

**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА «ХПИ»**

3'2010

Сборник научных трудов

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.
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. 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.
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.
В.В. Епифанов, д-р техн. наук, проф.
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.
В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.
В.И. Николаенко, д-р ист. наук, проф.
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Ответственный редактор

А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь

Ю.А. Юдин, канд. техн. наук, доц.

Э.Г. Братуга, д-р техн. наук, проф.
В.И. Гнесин, д-р техн. наук, проф.
А.В. Ефимов, д-р техн. наук, проф.
Г.Е. Канивец, д-р техн. наук, проф.
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.
Б.А. Левченко, д-р техн. наук, проф.
З.Я. Лурье, д-р техн. наук, проф.
Ю.М. Мацевитый, д-р техн. наук, проф.
действит. чл. АН Украины
В.Г. Павловский, д-р техн. наук, проф.
О.В. Потетенко, канд. техн. наук, проф.
Н.А. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.
А.И. Тарасов, д-р техн. наук, проф.
В.С. Фокин, д-р техн. наук, проф.
М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.
А.Л. Шубенко, д-р техн. наук, чл.-корр. НАНУ

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

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

Тел. (0572) 707-63-11

Харьков 2010

УДК 621 : 165

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 3. – 140 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 05.03.2010 р.

© НТУ «ХПІ», 2010

СОДЕРЖАНИЕ

**Энергетические и теплотехнические
процессы и оборудование**

К 125-летию Национального технического университета
«Харьковский политехнический институт»

Левченко Е.В., Швецов В.Л., Кожешкурт И.И., Лобко А.Н. ОПЫТ ОАО «ТУРБОАТОМ» В РАЗРАБОТКЕ И МОДЕРНИЗАЦИИ ТУРБИН ДЛЯ АЭС	5
Русанов А.В., Левченко Е.В., Швецов В.Л., Косьянова А.И. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ 2-й СТУПЕНИ ЦВД ТУРБИНЫ К-325-23,5 ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ УГЛАХ ОБТЕКАНИЯ ПОТОКА.....	12
Черноусенко О.Ю., Бовсуновский А.П., Штефан Е.В., Гудов Р.И. РАСЧЕТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ВАЛА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 200 МВт ВСЛЕДСТВИЕ ЕГО КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ	19
Сухинин В.П., Фурсова Т.Н. НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН.....	25
Шубенко А.Л., Лыхвар Н.В., Сенецкий А.В. ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАЛЫХ ПАРОТУРБИННЫХ ТЭЦ ЗА СЧЕТ ИХ РАСШИРЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫМИ НАДСТРОЙКАМИ	30
Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., Руденко А.С. АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ОСЕВЫХ ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С УЧЁТОМ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ	37
Сербин С.И., Кирчук Е.Ю. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАЗМЕННО- ТОПЛИВНЫХ ФОРСУНОК.....	43
Мамонтов Н.И., Кобцев О.М., Воеводин Ю.Т., Пугачева Т.Н. ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ СХЕМЫ ДАРНИЦКОЙ ТЭЦ И ВЫБОР НОВОГО ТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАСШИРЕНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ	50
Субботович В.П., Темченко С.А. ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА ДЛЯ ОСЕВОГО КОЛЬЦЕВОГО КАНАЛА	56
Быстрицкий Л.Н., Голощاپов В.Н., Касилов В.И., Козлоков А.Ю. РАБОТА ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ С МАЛЫМ D_{cp}/l В РЕЖИМЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ	61

Литвиненко О.А., Барышникова О.М. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ ИСПАРЕНИЯ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ	66
Фатеева Н.Н., Фатеев А.Н. О РАСПРЕДЕЛЕНИИ НОРМИРУЕМЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ В СИСТЕМАХ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ЭТАПЕ ИХ СИНТЕЗА	69
Шокотов Н.К., Янговский Е.И. БЕЗВЫБРОСНАЯ ГТУ И ЕЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ	75
Геродес Г.А., Браилко С.А. ОПЫТ ГЕРМАНИИ В ПРИМЕНЕНИИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ И ТЕХНОЛОГИЙ ПОЛУЧЕНИЯ ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	82
Иванченко Е.Н. РАСЧЕТ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ЛОПАТКЕ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ, УЧИТЫВАЮЩЕЙ СТЕПЕНЬ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ВНЕШНЕГО ПОТОКА	85
Пустовалов В.Н., Загоруйко Г.Е., Науменко С.П. ТЕПЛООТДАЧА В ШИРОКИХ ПРИДИСКОВЫХ ПОЛОСТЯХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН	88
Тарасов А.И., Чан Конг Шанг РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЕТЕЙ С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ	92
Братуга Е.Г., Ганжа А.М., Марченко Н.А. АНАЛІЗ РОБОТИ ПОВІТРЯНО-ТЕПЛОВИХ ЗАВІС З УРАХУВАННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ КАЛОРИФЕРНОЇ УСТАНОВКИ	102
Шевченко В.В., Минко А.Н. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА МАССОГАБАРИТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОЗДУШНОЙ И ВОДОРОДНОЙ СИСТЕМАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ	108
Лысенко Н.А., Клочихин В.В., Тёмкин Д.А. ВЛИЯНИЕ МОДИФИЦИРОВАНИЯ КАРБОНИТРИДОМ ТИТАНА НА СТРУКТУРУ И СВОЙСТВА ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ЖСЗДК-ВИ С ПОНИЖЕННЫМ СОДЕРЖАНИЕМ УГЛЕРОДА	113
Веселовський В.Б., Босенко Т.М. ПРО ВИСОКОШВИДКІСНИЙ ВПЛИВ НА МАТЕРІАЛИ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ РЕЛАКСАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ З УРАХУВАННЯМ ТЕПЛОВОЇ ПАМ'ЯТІ	121
Гакал П.Г. ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ	130

УДК 621.165

Е.В. ЛЕВЧЕНКО, канд. техн. наук; первый зам. генерального директора – генеральный конструктор ОАО «Турбоатом», г. Харьков
В.Л. ШВЕЦОВ, главный конструктор ПТ и ГТ ОАО «Турбоатом», г. Харьков
И.И. КОЖЕШКУРТ, инженер ОАО «Турбоатом», г. Харьков
А.Н. ЛОБКО, инженер ОАО «Турбоатом», г. Харьков

ОПЫТ ОАО «ТУРБОАТОМ» В РАЗРАБОТКЕ И МОДЕРНИЗАЦИИ ТУРБИН ДЛЯ АЭС

Розглянуті основні напрямки по створюванню і удосконаленню турбоагрегатів для АЕС в ВАТ «Турбоатом».

Main ways of manufacture and upgrading of turbine sets for NPPs in JSC «Turboatom» are given.

ОАО «Турбоатом» является флагманом энергомашиностроения Украины, специализирующемся на проектировании и изготовлении современных паровых турбин для ТЭС и АЭС, гидравлических турбин для ГЭС, газовых турбин, а также другого энергетического оборудования.

Турбины производства ОАО «Турбоатом» в настоящее время надёжно работают в 45 странах мира.

При выпуске турбин осуществляется замкнутый цикл создания энергетического оборудования от проектно-конструкторских и научно-исследовательских работ до изготовления турбин и их отгрузки заказчику, кроме производства крупных поковок и отливок, получаемых с металлургических предприятий, а также некоторых комплектующих изделий. Предприятие выполняет маркетинговые, инжиниринговые, пуско-наладочные и шефмонтажные работы, осуществляет сервисное обслуживание, ремонт и модернизацию турбин.

Основная номенклатура выпускаемой продукции:

- паровые турбины для ТЭС, ТЭЦ и ПГУ единичной мощностью от 1 до 550 МВт;
- паровые турбины для АЭС единичной мощностью от 220 до 1000 МВт;
- газовые турбины мощностью 45 МВт и 115 МВт;
- теплообменное оборудование (конденсаторы паровых турбин, регенеративные подогреватели низкого давления, подогреватели сетевой воды);
- вспомогательное оборудование – эжекторы, маслоохладители, тягодутьевые машины, эксгаустеры, мельницы шаровые и др;
- гидравлические турбины различных типов, мощностью от 5 МВт до 800 МВт для ГЭС и ГАЭС;
- гидравлические затворы дисковые и шаровые;
- гидравлические турбины для микро-ГЭС и мини-ГЭС и малых ГЭС мощностью от 5 кВт до 10 МВт.

ОАО «Турбоатом» является известным производителем паровых турбин для атомных электростанций. Предприятием было изготовлено 169 турбин для АЭС общей мощностью 63662 МВт.

В настоящее время на АЭС находятся в эксплуатации: 34 турбины типа К-220-44 различных модификаций, 22 турбины типа К-500-65/3000, две турбины

К-750-65/3000, 17 турбин типа К-1000-60/1500-1, К-1000-60/1500-2 и 2 турбины К-500-60/1500 [1, с. 5–8].

По основным техническим и эксплуатационным показателям турбины ОАО «Турбоатом» соответствуют современному техническому уровню. По данным журнала Nuclear Engineering, укомплектованные турбинами типа К-220-44 электростанции «Ловииса» и «Пакш» постоянно входят в число лучших АЭС мира по использованию установленной мощности.

Турбины ОАО «Турбоатом» на частоту вращения 25 1/с мощностью 1000 МВт имеют высокие показатели надёжности и стабильно-высокую экономичность. Конструкции выпущенных турбин обеспечивают проведение ремонтных работ и технического обслуживания с минимальными трудовыми и материальными затратами.

Модернизация турбин типа К-220-44

В ОАО «Турбоатом» постоянно выполняются работы по модернизации и усовершенствованию турбин работающих на АЭС и по созданию оборудования для вновь строящихся электростанций, работающих на ядерном топливе.

В результате модернизации турбин К-220-44, были разработаны мероприятия по усовершенствованию проточных частей ЦВД и ЦНД (см. рис. 1, 2), системы влагоудаления из ЦВД, паровпуска ЦНД, выходных отсеков (см. рис. 3), диафрагменных и концевых уплотнений ЦНД.



Рис. 1. Модернизированный ротор высокого давления турбины К-220-44

Суммарное повышение мощности турбоагрегата при модернизации составляет 5500...6000 кВт без увеличения тепловой мощности реактора. Гарантийные показатели эффективности модернизации турбоагрегатов на АЭС, выполненные в различном объеме, были подтверждены результатами сравнительных испытаний до и после модернизации.



Рис. 2. Модернизированный ротор низкого давления турбины К-220-44

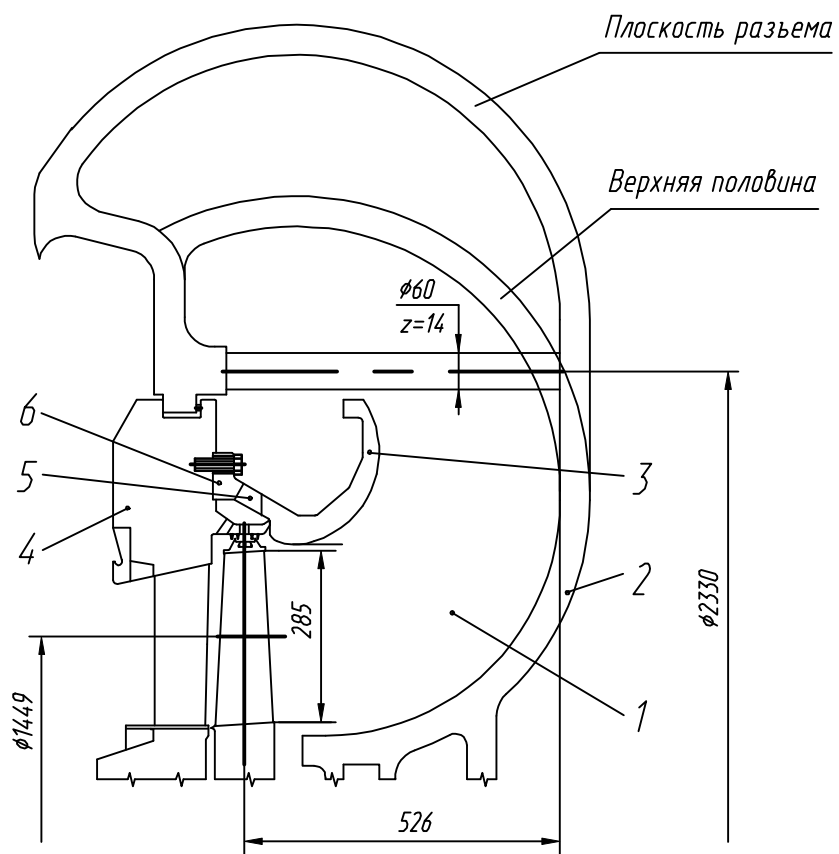


Рис. 3. Модернизация выходного отсека ЦВД турбины К-220-44

Практически в полном объёме модернизация турбин типа К-220-44 выполнена на АЭС «Ловииса» (Финляндия), «Пакш» (Венгрия). Также, в основном, завершена модернизация турбоагрегатов ТГ-2 и 3 Кольской и ТГ-11 Нововоронежской АЭС (Россия), ТГ-1,2 Ровенской АЭС.

Модернизация турбин типа К-500-65/3000

Значительное место в планах работ по модернизации, находящихся в эксплуатации турбоагрегатов, занимают турбины К-500-65/3000, предназначенные для работы в дубль-блоке с реактором РБМК. Турбина была спроектирована в ОАО «Турбоатом» в конце 60-х годов прошлого века. Первая турбина этой серии была введена в эксплуатацию в 1973 г. на Ленинградской АЭС [1, с. 6].

В настоящее время в России – на Ленинградской АЭС, Курской АЭС и Смоленской АЭС – работают 22 турбины этого типа.

Одновальный турбоагрегат К-500-65/3000 номинальной мощностью 500 МВт, состоит из одного двухпоточного ЦВД и 4-х двухпоточных ЦНД.

ОАО «Турбоатом», используя опыт создания и модернизации влажнопаровых турбин для АЭС большой единичной мощности, разработал проект модернизации турбин К-500-65/3000, включающий модернизацию диафрагм и рабочих лопаток 5-х ступеней ЦВД и полную замену проточных частей всех 4-х ЦНД на новые с рабочей лопаткой последней ступени длиной 1030 мм вместо 852 мм, что существенно снижает потери на выхлопе турбины за счёт увеличения площади выхлопа с 6,3 до 8,19 м². В 2004 году на Курской АЭС по вышеуказанному проекту была выполнена модернизация турбоагрегата ст. № 4. При этом гарантированное повышение мощности турбины по результатам испытаний составило 25 МВт.

Проанализировав все возможные варианты модернизации турбоагрегата К-500-65/3000, заказчик принял к реализации вариант модернизации остальных турбин этой серии, предусматривающий замену рабочих лопаток и диафрагм 4-х и 5-х ступеней всех четырёх цилиндров низкого давления с использованием существующих роторов, обойм и корпусов ЦНД. При модернизации турбины по данному варианту облопачивание и диафрагмы 1...3 ступеней остаются без изменений (не модернизированные). Гарантированное повышение мощности турбоагрегата при модернизации 4-х и 5-х ступеней всех ЦНД составляет 16 МВт (см. рис. 4).

