r \vartheta_r}{dt} - \frac{d_{\star} \vartheta_{\star}}{dt} \right).$$
<sup>(7)</sup>

Термин  $\frac{d_{\phi}}{dt}$  обозначает фазовую материальную производную по времени в

форме

$$\frac{d_{\phi}(\phi)}{dt} = \frac{\partial(\phi)}{\partial t} + \left(\vec{\vartheta}_{\phi} \cdot \nabla\right)\phi.$$
(8)

«Мнимая массовая сила»  $F_{vm}$  будет прибавлена к правой стороне уравнения импульса для обеих фаз  $(F_{ym,r} = -F_{ym,w})$ .

В нашем случае «мнимый массовый эффект» существенен, так как плотность вторичной фазы (капли жидкости) намного больше, чем плотность основной фазы (воздуха).

Обмен импульсами между фазами основан на величине коэффициента обмена импульсом К<sub>гж</sub>.

Для газожидкостного потока обменный коэффициент может быть написан в следующей общей форме

$$K_{\rm rm} = \frac{a_{\rm m} \rho_{\rm m} f}{\tau_{\rm m}},\tag{9}$$

где f – функция переноса,  $\tau_{*}$  – «время релаксации частицы», описывается как

$$\tau_{\star} = \frac{\rho_{\star} d_{\star}^2}{18\mu_{\star}},\tag{10}$$

где  $d_{*}$  – диаметр капель фазы  $\mathcal{H}$ .

– диаметр капель фазы ж. Функция *f* взаимодействия между фазами включает коэффициент аэродинамического сопротивления  $(C_D)$ , определяемый относительным числом Рейнольдса (Re). Для определения этой функции использовалась модель Морси и Александра [5]

$$f = \frac{C_D \operatorname{Re}}{24},\tag{11}$$

где

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{\text{Re}} + \frac{a_3}{\text{Re}^2}.$$
 (12)

Коэффициенты *a*<sub>1</sub>, *a*<sub>2</sub>, *a*<sub>3</sub> в уравнении определяются в зависимости от относительного числа Рейнольдса Re.

Относительное число Рейнольдса для основной фазы г и ж вторичной фазы определяется из

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho_{\mathrm{r}} | \vec{U}_{\mathrm{w}} - \vec{U}_{\mathrm{r}} | d_{\mathrm{w}}}{\mu_{\mathrm{rw}}}, \qquad (13)$$

где  $\mu_{rx} = a_{x}\mu_{x} + a_{r}\mu_{r}$  – вязкость смеси фаз *г* и *ж*.

Модель Морси и Александра является самой полной, но вычисления с помощью этой модели могут быть менее устойчивыми, чем с другими моделями.

Для описания влияния турбулентных колебаний скоростей и скалярных параметров используются различные типы замыкающих моделей. По сравнению с однофазными потоками, количество переменных, в уравнениях импульса в многофазных течениях является большим, и это создает дополнительные трудности при моделировании турбулентности в многофазных течениях.

В нашем случае, при моделировании течения газожидкостного потока в пространстве каплеуловителя, наиболее эффективным является применение дисперсной модели турбулентности.

Эта модель применяется в тех случаях, когда концентрации жидкой фазы очень мала. В этом случае, межкапельные столкновения незначительны, и основной процесс – это влияние основной фазовой турбулентности.

Для привязки математической модели к конкретной физической задаче в основу модели полагается геометрия канала сепарационного устройства и задаются граничные условия. Модель дискретизируется на конечные элементы, создается расчётная сетка и проводится итерационный расчет каплеуловителя.

Тензор напряжения Рейнольдса для однородной фазы г принимает следующую форму

$$\overline{\overline{\tau}}_{r}^{\prime\prime} = -\frac{2}{3} \left( \rho_{r} k_{r} + \rho_{r} \mu_{t,r} \nabla \cdot \vec{U}_{r} \right) \overline{\overline{I}} + \rho_{r} \mu_{t,r} \nabla \cdot \vec{U}_{r}, \qquad (14)$$

где  $\vec{U}_{\rm r}$  – скорость фазы г.

Турбулентная вязкость  $\mu_{t,r}$ 

$$\mu_{t,r} = \rho_r C_{\mu} \frac{k_r^2}{\varepsilon_r}$$
(15)

и характеристическое время энергетических турбулентных вихрей определяется как

$$\tau_{t,r} = \frac{3}{2} C_{\mu} \frac{k_r}{\varepsilon_r}, \qquad (16)$$

где  $\varepsilon_r$  – коэффициент рассеяния и  $C_{\mu} = 0,09$ .

Масштаб длины турбулентных вихрей

$$L_{t,r} = \sqrt{\frac{3}{2}} C_{\mu} \frac{k_{r}^{\overline{2}}}{\varepsilon_{r}}.$$
(17)

Ниже приведенные уравнения получены при модифицировании модели турбулентности  $k-\varepsilon$ 

3

3'2009

$$\frac{\partial}{\partial t}(a_{r}\rho_{r}k_{r}) + \nabla \cdot (a_{r}\rho_{r}\vec{U}_{r}k_{r}) = \nabla \cdot \left(a_{r}\frac{\mu_{t,r}}{\sigma_{k}}\nabla k_{r}\right) + a_{r}G_{k,r} - a_{r}\rho_{r}\varepsilon_{r} + a_{r}\rho_{r}\Pi_{kr}$$
(18)

И

$$\frac{\partial}{\partial t}(a_{\rm r}\rho_{\rm r}\varepsilon_{\rm r}) + \nabla \cdot \left(a_{\rm r}\rho_{\rm r}\vec{U}_{\rm r}\varepsilon_{\rm r}\right) = \nabla \cdot \left(a_{\rm r}\frac{\mu_{t,\rm r}}{\sigma_{\varepsilon}}\nabla\varepsilon_{\rm r}\right) + a_{\rm r}\frac{\varepsilon_{\rm r}}{k_{\rm r}}\left(C_{1\varepsilon}G_{k,\rm r} - C_{2\varepsilon}\rho_{\rm r}\varepsilon_{\rm r}\right) + a_{\rm r}\rho_{\rm r}\Pi_{\varepsilon \rm r}.$$
 (19)

Здесь  $\Pi_{kr}$  и  $\Pi_{\epsilon r}$  – влияние дисперсного компонента на однородный компонент *г*, и  $G_{k,\tilde{a}}$  – изменение турбулентной кинетической энергии. Все другие обозначения имеют то же самое значение как в однофазной модели  $k - \epsilon$ .

Значение П<sub>*k*<sup>*r*</sup></sub> может быть получено из уравнения момента для однородной фазы и принимает следующую упрощенную форму

$$\Pi_{kr} = \frac{K_{r}}{a_r} \left( k_{r} - 2k_r + \vec{U}_{r} \cdot \vec{U}_{dr} \right), \qquad (20)$$

где  $k_{\rm rж}$  – ковариация скоростей однородной фазы *г* и дисперсной фазы *ж* (определяется по уравнению (28) приведенному ниже),  $\vec{U}_{\rm rж}$  – относительная скорость, и  $\vec{U}_{dr}$  – скорость дрейфа (определяется по уравнению (33) представленному ниже).

П<sub>ег</sub> согласно Elgobashi и др. [7] равно

$$\Pi_{\varepsilon r} = C_{3\varepsilon} \frac{\varepsilon_{\rm r}}{k_{\rm r}} \Pi_{k \rm r} , \qquad (21)$$

где  $C_{3\varepsilon} = 1,2$ .

Рассматривая турбулентность в дисперсной фазе, необходимо рассматривать время и масштабы турбулентности, которые характеризуют перемещение, и используются, чтобы оценить дисперсионные коэффициенты, функции корреляции, и турбулентную кинетическую энергию дисперсной фазы.

Характеристическое время релаксации частицы, связанное с инерционными эффектами, действующими на дисперсную фазу *ж* определяют как

$$\tau_{F,r_{\mathcal{K}}} = a_{\mathcal{K}} \rho_{\mathcal{K}} K_{r_{\mathcal{K}}}^{-1} \left( \frac{\rho_{\mathcal{K}}}{\rho_{\mathcal{K}}} + C_{V} \right).$$
(22)

Интегральный масштаб времени, вычисленный по траекториям частицы, главным образом воздействует на результирующие траектории пересечения [8], определяется как

1 -> 1

$$\tau_{t,\rm rw} = \frac{\tau_{F,\rm rw}}{\sqrt{\left(1 + C_{\beta}\xi^2\right)}},\tag{23}$$

где

$$\xi = \frac{|U_{\rm rw}|\tau_{t,\rm r}}{L_{t,\rm r}},\tag{24}$$

$$C_{\beta} = 1.8 - 1.35 \cos^2 \theta,$$
 (25)

3'2009

где  $\theta$  – угол между средней скоростью частицы и средней относительной скоростью.

Отношение между этими двумя характеристическими временами записывается как

$$\eta_{\rm \tiny TW} = \frac{\tau_{t,\rm \tiny TW}}{\tau_{F,\rm \tiny TW}} \,. \tag{26}$$

По Симонину [9], определяем значения турбулентности для дисперсной фазы ж следующим образом:

$$k_{x} = k_{r} \left( \frac{b^{2} + \eta_{rx}}{1 + \eta_{rx}} \right);$$
(27)

$$k_{\rm rx} = 2k_{\rm r} \left(\frac{b + \eta_{\rm rx}}{1 + \eta_{\rm rx}}\right); \tag{28}$$

$$D_{t,rx} = \frac{1}{3} k_{rx} \tau_{t,rx}; \qquad (29)$$

$$D_{\rm m} = D_{t,\rm rm} + \left(\frac{2}{3}k_{\rm m} - b\frac{1}{3}k_{\rm rm}\right)\tau_{F,\rm rm};$$
(30)

$$b = \left(1 + C_V\right) \left(\frac{\rho_{\star}}{\rho_{\rm r}} + C_V\right)^{-1},\tag{31}$$

где  $C_V = 0.5$  – прибавочный массовый коэффициент.

Значение турбулентного переноса для многофазных течений ( $K_{r*}(\vec{U}_{*}-\vec{U}_{r})$  в уравнении (5)) смоделировано следующим образом, для дисперсной фазы  $\mathcal{H}$  и однородной фазы *г* 

$$K_{\rm rsk}\left(\vec{U}_{\rm sc}-\vec{U}_{\rm r}\right)=K_{\rm rsk}\left(\vec{U}_{\rm sc}-\vec{U}_{\rm r}\right)-K_{\rm rsk}\vec{U}_{dr}.$$
(32)

Вторая составляющая в правой части уравнения содержит скорость дрейфа

$$\vec{U}_{dr} = -\left(\frac{D_{\pi}}{\sigma_{r\pi}a_{\pi}}\nabla a_{\pi} - \frac{D_{r}}{\sigma_{r\pi}a_{r}}\nabla a_{r}\right).$$
(33)

Здесь  $D_{\pi}$  и  $D_{\Gamma}$  – коэффициент диффузии, и  $\sigma_{\Gamma\pi}$  – число турбулентности Шмидта. Используя теорию Tchen [6] в многофазных течениях будем считать, что  $D_{\pi} = D_{\Gamma} = D_{t,\Gamma\pi}$  и значение  $\sigma_{\Gamma\pi} = 0.67$ .

Для апробации рассмотренной математической модели был реализован некий частный случай, когда массообменном между газом и капельной средой можно пренебречь. В этом случае для конструкции каплеуловителя показанного на рис. 1 получены первые результаты, касающиеся кинематики движения взаимодействия сред в каплеотделителе.

По рис. 2 видно характерное увеличение концентрации капельной среды вызванное как турбулентным воздействием, так и центробежными силами, возникающими при повороте среды в каналах каплеотделителя.



Рис. 2. Концентрация капельной среды по длине каплеуловителя

В порядке развития рассматриваемой модели настоящее время разработана в программа, позволяющая на основе уже полученных результатов, показанных, к примеру, на рис. 2, получить значения эффективности сепарации капель при различных режимногеометрических характеристиках каплеотделителя.

# Выводы.

Разработана математическая модель для расчёта двухфазного газокапельного течения в жалюзийном каплеуловителе.

Созданная математическая модель, в совокупности с граничными условиями, применима для любого каплеуловителя, при определении его эффективности.

Данные, которые будут получены на основе приведенной математической модели, позволят в дальнейшем определить оптимальную конструкцию каплеуловителя при заданных граничных условиях.

# Литература

1. Anderson T.B., Jackson R. A Fluid Mechanical Description of Fluidized Beds // I & EC Fundam.  $-1967. - N_{2} 6. - P. 527-534.$ 

2. *Bowen R.M.* Theory of Mixtures. In A. C. Eringen, editor, Continuum Physics // Academic Press. – New York, 1976. – P. 1-127.