Паровые турбины для энергоблоков АЭС большой мощности

Для реализации программы ввода новых энергетических мощностей атомных электростанций ОАО «Турбоатом» предлагает использовать накопленный объединением опыт проектирования, изготовления и эксплуатации турбин мощностью 500 и 1000 МВт на частоту вращения ротора 1500 об/мин (турбин типа К-500-60/1500, К-1000-60/1500 и К-1000-60/1500-2).

В настоящее время из этой серии, изготовленных ОАО «Турбоатом» в количестве 22 турбоагрегатов, в эксплуатации на АЭС находятся 17 турбин с единичной мощностью 1000 МВт (8 турбин в Украине, 7 турбин в России и 2 турбины в Болгарии), см. рис. 5.

Ввод в эксплуатацию турбин мощностью 1000 МВт на 1500 об/мин в Украине и России осуществлялся с 80 г. по 90 г. прошлого столетия.

Турбоустановки на частоту вращения 1500 об/мин отличаются повышенной экономичностью и надёжностью. Уровень напряжений во многих элементах тихоходных турбин, в том числе в профильной и хвостовой частях рабочих лопаток и

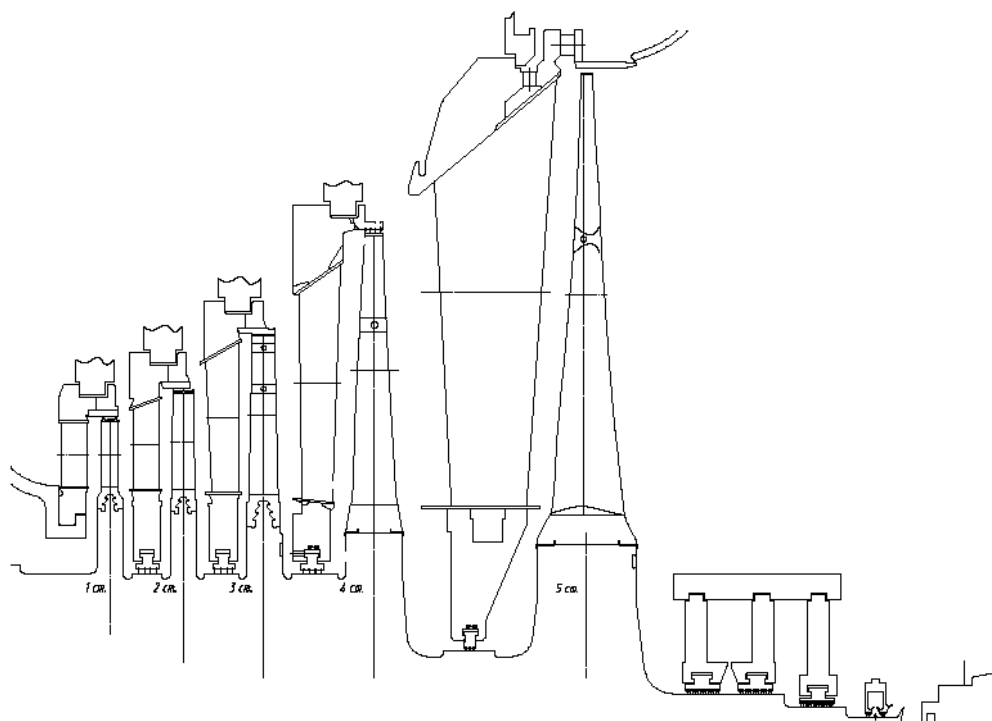


Рис. 4. Модернизация 4-х и 5-х ступеней турбины К-500-65/3000

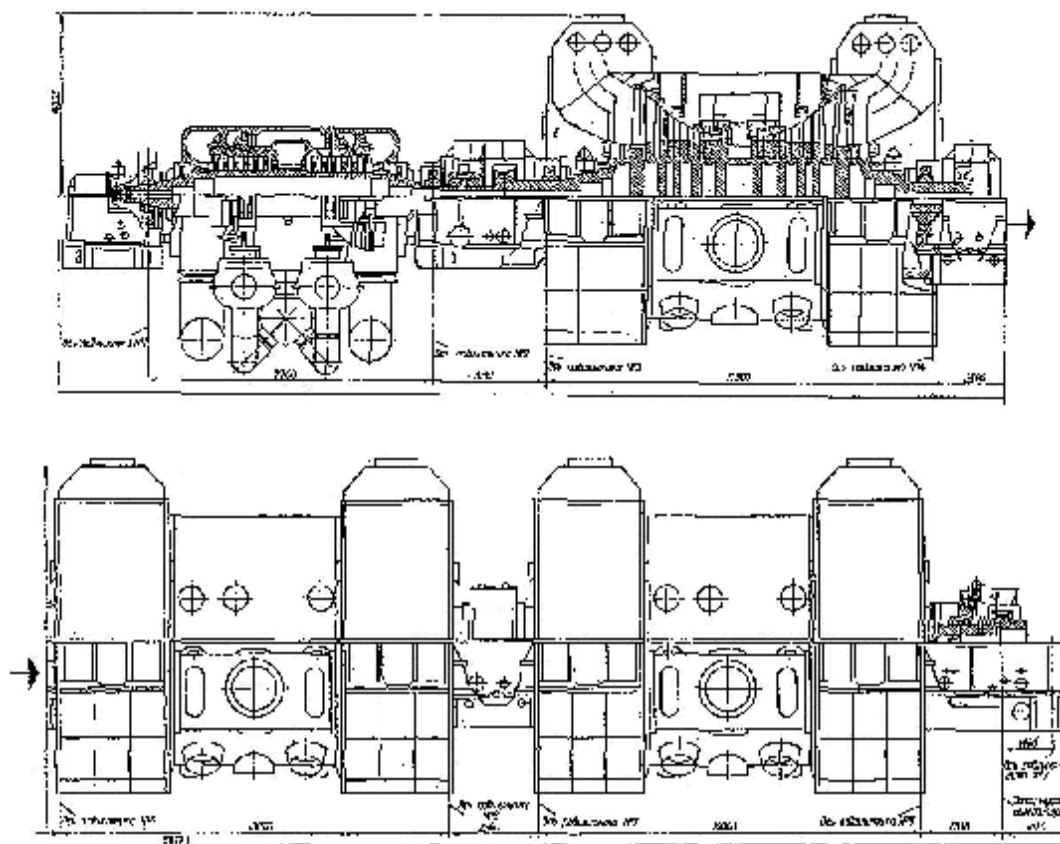


Рис. 5. Продольный разрез турбины К-1000-60/1500-2

дисков последних ступеней, ниже соответствующего уровня быстроходных турбин более чем в 1,5 раза. Кроме того, для деталей и узлов тихоходных турбин, используются только освоенные стали – не требующие применения титановых сплавов для рабочих лопаток последних ступеней.

В турбинах данного класса внедрены рациональные методы борьбы с эрозионно-коррозионными процессами – одной из главных проблем обеспечения работоспособности и долговечности влажнопаровых турбин. Решены задачи эффективного удаления влаги из проточной части ЦВД и последних ступеней ЦНД.

Важнейшим элементом турбин мощностью на частоту вращения 1500 об/мин производство ОАО «Турбоатом» является последняя ступень ЦНД с длиной рабочей лопатки 1450 мм с площадью выхлопа 18,9 м². Ступень надежно и экономично работает в широком диапазоне нагрузок. При расчетном давлении в конденсаторе 5,9 кПа турбина К-500-60/1500 мощностью 500 МВт выполнена с одним двухпоточным ЦНД, а турбины мощностью 1000 МВт, рассчитанные на давление в конденсаторе 4 кПа, – имеют три ЦНД.

На базе имеющихся конструкторско-технологических решений с использованием производственного и эксплуатационного опытов в создании турбин большой мощности, ОАО «Турбоатом» предлагает для строительства новых АЭС паровые турбины нового поколения мощностью 1100, 1200 МВт, в которых реализованы современные конструктивные и технические решения, обеспечивающие высокие показатели надёжности, экономичности и ремонтпригодности, а также есть возможность отпуска пара на теплофикационные нужды до 1000 МВт от каждой турбины.

При сохранении существующих конструкций корпусов и роторов ЦВД и ЦНД, модернизируются проточные части 1–7 ступеней ЦВД и 1–5 ступеней ЦНД.

В модернизируемых и вновь создаваемых турбоагрегатах будут внедрены:

- высокоэкономичные профили направляющих лопаток с овальной входной и относительно тонкой выходной кромками;
- усовершенствованные рабочие лопатки с цельнофрезерованными покрывными бандажами, имеющими многороссельные осерадиальные уплотнения (см. рис. 6);
- оптимальные закрытые и открытые межвенцовые зазоры;
- улучшенные формы меридиональных очертаний межступенчатых и межвенцовых зазоров;
- усовершенствованные диафрагменные и концевые уплотнения.

Турбины АЭС ОАО «Турбоатом» с повышенным давлением в конденсаторе

Используя опыт создания экономичных и надёжных турбин типа К-220-44 номинальной мощностью 220 МВт, рассчитанных на работу на свежем паре с давлением 4,31 МПа, температурой 255 °С и влажностью 0,5 %, ОАО «Турбоатом» по заданию индийской корпорации атомной энергетики NPCIL была спроектирована турбина типа К-240-4,0 мощностью 241,5 МВт на давление свежего пара 3,96 МПа и температуру 249,7 °С (см. рис. 7). Две турбины смонтированы на АЭС «Кайга» и две – на АЭС «Раджастан» (Индия), и сегодня по одной на каждой станции находятся в эксплуатации. Турбина состоит из одного пятиступенчатого цилиндра высокого давления и одного двухпоточного, по пять ступеней в каждом потоке, цилиндра низкого давления. Расчётное давление пара в конденсаторе 8,44 кПа. Длина рабочей лопатки последней ступени 1030 мм. Система регенерации состоит из одного ПВД, деаэратора и 4-х ПНД.

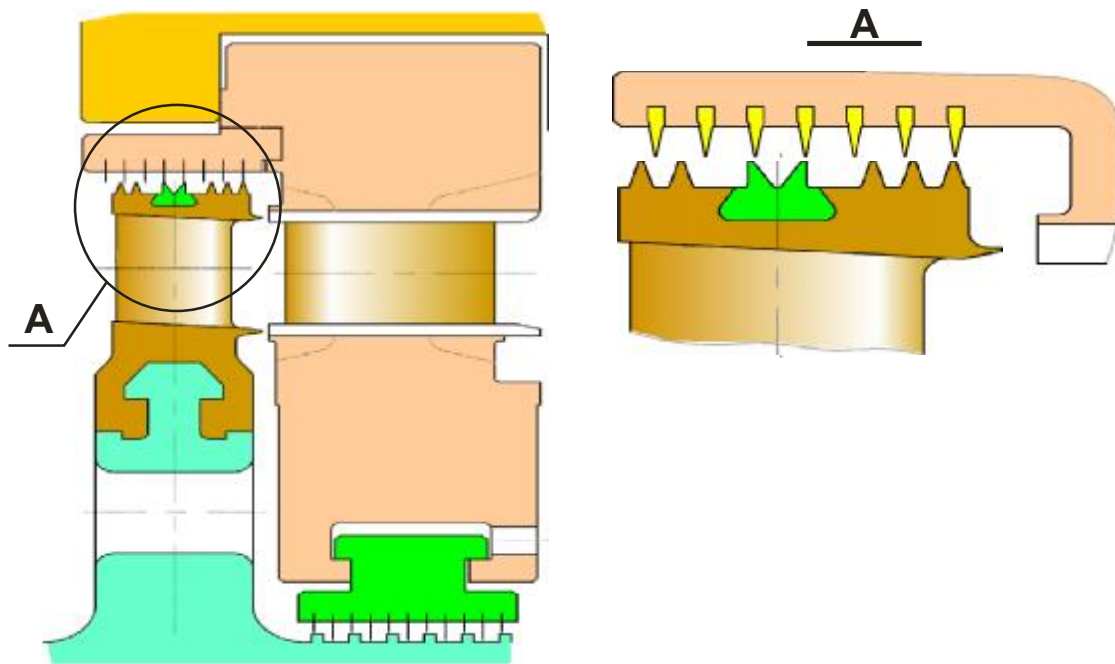


Рис. 6. Типовая ступень ЦВД с многоросельным периферийным осерadiальным уплотнением

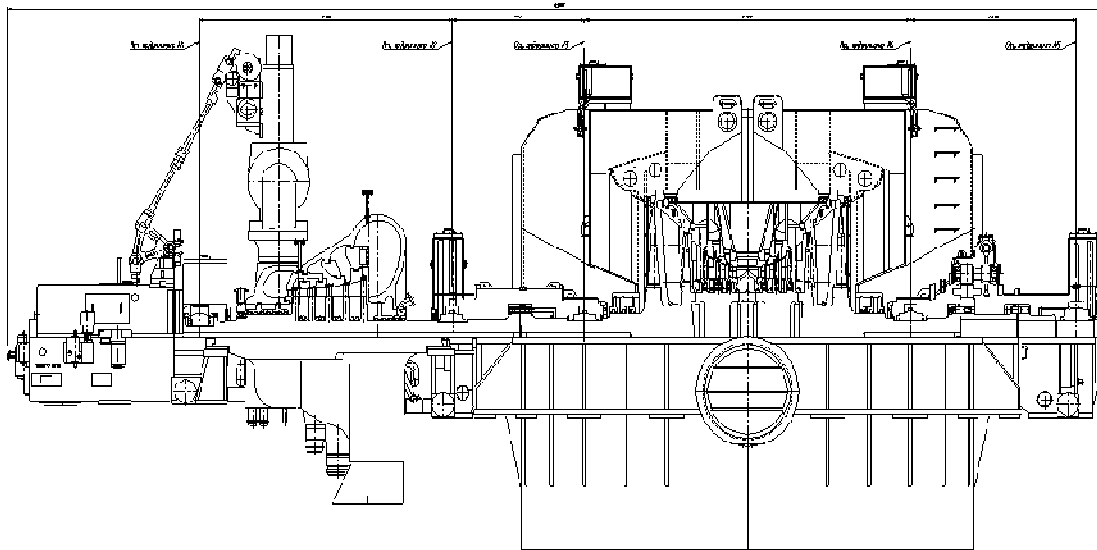


Рис. 7. Продольный разрез турбины К-240-4,0 для АЭС «Кайга» и «Раджастан» (Индия)

Список литературы: 1. Паротурбинные установки атомных электростанций / Под. ред. Ю.Ф. Косяка. – М.: Энергия, 1978. – 312 с. 2. Трояновский Б.М. Турбины для атомных электростанций / 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 182 с. 3. Филиппов Г.А. и др. Исследования и расчёт турбин влажного пара / Под. ред. М.Е. Дейча. – М.: Энергия, 1973. – 232 с.

© Левченко Е.В., Швецов В.Л., Кожешкурт И.И., Лобко А.Н., 2010
Поступила в редколлегию 11.02.10

УДК 621.165:532.6

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; Институт проблем машиностроения
им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

Е.В. ЛЕВЧЕНКО, канд. техн. наук; первый зам. генерального директора –
генеральный конструктор ОАО «Турбоатом», г. Харьков

В.Л. ШВЕЦОВ, главный конструктор ПТ и ГТ ОАО «Турбоатом», г. Харьков

А.И. КОСЬЯНОВА, аспирантка Национального технического университета
«Харьковский политехнический университет», г. Харьков

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ 2-й СТУПЕНИ ЦВД ТУРБИНЫ К-325-23,5 ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ УГЛАХ ОБТЕКАНИЯ ПОТОКА

Представлено результати чисельного дослідження просторової в'язкої течії в проточній частині відсіку, що складається з перших двох ступенів ЦВД парової турбіни К-325-23,5. Запропоновано нову форму лопатки НА 2-го ступеня, малочутливу до нерозрахункових кутів натікання потоку, використання якої дозволило значно підвищити газодинамічну ефективність проточної частини.

The results of the numerical research of the 3D viscous flow in the flowing part of the compartment, which consists of the first two stages of the high-pressure cylinder of steam turbine K-325-23,5 are presented. A new form of blade of the second stage directing device is offered. The application of this form, which is insensitive to the unsettled angles of the flow accumulation, has allowed to significantly improve gas-dynamic efficiency of the flowing part.

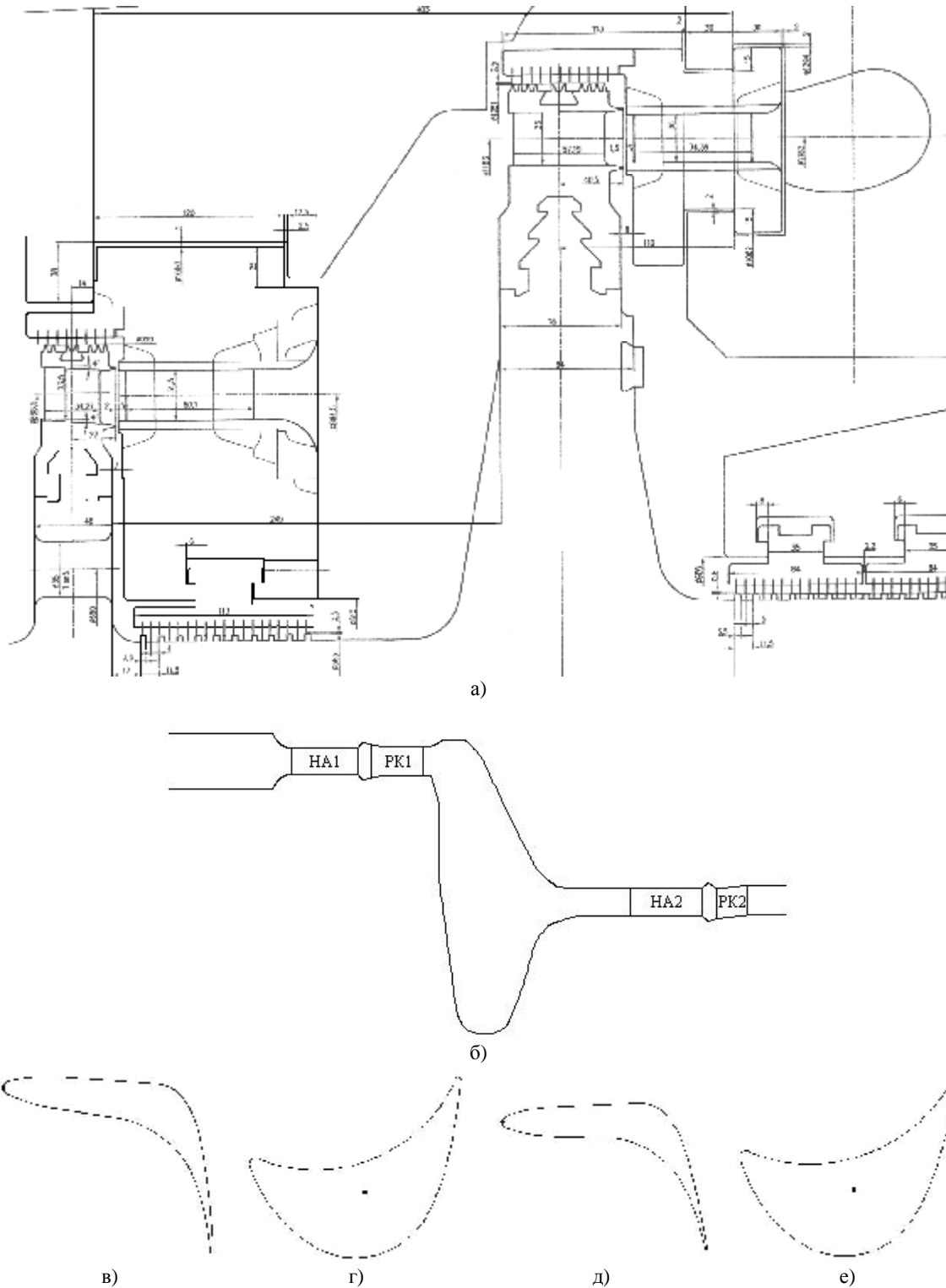
Введение

Турбоустановки мощностью 300 МВт составляют значительную часть парка паровых турбин тепловой энергетики Украины. Так, на тепловых электростанциях работает 42 установки этого типа, ввод которых в эксплуатацию приходился на период с 1963 по 1988 гг., и к настоящему времени их наработка приближается либо превзошла 200000 ч, что вдвое больше установленного ресурса. Поэтому в ближайшее время необходимо выполнить либо модернизацию, либо замену этих турбин. Наиболее целесообразно для этих целей использовать турбину К-325-23,5, которая, с одной стороны, отвечает мировым стандартам по экономичности и надежности, а с другой – имеет габариты, позволяющие разместить ее в существующих машзалах.

Одним из наиболее проблемных элементов проточных частей паровых турбин, в том числе турбины К-325-23,5, являются первые ступени цилиндра высокого давления (ЦВД), на характер обтекания которых наибольшим образом влияет изменение режима работы. В статье представлены результаты численного исследования пространственного течения в межлопаточных каналах первой (регулирующей) и второй ступеней ЦВД турбины К-325-23,5, предложена новая форма лопаток направляющего аппарата (НА) 2-й ступени, позволившая существенно повысить эффективность проточной части.

Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента

На рис. 1 представлен вид, а в таблице 1 – основные геометрические характеристики проточной части первых двух ступеней ЦВД турбины К-325-23,5.



а – эскиз отсека 1-й и 2-й ступеней; б – меридиональное сечение;
 в – НА 1-й ступени; г – РК 1-й ступени; д – НА 2-й ступени; е – РК 2-й ступени

Рис. 1. Проточная часть ЦВД паровой турбины. Меридиональное сечение.
 Профили лопаток первой и второй ступеней

Таблица 1

Геометрические характеристики ступеней ЦВД паровой турбины

Параметр	НА1	РК1	НА2	РК2
l/b (на среднем диаметре)	0,468*	0,533	0,491*	0,924
D_{cp} , м	1,182	1,183	0,8645	0,8685
t/b (на среднем диаметре)	0,893*	0,834	0,732*	0,836
D/l	39,4	35,8	27,4	25,9
Z , шт	52**	72	58	90
$\alpha_{1эф}$, $\beta_{2эф}$, градус	9,85	16,97	12,68	19,7

* рассчитано по величине хорды «исходного» профиля ($b = 64,1$ мм).

** степень парциальности 0,8.

Численные исследования проводились с помощью математической модели трехмерного турбулентного течения [1, 2], которая обладает необходимой достоверностью получаемых результатов как по качественной структуре потока, так и по количественной оценке аэродинамических характеристик проточных частей турбомашин [3, 4].

Расчеты выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом 2633472 ячеек при условиях, соответствующих номинальному режиму работы турбины: частота вращения ротора – 3000 об/мин; полная температура на входе – 535,5 °С; полное давление на входе – 228 кгс/см²; статическое давление на выходе – 168,1 кгс/см².

Численные результаты

На рис. 2 и рис. 3 показана визуализация течения в исследуемой проточной части.

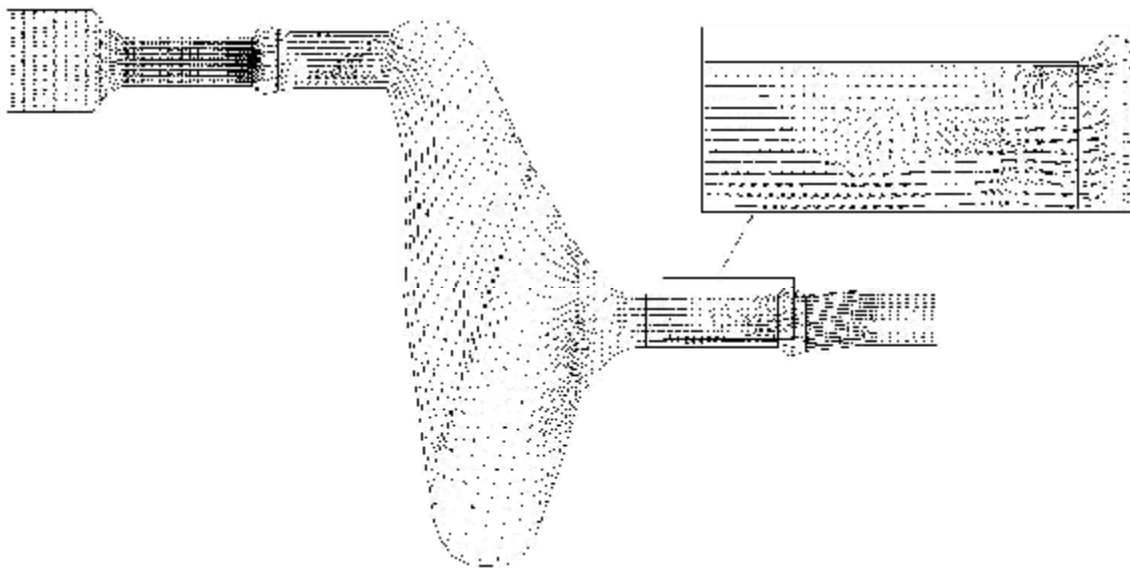


Рис. 2. Векторы скорости. Среднее сечение в меридиональной плоскости

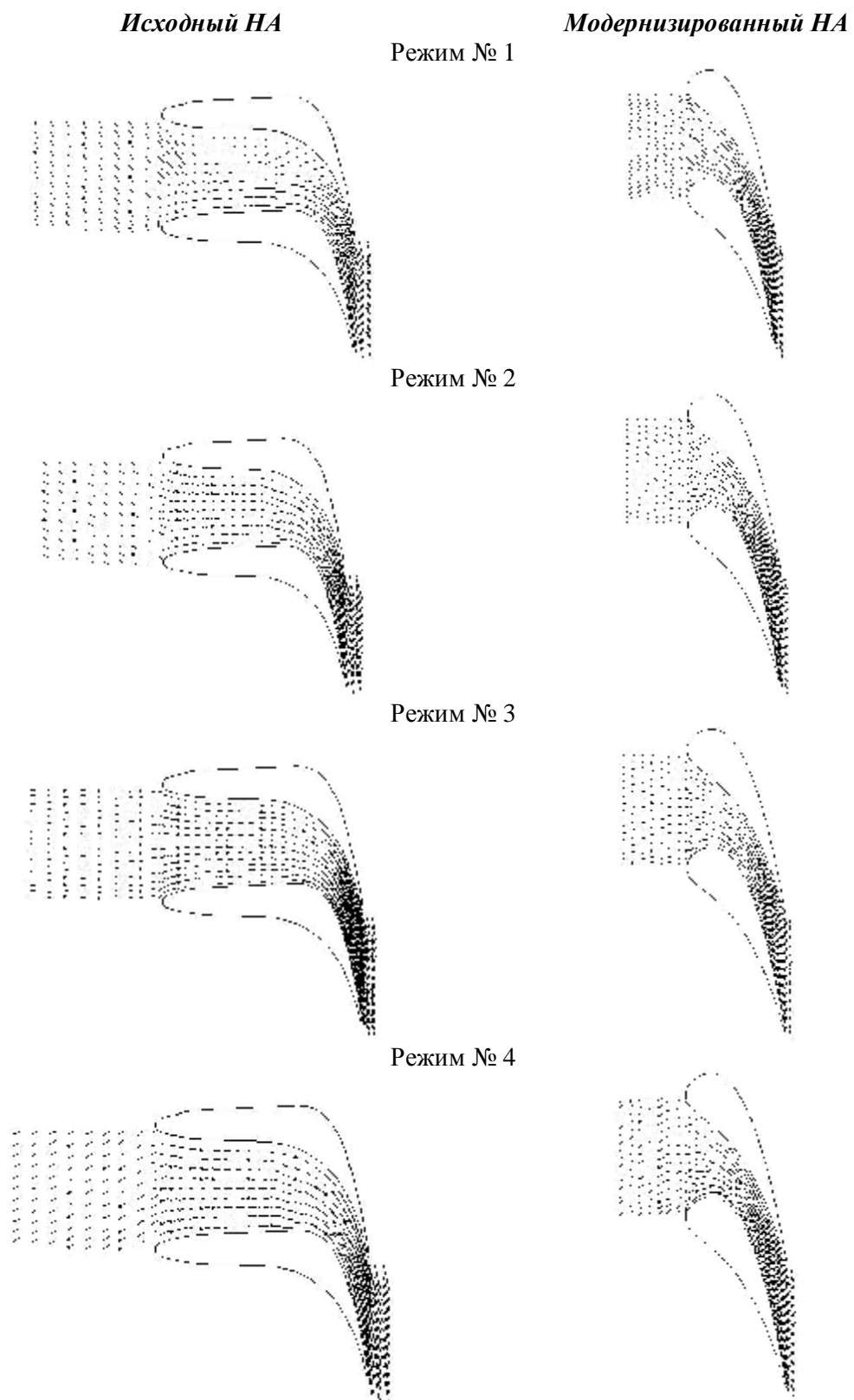


Рис. 5. Векторы скорости. Среднее сечение канала НА второй ступени

Потери кинетической энергии во 2-й ступени, %

Режим	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Исходная ступень	17,77	13,02	12,63	12,71
Модифицированная ступень	12,48	11,84	11,8	11,89

Из представленных результатов видно, что разработанный профиль лопатки НА менее чувствителен к нерасчетным углам натекания потока, за счет чего обеспечивается практически безотрывное обтекание и существенное снижение потерь кинетической энергии (на 0,8–5,3 %) во 2-й ступени в широком диапазоне режимов работы.

Далее было рассмотрено обтекание в проточной части отсека 1-й и 2-й ступеней ЦВД с модернизированной лопаткой НА № 2 на номинальном режиме работы турбины. На рис. 6 и рис. 7 показана визуализация полученных результатов расчета.