3. Drew D.A., Lahey R.T. In Particulate Two-Phase Flow // Butterworth-Heinemann. – Boston, 1993. – P. 509-566.

4. Schiller L., Naumann Z.Ver. // Deutsch. Ing. - 1935. - P. 77-318.

5. *Morsi S.A., Alexander A.J.* An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems // J. Fluid Mech. – 1972. – 55(2). – P. 193-208.

6. Hinze. J.O. Turbulence // McGraw-Hill Publishing Co. - New York, 1975.

7. *Elgobashi S.E., Abou-Arab T.W.* A Two-Equation Turbulence Model for Two-Phase Flows // Phys. Fluids. – 1983. – 26(4). – P. 931-938.

8. Csanady G.T. Turbulent Diffusion of Heavy Particles in the Atmosphere // J. Atmos. Science.  $-1963. - N_{2} 20. - P. 201-208.$ 

9. Simonin C., Viollet P.L. Predictions of an Oxygen Droplet Pulverization in a Compressible Subsonic Coflowing Hydrogen Flow // Numerical Methods for Multiphase Flows. – 1990. – FED91. – P. 65-82.

© Братута Э.Г., Боровок С.В., 2009

# УДК 62-714 : 621.184.54

### А.А. ШЕВЕЛЕВ, канд. техн. наук, А.Н. ТАРАСЕНКО, аспирант

#### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

# ЭФФЕКТИВНЫЙ ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

На основі модифікації неявного чисельного методу, «що біжить», розроблен удосконалений метод визначення показників нестаціонарних процесів трубчатих теплообмінних апаратів з перехресним рухом теплоносіїв. У статті наводяться результати досліджень динамічних характеристик трубчастого повітропідігрівника промислового парогенератора. Результати показали, що в перехідних процесах повітропідігрівника відсутнє транспортне запізнення і криві розгону визначаються тільки теплообміном і теплоємністю труб апарату і теплоносіїв.

In the basis of modification of non-obvious method of hurrying account the method of calculation of unstationary processes of tubular heat-exchange vehicles is developed with cross motion of heat-carrying agent|. The results of researches of dynamic descriptions of tubular air heater| industrial boiler |, got on the developed method, are presented in the article. Results showed that in the transitional processes of air heater|| and the transporting delay and curves of acceleration is absent is determined only heat-exchange and heat capacity of pipes of vehicle and heat-carrying agent.

Состояние вопроса. Переходные тепловые процессы являются составной частью многих технологических процессов. Поэтому совершенствование методик определения рабочих характеристик динамики теплообменных аппаратов (TA) относится к актуальному научно-техническому направлению в развитии автоматического управления тепловыми системами многих производств [1–3].

Применение ЭВМ в расчетной практике явилось сильным толчком для внедрения математических методов определения динамических характеристик ТА. Из этих методов наиболее эффективными оказались численные методы [4, 5].

В настоящей работе представлен метод численного анализа динамики трубчатого ТА с перекрестным движением теплоносителей и произвольным законом изменения температуры теплоносителей при входе в аппарат.

Метод разработан на основе модификации метода «бегущего счета» [6] для численного решения связанных дифференциальных уравнений математической модели (ММ) динамики трубчатого ТА.

Впервые численный алгоритм бегущего счета был использован в работе [7] для пластинчатых ТА с перекрестным движением теплоносителей.

Применение метода бегущего счета к трубчатым ТА потребовал дополнительных теоретических разработок в связи с прерывистой поверхностью теплообмена.

*Математическая модель динамики трубчатого ТА*. Дифференциальное уравнение переходного процесса:

для греющего теплоносителя

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} + A_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} + B_1 (t_1 - t) = 0, \qquad (1)$$

тоже для нагреваемого теплоносителя

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + A_2 \frac{\partial t_2}{\partial y_2} + B_2 (t_2 - t) = 0, \qquad (2)$$

для стенки произвольного ряда труб

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + C_1^* (t - t_1) + C_2^* (t - t_2) = 0, \qquad (3)$$

где коэффициенты уравнений (1) – (3) определяются соотношениями:

$$A_1 = U_1, \tag{4}$$

$$A_{2} = \frac{4 \cdot S_{1} \cdot S_{2} \cdot \left(1 - \frac{a_{2}}{S_{1}}\right) \cdot U_{2}}{4 \cdot S_{1} \cdot S_{2} - \pi \cdot d_{2}^{2}},$$
(5)

$$B_1 = \frac{4 \cdot \alpha_1}{c_1 \cdot \rho_1 \cdot d_1},\tag{6}$$

$$B_{2} = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_{2} \cdot \alpha_{2}}{(4 \cdot S_{1} \cdot S_{2} - \pi \cdot d_{2}^{2}) \cdot c_{2} \cdot \rho_{2}},$$
(7)

$$C_1^* = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho},\tag{8}$$

$$C_2^* = \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho} \,. \tag{9}$$

Таким образом, дифференциальные уравнения (1) – (3) представляют собой математическую модель динамики трубчатого теплообменника с перекрестным движением теплоносителей независимо от того, какой является греющим или нагреваемым.

Для решения системы дифференциальных уравнений (1) – (3) сформулируем начальные условия:  $\tau = 0, 0 \le x \le l_1, 0 \le y \le l_2$ :

$$t_1(x, y, 0) = f_1(x, y), \tag{10}$$

$$t_2(x, y, 0) = f_2(x, y), \tag{11}$$

$$t(x, y, 0) = f(x, y),$$
(12)

где  $f_1(x, y)$ ,  $f_2(x, y)$ , f(x, y) – известные функции распределения температуры соответственно первого и второго теплоносителей и стенки в начальный момент времени.

Граничные условия можно записать следующим образом: для первого теплоносителя  $\tau > 0, x = 0, 0 \le v \le l_2$ 

$$x = 0, \ 0 \le y \le l_2 t_1(0, y, \tau) = \varphi_1(y, \tau),$$
 (13)

для второго теплоносителя  $\tau > 0, y = 0, 0 \le x \le l_1$ 

$$t_2(\mathbf{x}, 0, \tau) = \varphi_2(\mathbf{x}, \tau),$$
 (14)

где  $\phi_1(y, \tau)$ ,  $\phi_2(x, \tau)$  – заданные функции, например, при скачкообразном изменении температуры первого теплоносителя до значения  $T_{\text{max}}$  условие (14) будет записано

$$t_1(0, y, \tau) = T_{\max};$$
 (15)

при экспоненциальном соответственно

$$t_1(0, y, \tau) = (T_{\max} - T_i) [1 - \exp(-m_1 \tau)] + T_i .$$
(16)

В силу допущений об отсутствии теплоотвода на торцах граничные условия для стенки не формулируются.

Алгоритм численного решения уравнений ММ методом бегущего счета. Для перекрестного движения теплоносителей (рис. 1) математическая модель динамического процесса теплообменника представляет собой сопряженную систему уравнений. Это выражается в том, что система уравнений (1) – (3) состоит из дифференциальных уравнений в частных производных, которые связаны между собой, т.е. искомая температура одного компонента теплообменника зависит от температуры двух других, которые тоже являются неизвестными.

Поэтому получить аналитическое решение не представляется возможным, если не ввести ряд упрощений, которые в этом случае могут существенно ограничить область исследования. В настоящей работе предлагается численный метод, который базируется на неявных схемах бегущего счета [6], модифицированных с учетом сопряженности дифференциальных уравнений ММ и переменных во времени граничных условий (13) – (16).



Рис. 1. К разработке численного алгоритма

Разностные уравнения бегущего счета для уравнений ММ могут быть записаны: для первого теплоносителя

$$\frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^{k}}{\Delta \tau} + A_{1} \frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + B_{1} \left( t_{1,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^{k} \right) = 0,$$

$$0 < i \le N_{1}, \quad 0 < j \le N_{2};$$
(17)

для второго теплоносителя

$$\frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^{k}}{\Delta \tau} + A_2 \frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j-1}^{k+1}}{\Delta y} + B_2 (t_{2,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^{k+1}) = 0,$$

$$0 < j \le N_2, \quad 0 < i \le N_1;$$
(18)

тоже для разделительной стенки

$$\frac{t_{i,j}^{k+1} - t_{i,j}^{k}}{\Delta \tau} + C_{1}^{*} \left( t_{i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^{k+1} \right) + C_{2}^{*} \left( t_{i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^{k} \right) = 0,$$

$$0 < i < N_{1}, \quad 0 < j < N_{2};$$
(19)

Из систем уравнений (17) – (19) получим алгоритм бегущего счета переходного процесса трубчатого ТА:

для первого теплоносителя

$$t_{1,i,j}^{k+1} = \left(t_{1,i,j}^{k} + A_1 \frac{\Delta \tau}{\Delta x} t_{1,i-1,j}^{k+1} + B_1 \Delta \tau t_{i,j}^{k}\right) \cdot \left(1 + A_1 \frac{\Delta \tau}{\Delta x} + B_1 \Delta \tau\right)^{-1}, \qquad (20)$$
$$0 < i \le N_1, \quad j = 1, 2, \dots, N_2;$$

для второго теплоносителя

$$t_{2,i,j}^{k+1} = \left(t_{2,i,j}^{k} + A_2 \frac{\Delta \tau}{\Delta y} t_{2,i,j-1}^{k+1} + B_2 \Delta \tau t_{i,j}^{k+1}\right) \cdot \left(1 + A_2 \frac{\Delta \tau}{\Delta y} + B_2 \Delta \tau\right)^{-1},$$
(21)  
$$0 < i < N, \qquad i = 1, 2, \qquad N_i$$

для стенки труб

$$t_{i,j}^{k+1} = \left(t_{i,j}^{k} + C_{1}^{*}\Delta\tau t_{1,i,j}^{k+1} + C_{2}^{*}\Delta\tau t_{2,i,j}^{k}\right) \cdot \left(1 + C_{1}^{*}\Delta\tau + C_{2}^{*}\Delta\tau\right)^{-1},$$
  
$$0 < i \le N_{1}, \quad j = 1, 2, \dots, N_{2}.$$
(22)

Последовательное решение системы алгебраических выражений (20) - (22) позволяет определить значение температуры теплоносителей и трубы во всех узлах *i*, *j* через интервал времени  $\Delta \tau$ .

**Результаты численного эксперимента.** Разработанный метод был применен для определения динамических характеристик воздухоподогревателя (ВП) промышленного парогенератора на низкие параметры пара (котел Е-25-14ГМ). Воздухоподогреватель выполнен одноходовым со стороны воздуха. В реальных условиях температура продуктов сгорания при входе в ВП изменяется сравнительно гладко, не превышая 500 °C. Это позволило рассматривать переходные режимы ВП при экспоненциальном законе изменения температуры газов. Температура воздуха на входе принималась постоянной, равной 30 °C.

Проведенные численные расчеты позволили определить все характеристики переходных процессов ВП при импульсном и экспоненциальном законе изменения температуры газов.

На рис. 2 представлены кривые разгона ВП для экспоненциального закона при темпе увеличения температуры газов  $m_1 = 2 \cdot 10^{-3} c^{-1}$ .



Рис. 2. Изменение температуры теплоносителей ВП

Анализ кривых разгона позволил сделать вывод, что в переходных процессах ВП отсутствует транспортное запаздывание и температура отклика  $t''_{\rm B}$  определяется исключительно теплообменом и теплоемкостью труб и теплоносителей.

Влияние темпа нагрева  $m_1$  на время переходного процесса приведено на рис. 3.

Из рис. З следует, что параметр сходимости є сильно влияет на время переходного процесса при малых значениях параметра  $m_1$ . При импульсном изменении температуры  $t'_{\Gamma}$  ( $m_1 \rightarrow \infty$ ) время переходного процесса будет мало зависеть от параметра є.



Рис. 3. Влияние параметра  $m_1$  на время переходного процесса ( $\varepsilon = abs \left[ t_B^{k+1} - t_B^k \right]$ )

Численные исследования подтвердили устойчивость метода при любых отношениях шагов интегрирования, а также незначительное влияние  $\Delta x$  и  $\Delta y$  на точность показателей переходных процессов трубчатых ТА с перекрестной схемой теплоносителей.

# Литература

1. *Кафаров. В.В.* Методы кибернетики в химии и химической технологии. – М.: Химия, 1976. – 464 с.

2. *Архипов* Г.А. Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников. – М.: Энергия, 1971. – 304 с.

3. Шевяков А.А. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов. – М: Машиностроение, 1968. – 319 с.

4. *Федоров В.И.* Метод элементарных балансов для расчета нестационарных процессов поверхностных теплообменных аппаратов / В.И. Федоров, З.А. Марценюк. – К.: Наукова думка, 1977. – 140 с.

5. *Роми Ф.Е.* Переходная характеристика теплообменника // Теплопередача. – 1984. – № 3. – С. 119-126.

6. Шокин Ю.И. Метод дифференциального приближения / Ю.И. Шокин, Н.Н. Яненко. – Новосибирск: Наука, 1985. – 372 с.

7. Абдулин С.Ю. Динамика пластинчатого теплообменного аппарата с перекрестным током теплоносителей / С.Ю. Абдулин, А.Ю Абдулин, А.А. Шевелев // Вестник НТУ «ХПИ». – 2004. – № 11. – С. 3-10.

© Шевелев А.А., Тарасенко А.Н., 2009

УДК 536.24

#### А.Р. ПЕРЕСЕЛКОВ, канд. техн. наук

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

### ТЕПЛООБМЕН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ВОДОЙ

Представлено методику й результати досліджень залежності питомого теплозйому від щільності зрошення високотемпературної поверхні. Проведено аналіз впливу на теплообмін параметрів, що формують гідродинамічні умови зрошення поверхні.

The method and results of investigations of dependence between specific heat and heat temperature surface irrigation density have been presented. The influence of parameters which determine hydrodynamic conditions of surface irrigation has been investigated.

Для задания граничных условий теплообмена при разработке математических моделей температурного состояния листа или слитка, а также при проектировании систем охлаждения проката и слитков на установках непрерывной разливки стали, необходимы данные по условиям теплообмена при орошении высокотемпературной поверхности диспергированной водой.



корпус тепломера, 2 – токоподводы,
 нихромовая лента, 4 – экран,
 термопары, 6 – накладки,
 изотермический участок,
 отборник диспергированной воды

#### Рис. 1. Схема измерения

Тепломер (рис. 1) состоит из нихромовой ленты толщиной 10×0,5 мм, которая нагревалась высокоамперного постоянным током ОТ генератора и в рабочей зоне экранировалась фольгой. В экране выполнено окно размером 6,5×6,5 мм. За счет экрана обеспечивалась изотермичность ленты на участке под окном, что контролировалось термопарами. Измерительный участок тепломера находился на 80 мм выше остальной орошаемой поверхности. При этом исключалось попадание на него пленки воды и отраженных капель, а теплосъем осуществлялся каплями воды, поступающими из форсунки.

Плотность орошения зоны измерения определялась отборником, которые с помощью координатника мог устанавливаться непосредственно над измерительным участком

тепломера.

Исследования производились при стационарной температуре орошаемой поверхности тепломера при закризисном (пленочном) режиме кипения. Для выхода на такой режим кратковременно прерывалась подача капельного потока на мерный участок тепломера. Как показали опыты [1] в интервале  $t_{\rm n} = 550-850$  °C удельный тепловой поток увеличивался только на 16 %. Поэтому в настоящей работе измерения проводились при температуре поверхности  $t_{\rm n} = 800-820$  °C, что с достаточной точностью характеризует теплообмен в закризисной области кипения при

соответствующих гидравлических условиях. Температура охлаждающей воды была 17-20 °C. Для орошения тепломера использовались плоскофакельные струйные и водовоздушные форсунки. Как установлено, основным фактором, определяющим интенсивность теплосъема является плотность орошения высокотемпературной поверхности. А такие условия, как геометрические и режимные параметры работы распылителей, расстояние от форсунки до поверхности, угол натекания и скорость капельного потока (перепад давления на форсунке), расположение точки измерения в зоне орошения и т.д., проявляются только через плотность орошения *g*, величина которой изменяется при варьировании указанными параметрами диспергирования.

В настоящей работе не было обнаружено влияние крупности диспергирования воды на теплосъем. При этом модальный диаметр  $D_{\rm M}$  функции распределения объема капель по размеру изменялся от 0,2 до 5 мм и более. Дисперсный состав капель локально измерялся с помощью счетно-импульсного метода [2].

Результаты работы, которые частично опубликованы в работе [1], а также получены в последующих опытах можно представить в виде зависимости  $q = 6.5 \cdot 10^5 \cdot g^{0.5}$  (кривая 14 на рис. 2).

Автором не было обнаружено влияние ориентации охлаждаемой поверхности на интенсивности теплосъема. При орошении локального (выступающего) тепломера сверху-вниз, снизу-вверх и вертикального его расположения, полученные экспериментальные точки описывались приведенной обобщенной зависимостью q = f(g). Объясняется это тем, что на поверхности тепломера теплосъем осуществляется только за счет капель, поступающих из распылителя, и исключается возможность попадания в зону измерения пленки воды и отраженных капель.

Целесообразно сопоставить и проанализировать результаты опытов других авторов, представив их в виде зависимости q = f(g), как показано на рис. 2.



Рис. 2. Экспериментальные зависимости удельного теплосъема от плотности орошения диспергированной водой высокотемпературной поверхности

В работе [3] рассматривалось влияние перепада давления на форсунке  $\Delta P = 0,25$  МПа – кривая 1 и  $\Delta P = 0,5$  МПа – кривая 2. В работе [4] исследовалось влияние на теплообмен скорости истечения воды из форсунки: w = 11 м/с – кривая 3, w = 32 м/с – кривая 4 и кривая 5 получена при водовоздушном распыливании. Аналогично по данным работы [5] построены кривая 6 при w = 14 м/с и кривая 7 при w = 30 м/с. Влияние крупности диспергирования воды на теплообмен обнаружено в работе [6] при малой плотности орошения, когда на поверхности появлялись «сухие»

пятна. Для капельного потока, характеризующегося объемным радиусом капель  $R_{03} = 0,23$  мм – кривая 8, для R = 0,12 мм – кривая 9. Кривые 10, 11, 12 соответственно по данным работ [7, 8, 9]. В работе [10] исследовался теплообмен при подаче диспергированной воды снизу-вверх – кривая 13.

Анализ кривых, показанных на рис. 2, предполагает наличие систематических ошибок в экспериментах авторов, хотя каждый из них оценивает погрешности своих данных не более чем в 20 %.

На практике при охлаждении проката и слитков «вторичная» вода, поступающая в зону охлаждения, несомненно, оказывает влияние на теплообмен. Возможно, пленка воды на высокотемпературной поверхности ухудшает условия теплообмена, т.к. препятствует контакту натекающих капель с охлаждаемой поверхностью.

Приведенные данные можно использовать в теплотехнических расчетах при соответствующих гидродинамических условиях орошения.

# Литература

1. Переселков А.Р. Теплообмен при охлаждении высокотемпературной поверхности струей диспергированной жидкости / А.Р. Переселков, Э.Г. Братута // Энергетическое машиностроение. – 1982. – Вып. 34. – С. 77-81.

2. *Переселков А.Р.* Исследование дисперсного состава капель при распыливании жидкости центробежными форсунками // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 148-151.

3. *Урбанович Л.И.* исследование теплообмена при водяном форсуночном охлаждении высокотемпературной поверхности металла / Л.И. Урбанович, В.А. Горяинов и др. // Инженерно-физический журнал. – 1980. – Т. 39, № 2. – С. 315-322.

4. *Мицудзука М.* Особенности технологии и коэффициента теплопередачи при охлаждении туманом высокотемпературных стальных листов / М. Мицудзука, К. Фукуда // Тэцу то таганэ (Черные металлы). Пер. с японского. – 1979. – Т. 65, № 6. – С. 608-616.

5. *Динер А*. Обзор литературы по теплоотдаче при струйном охлаждении // Черные металлы. – 1976. – № 4. – С. 26-29.

6. *Исаченко В.П.* Струйное охлаждение / В.П. Исаченко, В.И. Кушнырев. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 216 с.

7. *Будрин Э.В.* Особенности спрейерного охлаждения при термообработке / Э.В. Будрин, В.М. Кондратов // Известия вузов. Черная металлургия. – 1964. – № 11. – С. 61-67.

8. Вианне Е. Теплообмен между поверхностью, нагретой до высокой температуры, и нормально падающей струей смеси воздуха с распыленой водой / Е. Вианне, Ж. Жозеф, Ж. Даан // Общество Бертен и К. Отдел теплоотдачи и переноса массы. Франция / Пер. с франц. № 80/10747. – М.: ГПНТБ. – 11 с.

9. Гончаров Н.В. Теплоотдача при водовоздушном охлаждении листа / Н.В. Гончаров, Е.И. Казанцев // Сталь. – 1981. – № 4. С. 88-90.

10. *Сладкоштеев В.Г.* Непрерывная разливка стали на радиальных установках / В.Г. Сладкоштеев, Р.В. Потонин, О.Н. Суладзе и др. – М.: Металлургия, 1974.

© Переселков А.Р., 2009

УДК 621.165:621.438

### В.М. ПУСТОВАЛОВ, канд. техн. наук, Д.А.ЧИЖЕВ

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Украєва

# ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ НАБЛИЖЕНОГО РОЗРАХУНКУ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ СТРИЖНЯ, ЩО ЗАКРІПЛЕНИЙ З ОДНОГО КІНЦЯ

Приближённое решение задачи расчёта температурного поля стержня широко используется в различных областях теплотехники. В статье предложены критерии оценки погрешности, вызванной упрощающим допущением, используемым при решении этой задачи.

The approximate prediction of a temperature field of a bar is widely used in various areas of heat engineering. In the paper, the error estimation caused by using of simplifying assumption is putting forward.

Задача, що розглядається, є початковим модельним наближенням до розрахунку температурного поля елементів теплових двигунів та інших теплотехнічних пристроїв. Це, наприклад, робочі лопатки парової або газової турбіни, коли тепловий потік від робочого тіла відводиться у тіло диска, як у паровій турбіні, або до охолоджуючого повітря, що продувається через монтажні зазори хвостового з'єднання лопатки з диском, у газовій турбіні, теплопередача через поверхню, що має ребра, и т.п.

У означеному аспекті ця задача розглядалась у низці публікацій, наприклад у [1, 2], але в них, на наш погляд, було недостатньо представлено аналіз критеріїв, що визначають межи користування наближеним розв'язанням задачі. Можливій варіант такої оцінки пропонуються в даній роботі.

#### Постановка задачі

Схема системи та застосовані позначення представлені на рис. 1.



Рис. 1. Схема системи та застосовані позначення

спрямована по довжині стрижня, *у*, *z* – координати точок поперечного перерізу стрижня.

Тут *f* – площа поперечного перерізу стрижня (прийнято f = const); u– його периметр;  $dQ_p$  – тепловий потік з бокової поверхні стрижня; t<sub>1</sub>, t<sub>e</sub> – температури на початку і в кінці стрижня, коефіцієнти  $\alpha_{\rm p}, \alpha_{\ell}$ тепловіддачі на боковій поверхні стрижня та на поверхні його торця,  $\vartheta = t - t_{w}$ температура, шо відраховується від температури рідини.

У загальному вигляді маємо 3-вимірну задачу теплопровідності, тобто t = t(x, y, z), де x – координата, оординати точок поперечного перерізу Традиційно припустимо, що через малий розмір поперечного перерізу можна зневажати зміною температури у ньому і ввести до розгляду деяку середню температуру, тобто прийняти, що t = t(x). Оцінка можливих похибок при цьому припущені аналізується у роботі [3].

Після введення середньої по перерізу температури вже не можна користуватися *точним* рівнянням теплопровідності. *Наближене* рівняння теплопровідності, що одержано на основі теплового балансу елемента стрижня довжиною *dx*, для нової змінної має вигляд.

$$\frac{d^2t}{dx^2} - m^2(t - t_x) = 0, \qquad (1)$$

де

$$m^2 = \frac{\alpha_{\rm p} u}{\lambda f}.$$
 (2)

З другого боку, якщо розглядати потік  $dQ_p$  як дію умовних розподілених джерел теплоти з об'ємною продуктивністю

$$q_{\rm v} = \frac{dQ_{\rm p}}{dV} = \frac{\alpha_{\rm p}(t - t_{\rm x})udx}{fdx} = \frac{\alpha_{\rm p}u(t - t_{\rm x})}{f},\tag{3}$$

то скористувавшись *точним* рівнянням теплопровідності при наявності розподілених джерел теплоти для одномірного випадку у вигляді

$$\frac{d^2t}{dx^2} - \frac{q_v}{\lambda} = 0, \qquad (4)$$

одержимо

$$\frac{d^2t}{dx^2} - \frac{\alpha_p u}{\lambda f} (t - t_x) = 0, \qquad (5)$$

тобто рівняння, що тотожне (1).