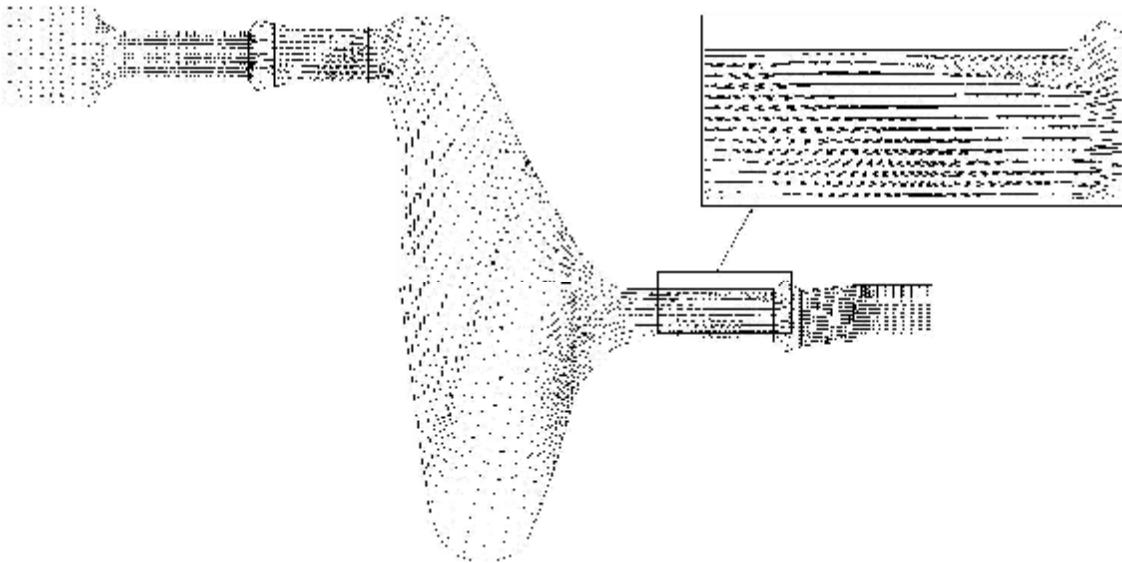
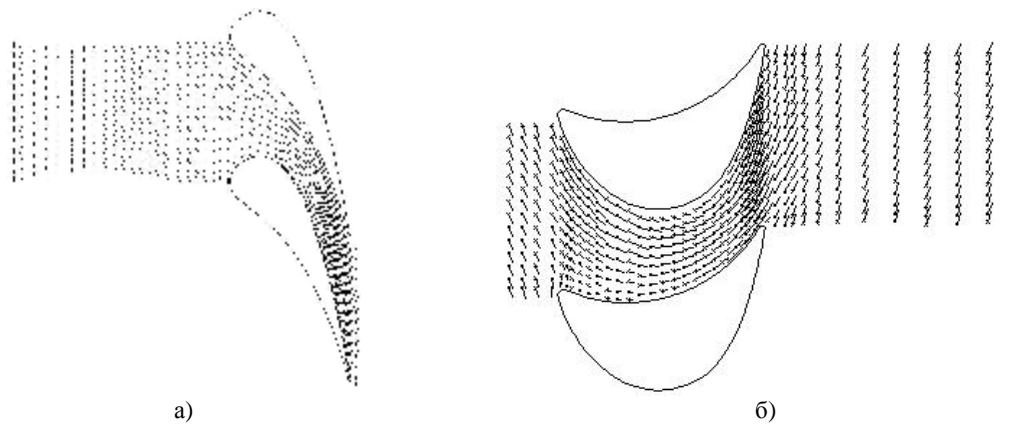


Рис. 6. Векторы скорости. Среднее сечение в меридиональной плоскости



а) – среднее сечение канала НА 2-й ступени; б) – среднее сечение канала РК 2-й ступени

Рис. 7. Векторы скорости

В модернизированной проточной части существенно уменьшились отрывные течения в ступени № 2, следствием чего является значительное увеличение эффективности работы проточной части. Так, потери кинетической энергии для первой ступени составляют 19,1 %, для второй – 14,0 % и в двух ступенях – 18,7 %. Эффект от применения модернизированного НА для проточной части в составе 2-х ступеней выше по сравнению с полученным при исследовании изолированной 2-й ступени. Это свидетельствует о том, что предлагаемая лопатка НА обеспечивает более благоприятное обтекание при нерасчетных углах натекания потока не только в окружном направлении, но и в меридиональной плоскости, а также при неравномерном распределении параметров по высоте канала (эти факторы не учитывались при исследовании изолированной 2-й ступени).

Заклучение

Выполнено численное исследование течения в отсеке, состоящем из первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5 на номинальном режиме работы. Предложена новая форма лопатки НА 2-й ступени, малочувствительная к нерасчетным углам натекания потока, применение которой позволило снизить потери кинетической энергии на 6,2 %. Данная конструкция лопаточного венца является предварительной и может быть уточнена для удовлетворения требований по прочности и вибропрочности. В дальнейшем планируется рассмотреть возможность использования в качестве 1-х (регулирующих) ступеней ЦВД ступени радиально-осевого типа.

Список литературы: 1. Свідощтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовісцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Ершов, А.В. Русанов. – 19.02.1996. 2. Русанов А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов // Монография. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 3. Lampart P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. – 2002, No. 122. – P. 63–70. 4. Хомылев С.А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода / С.А. Хомылев, С.Б. Резник, С.В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2008. – № 6. – С. 23–31. 5. Русанов А.В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А.В. Русанов, Н.В. Пашенко, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2. – С. 32–37.

© Русанов А.В., Левченко Е.В., Швецов В.Л., Косьянова А.И., 2010
Поступила в редколлегию 15.02.10

УДК 621.165.65-192

О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, д-р техн. наук; доц. НТУУ «КПИ», г. Киев

А.П. БОВСУНОВСКИЙ, д-р техн. наук; в.н.с. Института проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, г. Киев

Е.В. ШТЕФАН, канд. техн. наук; доц. Национального университета пищевых технологий, г. Киев

Р.И. ГУДОВ, магистр НТУУ «КПИ», г. Киев

РАСЧЕТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ВАЛА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 200 МВт ВСЛЕДСТВИЕ ЕГО КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Проведено розрахункове та експериментальне дослідження циклічної міцності металу роторної сталі 25Х1М1ФА при крутильних коливаннях для парових турбін енергоблоків потужністю 200 МВт, що відпрацювали у реальних умовах більше 275 тис. годин. Отримана крива багато циклової утомленості зразків зі сталі 25Х1М1ФА при симетричному крученні при температурі 20 °С, амплітудна залежність логарифмічного декременту крутильних коливань сталі 25Х1М1ФА при симетричному циклі навантаження і різних середніх напруженнях циклу. Визначено розрахунковий залишковий ресурс валу турбіни К-200-130 ТЕС з урахуванням сумарної дії багатоциклової утомленості від крутильних коливань та малоциклової утомленості від дії термічних навантажень.

It is spent settlement and an experimental research of cyclic durability rotor's steels 25Cr1MWA at torsion for steam turbines of power units by capacity 200 MWt, the 275 thousand which have fulfilled in actual practice more 275000 ours. Are received a curve of multi cyclic weariness of samples from a steel 25Cr1MWA at symmetric torsion at temperature 20 °C, peak dependence of logarithmic decrement torsion steel fluctuations 25Cr1MWA at a symmetric cycle stress and various average pressure of a cycle. The settlement residual resource of a shaft of turbine K-200-130 TES taking into account total influence of multi cyclic weariness from torsion fluctuations and little cyclic weariness from influence of thermal loadings is defined.

Введение

Мировой энергетикой зафиксирован ряд аварийных исходов по причине накопления крутильной усталостной повреждаемости валов паровых турбин. Анализ причин аварии Каширской ГРЭС в 2002 г. при разрушении турбоагрегата 300 МВт показал, что причиной разрушения вала стало его усталостное повреждение в результате крутильных колебаний [1, 2].

Одним из основных типов колебаний роторов турбомашин являются переходные колебания, возникающие от воздействия на ротор внезапной разбалансировки, короткого замыкания (КЗ) в электрической цепи за генератором и землетрясения. Крутильные колебания вала с большой амплитудой могут возникнуть вследствие короткого замыкания, грубого (несинфазного) включения, быстрого повторного включения генератора в сеть. Переходные колебания возникают также при аварийном отключении генератора системой защиты. Особенно серьезным является двухфазное короткое замыкание, при котором на ротор электрического генератора действует переменный электродинамический крутящий момент, превышающий в несколько раз значения максимального крутящего момента на валу. Мониторингу в настоящее время подвергаются поперечные колебания вала, контроль крутильных колебаний валов на работающих турбоагрегатах не проводится.

Целью работы было экспериментальное и расчетное исследование многоциклового усталости металла роторной стали от крутильных колебаний и определение остаточного ресурса вала паровой турбины К-210-130.

Расчетное исследование напряженно-деформированного состояния вала паровой турбины К-200-130 от крутильных колебаний при различных режимах работы ТЭС

Возникающий дисбаланс между электромагнитным моментом на роторе генератора и механическим крутящим моментом на валу турбины возбуждает крутильные колебания вала турбины. Амплитуда крутящего момента может в несколько раз превышать значения соответствующие номинальной мощности турбины [3, 4].

Крутящий момент создается на колесе каждой ступени турбомшины, суммируется и в конечном сечении передается генератору [1]. Максимальное значение крутящего момента достигается на участке вала между роторами низкого давления (РНД) и генератора (РГ). Расчет граничных условий для крутильных колебаний вала турбины К-200-130 произведен на переменных режимах работы согласно рекомендациям [1]. Максимальный крутящий момент на валу в зоне РНД-РГ составляет 0,65 МН·м.

Для создания трёхмерной модели вала паровой турбины К-200-130 использовалась система графического моделирования *AutoCAD*, позволяющая без искажений или потерь данных перенести геометрическую модель вала в программную систему *ANSYS*. В качестве исходных данных для построения модели вала использовалась конструкторская документация паровой турбины К-200-130. Вал представлялся из двух частей, которые соединены посредством муфты; первая часть – роторы высокого (РВД) и среднего (РСД) давления, вторая часть – ротор низкого давления (РНД). Диски ступеней давления приняты цилиндрической формы с гладкой поверхностью.

Для анализа собственных форм и частот колебаний геометрической модели [5] использовали подсистему *Modal analysis* программной системы *ANSYS*. Для расчета вынужденных колебаний вала К-200-130 при эксплуатационных режимах использована подсистема *Transient Analysis* программной системы *ANSYS*. На стационарном режиме работы паровой турбины К-200-130 распределение напряжений вала для характерных моментов времени представлено на рис. 1. Максимальные напряжения возникают в зоне соединительной муфты и в концевом сечении – зоне генератора и составляют 66–124 МПа. Максимальный размах напряжений от крутильных колебаний возникает в сечении между РСД и РНД и составляет порядка 25–28 МПа.

В работе выполнен расчет режима КЗ при изменении реактивного крутящего момента на валу турбины К-200-130 по закону: а) возрастание нагрузки $M_p = M_{ном} + 2M_{ном} \cdot (t/0,2T)$, при t от 0 до $0,2T$, где T – период при частоте 37,7 Гц; б) время действия нагрузки $M_p = 3M_{ном}$ принято равным $0,4T$; в) спад нагрузки $M_p = 3M_{ном} - 2M_{ном} \cdot (t/0,1T)$, при t от 0 до $0,1T$. Из анализа характера распределения напряжений видно, что максимальные напряжения при КЗ возникают в зоне соединительной муфты и в концевом сечении – зоне генератора и достигают 280–305 МПа (рис. 2).

Результаты расчетов напряжений вала паровой турбины К-200-130 для двух характерных сечений (1 – между РСД и РНД, а 2 – между РНД и РГ) показали, что максимальный размах напряжений от крутильных колебаний возникает в режиме КЗ в сечении РНД-РГ и составляет порядка 200–210 МПа.

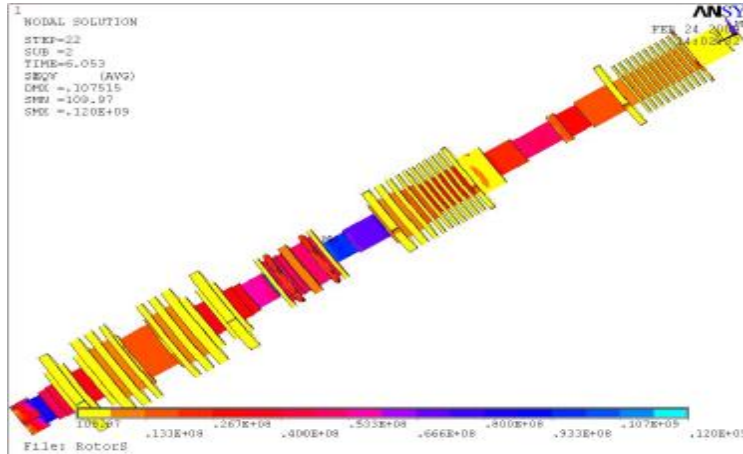


Рис. 1. Напряжения вала турбины К-200-130 в момент времени 6,053 с (стационарный режим)

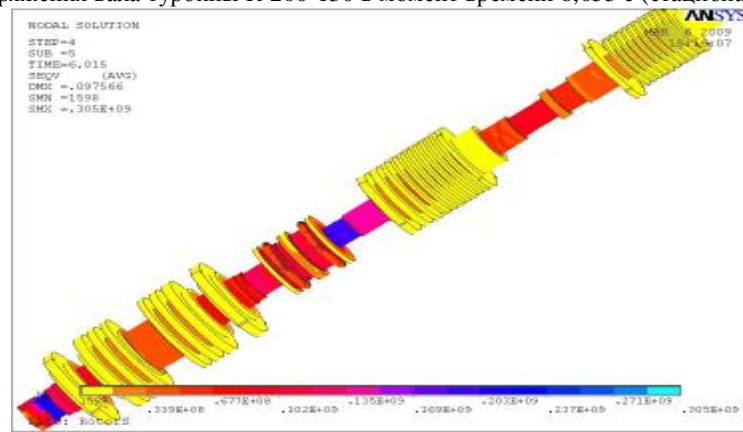


Рис. 2. Напряжения вала турбины К-200-130 в момент времени 6,015 с (режим К3)

Экспериментальные исследования многоциклового усталости и демпфирующих свойств роторной стали 25X1M1ФА при кручении

Экспериментальные исследования образцов из роторной стали 25X1M1ФА выполнялись на созданной в ИПП НАН Украины универсальной испытательной установке КД-1М [6]. Установка предназначена для определения усталостных и демпфирующих свойств материалов при различных видах деформирования в широком диапазоне температур (20...800 °С) и асимметрии цикла деформирования. Испытывались цилиндрические образцы, вырезанные из РСД турбины К-200-130 с наработкой 275 тыс.ч эксплуатации. Образцы представляли собой цилиндр с диаметром рабочей части 10 мм, что соответствует типу II образцов для испытаний на усталость [7].

Для определения зависимости логарифмического декремента крутильных колебаний образца из стали 25X1M1ФА от амплитуды касательных напряжений использована колебательная система в виде крутильного маятника с одной степенью свободы. После динамической тарировки системы измерения на заданный уровень напряжений система возбуждения выключалась, автоматически осуществлялась регистрация затухающего колебательного процесса и его обработка. Испытания проведены при трех начальных уровнях амплитуды напряжений $\tau_{max} = 50, 100$ и 150 МПа. Характеристика демпфирования крутильных колебаний стали 25X1M1ФА существенно и слабо нелинейно зависит от амплитуды колебаний, изменяясь от

0,037 % до 2 % в исследованном диапазоне напряжений, т.е. более чем в 50 раз (рис. 3). Начальная амплитуда напряжений не влияет на амплитудную зависимость декремента.

Кривая усталости при симметричном кручении и нормальной температуре для стали 25Х1М1ФА получена по результатам испытаний пятнадцати образцов (рис. 4). База испытаний в соответствии с ГОСТ [7] была принята $10 \cdot 10^6$ циклов. Предел выносливости материала при этих условиях оказался равным $\tau_{-1} = 230$ МПа.