Після переходу до змінної Экрайова задача має вигляд:

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - m^2\vartheta = 0, (6)$$

$$x = 0 \quad \vartheta = t - t_x = \vartheta_1, \tag{7}$$

$$x = \ell -\lambda \frac{d \vartheta}{dx}\Big|_{x=\ell} = \alpha \vartheta_{\ell}.$$
 (8)

Її загальний розв'язок

$$\vartheta = C_1 \operatorname{sh}(mx) + C_2 \operatorname{ch}(mx). \tag{9}$$

Після використання граничних умов, та деяких перетворень одержимо

$$9 = 9_1 \frac{\operatorname{ch}[m(\ell-x)] + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{sh}[m(\ell-x)]}{\operatorname{ch}(m\ell) + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{sh}(m\ell)},$$
(10)

що є точним розв'язком крайової задачі (6)-(8).

#### Подальше спрощення розв'язку та його аналіз

Потік теплоти від стержня у навколишнє середовище дорівнює тепловому потоку, що підводиться до місця його закріплення, тобто

$$Q = -\lambda f\left(\frac{d\vartheta}{dx}\right)_{x=0} = \lambda m f \vartheta_1 \frac{\operatorname{sh}(m\ell) + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{ch}(m\ell)}{\operatorname{ch}(m\ell) + \frac{\alpha_\ell}{\lambda m} \operatorname{sh}(m\ell)}.$$
(11)

З другого боку, його можна визначити через приведений коефіцієнт тепловіддачі згідно з рівнянням

$$Q = \alpha_{1\delta,p} \vartheta_1 f . \tag{12}$$

Поєднуючи (11) та (12), одержимо

$$\alpha_{\mathrm{r}\,\delta,\mathrm{p}} = \lambda m \frac{\mathrm{th}(m\ell) + \frac{\alpha_{\ell}}{\lambda m}}{1 + \frac{\alpha_{\ell}}{\lambda m} \mathrm{th}(m\ell)}.$$
(13)

Якщо вплив теплообміну на кінці стержня на його температурне поле за умов задачі є мінімальним, то можна знехтувати другими додатками в чисельнику та знаменнику у (13) і мати вираз

$$\alpha'_{i\delta,p} = \lambda m \cdot th(m\ell) \,. \tag{14}$$

Погрішність при знехтуванні теплопідводом на торцевому перетині стрижня будемо характеризувати коефіцієнтом

$$k = \frac{\alpha_{\scriptscriptstyle T\delta,\delta}}{\alpha'_{\scriptscriptstyle T\delta,\delta}} = \frac{\operatorname{th}(m\ell) + \frac{\operatorname{Bi}_{\ell}}{m\ell}}{\operatorname{th}(m\ell) + \frac{\operatorname{Bi}_{\ell}}{m\ell} \cdot \operatorname{th}^{2}(m\ell)},$$
(15)

де

$$\operatorname{Bi}_{\ell} = \frac{\alpha_{\ell} \ell}{\lambda},\tag{16}$$

тобто

3'2009

173

$$k = f(m\ell, \mathrm{Bi}_{\ell}). \tag{17}$$

Рівняння (15) дає змогу оцінити для умов конкретної задачі можливу похибку при розрахунку приведеного коефіцієнта тепловіддачі, якщо застосовується наближений вираз (14).

Приклад такої оцінки і тенденції впливу на неї аргументів  $m\ell$  та  $\text{Bi}_{\ell}$  можна побачити на графіках рис. 2.



Рис. 2. Залежність коефіцієнта k від чисел Ві $_{\ell}$  та  $m\ell$ 

#### Література

1. Жирицкий Г.С. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. Максутова, В.А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1971.

2. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981.

3. *Капинос В.М.* О приближённом решении задач теплопроводности для турбинных деталей // Энергетическое машиностроение. – 1970. – Вып. 9. – С. 10-17.

© Пустовалов В.М., Чижев Д.А., 2009

УДК 621.514

#### В.С. ГАПОНОВ, д-р техн. наук, В.И. МАЦ, канд. техн. наук, А.И. НАУМОВ

#### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

# ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ПЕРЕДВИЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Розглядається питання оцінки віброактивності крутильних коливань в системі двигун-компресор низького тиску в установках пересувних компресорних станцій. Показано, що для такого роду систем, в яких є муфти з торообразной оболонкою, що володіють високою податливістю, завдання зводиться до вирішення динамічних систем з багаточастотним збудженням.

The question of estimation of vibroactivity of turning vibrations is examined in the system engine-compressor of low pressure in the options of the movable compressor stations. It is revable that for such sort of the systems, possessing muffs with toroid-shape shell, possessing high pliability, the task is taken to the decision of the dynamic systems with multifrequency excitation.

В приводах компрессорных станций возникает проблема исследования крутильных колебаний в системе двигатель-компрессор низкого давления. Учитывая, что в системе имеется муфта с торообразной оболочкой, имеющая высокую податливость, она может быть представлена в виде двухмассовой системы, уравнения движения которой имеют вид

$$\begin{cases} I_1(\phi_1)\ddot{\phi}_1 + C(\phi_1 - \phi_2) = M_{\pi}(\phi_1); \\ I_2\ddot{\phi}_2 - C(\phi_1 - \phi_2) = M_{\kappa}, \end{cases}$$

где  $\phi_1$  и  $\phi_2$ , соответственно, углы поворота коленчатого вала двигателя и шнека компрессора;  $I_1(\phi_1)$  и  $I_2$ , соответственно, моменты инерции кривошипно-шатунного механизма двигателя и шнека компрессора; C – жесткость муфты с торообразной оболочкой;  $M_{\mu}(\phi_1)$  – момент, действующий со стороны двигателя, кг·см;  $M_{\mu}$  – момент сопротивления на компрессоре, кг·см.

В целом ряде случаев  $I_1(\phi_1)$  можно заменить его средним значением за один оборот вала.

Для однорядного двигателя [1]

$$I_{1} = I_{\kappa} + \frac{R^{2}}{1960} [G_{\pi} + (1 + \kappa) G_{m}],$$

где  $I_{\kappa}$  — момент инерции колена, кг·см·сек<sup>2</sup>; R — радиус колена, см;  $G_{\pi}$  — вес поступательно движущихся масс, кг;  $G_{\mu}$  — вес шатуна, кг;

$$\kappa = 0.8 \frac{10^{-6} n_{\max}^2}{10^{-6} n_{\max}^2 + 0.5},$$

$$M_{_{\mathcal{H}}}(\varphi_{_{1}}) = M_{_{\mathcal{H}}}(\varphi_{_{1}}) + M_{_{\Gamma}}(\varphi_{_{1}}) + M_{_{\Gamma}}(\varphi_{_{1}}),$$

где  $M_{\mu}(\phi_1)$  – момент от сил инерции движущихся масс;  $M_{\mu}(\phi_1)$  – момент от сил давления газов в цилиндрах;  $M_{\mu}(\phi_1)$  – момент от сил тяжести движущихся масс.

Действующий на колено момент от сил инерции

$$M_{\mu} = \frac{G_{\mu} + sG_{\mu}}{q} R^2 \ddot{\varphi}^2 \left[ \frac{\cos(\varphi_1 + \beta)}{\cos\beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^2 \beta} \right] \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos\beta},$$

где  $\beta$  – угол поворота шатуна, который определяется выражением [2],

$$\sin\beta = \lambda \sin\varphi_1;$$
$$\lambda = \frac{R}{L},$$

где *L* – длина шатуна, см. Момент от сил тяжести

$$M_{\rm T} = (G_{\rm K} + G_{\rm m} + G_{\rm m}) R \sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} (G_{\rm m} + sG_{\rm m}) R \sin(2\omega t),$$

где G<sub>к</sub> – вес колена (приблизительно равный весу шейки колена и одной щеки), кг.

Для дизельных двигателей момент от силы давления газов на поршень, который является главным возбудителем крутильных колебаний, определяется зависимостью

$$M_{\rm r} = \frac{\pi}{4} D^2 R p \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos\beta},$$

где D – диаметр цилиндра, см; p – избыточное давление газов на единицу площади поршня, которое зависит от  $\phi_1$  и определяется индикаторной диаграммой, кг·см<sup>-2</sup>.

Момент от сил инерции  $M_{\mu}$  является периодической функцией от угла поворота  $\phi_1$  с периодом  $2\pi$ . Полагая  $\phi_1 = \omega = \text{const}$ , заменяя  $\beta$  через  $\alpha$  и разлагая  $M_{\mu}$  в ряд с удержанием членов со степенями  $\lambda$  не выше второй, получим

$$M_{\mu} \approx 28 \cdot 10^{-7} \lambda (G_{\mu} + sG_{\mu}) R^2 n^2 \bigg( 1,02 \sin(\omega t) + \frac{2,04}{\lambda} \sin(2\omega t) - 2,8 \sin(3\omega t) - \lambda \sin(4\omega t) \bigg),$$

где *n* – частота вращения двигателя, об/мин.

Таким образом, момент от сил инерции масс может быть разложен на 4 гармонические составляющие:

$$M_{\mu} \approx \sum_{i=1}^{4} M_{i\mu} \sin(i\omega t + \psi_{i\mu}),$$

со следующими значениями амплитуд и начальных фаз по отношению к верхней мертвой точке:

$$i = 1; \ M_{1\mu} = 1,02An^{2}; \ \psi_{1\mu} = 0;$$
  

$$i = 2; \ M_{2\mu} = 2,04\frac{A}{\lambda}n^{2}; \ \psi_{2\mu} = 180^{\circ};$$
  

$$i = 3; \ M_{3\mu} = 2,8An^{2}; \ \psi_{3\mu} = 180^{\circ};$$
  

$$i = 4; \ M_{4\mu} = \lambda An^{2}; \ \psi_{4\mu} = 180^{\circ};$$

где *i* – отношение периода одного оборота вала к периоду одного колебания соответствующей составляющей (порядок данной гармоники);

$$A = 28 \cdot 10^{-7} \,\lambda \big( G_{\rm m} + s G_{\rm m} \big) R^2 \,.$$

Гармоники момента от сил инерции порядка выше 4-го имеют весьма малую амплитуду и ими можно пренебречь.

Момент сил тяжести достаточно хорошо отображается первыми двумя гармониками:

*i* = 1; 
$$M_{1T} = (G_{\kappa} + G_{\pi} + G_{\mu})R; \quad \psi_{1T} = 0;$$
  
*i* = 2;  $M_{2T} = \frac{\lambda}{2}(G_{\pi} + sG_{\mu})R; \quad \psi_{2T} = 0.$ 

Момент от сил давления газов при разложении в ряд имеет вид

$$M_{\rm r} = \frac{\pi}{4} D^2 R p \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos\beta} = M_{\rm cp} + \sum_i M_{i\rm r} \sin(i\omega t + \psi_{i\rm r}),$$

где  $i = 0,5;1;1,5...; M_{cp}$  – средний крутящий момент от одного цилиндра;  $M_{ir}$  и  $\psi_{ir}$  – соответственно амплитуда и начальная фаза гармоники по отношению к положению поршня в верхней мертвой точке, т.е. при  $\varphi_1 = 0$ .

Для определения  $M_{ir}$  и  $\psi_{ir}$  можно воспользоваться зависимостями

$$M_{ir} = \frac{\pi}{4} D^2 R p_c y_i,$$
  
$$\psi_{ir} = \arcsin \frac{d_i \sin \gamma_i}{y_i},$$

где  $p_{\rm c}$  – давление в цилиндре в конце такта сжатия может быть определено по формуле

$$p_{\rm c} = 0.8\varepsilon^{1.37} + (p_{\rm H} - 0.8)\varepsilon^{1.37} \left(\frac{n}{n_{\rm H}}\right)^2,$$

3'2009

где є – степень сжатия;  $p_{\mu}$  – давление начала сжатия, которое равно:  $p_{\mu} = 0,85-0,9 -$ двигатели без наддува,  $p_{\mu} = (0,92-0,96) p_{a} -$ двигатели с наддувом;  $p_{a} -$ атмосферное давление.

Величина  $n/n_{\rm H} = 0,3-1,03$  на рабочих режимах.

$$y_{i} = 10^{-3} \sqrt{b_{i}^{2} + d_{i}^{2} + 2b_{i}d_{i}} \cos \gamma_{i},$$
  

$$b_{i} = 38,5 \frac{i(1+0,3i)}{(1+0,15i^{2})^{2}(1+0,002i^{3})},$$
  

$$d_{i} = \frac{320x(9+4_{i})}{(1+0,4ix)(9+3i+1,8i^{2}+0,3i^{3})},$$
  

$$\gamma_{i} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(1-0,45i)(1+i+i^{2})}{(1+0,3i)(1+i^{2})} + 1,48 \frac{i(i-6)}{6+i^{2}}x,$$
  

$$x = \frac{p_{i}}{p_{c}}.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = p_{\rm c} + p_{\rm m},$$

где среднее давление технических потерь

$$p_{\rm M} = 0, 6+0, 45 \frac{n}{n_{\rm H}} \left(1, 2 + \frac{n}{n_{\rm H}}\right) \left(\frac{1-\eta}{\eta} p_{\rm eH} - 0, 6\right).$$

КПД η для дизелей:

$$\eta = 0,75-0,85 -$$
без наддува;  
 $\eta = 0,8-0,9 -$ с наддувом.

Номинальное среднее эффективное давление

$$p_{\rm eH} = 71620 \cdot \frac{8P_{\rm H}}{z_{\rm H} DRn_{\rm H}},$$

где  $P_{\rm H}$  – номинальная мощность;  $n_{\rm H}$  – частота вращения двигателя;  $z_{\rm u}$  – число цилиндров.

Среднее эффективное давление при долевой и полной нагрузке

$$p_{\rm e} = 0,25 p_{\rm eh}; \quad p_{\rm e} = 0,5 p_{\rm eh}; \quad p_{\rm e} = 0,75 p_{\rm eh}; \quad p_{\rm e} = p_{\rm eh}.$$

Значения средних крутящих моментов, приходящихся на отдельные участки коленчатого вала, определяются следующими зависимостями:

– При расположении привода к распределительным валам, насосам и воздуходувкам перед первым коленом

$$\begin{pmatrix}
M_{np_{1}}^{cp} = -0.3 p_{M} z_{n} \frac{D^{2} R}{8}; \\
M_{i,i+1} = \left[ (p_{e} + 0.3 p_{M}) \frac{i}{z_{\kappa}} - 0.3 p_{M} \right] z_{n} \frac{D^{2} R}{8}; \\
M_{z_{\kappa},\phi n}^{cp} = p_{e} z_{n} \frac{D^{2} R}{8}; \\
i = 1, 2, \dots z_{\kappa}.
\end{cases}$$

– При расположении этого привода за последним коленом

$$\begin{cases} M_{i,i+1}^{\text{cp}} = (p_{e} + 0.3 p_{M}) \frac{i}{z_{\kappa}} z_{\pi} \frac{D^{2}R}{8}; \\ M_{z_{\kappa}, \pi p}^{\text{cp}} = (p_{e} + 0.3 p_{M}) z_{\pi} \frac{D^{2}R}{8}; \\ M_{\pi p, \phi \pi}^{\text{cp}} = p_{e} z_{\pi} \frac{D^{2}R}{8}; \\ i = 1, 2, \dots z_{\kappa-1}, \end{cases}$$

где  $z_{\kappa}$  и  $z_{\pi}$  – число колен и поршней в двигателе.

Таким образом, задача сводится к решению системы с одной степенью свободы с многочастотным возбуждением.

## Литература

1. *Терских В.П.* Крутильные колебания валопровода силовых установок. Т.1. – Л.: Судостроение, 1969. – 206 с.

2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.

© Гапонов В.С., Мац В.И., Наумов А.И., 2009

УДК 629.5.03-08 : 621.431.36

# В.М. ГОРБОВ, канд. техн. наук, В.С. МІТЄНКОВА, аспірант

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна, e-mail: <u>v.gorbov@usmtu.edu.ua; vera.mitenkova@gmail.com</u>

# ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ СЕУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ

Определены рациональные параметры топливных систем низкого давления судовых энергетических установок при использовании биодизеля и его смесей с дизельным топливом в разных пропорциях. Разработаны варианты принципиальных схем топливных систем СЭУ. Сопоставлены характеристики систем при использовании биодизельных топлив с разного сырья и их смесей с дизельным топливом.

The rational parameters of ship power plant low pressure fuel systems with utilizing of biodiesel fuels and its blends are determined. The variants of SPP fuel systems principal schemes are worked out. Systems' parameters with utilizing of biodiesel fuels manufactured out from different crude and its blends with diesel oil are compared with.

Постановка проблеми. Питання раціонального використання природних ресурсів і захисту навколишнього середовища від забруднення створюють перед судновою енергетикою проблему пошуку, впровадження і ефективного використання альтернативних палив (АП). Існуючі міжнародні та локальні акти відносно обмеження емісії з суден передбачають зменшення шкідливих викидів у атмосферу. Сьогодні більше 90 % суднових енергетичних установок (СЕУ) транспортних суден обладнано дизельними двигунами, які працюють переважно на різних видах нафтових палив.

Поступове впровадження АП, серед яких досить перспективною альтернативою дизельному паливу (ДП) є біодизель (БД), дасть змогу знизити залежність від нафтових палив та вирішити проблеми, пов'язані з використанням останніх у СЕУ. Впровадження на суднах біодизельних палив повинно супроводжуватися розробкою детальних рекомендацій відносно особливостей проектування, вибору схемних рішень, комплектації обладнанням, обслуговування під час експлуатації паливних систем (ПС) СЕУ. Розробка відповідних рекомендацій є актуальною науковою та практичною проблемою.

Аналіз літературних даних і публікацій. Досвід експлуатації суден на БД та його сумішах з ДП у Франції, Німеччині, США, Канаді, Великобританії підтверджує можливість широкого впровадження цього відновлюваного палива в СЕУ [1–3]. Перспективним для використанні БД сегментом флоту є невеликі судна внутрішніх та прибережних районів плавання: рибальські, яхти, пасажирські, круїзні, дослідницькі, пороми, тощо. Це паливо в суміші з дизельним використовують на деяких військових кораблях у Франції та Великобританії [3, 4].

Можна визначити такі напрямки досліджень, пов'язані з можливістю використанням біодизелю в енергетиці: вивчення фізико-хімічних та теплофізичних якостей; особливості роботи та характеристики дизельних двигунів; взаємодія з елементами паливних систем; екологічні аспекти застосування в двигунах. Серед проектів та публікацій, пов'язаних з вивченням якостей біодизельних палив можна виділити роботи по вивченню стабільності палив [5, 6] та дослідженню їх низькотемпературних властивостей [7]. Дані щодо робочих та екологічних показників і особливостей експлуатації дизельних двигунів на БД та його сумішах досить широко
представлені у вітчизняних та закордонних публікаціях [8, 9]. Є роботи щодо вивчення взаємодії біодизелю з конструкційними та ущільнювальними матеріалами [10].

Нажаль обмежена кількість робіт, в яких наводяться дані стосовно застосування біодизельних палив в судновій енергетиці. Серед них можна виділити посібник по застосуванню БД на рекреаційних суднах [11] та кінцевий звіт по проекту ВіоМег [1]. Проект ВіоМег був реалізований в 2004 р. в провінції Квебек, Канада. Протягом декількох місяців 12 пасажирських суден експлуатувалися на чистому біодизелю (В100) та його сумішах з ДП з вмістом першого 5 % (В5) та 20 % (В20). Метою даного проекту, який координувався урядом Канади та місцевою владою Квебеку, було довести можливість ефективної роботи суден на БД та його сумішах. Але серед даних, викладених у кінцевому звіті відсутня інформація щодо впливу БД та його сумішей на характеристики паливних систем СЕУ.

**Метою статті** є розробка принципових схем паливних систем; обгрунтування раціональних параметрів ПС у випадках використання в СЕУ В100 з різної сировини та різних зразків, сумішей з різним вмістом біодизелю.

Викладення основного матеріалу. Біодизель досить близький за своїми фізикохімічними характеристиками до ДП, його можна використовувати в тих же схемах і обладнанні з урахуванням специфічних характеристик. Можливий варіант, коли на судні існує одна паливна система для ДП, БД та їх сумішей, при почерговому використанні наведених палив та прийому паливних сумішей на борт у підготовленому стані. При іншому варіанті за аналогією з використанням важких та легких нафтових палив передбачається використання двох ПС зі взаємним резервуванням деякого обладнання та приготуванням паливних сумішей на борту [12]. Обидва варіанти мають свої переваги та недоліки та область більш ефективного використання.

На рис. 1–2 наведені можливі варіанти принципових ПС біодизелю. Схеми розроблено з урахуванням існуючих суднових схем нафтових палив та характеристик БД. Схема на рис. 1 призначена для почергового використання на судні биодизелю та дизельного палива, або їх сумішей, отриманих заздалегідь. На рис. 2 зображена двопаливна система з можливістю отримання сумішей на судні та резервуванням обладнання ліній ДП та БД, на приймальних трубопроводах В100 передбачено супутникові обігрівачі.

Схему на рис. 1 можна використовувати при відносно малих потрібних запасах палива на рейс та частою експлуатацією судна при низьких температурах навколишнього середовища. Приймальний трубопровід обладнано супутниковим обігрівачем, який потрібен для підігріву B100 або сумішей із високою концентрацією біодизелю (від 30–35 %), фільтром грубого очищення. Для підігрівання палива у цистернах запасу та витратній передбачені зовнішні підігрівачі з електричними елементами. В системі встановлено два сепаратори – перед та після витратної цистерни, передбачена лінія повернення палива після другого сепаратору знов у витратну цистерну. Таке рішення пов'язане з відносно великою гігроскопічністю біодизеля, воно дасть змогу видалити надлишкову вологу. При використанні ДП та його сумішей з низьким вмістом БД достатньо одного сепаратора після цистерни запасу палива, а після витратної цистерни на схемі передбачається обвідний трубопровід подачі палива безпосередньо до фільтра тонкого очищення.

Особливістю схеми на рис. 2 є застосування при підготовці палив комбінованих очисних установок з вбудованим підігрівачем, в яких відбувається фільтрація та сепарація. Змішувач розташовано після витратних цистерн. Передбачено три лінії підводу палива до двигунів: ДП, БД, їх сумішей. У цистерні запасу В100 передбачено

циркуляційний сепаратор для періодичного видалення води з палива при довготривалому зберігання (вода може бути наявна у цистерні, або потрапляти різними шляхами протягом зберігання).



1 – насос перекачування палива; 2 – фільтр грубого очищення; 3 – обвідна лінія приймального трубопроводу; 4 – супутниковий обігрівач; 5 – цистерна запасу палива; 6, 9 – сепаратори;
 7 – насос сепаратору; 8 – витратна цистерна; 10 – фільтр тонкого очищення;
 11 – підігрівачі палива в цистернах зі зовнішнім обігрівом

Рис. 1. Принципова універсальна схема паливної системи для дизельного палива та біодизелю зі зовнішнім обігрівом цистерн



приймальний трубопровід дизельного палива; 2, 12 – фільтри грубого очищення;
 13 – насоси перекачування палива; 4, 14 – цистерни запасу палива; 5, 17 – насоси установок очищення палива; 6, 18 – комбінована установка очищення палива; (фільтр-сепаратор з вбудованим підігрівачем палива); 7, 19 – насоси подачі палив у витратні цистерни;
 20 – витратні цистерни; 9 – запірний клапан; 10 – приймальний трубопровід біодизелю;
 11 – супутниковий обігрівач; 15 – занурений підігрівач палива; 16 – цистерна присадок для біодизеля; 21 – змішувач; 22 – суміш ДП та БД до двигуна; 23 – дизельне палива до двигуна; 24 – біодизель до двигуна; 25 – насос сепаратору; 26 – сепаратор

Рис. 2. Принципова схема паливної системи дизельної установки з можливістю роботи на дизельному паливі, біодизелі та їх сумішах з комбінованими установками очищення палива

Для розробки паливних систем розглядалися такі їх характеристики: маса та об'єм запасів палива на рейс, потужність приводів насосів перекачування палива, швидкість фільтрації та сепарації. Співставленні значення характеристик систем при використанні В100 з різної сировини (таблиця), чистого біодизелю з однієї сировини різних зразків, сумішей з низьким вмістом БД (до 30 %) та вмістом від 20 до 100 %. Розрахунки проводилися згідно з матеріалами, представленими в [12, 13].

В таблиці представлені результати при використанні таких палив: ДП, ТЖМЕ – метиловий ефір з тваринного жиру, РМЕ – ріпаково-метиловий ефір, СМЕ – соєвометиловий ефір, ПМЕ – пальмово-метиловий ефір, СНМЕ – соняшниково-метиловий ефір, ВОМЕ – метиловий ефір використаної кухарської олії. Фізико-хімічні характеристики біодизельних палив, які являють собою метилові ефіри жирних кислот, приймалися згідно із даними представленими в [14] для ТЖМЕ, СМЕ, ПМЕ та СНМЕ, в [15] для ВОМЕ та РМЕ. Дані представлені у відносному вигляді, за одиницю прийняті відповідні значення для ДП. Аналіз наведених матеріалів свідчить про те, що в залежності від вихідної сировини потрібна маса палива може збільшуватися майже на 17 %. Потрібний відносний об'єм паливних цистерн збільшується до 9,5 %, що пов'язано з більшою густиною біодизельних палив. Для перекачування В100 потрібна потужність насосів може збільшуватися до 50 %. Швидкість фільтрації може зменшуватися до 2,5 разів, сепарації – майже втричі.