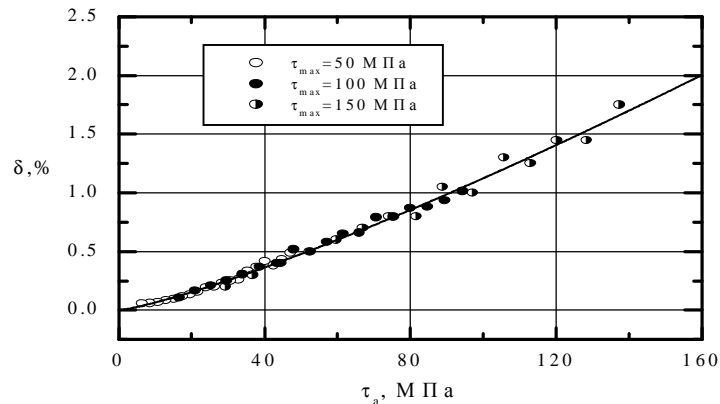


Рис. 3. Логарифмический декремент крутильных колебаний образцов из стали 25Х1М1ФА

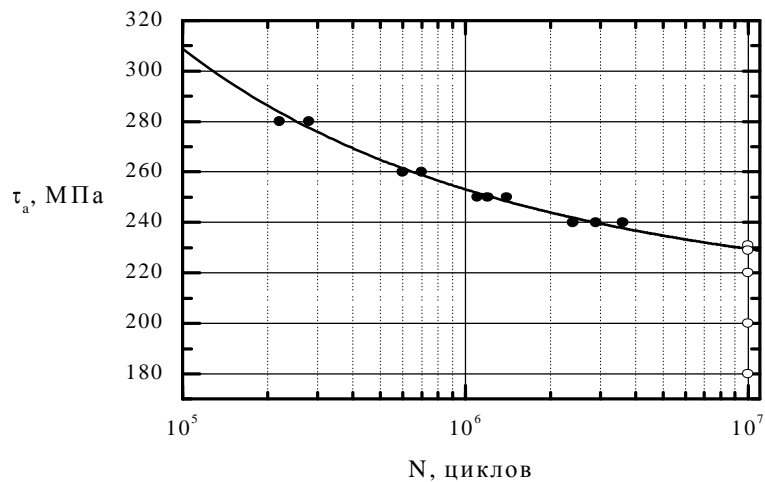


Рис. 4. Кривая усталости образцов из стали 25Х1М1ФА при симметричном кручении $t = 20$ °С (темные точки соответствуют разрушенным образцам, светлые – простоявшим базу испытаний)

Для определения предела выносливости стали 25Х1М1ФА использовался метод, основанный на особенностях амплитудной зависимости характеристики демпфирования колебаний. Абсцисса перелома амплитудной зависимости указала на предел выносливости материала (для образца он составил $\tau_{-1} = 226$ МПа). Следовательно, в результате кратковременного испытания одного образца можно достаточно точно оценить базовую характеристику циклической прочности материала. Для повышения точности такой оценки таким же способом были испытаны два образца. По результатам испытания предел выносливости образцов из стали 25Х1М1ФА составил $\tau_{-1} = 235$ и 232 МПа. Среднее значение по результатам испытаний трех образцов составило $\tau_{-1} = 231$ МПа, что практически совпадает с пределом выносливости данной стали, определенным традиционным способом ($\tau_{-1} = 230$ МПа).

Расчетная оценка поврежденности и остаточного ресурса вала паровой турбины К-200-130 вследствие крутильных колебаний

При расчете колебаний вала режим КЗ моделировался прямоугольным импульсом, амплитуда которого определялась наперед заданным соотношением между реактивным и номинальным крутящими моментами ($M_{КЗ} = 3M_{ном}$ и $M_{КЗ} = 6M_{ном}$), а продолжительность КЗ была принята $T_{КЗ} = 0,015$ и $0,078$ с. Имело место максимальное циклическое повреждение в случае длительности КЗ $T_{КЗ} = 0,56T_{СК}$ с амплитудой реактивного момента, равной 6-ти номинальным. Циклическая поврежденность роторной стали по разным теориям прочности находится в пределах $\Pi = 0,56 \dots 4,24$ %.

Расчет стационарного (нерезонансного) режима нагружения вала был выполнен при амплитуде вынуждающей силы, равной 20 % номинального крутящего момента, и частоте 50 Гц. Амплитуда максимальных касательных напряжений в сечении РСД-РНД τ_a равна 14 МПа при среднем напряжении цикла $\tau_m = 82$ МПа. Расчет существенно упрощался за счет постоянства амплитуды напряжений при стационарных колебаниях. Амплитуды максимальных касательных напряжений, при превышении которых начинается циклическое повреждение материала, существенно зависят от среднего напряжения цикла деформирования. При номинальном крутящем моменте на валу, приводящем к возникновению касательных напряжений в сечении РСД-РНД $\tau_m = 82$ МПа, допустимая амплитуда циклических напряжений τ_a равна 92,0 МПа. Запас циклической прочности составляет 6,571 раза. Накопление усталостного повреждения при такой амплитуде напряжений может иметь место лишь при превышении величины среднего напряжения цикла $\tau_m = 220$ МПа. Наиболее консервативный результат предсказывает четвертая теория прочности с кривой предельных амплитуд Гудмана, а именно количество циклов до разрушения составляет $N_{разр} = 4,9 \cdot 10^{10}$ циклов, что соответствует 272 тыс. ч эксплуатации вала. Остальные теории предсказывают долговечность вала, превышающую 300 тыс. ч. Расчет был ограничен базой 300 тыс. ч или $5,4 \cdot 10^{10}$ циклов.

Остаточный ресурс паровой турбины К-200-130 ТЭС, рассчитанный по наиболее консервативному подходу ($\Pi = 4,24$ %) приведен в таблице 1. Нарботка энергоблоков ст. № 11, 13–15 ТЭС приведена по состоянию на 01.10.2009 года. Для сравнения поврежденности от температурных напряжений, давления и других нагрузок [8], исследованных ранее по методикам [9–11], в табл. 1 приведены данные по состоянию на 01.04.2008 год. Также необходимо учесть, что за весь период эксплуатации по данным станции было зафиксировано три КЗ. При этом измерение величины крутящего момента на валу не производили, т.е. отсутствуют точные данные по величине крутящего момента на валу в момент КЗ.

Таблица 1

Остаточный ресурс вала паровой турбины К-200-130 ТЭС

Номер блока	Нарботка, час	Год выпуска	Поврежденность		Остаточный ресурс
			температурные напряжения	крутильные колебания	
№ 11	287304	24.09.1963	0,6514	0,0424	30968
№ 13	254079	29.08.1968	0,4844	0,0424	52466
№ 14	247001	13.12.1968	0,4783	0,0424	52554
№ 15	255690	28.12.1969	0,4024	0,0424	74793

По состоянию на данный момент развитие повреждений валов под действием колебательных скручивающих нагрузок трудно предсказуемо. Турбостроительные

фирмы пришли к заключению о необходимости оснащения турбоагрегатов средствами контроля крутильных колебаний [12, 13].

Выводы

1. Получены экспериментальные данные о циклической прочности роторной стали 25X1M1ФА при кручении: кривая многоциклового усталости образцов из стали 25X1M1ФА при симметричном кручении при температуре 20 °С; амплитудная зависимость логарифмического декремента крутильных колебаний стали 25X1M1ФА при симметричном кручении и различных средних напряжениях цикла ($\tau_m = 0$ МПа и $\tau_m = 300$ МПа). Также получена диаграмма предельных амплитуд для стали 25X1M1ФА при циклическом кручении при температуре 20 °С.

2. Наиболее высокий уровень касательных напряжений на валу турбины К-200-130 ТЭС получен при режиме КЗ. Максимальные касательные напряжения возникают в двух сечениях: в зоне РСД-РНД ($\tau_{max} = 82$ МПа) и в зоне РНД-РГ ($\tau_{max} = 59$ МПа). Уровень напряжений ниже предела прочности роторной стали 25X1M1ФА при кручении, что обеспечивает статическую прочность вала.

3. Экспериментальные и расчетные исследования циклической прочности стали 25X1M1ФА при кручении в результате одного КЗ показали, что реальная поврежденность вала паровой турбины К-200-130 равна 0,63 %.

При консервативном подходе к оценке поврежденности от крутильных колебаний ($P_{кр} = 4,24$ %) расчетный остаточный ресурс вала турбины К-200-130 с учетом воздействия многоциклового усталости от крутильных колебаний и малоциклового усталости от термических нагрузок составляет 30968–74793 ч.

Список литературы: 1. Костюк А.Г. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – М.: МЭИ, 2008. – 556 с. 2. Загретдинов И.Ш. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5-15. 3. Лейзерович А.Ш. Накопление усталостной повреждаемости металла роторов паровых турбин из-за колебательных крутильных нагрузок, вызванных взаимодействием с энергосистемой / А.Ш. Лейзерович // Энергохозяйство за рубежом. – 1982. – № 4. – С. 12-16. 4. Глебов И.А. Скручивающие моменты на валу турбоагрегата при отключении коротких замыканий / И.А. Глебов, Е.Я. Казовский, Э.Е. Остроумов, Г.Е. Рубисов // Электричество. – 1978. – № 2. – С. 22-26. 5. Штефан Є.В. Інформаційні технології дослідження вібраційних процесів у роторах турбомашин / Є.В. Штефан, А.П. Бовсуновский, О.Ю. Черноусенко, Д.А. Башта // Вибрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3 (55). – С. 48-50. 6. Матвеев В.В. Методика экспериментального исследования демпфирующей способности материалов при бигармоническом деформировании в условиях однородного напряженного состояния / В.В. Матвеев, А.П. Бовсуновский // Проблемы прочности. – 1986. – № 10. – С. 118-122. 7. ГОСТ 25.502-79. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 32 с. 8. Черноусенко О.Ю. Обобщение и анализ результатов расчетного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВТ и ЦСТ турбины К-200-130 блока 200 МВт / О.Ю. Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». – 2008. – № 6. – С. 107-111. 9. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. 10. РТМ 108.021.103-85. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с. 11. 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. – 153 с. 12. Патенты: N4051427, 4057714, 4255978, 4282756 (США), 2543587 (ФРГ), 52-56316 (Япония). 13. Решения Всероссийского совещания-семинара «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций», 5-8 декабря 2005.

© Черноусенко О.Ю., Бовсуновский А.П., Штефан Е.В., Гудов Р.И., 2010
Поступила в редакцию 03.03.10

УДК 621.165

В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков

Т.Н. ФУРЦОВА, ассистентка УИПА, г. Харьков

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

Проведено дослідження трьохопорного грибовидного хвостового з'єднання в межах пружних деформацій в об'ємній постановці задачі за допомогою програмного комплексу *ANSYS*, виконано порівняння одержаних результатів з експериментальними даними. Проведений аналіз впливу геометрії конструкції на розподіл напруг.

Research three-basic tail connection within elastic deformations in volume statement of a problem by means of program complex *ANSYS* is conducted, comparison of the received results with experimental data is executed. The analysis of influence of geometry of a design on distribution of pressure is carried out.

Безаварийная работа турбоагрегатов в значительной мере зависит от надежности лопаточного аппарата. К наиболее ответственным и напряженным узлам проточной части относятся хвостовые соединения для крепления рабочих лопаток на роторе. Эти соединения характеризуются неравномерностью распределения силовых линий в объеме хвостовика, на формирование которых оказывают влияние: характер приложения внешней нагрузки, неравномерность распределения реактивных усилий по опорам хвостовика и концентрация напряжений, обусловленная геометрией.

В работе [1] приведены результаты исследования напряженного состояния трехопорного грибовидного хвостового соединения в рамках двухмерной задачи теории упругости. Показано, что наиболее напряженными являются сечения хвостовика, лежащие в плоскостях опорных поверхностей и при идеальном контакте зубцов хвостовика и грибка обода диска усилия по опорным площадкам распределяются следующим образом: верхняя опора воспринимает 38,7 % от общего действующего усилия, средняя – 29,6 %, нижняя – 31,7 %.

Поскольку при достаточно большом шаге хвостовика в окружном направлении распределение напряжений в нем характеризуется сложностью картины объемного напряженно-деформированного состояния (НДС), проведено исследование трехопорного грибовидного хвостового соединения в пределах упругих деформаций в объемной постановке задачи с помощью программного комплекса *ANSYS*. Для расчета использовался элемент *SOLID 95*, позволяющий с достаточно высокой степенью точности описывать объемные тела сложной формы. Контакт задавался по всем опорным поверхностям хвостовика и грибка обода диска, включая бурты диска. Учет контактного взаимодействия осуществлялся при помощи контактных элементов *CONTA 174* и *TARGE 170*, характеризующих собой деформируемую и внедряемую поверхность. Учитывая симметрию хвостовика относительно радиальной плоскости, рассматривалась половина модели. Для моделирования влияния профиля лопатки нагрузка прикладывалась в средней зоне переходного участка между лопаткой и хвостовиком. Расчетная модель хвостового соединения представлена на рис. 1.

На рис. 2 показано влияние внешней нагрузки на распределение напряжений по толщине хвостовика.

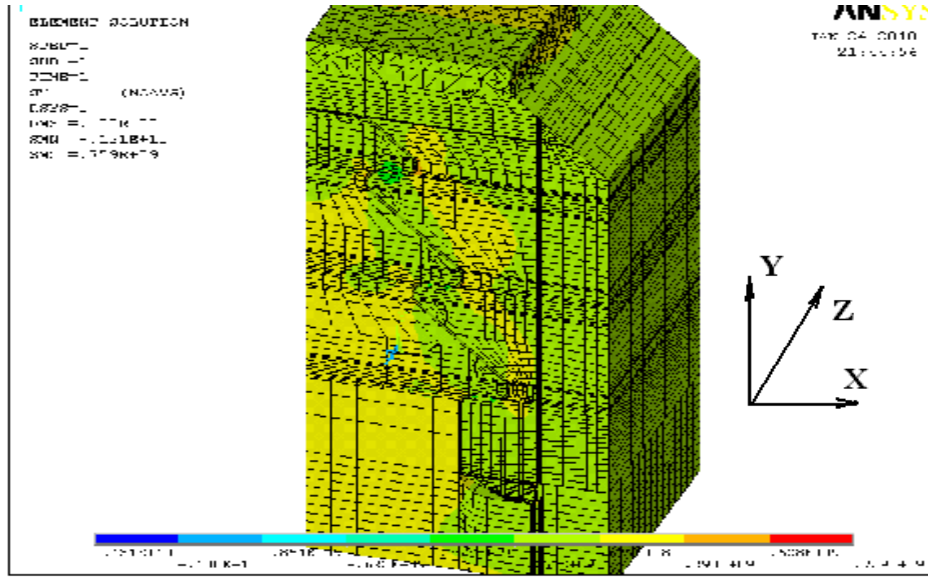


Рис. 1. Распределение напряжений на внешних обводах хвостового соединения

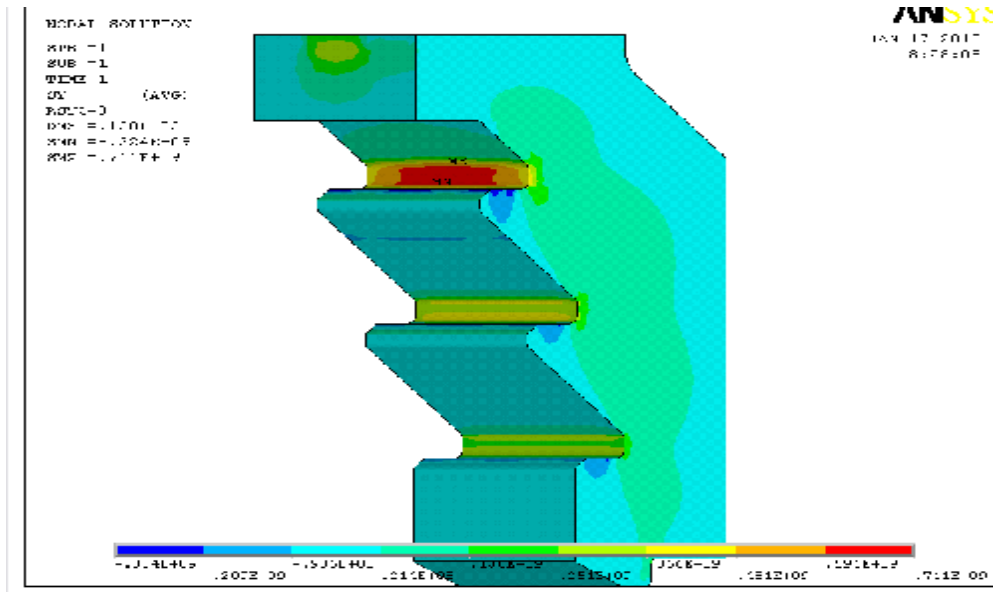


Рис. 2. Распределение напряжений по толщине хвостовика

Напряжения максимальных значений при этом достигают в средней зоне верхней опорной площадки и уменьшаются к торцам хвостовика. Определяющую роль здесь играет концентрация внешней нагрузки от активной части лопатки, которая приводит к неравномерному распределению контактных напряжений, снижающихся от середины опорной поверхности к краям. Для средней и нижней опорной поверхности распределение напряжений по толщине более равномерно.