Таблиця. Характеристики паливних систем СЕУ при використанні дизельного палива та В100 з різної сировини

та в тоб з різної сировини										
Характеристика	Паливо									
	ДП	ТЖМЕ	PME	CME	ПМЕ	CHME	BOME			
Маса запасів	1	1 080	1 165	1 166	1 1/0	1 1 /	1 1 2 5			
палива	1	1,009	1,105	1,100	1,149	1,14	1,123			
Ємність										
паливних	1	1,019	1,095	1,088	1,084	1,075	1,086			
цистерн										
Потужність										
приводу насосу	1	1,287	1,529	1,486	1,526	1,456	1,509			
перекачування										
Швидкість	1	0,593	0,506	0,595	0,43	0,533	0,418			
фільтрації										
Швидкість										
осадження	1	0 3044	0 3/82	0 3885	0 3037	0 3763	0 3444			
часток води в	1	0,3944	0,5402	0,5005	0,5057	0,5705	0,5444			
сепараторі										

Змінення відносних характеристик паливних систем при використанні палив з вмістом БД від 0 (чисте ДП) до 100 % (В100) показані на рис. З. Показники визначалися при використанні ДП з низькім вмістом сірки та біодизелю з сої для двох зразків. Для першого зразка були взяті ДП з цетановим числом 47,1 та В100 із метановим числом 55, для другого – з 43,5 та 51,1, відповідно. Більш докладно характеристики палив та їх сумішей представлено в роботі [16]. З рис. З видно, що характеристики паливної системи пропорційно змінюються у залежності від концентрації біодизелю в суміші та мають практично лінійну залежність. Відносна маса запасів палива збільшується майже на 16 %, об'єм паливних цистерн – на 10 %, потужність приводів насосів – майже на 50 %, швидкість фільтрації та сепарації зменшуються на 35–40 % та 50–55 %, відповідно.

Також було проведено порівняння параметрів ПС при використанні В100 з однієї сировини 27 різних зразків, фізико-хімічні характеристики яких відповідають міжнародним стандартам якості і представлені в [5]. Різниця між значеннями густини розглянутих палив до 1,5 %, в'язкості – до 18,2 %. Пропорційно густині та в'язкості

змінюється ємність паливних цистерн та швидкість фільтрації, відповідно на 1,54 % та 18,4 %. Потужність приводів перекачувальних насосів для різних В100 зростає лише на 3,5–4 %, а швидкість сепарації може зменшуватися майже на 22 %.



аносна швидкисть фльтраци, 2 – відносна швидкисть осадження часток води в сепаратор д – відносна потужність приводу насосу перекачування Рис. 3. Характеристики паливних систем СЕУ при використанні дизельного палива,

В100 та їх сумішей в різних пропорціях

Аналогічні розрахунки були проведені і для сумішей дизельного палива та біодизелю з вмістом останнього до 30 %, такі суміші найчастіше використовуються в двигунах, їх фізико-хімічні характеристики представлено в [5]. Переважна кількість зразків – це В20. В залежності від вмісту біодизелю в суміші (7–28 %) та його властивостей маса запасів палива збільшується на 2,7 %, ємність паливних цистерн – на 1,7 %, потужність приводів насосів – на 8,7 %, швидкість фільтрації та сепарації знижується на 22,3 та 24 %, відповідно, порівняно з дизельним паливом.

Інформація стосовно теплофізичних властивостей біодизелю майже відсутня. В роботі [17] представлені результати експериментального дослідження ізобарної теплоємності біодизелю з ріпакової олії. Обробка наявних в роботі даних дала змогу визначити залежність теплоємності, Дж/(кг·град), від температури ( $15 \le t \le 280$  °C):

 $c_p = 4,606t + 2027,3.$ 

В даному діапазоні температур теплоємність біодизелю перевищує значення  $c_p$  для ДП в 1,6–3,2 рази (менша різниця відповідає більшим t). Таким чином для підігріву однакової маси палива для В100 потрібно в 1,6–3,2 рази більше теплової або електричної енергії порівняно з ДП.

#### Висновки:

1. Запропоновано варіанти схем паливних систем при використанні БД: 1) на судні одна універсальна паливна система для ДП, БД та їх сумішей в різних пропорціях, вони найбільше підходить для малих суден з жорсткими масогабаритними обмеженнями, при умові почергового використання палив на судні та прийому сумішей ДП та БД у готовому стані; 2) використовується дві паливні системи зі взаємним резервуванням деякого обладнання та приготуванням паливних сумішей безпосередньо на борту.

2. Встановлено, що характеристики паливних систем для біодизелю залежать від вихідної сировини, вмісту БД в суміші, фізико-хімічних показників.

3. Використання біодизельних палив в паливних системах СЕУ призводить до зростання маси запасів палива до 16 %, об'єму паливних цистерн – до 10 %, потужності приводів насосів – до 50 %, необхідної для підігріву палива енергії – в 1,6–3,2 рази, швидкість фільтрації та сепарації можуть зменшуватися на 60 % та 65 %, відповідно. При використанні сумішей з низьким вмістом біодизелю ємність паливних цистерн та маса запасів палива збільшуються незначно, витрати енергії на перекачування палив зростають майже на 10 %, швидкість фільтрації та сепарації та сепарації та сепарації та сепарації сепарації до 50 %, відповідно. Це буде визначати рівень раціональних параметрів паливних систем СЕУ при проектування та підбору обладнання.

Подальші дослідження в даному напрямку будуть спрямовані на розробку детальних рекомендацій щодо проектування та експлуатації паливних систем СЕУ при використанні БД та його сумішей з дизельним паливом, розробку комплексного критерію ефективності використання біодизелю на суднах.

# Література

1. BioMer: Biodiesel demonstration and Assessment for tour boats in the Old Port of Montreal and Lacine Canal National Historic Site. Final report. – Québec, Canada, 2005. – 67 p.

2. *Hendrix Muriel L*. Deep Fat in the Tank Marine Biodiesel makes headway in Maine // The working Waterfront. – 2007. – July. – Режим доступу: <u>http://www.workingwaterfront.com/articles/Deep-Fat-in-the-TankMarine-Biodiesel-makes-</u>headway-in-Maine/11740/.

3. *Scott R*. UK biodiesel study fuels debate on the practicalities for naval vessels. – Jane's International Defence Review. – 2008. – vol. 41. – June. – Режим доступу: www.bmtdsl.co.uk/BMT/bmt\_media/bmt\_media/33/ArticlefromJanesCJanesInfoGroup.pdf.

4. Горбов В.М. Перспективы использования биотоплива в судовых энергетических установках / В.М. Горбов, В.С. Митенкова // Судоходство. – 2007. – № 1-2 (127). – С. 64-65.

5. Survey of the Quality and Stability of Biodiesel and Biodiesel Blends in the United States in 2004 / Technical report, NREL/TP-540-38836; R.L. McCormick, T.L. Alleman, M. Ratcliff and others. – National Renewable Energy Laboratory, USA, 2005. – 60 p.

6. *Westbrook S.R.* An Evaluation and Comparison of Test Methods to Measure the Oxidation Stability of Neat Biodiesel. Subcontract No. ACE-3-33075-01. – Southwest Research Institute, San Antonio, USA, 2005. – 35 p.

7. Biodiesel cold weather blending study. – The National Biodiesel Board, USA, 2005. – 25 p.

8. *Марченко А.П.* Расчетное исследование особенностей процесса дизеля СМД-31 при его работе на традиционном дизельном топливе и метиловых эфирах рапсового масла / А.П. Марченко, В.Г. Семенов, И.И. Сукачев, О.Ю. Линьков // Авиационнокосмическая техника и технология: Сб. науч. трудов. – Харьков: ГАЭКУ «ХАИ», 2000. – Вып. 15. – Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 155-157.

9. Holden B. Effect of biodiesel on diesel engine nitrogen oxide and other regulated emissions. Project No. WP-0308. – California: Naval facilities engineering service center, 2006. – 110 p.

10. *Frame E.* Elastomer Compatibility Testing of Renewable Diesel Fuels / E. Frame, R.L. McCormick; Technical Report, NREL/TP-540-38834. – National Renewable Energy Laboratory, USA, 2005. – 21 p.

11. *Wedel von R*. Technical handbook for marine biodiesel in recreational boats. Subcontract No. ACG-7-16688-01. – California: U.S. Department of Energy, 1999. – 25 p.

12. Системы судовых энергетических установок: Учебное пособие / Г.А. Артемов, В.П. Волошин, А.Я. Шквар и др. – Л.: Судостроение, 1990. – 376 с.

13. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М.: Химия, 1995. – 400 с.

14. Clements D.L. Blending rules for formulating biodiesel fuel, University of Nebraska, 1996, p. 44-53. – Режим доступу: www.biodiesel.org/resources/reportsdatabase/reports/gen/19960101 gen-277.pdf.

15. Lebedevas S., Vaicekauskas A. Research into the application of biodiesel in the transport sector of Lithuania // TRANSPORT – 2006. – V. XXI,  $N_{2}$  2. – P. 80–87.

16. *Schumacher L*. The Physical & Chemical Characterization of Biodiesel Low Sulfur Diesel Fuel Blends / L. Schumacher, A. Chellappa, W. Wetherell and others. – The National Biodiesel Board University of Missouri, 1995. – 85 p.

17. *Goodrum J.W.* Review of biodiesel research at university of Georgia. – Режим доступу: <u>www.biodiesel.org/resources/reports/database/reports/gen/19960601\_gen-073.pdf</u>.

© Горбов В.М., Мітєнкова В.С., 2009

УДК 621.224

# О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук, Є.С. КРУПА, аспірант, В.Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, канд. техн. наук

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна

#### РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛОПАТЕВИХ СИСТЕМ РОБОЧИХ КОЛІС ЗДВОЄНОГО КАПСУЛЬНОГО ПРЯМОТОЧНОГО ГІДРОАГРЕГАТУ

В данной работе представлены результаты численного исследования течения жидкости в проточной части сдвоенного гидроагрегата капсульного типа. С использованием программы для расчета двухмерных течений рассчитаны кинематические характеристики рабочих колес и построены балансы потерь энергии в их лопастных системах.

In this work the results of numeral research of flow of liquid are presented in running part of the dual hydrounit of capsule type. With the use of the program for the calculation of a bidimentional flows kinematics descriptions of drivings wheels are expected and balances of losses of energy are built in their blade systems.

#### 1. Вступ

Застосування схем гідротурбін із співвісними робочими колесами протилежного обертання відкриває перед здвоюванням робочих коліс нові перспективи. Послідовне співвісне розташування робочих коліс одного за іншим можливо при одному направляючому апараті або зовсім без направляючого апарату і при одній відсмоктувальній трубі. Крім того, при обертанні співвісних робочих коліс в протилежні сторони створюються передумови до найвигіднішого гідродинамічного режиму їх роботи і значного збільшення коефіцієнта швидкохідності агрегату, вищого, ніж при звичайному здвоюванні гідротурбін.

Принцип співвісного послідовного розташування двох робочих коліс з обертанням в протилежні сторони знайшов застосування і добре зарекомендував себе в суднобудуванні і авіації (тандем-пропелери), в області вітродвигунів. Тому він може бути успішно застосовний також і в прямоточних гідротурбінах надвисокої швидкохідності; швидкохідних і тихохідних, з діагональним або радіальним направляючими апаратами, осьовим і діагональним колесами, зігнутою або прямоосною відсмоктувальною трубою [1].

Використання здвоєного прямоточного гідроагрегата із системою регулювання з потрійною комбінаторною залежністю між відкриттям напрямляючого апарату і кутами розвороту лопатей робочих коліс гідротурбін (послідовне двоступінчасте створення і спрацювання напору і моменту кількості руху), дозволяє істотно підвищити середньоексплуатаційні показники, розширити зони експлуатації по напорах і витратах, підвищити ККД, і дає можливість застосування прямоточної схеми на більш високі напори. Крім того, даний гідроагрегат дозволяє одержати більшу потужність при менших габаритах блоку ГЕС у плані, у порівнянні з двома паралельно працюючими агрегатами поворотно-лопатевого типу [2]. Опис конструкції та принцип роботи здвоєного прямоточного гідроагрегату приведено в [2, 3].

# 2. Проектування лопатевих систем робочих коліс здвоєного прямоточного гідроагрегату

В проточній частині здвоєного гідроагрегата встановлено дві турбіни діагонального або осьового типу, вали яких розміщені горизонтально (рис. 1). Вибір компоновки визначається величиною напору на який проектується гідроагрегат (табл.). В даній роботі розглядається варіант з двома турбінами осьового типу – перша турбіна капсульна осьового типу ПЛГ-25, друга – капсульна осьового типу ПЛГ-15 (рис. 1*a*).



*а* – два осьових колеса; *б* – діагональне та осьове колеса; *в* – два діагональних колеса

Рис. 1. Схема компоновок робочих коліс та розрахункові перетини здвоєного прямоточного гідроагрегату

Таблиця. Діапазони напорів для різних компоновок розміщення робочих коліс

Схема	a	б	в
Діапазон напорів, м	40-75	75–180	180–320

Проектування лопатевої системи робочого колеса і чисельне дослідження її характеристик здійснюється шляхом сумісного рішення оберненої та прямої задач обтікання решіток профілів, що базуються на прийнятих моделях течії, гідравлічних втрат і геометричної моделі робочого колеса [4, 5].

Кожна ГЕС характеризується такими даними як напір, потужність, синхронна частота обертання, витрата тощо. Використовуючи формули подібності, ці параметри можна звести до двох: приведеної витрати  $Q'_1$  і приведеної частоти обертання  $n'_1$ . Відношення циркуляцій, що спрацьовується на першому та другому робочих колесах визначається основним рівнянням гідротурбін [4]:

$$(\Delta V_u r)_1 = \frac{\eta_{r1} g H_1}{\omega_1}; \tag{1}$$

$$(\Delta V_u r)_2 = \frac{\eta_{r_2} g H_2}{\omega_2}.$$
 (2)

Так як 
$$\eta_{r1} = \eta_{r2}$$
, то  $\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_2}{H_2}$ . (3)

Кутова швидкість обертання робочих коліс дорівнює

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30}.$$
 (4)

Підставивши вираз (4) в (3) отримаємо

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{H_1}{H_2} \cdot \frac{n_2}{n_1}.$$
(5)

Згідно рівнянню балансу потужності

$$N_{ri} = \gamma Q_i H_i \Longrightarrow H_i = \frac{N_{ri}}{\gamma Q_i}.$$
 (6)

Підставивши вирази (4) та (6) в (3) отримаємо

$$\frac{(\Delta V_u r)_1}{(\Delta V_u r)_2} = \frac{N_{r1}}{N_{r2}} \cdot \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{n_2}{n_1} \,. \tag{7}$$

Ці величини є вхідними даними при проектуванні лопатевих систем робочих коліс гідротурбін [6].

Закрутки потоку перед і за робочими колесами визначено згідно рівнянню Ейлера

$$\left(V_{u}r\right)_{1}^{(1)} - \left(V_{u}r\right)_{2}^{(1)} = \frac{\eta_{r}gH^{(1)}}{\varpi^{(1)}},$$
(8)

у припущенні, що на виході з другого колеса закрутка потоку рівна нулю, тобто

$$(V_u r)_2^{(2)} = 0. (9)$$

Так як робочі колеса обертаються в різні сторони, і після першого робочого колеса має місце від'ємна закрутка потоку, то рівняння (8) буде мати вигляд

$$\left(V_{u}r\right)_{1}^{(1)} + \left(V_{u}r\right)_{2}^{(1)} = \frac{\eta_{r}gH^{(1)}}{\varpi^{(1)}}.$$
(10)

По результатам розрахунків було побудовано трикутники швидкостей на вході та виході лопатевих систем здвоєного капсульного гідроагрегату (рис. 2).



*а* – горизонтальна гідротурбіна з циркуляцією на вході; б – здвоєний прямоточний гідроагрегат з циркуляцією на вході



Профілювання лопатевих систем робочих коліс виконується за допомогою методу розподілених вихорів (метод Лесохіна) [4]. Даний метод, разом з іншими, широко використовується в практиці розрахунку осьових робочих коліс насосів і гідротурбін [5, 6].

#### 3. Аналіз розрахунків обтікання лопатевих систем робочих коліс

Для оцінки енергетичних, кавітаційних, ерозійних та ін. показників лопатевих систем робочих коліс, що проектуються, на різних режимах роботи розрахунковим шляхом визначають значення епюри швидкостей та тиску на лопатях робочого колеса.

В даній роботі розрахунок обтікання середніх решіток лопатевих систем робочих коліс на прийнятій поверхні току і режимі роботи ( $Q'_1 - n'_1$ ) вівся по методу ЦКТІ [7].

По даним розрахунку обтікання лопатевих систем (по значенням і епюрам відносної швидкості W(S) (рис. 3) та коефіцієнту тиску  $\overline{p}(S)$  (рис. 4) на лицьовій та тильній стороні лопаті) на прийнятому режимі було визначено:

– параметри пограничних шарів на лицьовій та тильній сторонах лопаті та профільні втрати;

 – кути атаки, ударні втрати та вірогідність відриву потоку на тильній/лицьовій поверхні лопаті на різних режимах;

- циркуляційні втрати;

– побудовано баланс втрат енергії в лопатевих системах на прийнятих режимах роботи ( $Q'_1 - n'_1$ ) (рис. 5).



Рис. 3. Графік розподілу відносної швидкості по поверхні середнього профілю робочих коліс





У робочому колесі осереднені сумарні гідравлічні втрати  $\overline{h}_{_{\rm CYM}}$  визначалися як сума усереднених по витраті профільних  $\overline{h}_{_{\rm np}}$ , циркуляційних  $\overline{h}_{_{\rm u}}$ , ударних  $\overline{h}_{_{\rm yd}}$  втрат

$$\overline{h}_{cym} = \overline{h}_{np} + \overline{h}_{n} + \overline{h}_{yg}.$$
(11)

Дискові, кромкові та об'ємні втрати в даній роботі не враховувалися.



Рис. 5. Сумарні втрати енергії в лопатевих системах ПЛГ 25-100 та ПЛГ 15-100

# Висновки

1. Проведено огляд і аналіз можливостей просування горизонтальних гідротурбін на високі напори. Обґрунтовано співвідношення вибраних режимних параметрів робочих коліс, від величини циркуляції, що спрацьовується.

2. Розглянуті схеми компоновки робочих коліс в залежності від напору.

3. Проведені розрахункові дослідження лопатевих систем робочих коліс дозволили отримати кінематичні характеристики потоку на вході та виході із лопатевих систем та побудувати графік сумарних втрат при  $n'_1 = \text{const}$ .

# Література

1. Семенов В.В. Прямоточные гидротурбоагрегаты высокой и сверхвысокой быстроходности. – М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1959.

2. Патент на винахід № 76872 МПК F03 В 13/06, 13/08, 13/10, 13/16. Здвоєний прямотечійний гідроагрегат / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов, 2006.

3. Потетенко О.В. Дослідження робочого процесу здвоєного капсульного прямоточного гідроагрегату / О.В. Потетенко, Є.С. Крупа, В.Е. Дранковський // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2008. – 6/5(36). – С. 30-34.

4. *Гутовский Е.В.* Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е.В. Гутовский, А.Ю. Колтон. – Л.: Машиностроение, 1974.

5. Этинберг И.Э. Гидродинамика гидротурбин / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978.

6. *Свинарев Г.А.* Горизонтальные капсульные гидротурбины осевого типа / Г.А. Свинарев, А.А. Меловцов. – Киев: Наукова думка, 1969.

7. *Раухман Б.С.* Расчет обтекания пространственных решеток профилей с программированием на ЭВМ. РТМ. 24.023.21. –Л.: ЦКТИ, 1972.

© Потетенко О.В., Крупа Є.С., Дранковський В.Е., 2009

УДК 621.165

# Г.А. ГАПОН

#### Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

#### ДИНАМИКА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ ВИХРЕВЫХ ТЕЧЕНИЙ

В межах концепції суцільного середовища змінної маси створена математична модель вихрової течії змінної маси. В цій моделі використані вперше виведені рівняння для вихору, що є аналогами та узагальненнями на випадок руху зі змінною масою рівнянь Громеки – Лемба та Фридмана. Вона може бути застосована для постановки задач розрахунку вихрових течій зі змінною витратою вздовж каналу, зв'язаних із змішанням та розділенням потоків, наприклад, в парових та газових турбінах, в спіральних камерах відцентрових турбомашин [1] та іншому устаткуванні.

The mathematical model of the variable mass' vortical motion is created according to the variable mass concept in the continuous medium. The equations for vortex in the case of the variable mass continuous medium motion are derived for the first time. These equations are analogs and generalizations of the Gromeka – Lamb and Fridman equations in case of variable mass motion. The model can be applied for statement of the problem of vortical motion calculation, when fluid flow rate is changing along the channel. Variable fluid flow rate can be caused by the working medium masses attachment and detachment, which take place in steam and gas turbines, scroll cases of centrifugal turbines [1], etc.

Во многих технических устройствах имеют место течения рабочей среды, сопровождающиеся присоединением или отсоединением рабочего тела вдоль пути. Таковы, например, течения в камерах отборов, входных и выходных патрубках, спиральных камерах и других элементах паровых и газовых турбин, центробежных турбомашин, насосов и вентиляторов и многих других типов оборудования.

Упомянутые течения обладают двумя общими особенностями: 1) наличием переменного вдоль канала расхода рабочей среды и 2) динамическим взаимодействием потоков, происходящим при смешении (или разделении) их вдоль пути. Исходя из учета указанных особенностей рассматриваемых течений, для создания математической модели последних будет естественным обратиться к законам динамики сплошной среды переменной массы [2]. Во-первых, они описывают движение жидкости с переменным расходом, и во-вторых, позволяют выявить и учесть характер взаимодействия потоков при их слиянии или разделении и его влияние на параметры результирующего течения.

Как показывает опыт, движение среды в упомянутых каналах носит вихревой характер. Это значит, что вектор вихря  $\vec{\Omega}$  во всех точках области течения или ее части не равен нулю: rot  $\vec{V} = \vec{\Omega} \neq 0$ . Чтобы учесть этот фактор, математическую постановку задачи расчета вихревых течений в каналах со смешением (разделением) потоков будем строить на базе уравнений динамики переменной массы для вихревых течений. Теоретический аппарат для таких расчетов еще не разработан. Поэтому выведем два уравнения динамики вихревых течений переменной массы. Они будут аналогами и обобщениями известных уравнений Громеки – Лэмба и Фридмана на случай движения с переменной массой.

Уравнение Громеки – Лэмба для течений с переменной массой Рассмотрим уравнение движения переменной массы

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} P + \frac{I}{\rho} \left( \vec{V}_0 - \vec{V} \right), \tag{1}$$

где  $\rho$  – плотность, P – давление,  $\vec{V}$  – вектор скорости потока,  $\vec{V}_0$  – вектор скорости, с которой жидкость подводится (отводится), I – секундное изменение массы вещества в данной точке потока, отнесенное к единице его объёма,  $\vec{F}$  – массовая сила, отнесенная к единице массы.

Воспользовавшись известным тождеством  $(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} = \text{grad}(\vec{V}^2/2) - \vec{V} \times \text{rot}\vec{V}$ , это уравнение можно переписать в виде

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \operatorname{grad}\left(\vec{V}^{2}/2\right) - \vec{V} \times \operatorname{rot} \vec{V} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} P + \frac{I}{\rho} \left(\vec{V}_{0} - \vec{V}\right).$$
(2)

Данное уравнение является уравнением Громеки – Лэмба для случая движения среды с переменной массой.

Отдельный класс вихревых движений составляют движения, при которых

$$\operatorname{rot} \vec{V} = \lambda \vec{V}, \tag{3}$$

где  $\lambda$  – в общем случае скалярная функция координат.