В работе [2] представлены результаты экспериментального исследования объемного НДС модели реального трехопорного грибовидного хвостового соединения

с помощью поляризационно-оптического метода (фотоупругости) с «замораживанием» при контакте по трем опорным площадкам – цилиндрическим поверхностям, выполненным по дуге диаметром $D = 1442$ мм для хвостовика и грибка обода диска. Для удобства сравнения полученных результатов использованы безразмерные величины напряжений K_{yi} , вычисленные по формулам:

$$K_{yi} = \sigma_{yi} / \sigma_{ном}, \quad (1)$$

где $\sigma_{ин} = P / F_{\kappa}$ – номинальные напряжения в корневом сечении лопатки (P – приложенная нагрузка; F_{κ} – площадь корневого сечения лопатки), σ_{yi} – максимальные напряжения в i -м срезе модели (рис. 1).

В результате исследования установлено, что максимальных значений напряжения достигают в средней зоне хвостовика и уменьшаются к его краям.

На рис. 3 представлено сравнение относительных напряжений для верхней опорной площадки, полученных в результате расчета МКЭ и эксперимента.

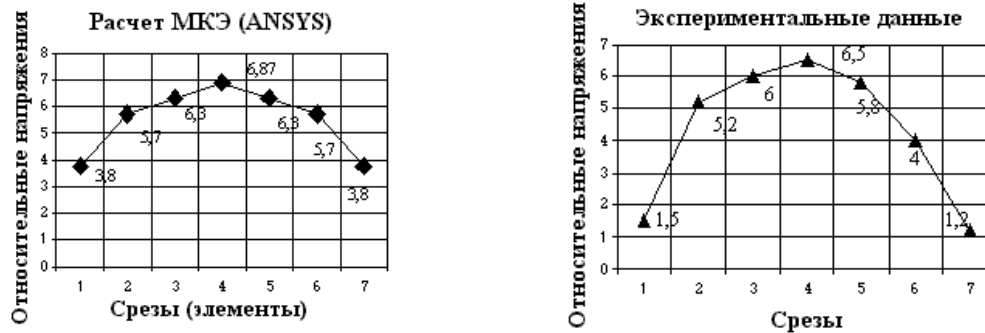


Рис. 3. Сравнение результатов эксперимента и расчета МКЭ (ANSYS)

Значения сравниваемых напряжений в срезах экспериментальной модели и в узлах элементов расчетной модели представлены в соответствующих друг другу точках.

Расхождение результатов для торцевых срезов рассмотренных моделей можно объяснить влиянием краевых эффектов в эксперименте. Под «краевым эффектом» подразумевается возникающий у краев модели дополнительный оптический эффект, зависящий от материала, условий изготовления и хранения модели. Некоторую долю в это расхождение результатов, по-видимому, вносит также снижение контактного давления у краев экспериментальной модели из-за неточности изготовления (например, больший радиус проточки опорных поверхностей хвостовика против грибка обода диска).

Сравнение графиков, представленных на рисунке 3, показывает удовлетворительную качественную картину сравнения эпюр напряжений. При этом различие максимальных напряжений составляет около 5 %.

Для подробного анализа наиболее напряженной зоны верхней опорной площадки исследованы сечения хвостовика в плоской постановке (рис. 4). При практически одинаковой ширине сечений I–I, II–II, III–III, IV–IV средние напряжения здесь имеют одинаковый уровень и составляют 120 МПа, в менее напряженном сечении V–V средние напряжения составляют 100 МПа.

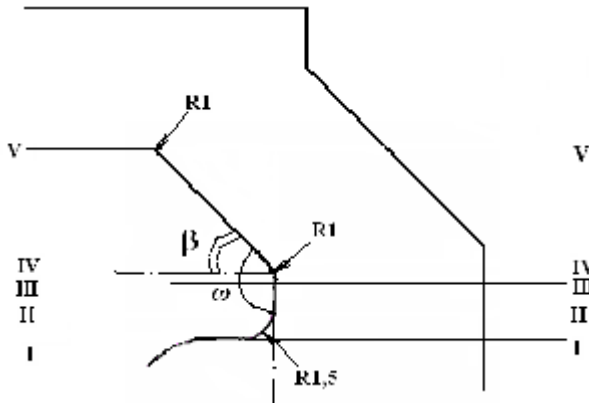


Рис. 4. Расчетные сечения зубца профиля

Теоретические коэффициенты концентрации напряжений в сечениях, показанных на рис. 4, составляют: $K_{tI} = 3,27$; $K_{tII} = 6,23$; $K_{tIII} = K_{tIV} = 5,84$; $K_{tV} = 1,93$. Напряжения с учетом концентрации максимального уровня достигают в сечении II–II и составляют 748 МПа.

Наиболее полное представление о влиянии различных факторов на НДС конструкции может быть получено с помощью эффективных коэффициентов концентрации

Для их определения воспользуемся формулой, предложенной Нейбером [3]:

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}}, \quad (2)$$

где $A = 0,092$ мм – постоянная материала по Нейберу; K_t – теоретический коэффициент концентрации напряжений; R – радиус закругления у основания выреза; ω – входящий угол выреза в виде V-образного паза, выражающийся в радианах.

Соответственно $K_{AI} = 2,51$; $K_{AII} = 4,49$; $K_{AIII} = K_{AIV} = 3,19$; $K_{AV} = 1,42$.

Полученные значения эффективных коэффициентов концентрации показывают, что максимальные напряжения уменьшаются с возрастанием угла раствора ω более 90° . Что касается сечения I–I, то на уровень максимальных напряжений, характеризуемых коэффициентом K_{AI} , снижающее влияние оказывают напряжения смятия опорной площадки в непосредственной близости от зоны концентрации напряжений.

Проведено исследование влияния на характер НДС угла наклона верхней полки зубца хвостовика β и грибка обода диска в пределах $55-90^\circ$ (рис. 5).

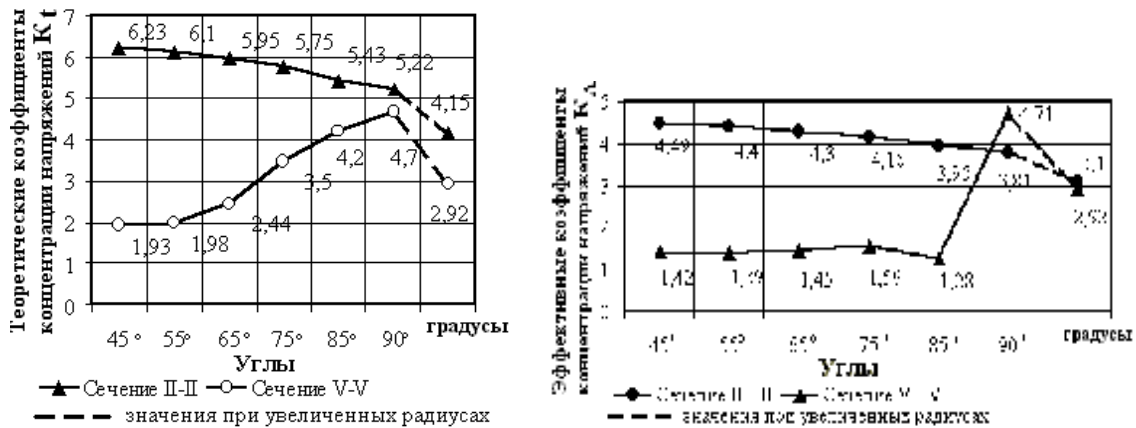


Рис. 5. Теоретические и эффективные коэффициенты концентрации напряжений в наиболее напряженном сечении II–II и наименее напряженном сечении V–V

Для анализа результатов были выбраны наиболее напряженное сечение II-II и наименее напряженное сечение V-V. При неизменных средних напряжениях уровень местных напряжений при увеличении угла β снижается, однако, при углах больших 75° наблюдается рост максимальных напряжений в сечении V-V, что обусловлено уменьшением площади сечений хвостовика в этой зоне. Увеличение угла β с 85° до 90° приводит к заметному увеличению эффективного коэффициента концентрации согласно формуле (2). Снижение его достигается увеличением радиуса закругления (участки кривых, показанные пунктиром на рис. 5).

Профиль со сниженной концентрацией напряжений представлен на рис. 6 ($\beta = 90^\circ$).

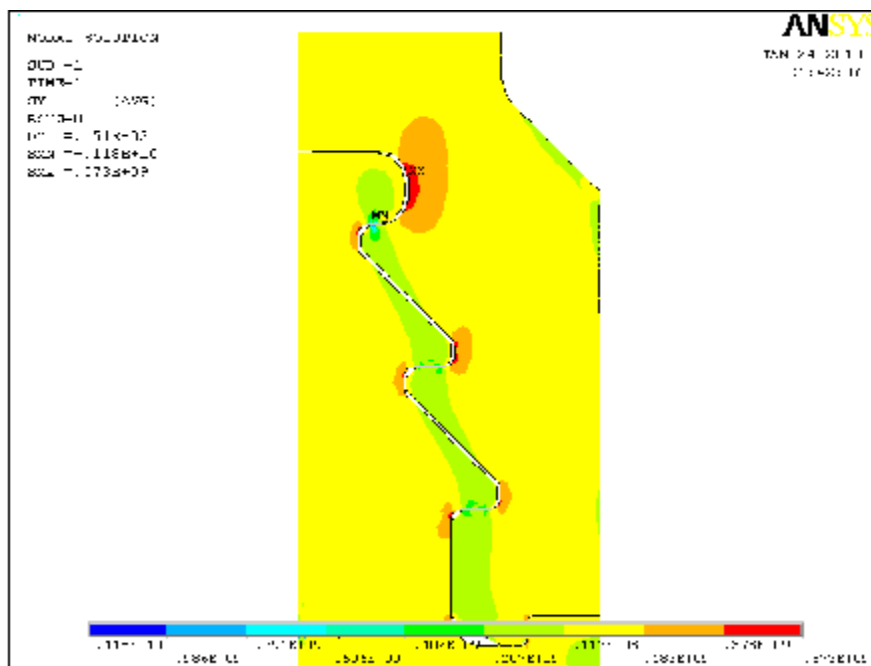


Рис. 6. Профиль со сниженной концентрацией напряжений

Повышение конструкционной прочности хвостовых соединений обуславливается, в значительной степени, выбором рациональных конструктивных форм. На основе проведенных исследований может быть предложен усовершенствованный профиль хвостового соединения, с более равномерным распределением напряжений (см. рис. 6).

Список литературы: 1. Подгорный А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач. – Киев: Наукова думка, 1989. – 230 с. 2. Сухинин В.П. Влияние формы контактной поверхности на распределение напряжений в хвостовых соединениях рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова // Пробл. машиностроения, 2008. – 12, № 4. – С. 19-26. 3. Хэйвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.

© Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., 2010
Поступила в редколлегию 09.02.10

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, г. Харьков
Н.В. ЛЫХВАР, канд. техн. наук; ИПМаш НАНУ, г. Харьков
А.В. СЕНЕЦКИЙ, аспирант ИПМаш НАНУ, г. Харьков

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАЛЫХ ПАРОТУРБИННЫХ ТЭЦ ЗА СЧЕТ ИХ РАСШИРЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫМИ НАДСТРОЙКАМИ

Розглядаються можливості підвищення ефективності паротурбінних ТЕЦ промислових підприємств за рахунок їх розширення газотурбінними надбудовами. Виконано оцінку ефективності скиду вихлопних газів ГТУ в енергетичний паровий котел (ЕПК) та додаткового спалювання в них палива. Дослідження виконано за допомогою розробленого в ИПМаш НАНУ програмного комплексу, який дозволяє проводити розрахункові дослідження енергоустановок не тільки в залежності від виду палива, але і від його складу та з урахуванням усіх зовнішніх та внутрішніх факторів. Наведено, яким чином змінюються показники ПГУ при наявності додаткового спалювання палива в ЕПК.

Possibility of increase of efficiency of steam-turbines НЕС of industrial factories due to their expansion by gas-turbines buildings is examined. Estimation of expedience of add of exhausting gases of GTU in a power steam-boiler with the use of additional incineration of fuel. Researches are conducted with the bundled software developed in IPMash NANU. Bundled software allows to conduct calculations not only depending on the type of fuel, but also from his composition. This bundled software takes into account great number of external and internal influencing factors. The results of calculations showing changes the indexes of SGU at presence of additional incineration of fuel in PSB.

Введение. Повышение стоимости тепловой и электрической энергии, а также снижение надежности электротеплоснабжения приводят к увеличению удельных затрат на единицу выпускаемой промышленной продукции, а, следовательно, к снижению ее конкурентоспособности [1]. Причина этого – применение малоэффективных энергозатратных технологий, как при производстве энергоносителей, так и при их потреблении, в частности, в теплоэнергетике. Во всем мире прогресс в теплоэнергетике связывают с решением задач по повышению эффективности, экологичности, снижению материал- и капиталоемкости, повышению надежности и эксплуатационных свойств энергетических установок тепловых электростанций. Одним из наиболее актуальных направлений повышения эффективности энергопроизводства являются исследование режимов и оптимизация работы энергоустановок с применением математических моделей. В ИПМаш НАНУ построены математические модели энергоустановки (ММЭ) которые позволяют проводить исследования режимов энергоустановок, в том числе парогазовых (ПГУ) с учетом фактической тепловой схемы, состояния оборудования и условий его эксплуатации [2, 3].