Такие движения называются винтовыми [3]. Из (3) вытекает, что  $\vec{V} \times \text{rot } \vec{V} = 0$ , и уравнение (2) в случае винтового движения имеет вид

$$\operatorname{grad}\left(\vec{V}^{2}/2\right) = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} P + \frac{I}{\rho} \left(\vec{V}_{0} - \vec{V}\right).$$
(4)

#### Уравнение Фридмана для течений с переменной массой

Получим уравнение, описывающее изменение вихря в течениях с переменной массой. Будем исходить из уравнения Громеки – Лэмба для течений с переменной массой (2). Найдём ротор от обеих частей этого уравнения. Тогда

$$\frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t} + \operatorname{rot} \operatorname{grad}(\vec{V}^2/2) - \operatorname{rot}(\vec{V} \times \operatorname{rot}\vec{V}) = \operatorname{rot}\vec{F} - \operatorname{rot}\left(\frac{1}{\rho}\operatorname{grad}P\right) + \operatorname{rot}\left(\frac{I}{\rho}(\vec{V}_0 - \vec{V})\right).$$
(5)

Упростим уравнение (5), используя соотношения

$$\operatorname{rot}\left(\vec{A}\times\vec{B}\right) = \begin{pmatrix}\vec{B}\cdot\nabla\\\vec{A}\end{pmatrix}\vec{A} - \begin{pmatrix}\vec{A}\cdot\nabla\\\vec{B}\end{pmatrix}\vec{B} + \vec{A}\operatorname{div}\vec{B} - \vec{B}\operatorname{div}\vec{A};$$
(6)

$$\operatorname{rot}(\alpha A) = \alpha \operatorname{rot} A + \operatorname{grad} \alpha \times A; \tag{7}$$

rot grad 
$$\vec{B} = 0;$$
 (8)

$$\operatorname{div}\operatorname{rot}\vec{C}=0.$$
(9)

Из формулы (8) следует, что

rot grad
$$(\vec{V}^2/2) = 0.$$
 (10)

Из формул (6) и (7) получим

rot 
$$(\vec{V} \times \text{rot} \vec{V}) = (\vec{\Omega} \cdot \nabla) \vec{V} - \vec{\Omega} \text{ div} \vec{V} - (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{\Omega}$$
. (11)  
Из формул (7) и (8) будем иметь

$$\operatorname{rot}\left(\frac{1}{\rho}\operatorname{grad}P\right) = \operatorname{grad}\left(\frac{1}{\rho}\right) \times \operatorname{grad}P = -\frac{1}{\rho^2} \operatorname{grad}\rho \times \operatorname{grad}P.$$
(12)

Подставляя (10), (11), (12) в (5), получим

$$\frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t} + \left(\vec{V} \cdot \nabla\right) \vec{\Omega} - \left(\vec{\Omega} \cdot \nabla\right) \vec{V} + \vec{\Omega} \text{ div } \vec{V} = \text{rot } \vec{F} + \frac{1}{\rho^2} \text{ grad } \rho \times \text{grad } P + \text{rot} \left(\frac{I}{\rho} \left(\vec{V}_0 - \vec{V}\right)\right).$$
(13)

Уравнение (13) является уравнением Фридмана для течения с переменной массой.

Рассмотрим частный случай для последнего уравнения. Пусть поле массовых сил консервативно ( $\vec{F} = -\text{grad}U$ , U – потенциал поля), жидкость – баротропна ( $\rho = \psi(P)$ ). Тогда rot  $\vec{F} = 0$ , grad  $\rho \times \text{grad} P = \psi'(P)$  grad  $P \times \text{grad} P = 0$ , а уравнение Фридмана получает вид

$$\frac{d\vec{\Omega}}{dt} - (\vec{\Omega} \cdot \nabla) \vec{V} + \vec{\Omega} \operatorname{div} \vec{V} = \operatorname{rot}\left(\frac{I}{\rho} (\vec{V}_0 - \vec{V})\right).$$
(14)

Отметим, что в большом числе приложений данное упрощение оправдано: массовые силы являются консервативными или ими можно пренебречь, а плотность зависит только от давления или может считаться постоянной, так как течения происходят с числами Maxa M < 0,3.

Составим систему уравнений для описания вихревого течения с переменной массой в условиях консервативности массовых сил и баротропности жидкой среды. Она состоит из уравнения неразрывности, уравнения Фридмана или Громеки – Лэмба, определения вихря  $\Omega$  и условия баротропности жидкости:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} \left( \rho \vec{V} \right) = I; \\ \frac{d\vec{\Omega}}{dt} - \left( \vec{\Omega} \cdot \nabla \right) \vec{V} + \vec{\Omega} \operatorname{div} \vec{V} = \operatorname{rot} \left( \frac{I}{\rho} \left( \vec{V}_0 - \vec{V} \right) \right); \\ \vec{\Omega} = \operatorname{rot} \vec{V}; \\ \rho = \psi(P). \end{cases}$$
(15)

Эта система уравнений замкнута. Граничные условия зависят от конкретной задачи.

Итак, из вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1) Выведены впервые уравнения для вихря, которые являются аналогами и обобщениями уравнений Громеки – Лэмба и Фридмана на случай движения с переменной массой.

2) С их помощью впервые в рамках концепции переменной массы построена математическая модель расчёта вихревых течений с переменной массой. Получена замкнутая система уравнений, которая описывает такие течения при условиях консервативности массовых сил и баротропности жидкой среды.

3) Приведенная математическая модель может быть применена в расчетах вихревых течений со смешением или разделением потоков вдоль канала, широко встречающихся в турбомашинах. Например, с ее помощью можно рассчитать параметры вихревого течения в спиральной камере центробежной турбомашины.

# Литература

1. Гапон Г.А. Динамика переменной массы в каналах сложной формы // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 144–149.

2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978. – 736 с.

3. Васильев О.Ф. Основы механики винтовых и циркуляционных потоков. – Госэнергоиздат, 1958. – 144 с.

© Гапон Г.А., 2009

# CONTENTS

# POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

Subbotin V.G., Levchenko Ye.V., Shvetsov V.L.
STEAM TURBINES OF JSC «TURBOATOM» FOR THERMAL POWER PLANTS
Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Usaty A.P., Burlaka M.V.
NUMERICAL RESEARCH OF INFLUENCE COMPLEX TANGENTIAL BULK ON CHARACTERISTICS OF THE JET BLADE RIM
Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V.
THE NUMERICAL ANALYSIS FOR INFLUENCE OF STATOR –ROTOR BLADE NUMBER RATIO ON UNSTEADY LOADS AND BLADE OSCILLATIONS REGIMES
Yakovlev V.A., Yershov S.V.
OPTIMISATION OF GAS TURBINES STAGES USING THE 3D FLOW COMPUTATION MODEL
Slabchenko O.N., Zaycev M.V., Kozlokov A.U., Zolotuhin A.D.
ESTIMATION OF LPC EFFICIENCY OF THE T-250/300-23.5 TURBINE OF THE KHARKOV HPP-5 41
Goloshchapov V.N., Paschenko N.V., Rusanov A.V.
INFLUENCE OF VACUUM AFTER THE LAST STAGE ON THE SPATIAL STRUCTURE OF STREAM OF A STEAM TURBINE
Subotovich V.P., Yudin A.Yu., Phan Cong Tam
THE INVERSE PROBLEM FOR BLADE CASCADE ON GENERAL SURFACE OF REVOLUTION 56
Mamontov N.I., Kobtsev O.M, Pugachova T.N.
RECONSTRUCTION OF THERMAL CHART OF POWER UNIT OF 200 MWT №4 OF STAROBESHEVSK
Levchenko Ye.V., Subotovich V.P., Yudin Yu.A., Lapuzin A.V., Yudin A.Yu.
AERODYNAMIC RESEARCH RESULTS OF THE PERIPHERAL PRESSURE NONUNIFORMITY BEHIND THE LAST STAGE OF THE LOW PRESSURE TURBINE
Goloshchapov V.N., Kasilov V.I., Kozlokov A.U.
POINT OF OCCURRENCE OF THE HUB FLOW SEPARATION BEHIND THE DIRECTING DEVICE OF THE TURBINE STAGE
Shubenko A.L., Lykhvar N.V. Shvetsov V.L.
POTENTIALS FOR IMPROVEMENT OF TPP AND NPP TURBINE PLANT PERFORMANCE FACTORS OJSC TURBOATOM BASED ON MATHEMATIC SIMULATION
Chernousenko O.Yu.
THE LEAVINGAL RESOURSE OF STEAM TURBINE K-200-130 HIGHTEMPERATURE ELEMENTS $\ldots 82$
Sukhinin V.P., Fursova T.N.
TO THE CALCULATION OF THE TENSE STATE OF WORKINGS SHOULDER-BLADES OF STREAM- TURBINES
Pugachova T.N.
ANALYSIS OF FEATURES OF THE STATE OF HIGH TEMPERATURE ROTORS AND FACTORS INFLUENCING ON CAPACITY AND RESOURCE OF IT
Subbotin V.G., Burakov A.S., Rokhlenko V.Yu., Shvetsov V.L.
ELEKTROHYDRAVLIK CONTROL SYSTEM FOR STEAM TURBINESOF JSC «TURBOATOM»
Akerman D., Zarubin L., Reshitko V., Rosinskaya A.
GAS TURBINE UNIT GTE-115M

Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Usaty A.P., Rudenko A.S.	
INTEGRATION OF PROCEDURE OF CREATION AND CALCULATION OF GAS TURBINE INSTALLATION DIAGRAM TO CAD «TURBOAGGREGATE»	. 111
Gerasimenko V.P., Kucheruk N.V., Mandra A.S., Nalesny N.B., Nurmukhametov T.M.	
ALGORITHMS DEFINITION MAIN PARAMETERS GAS TURBINE GAS PUMPING AGGREGATES EXPLOITATION	IN . 116
Tarasov A.I., Dolgov A.I.	
HEAT TRANSFER ANALYSIS AT JET COOLING OF THE BLADE LEADING EDGE OF A GAS TURBINE	. 122
Bratuta E.G., Ganzha A.N., Marchenko N.A.	
THE EFFECTIVENESS INCREASE HEATERS TRANSFER OF GAS TURBINE UNITS ON BASIS OF SYSTEM ANALYSES AND POLYVALENT OPTIMIZATION	. 128
Ivanchenko L.N.	
CALCULATION OF A BOUNDARY LAYER ON A BLADE OF A GAS TURBINE USING THE MODIFICATION OF THE CEBECI-SMITH TURBULENCE MODELS	. 134
Tarasov A.I., Tran Cong Sang	
CENTRIFUGAL EFFECT IN COOLING SYSTEMS CALCULATIONS FOR THE GAS TURBINES ROTORS	. 138
Litvinenko O., Mihaylova I.	
THE MATHEMATICAL AND NUMERICAL MODELING OF THE THERMO PHYSICAL PROCESSES THE EXAMPLE OF TWO-PHASE HEAT EXCHANGE IN A POROUS ENVIRONMENT	3 ON . 144
Mihailov V.E., Strashnikov A.A., Sevastyanova T.V.	
MODELLING INTAKE DUKT GTE-110 IVANOVO POWER STATION IN PROGRAM COMPLEX FLOWVISION	. 148
Shelepov I.G., Safronyuk M.A.	
DYNAMICS ANALYSIS OF HYDRAULIC RESISTANCE OF CONDENSERS IN TECHNICAL DIAGNOSTICS SYSTEMS	. 152
Bratyta E.G., Borovok S.V.	
MATHEMATICAL MODEL OF CURRENT THE BIPHASE STREAM IN DROPCATCHER CONTACT DEVICES	. 156
Shevelev A.A., Tarasenko A.N.	
EFFECTIVE NUMERAL METHOD OF DETERMINATION OF DYNAMIC DESCRIPTIONS OF TUBULAR HEAT-EXCHANGE VEHICLES	. 163
Peresylkov A.R.	
HEAT EXCHANGE UNDER COOLING OF HIGH TEMPERATURE SURFACE BY DISPERSSED WATER	. 168
Pustovalov V.N., Chizhev D.A.	
TO USE OF THE APPROXIMATE CALCULATION OF A TEMPERATURE FIELD OF THE ROD FIXE FROM ONE END	ED . 171
Gaponow V., Maz V., Naumow A.	
ESTIMATION OF VIBROACTIVITY OF COMPRESSOROPTIONS OF MOVABLE COMPRESSOR STATIONS	. 175
Gorbov V.M., Mitenkova V.S.	
THE SUBSTANTIATION OF SPP FUEL SYSTEMS RATIONAL PARAMETERS WITH BIODIESEL FUELS UTILIZING	. 180
Potetenko O.V., Krupa E.S., Drankovskiy V.E.	
CALCULATION RESEARCH OF BLADE SYSTEMS OF THE DUAL STRAIGHT FLOW HYDROUNIT	f OF . 187
Gapon G.A. VARIABLE MASS DYNAMICS OF VORTICAL FLOWS	193

# НАУКОВЕ ВИДАННЯ

# ВІСНИК

# НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

# «ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»

№ 3, 2009p.

Науковий редактор А.В. Бойко Технічний редактор С.П. Науменко

Відповідальний за випуск Г.Б. Обухова, канд. техн. наук

Видання російською мовою

Підписано до друку 19.03.2009 р. Формат 60 х 90 <sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Папір офсетний 80 г/м<sup>2</sup>. Друк – різографія. Обл. – вид. арк. 9,9. Наклад 200. Зам. № 0501.

НТУ «ХПІ», 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р. Віддруковано в типографії ТОВ СУНП «Бруксафоль-Курсор Фолієн» Харків, пр. Театральний 11/13 т. (0572) 714-38-74, 706-31-73