1. Повышение эффективности за счет расширения малых паротурбинных ТЭЦ газотурбінними надстройками. Объединение паротурбинной и газотурбинной установок общим технологическим циклом является, одним из наиболее эффективных средств значительного повышения экономичности электростанций на органическом топливе. Применение ПГУ положительно сказывается на экономичности работы установки, КПД (брутто) лучших ПГУ составляет 58–60 %. Применение схем ПГУ актуально на предприятиях химической, нефтеперерабатывающей, целлюлозно-бумажной, угольной промышленности [4].

В настоящей работе рассматривается возможность повышения эффективности производства тепловой и электрической энергии паротурбинной ТЭЦ, на которой

установлены паровые котлы ГМ-50-1 и паровые турбины мощностью 6 МВт, путем надстройки их ГТУ мощностью 6 МВт со сбросом выхлопных газов в ЭПК.

1.1 Краткое описание существующего оборудования. Рассматривается котлоагрегат ГМ-50-1 паропроизводительностью 50 т/ч, с номинальными параметрами: давление 40 кг/см², температура 440 °С [5].

Турбины с теплофикационным отбором пара (Т) широко применяются на промышленных предприятиях, где наряду с производством электрической энергии требуется подача пара определенных параметров для производственных и теплофикационных нужд. На рассматриваемом предприятии установлена турбина АТ-6 (Т-6-35), номинальной мощностью 6 МВт [6].

Существующая структура теплоэнергетического оборудования не позволяет производить электроэнергию в неотапливаемый период по конкурентной стоимости. Удельный расход теплоты на производство электроэнергии на турбоустановке АТ-6 при проектных значениях параметров и технического состояния составляет 3019 ккал/(кВт·ч). При проектном значении КПД котла 91,42 % и теплотворной способности сжигаемого газа 8034 ккал/м³ удельный расход природного газа на производство электроэнергии составляет 0,408 м³/(кВт·ч) [5].

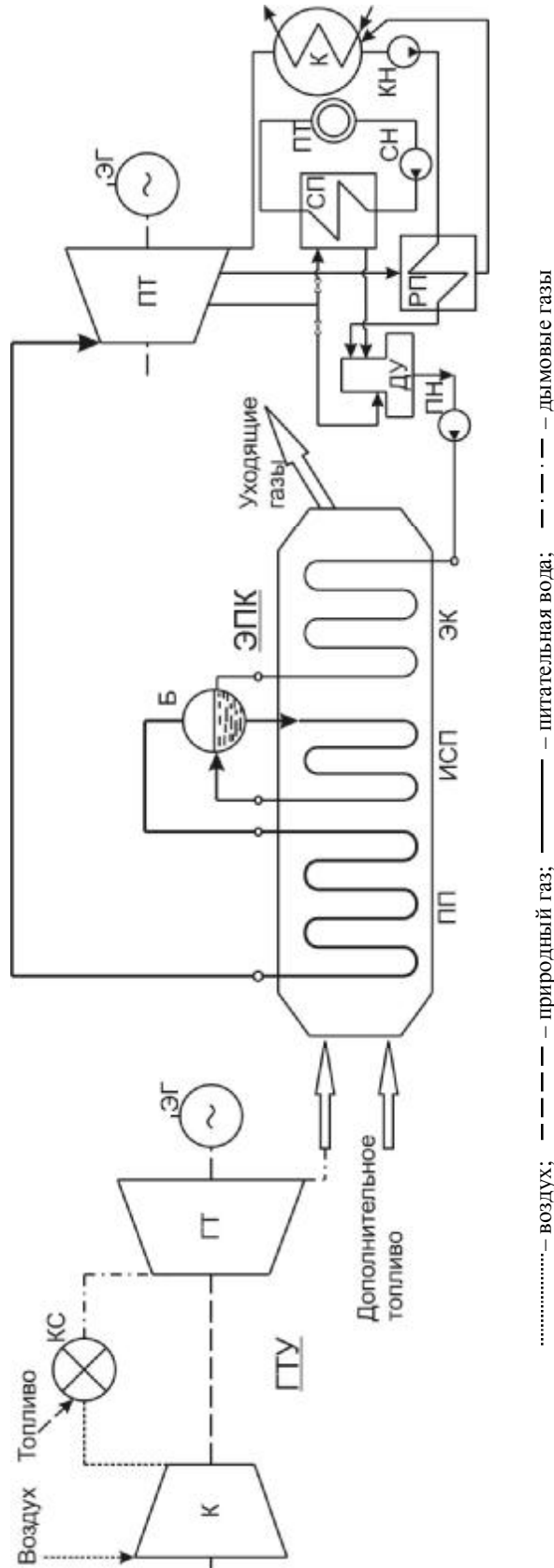
1.2 Предлагаемое техническое решение. Из возможных вариантов реализации комбинированного цикла с использованием имеющегося на ТЭЦ оборудования наиболее эффективным представляется реализация сбросной схемы парогазовой установки, при которой выхлопные газы ГТУ сбрасываются в ЭПК. Для реализации парогазового цикла была выбрана газотурбинная установка ГТЭ-6 (производства ГП НПК «Зоря-Машпроект», г. Николаев), мощностью 6 МВт со сбросом выхлопных газов в паровой котел ГМ-50-1, установленный на ТЭЦ. Выбор ГТУ данной мощности обусловлен близостью расходов выхлопных газов ГТУ и воздуха в топке ЭПК на номинальных режимах. При этом отпадает необходимость в воздухоподогревателе котла, т. к. выхлопные газы ГТУ имеют высокую температуру. Следовательно, появляется возможность увеличения поверхности нагрева экономайзера за счет удаления воздухоподогревателя. Дымовые газы после ГТУ сбрасываются в котел ГМ-50-1 и утилизируются с добавлением топлива или без.

Рассматривается вариант выработки дополнительной электроэнергии путем реконструкции ТЭЦ с установкой одной ГТУ мощностью 6 МВт, работающей на природном газе со сбросом дымовых газов в существующий ЭПК.

Часто ПГУ со сбросом выхлопных газов ГТУ в энергетический котел называют кратко «сбросными»; принципиальная тепловая схема представлена на рис. 1 [6].

Преимущество сбросных ПГУ – возможность использования двух видов топлива: высококачественного в газовом контуре и низкокачественного в паровом контуре. Управление ПГУ сбросного типа организовано так, что уменьшение мощности осуществляется за счет парового контура при неизменном режиме работы газового контура [7]. Наиболее экономичным при эксплуатации ЭПК, считается режим совместно с газовой турбиной. При помощи разработанного в ИПМаш НАНУ комплекса программ покажем, каким образом изменяются показатели ПГУ при наличии дополнительного сброса топлива в ЭПК [3].

2. Исследование режимов работы ПГУ. В ИПМаш НАНУ разработана ММЭ и соответствующий программный комплекс (ПК), обеспечивающий расчет характеристик энергоустановок с высокой (на уровне проектных расчетов турбостроительных заводов) точностью. Использование при разработке ММ специальных принципов организации элементов ТСЭ и ТЭС в целом, обеспечивающих достаточно простую



К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; СП – сетевой подогреватель; ПН – питательный насос; К – конденсатор; КН – конденсационный насос; РП – регенеративный подогреватель; СП – сетевой подогреватель; СН – сетевой насос; ПТ – потребитель теплоты; ДУ – деаэрационная установка; ПП – паровая турбина; ЭПК – энергетический паровой котел; ЭГ – электрический генератор; ЭК – экономайзер; Б – барабан; ИСП – испаритель; ПШ – пароперегреватель

Рис. 1. Принципиальная тепловая схема ПГУ со сбросом выхлопных газов ГТУ в горелки ЭПК

настройку ПК на условия моделирования конкретной энергоустановки и хорошую управляемость ее внутренней структуры, характеризует разработанную модель, как универсальную и хорошо адаптируемую, другими словами определяет ее как «гибкую» ММЭ. Такая математическая модель позволяет учитывать множество внешних и внутренних факторов, влияющих на показатели энергоустановок (изменение конструктивных и термодинамических характеристик теплообменных аппаратов, проточных частей паровых и газовых турбин и др.) [2, 7–9].

В процессе эксплуатации энергоустановки, ее производительность, как по тепловой, так и по электрической мощности может изменяться в пределах, определяемых режимом работы потребителей. Могут меняться также температура питательной воды и свежего пара, газовый режим топки и камеры сгорания, и другие показатели, характеризующие эффективность работы установки. Каждому режиму работы соответствуют определенные значения параметров теплоносителей по водопаровому и газовому трактам, тепловых потерь и КПД.

Исследования проводились при условии сжигания природного газа в камере сгорания газовой турбины и в энергетическом котле.

Решается задача поиска рационального расхода топлива в энергетический котел парогазовой установки для обеспечения максимальной экономии топлива и минимального расхода удельной теплоты на производство электрической энергии. В качестве критерия эффективности использовался удельный расход теплоты на энергоустановку. Поиск наилучшего решения осуществлялся с использованием метода покоординатного спуска [10]. Расход топлива в ЭПК ограничен избытком воздуха в выхлопных газах ГТУ; ограничением также служит мощность турбины. Расход пара на паровую турбину зависит от расхода выхлопных газов ГТУ и количества дополнительного топлива сжигаемого в котле. ГТУ работает в номинальном режиме при различных режимах ПТУ. Расчет показателей энергетической установки начинается с величины добавочного топлива в ЭПК 200 кг/ч, т. к. при меньшем расходе не обеспечиваются номинальные параметры пара перед паровой турбиной. Рассмотрим работу ПТУ на теплофикационном режиме; результаты исследований представлены в табл. 1 и на рис. 2.

Из табл. 1 и графиков (рис. 2) видно, что добавка топлива в ЭПК требуется для увеличения доли отбираемого пара из проточной части турбины на догревание сетевой воды до необходимой температуры (согласно температурного графика теплосети). Сжигание дополнительного топлива в котле влияет на показатели энергетической установки и величину выработки электрической энергии. При сжигании дополнительного топлива экономичность установки увеличивается за счет обеспечения номинальных параметров пара на входе в паровую турбину и повышения КПД ЭПК, но скорость роста экономичности снижается при увеличении впрыска охлаждающего конденсата в пар для не допущения увеличения температуры пара выше номинальной.

На работу энергоустановки оказывает существенное влияние величина поверхности нагрева экономайзера ЭПК. Рассмотрим далее вариант увеличения поверхности нагрева экономайзера при постоянной величине добавочного топлива, проведем анализ изменения вносимых конструктивных изменений на показатели энергоустановки (конденсационный режим работы ПТУ), результаты сведем в табл. 2.

По результатам расчетов представленных в табл. 2 построены графики (рис. 3). Таким образом, увеличение поверхности нагрева экономайзера ЭПК, позволяет повысить мощность паровой турбины и энергоустановки в целом. При этом температура уходящих газов снижается за счет увеличения поверхности нагрева

Таблица 1

Показатели ПГУ при сжигании дополнительного топлива в ЭПК

Характеристики	Показатели			
Величина добавочного топлива $G_{доб}$, кг/ч	200	300	400	500
Поверхность нагрева экономайзера $F_{ЭК}$, м ²	978			
Расход топлива в ГТУ $G_{ГТУ}$, кг/ч	1613	1613	1613	1613
Расход выхлопных газов ГТУ $G_{ВЫХ}$, кг/с	30	30	30	30
Температура выхлопных газов ГТУ $t_{ВЫХ}$, °С	420	420	420	420
Температура газов в ЭПК $t_{ЭК}$, °С	491	528	560	596
Суммарное количество пара на паровую турбину D_0 , т/ч	16,49	19,07	21,39	24,0
Давление водяного пара на входе в паровую турбину P_0 , МПа	3,43	3,43	3,43	3,43
Температура водяного пара на входе в паровую турбину t_0 , °С	426	435	435	435
Давление отработавшего пара в турбине $P_{отр}$, МПа	0,005	0,005	0,005	0,005
Величина впрыска для охлаждения пара $D_{впр}$, т/ч	0	0,6	1,2	2,2
Расход сетевой воды на теплофикацию $D_{сн}$, т/ч	10	10	10	10
Требуемый температурный график сетевой воды $t_{вх}^{сн} / t_{вых}^{сн}$, °С	45/70	45/70	45/70	45/70
Фактический температурный график сетевой воды $t_{вх}^{сн} / t_{вых}^{сн}$, °С	45/66	45/69,3	45/70	45/70
Эффективный КПД ГТУ $\eta_{ГТУ}$, %	31,5	31,5	31,5	31,5
Эффективный КПД ПТУ $\eta_{ПТУ}$, %	28,01	28,58	29,06	29,41
Температура уходящих газов $t_{ух}$, °С	177	164	153	140
Мощность газовой турбины $N_{ГТУ}$, кВт	6 000	6 000	6 000	6 000
Мощность паровой турбины $N_{ПТУ}$, кВт	3 670	4 370	4 980	5 680
Суммарная мощность двух турбин $N_{сум}$, кВт	9 670	10 370	10 980	11 680
Теплотворная способность используемого топлива $Q_{сн}$, ккал/кг	10 670			
Подведенная теплота в ЭПК $Q_{ЭК}$, Гкал	2134	3201	4268	5335
Подведенная теплота в КС $Q_{КС}$, Гкал	17210,71			
Удельный расход теплоты на производство электроэнергии q , Гкал/(кВт·ч)	2,0	1,968	1,956	1,930

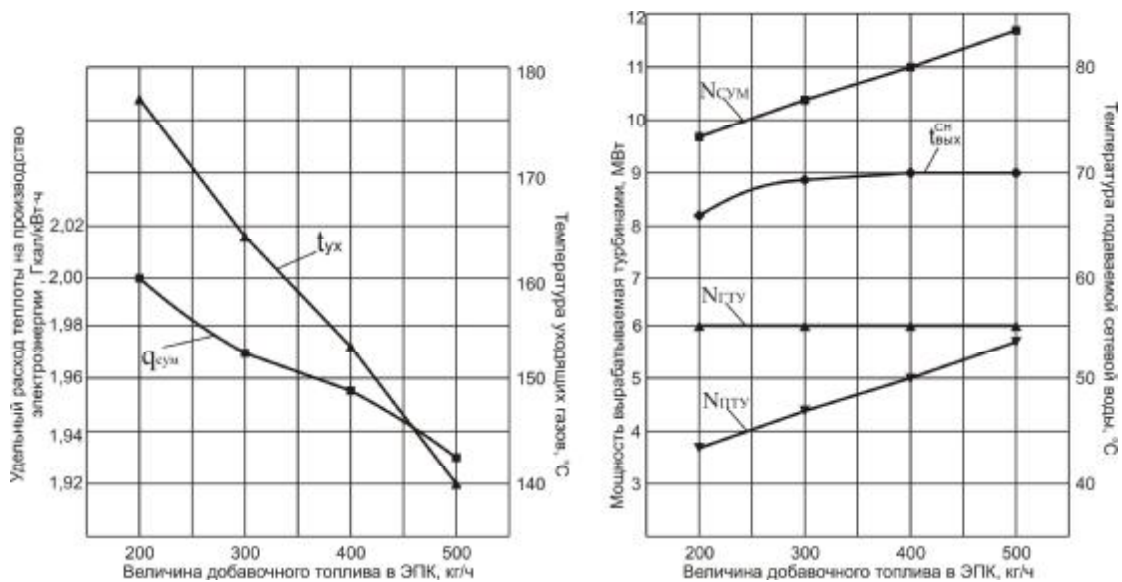


Рис. 2. Влияние сжигания дополнительного топлива в ЭПК на показатели ПГУ

Таблица 2

Показатели ПГУ при изменении поверхности нагрева экономайзера ЭПК

Характеристики	Показатели			
Поверхность нагрева экономайзера $F_{эк}$, м ²	521	673	826	978
Величина добавочного топлива $G_{доб}$, кг/ч	500	500	500	500
Расход выхлопных газов ГТУ $G_{вых}$, кг/с	30	30	30	30
Температура выхлопных газов ГТУ $t_{вых}$, °С	420	420	420	420
Температура газов в ЭПК $t_{ЭПК}$, °С	596	596	596	596
Суммарное количество пара на паровую турбину D_0 , т/ч	18,69	20,13	21,0	21,66
Давление водяного пара на входе в паровую турбину P_0 , МПа	3,43	3,43	3,43	3,43
Температура водяного пара на входе в паровую турбину t_0 , °С	435	435	435	435
Давление отработавшего пара в турбине $P_{отр}$, МПа	0,0039	0,0041	0,0042	0,0042
Величина впрыска для охлаждения пара $D_{впр}$, т/ч	2,6	2,77	2,85	2,92
Эффективный КПД ГТУ $\eta_{ГТУ}$, %	31,5	31,5	31,5	31,5
Эффективный КПД ПТУ $\eta_{ПТУ}$, %	28,99	29,14	29,21	29,28
Температура уходящих газов $t_{ух}$, °С	237	213	198	187
Мощность газовой турбины $N_{ГТУ}$, кВт	6 000	6 000	6 000	6 000
Мощность паровой турбины $N_{ПТУ}$, кВт	4 420	4 790	5 010	5 180
Суммарная мощность двух турбин $N_{сум}$, кВт	10 420	10 790	11 010	11 180
Теплотворная способность используемого топлива $Q_{сн}$, ккал/кг	10 670			
Подведенная теплота в ЭПК $Q_{ЭПК}$, Гкал	5335			
Подведенная теплота в КС $Q_{КС}$, Гкал	17210,71			
Удельный расход теплоты на производство электроэнергии q , Гкал/(кВт·ч)	2,164	2,09	2,048	2,017
Удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии ГТУ $b_0^{А00}$, кг.у.т/(кВт·ч)	0,390	0,390	0,390	0,390
Удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии ПТУ $b_0^{Ю00}$, кг.у.т/(кВт·ч)	0,424	0,422	0,421	0,420
Удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии ПГУ b_0^{IA0} , кг.у.т/(кВт·ч)	0,2033	0,2028	0,2026	0,2024

экономайзера, что свидетельствует о более полном использовании тепла уходящих газов. Также снижается удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии ПТУ.

Отметим, что представленные расчеты являются лишь примерами к анализу вариантов выбора элементов и режимов работы ПГУ. Исследования также были проведены и для других вариантов эксплуатации энергетической установки с учетом различных воздействующих факторов и компоновки оборудования, которые оказывают существенное влияние на экономическую целесообразность определения режима работы энергетической установки.

Выводы. Проведенные исследования показали возможность повышения эффективности паротурбинной ТЭЦ путем установки газотурбинной надстройки со сбросом выхлопных газов ГТУ в ЭПК.

Расчеты показали снижение удельных расходов теплоты на производство электроэнергии ПГУ с 2,0 до 1,93 Гкал/(кВт·ч), при увеличении расхода дополнительного топлива от 200 до 500 кг/ч в ЭПК.

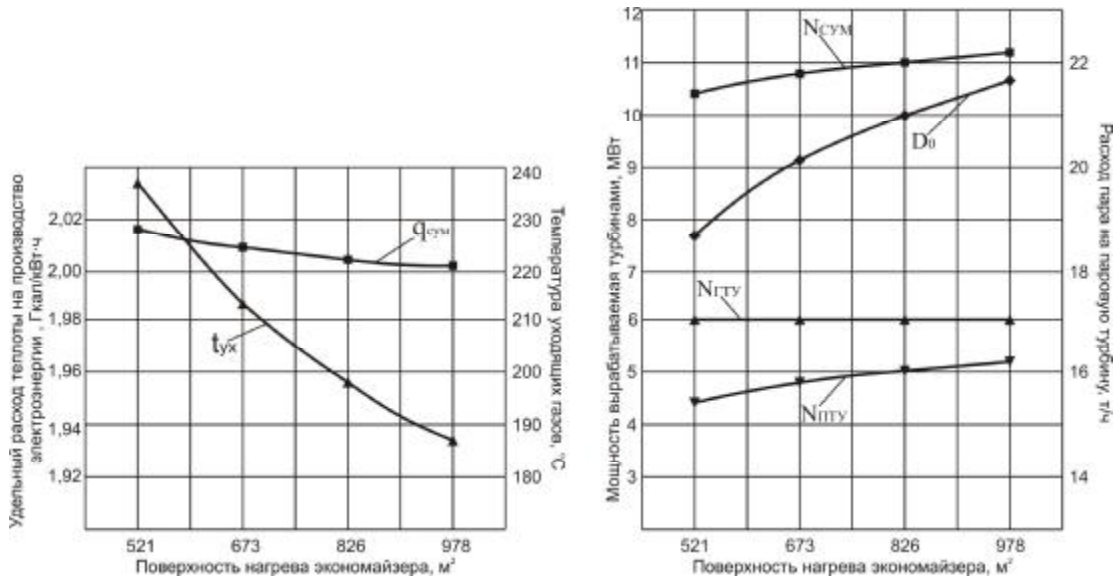


Рис. 3. Влияние изменения поверхности нагрева экономайзера ЭПК на показатели ПГУ

Увеличение поверхности нагрева экономайзера с 521 до 978 м² дает прирост мощности на величину 0,76 МВт и снижение удельного расхода топлива по выработке электроэнергии ПГУ с 0,2033 до 0,2024 кг.у.т/(кВт·ч), но скорость снижения расхода условного топлива уменьшается, это говорит о необходимости выбора экономически рациональной величины поверхности нагрева.

На основании расчетных исследований, на примере энергоузла сложной структуры и разнотипными турбинными установками показано, что увеличение расхода сжигаемого дополнительного топлива в ЭПК на 100 кг/ч дает экономию топливных ресурсов в среднем на 1,0 %.

Список литературы: 1. Долинский А.А. Собственные энергоресурсы для энергетики Украины / А.А. Долинский, Ю.И. Воловик // Пром. теплотехника. – 1996. – № 3. – С. 62-80. 2. Лыхвар Н.В. Структуры данных и язык системы машинного проектирования и исследований тепловых схем паротурбинных установок // Математическое обеспечение систем автоматизированного проектирования объектов машиностроения. – Харьков. – 1981. – С. 45-62. 3. Лыхвар Н.В. Диагностирование состояния оборудования турбоустановок ТЭС и АЭС по термодинамическим параметрам на основе математического моделирования // Авиац. косм. техника и технология: Сб. науч. тр. – Вып. 5 (тематический). – Харьков: Харьк. авиац. ин-т. – 1998. – С. 362-365. 4. Манушин Э.А. Комбинированные энергетические установки с паровыми и газовыми турбинами // Итоги науки и техники. ВИНТИ. Сер. Турбостроение. – 1990. – 4. – С. 135-146. 5. Александров В.Г. Паровые котлы малой и средней мощности. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Л.: Энергия. – 1972. – 200 с. 6. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / под ред. В.Я. Гиршфельда. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 309 с. 7. 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. 8. Лыхвар Н.В. Гибкие математические модели энергоустановок для оптимизации режимов ТЭС // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов – Харьков: Ин-т проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 2003. – Т. 2. – С. 413-419. 9. Лыхвар Н.В. Математическое моделирование и оптимальное проектирование паротурбинной установки / Н.В. Лыхвар, Ю.Ф. Косяк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 2. – С. 69-72. 10. Карманов В.Г. Математическое программирование. – М.: Наука, 1980. – 256 с.

© Шубенко А.Л., Лыхвар Н.В., Сенцкий А.В., 2010
Поступила в редколлегию 17.02.10

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков
А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков
А.С. РУДЕНКО, аспирант НТУ «ХПИ», г. Харьков

АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ОСЕВЫХ ТУРБИН ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С УЧЁТОМ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Розроблено трьохрівневий алгоритм для оптимізації проточних частин турбін газотурбінних установок з урахуванням режимів експлуатації. Розкрито основні можливості та галузі застосування розробленого алгоритму. Запропонований алгоритм був реалізований у вигляді сценарію обчислювальних процесів на базі єдиного інформаційного простору системи автоматизованого проектування «Турбоагрегат».

The three-level algorithm of optimization of gas-turbine installations axial turbines flow paths taking into consideration operation modes was developed. The basic capabilities and fields of application of the developed algorithm are shown. The proposed algorithm is realized as the scenario for computing processes on the basis of CAD «Turboaggregate» common information space.

На сегодняшний день газотурбинные установки (ГТУ) получили довольно широкое распространение по сравнению с другими тепловыми двигателями. Этот факт объясняется, с одной стороны, наличием определённых качеств, которые присущи другим тепловым двигателям, а с другой – тенденцией роста их экономичности (КПД современных зарубежных и отечественных образцов ГТУ достигает 36–40 %). Однако постоянный рост цен на энергоресурсы и жесткая конкуренция между производителями подобных агрегатов заставляют проектировщиков искать скрытые резервы дальнейшего повышения экономичности как вновь создаваемых, так и модернизируемых конструкций газовых турбин. Очевидно, что указанная задача может быть решена только с использованием мощной вычислительной техники и высокоэффективных оптимизационных алгоритмов.

Анализ обзора современных алгоритмов оптимального проектирования (применительно к турбоагрегатам) даёт основания утверждать, что для получения лучшего результата, в процессе проектирования проточной части (ПЧ), необходимо принимать во внимание индивидуальные особенности эксплуатации (режимы работы) и взаимное влияние элементов тепловой схемы установки [1, 2].

В данной работе приведен рекурсивный трёхуровневый алгоритм для оптимизации газовых турбин, позволяющий учесть влияние вероятного графика изменения эксплуатационной нагрузки на геометрические характеристики ПЧ. Указанный алгоритм разработан на базе многоуровневого алгоритма оптимизации [3] осевых турбин путём добавления 3-го уровня проектирования, позволяющего существенно увеличить его возможности и круг решаемых задач. Для практической реализации разработанного алгоритма было использовано единое информационное пространство (ЕИП) системы автоматизированного проектирования (САПР) «Турбоагрегат» [4]. Основными преимуществами указанной САПР при решении подобных задач являются:

- наличие ЕИП и развитых информационных структур;

- возможность формирования и обработки различных сценариев вычислительных процессов (СВП), включая выбор математических моделей расчета, формирование вектора оптимизируемых и режимных параметров, векторов целевых функций и функциональных ограничений и т.д. (см. рисунок 1);
- наличие в составе САПР всех необходимых процедур для реализации разработанного алгоритма в качестве СВП (математических моделей расчёта ПЧ осевых турбомашин и циклов ГТУ, модулей информационной согласованности, средств теории планирования эксперимента, методов поисковой оптимизации);
- возможность быстрого внедрения недостающих модулей.

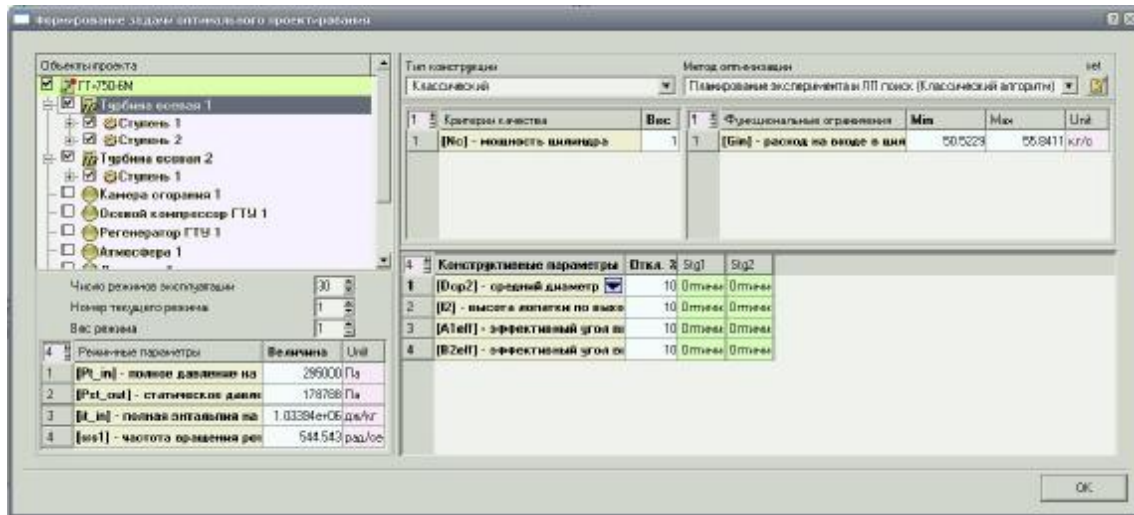


Рис. 1. Диалог формирования сценариев вычислительных процессов в САПР «Турбоагрегат»

Разработанный алгоритм позволяет существенно повысить эффективность газовых турбин и эффективность работы установки в целом на заданных режимах без повышения начальных параметров цикла и может быть использован при проектировании и модернизации турбин ГТУ различных типов и областей применения.

Описание обновлённого алгоритма оптимального проектирования

Как отмечалось выше, рекурсивный трёхуровневый алгоритм оптимизации ПЧ газовых турбин был разработан на базе многоуровневого алгоритма оптимизации [3] и является логическим продолжением работ, ориентированных на развитие теории оптимального проектирования турбомашин коллективом кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ». Основная отличительная особенность нового алгоритма – наличие 3-го, наивысшего уровня («Схема установки») в иерархии процесса проектирования. Добавление нового уровня стало возможным благодаря внедрению в САПР «Турбоагрегат» процедуры создания и расчёта схем ГТУ [5].

Указанная процедура наряду с возможностью осуществления проверочного расчёта различных схем ГТУ позволяет выполнять расчёты газотурбинных схем на переменные режимы работы в 2-х поставках: $n = \text{const}$ (постоянство числа оборотов силовой турбины на всех режимах эксплуатации, например, для энергетических установок, где $n = 3000$ об/мин) и $n = \text{var}$ (обороты силовой турбины изменяются при изменении режима работы установки). В отличие от подобных программ расчёта схем ГТУ, например программный комплекс описанный в [6], данный программный модуль

позволяет пользователю рассмотреть огромное количество различных комбинаций схем (для каждой комбинации элементов схемы автоматически генерируется код расчётной модели) и самостоятельно редактировать сгенерированный программой код если возникает необходимость.

Трехуровневый оптимизационный алгоритм, также как и алгоритм [3], основывается на блочно-иерархическом представлении процесса проектирования [1] таким образом, что общая оптимизационная задача разнесена на три локальных иерархически-подчинённых уровня. Причём на каждом уровне осуществляется решение своих «локальных» задач с необходимыми наборами математических моделей, функциональных и параметрических ограничений, критериев качества, наборами параметров и методов оптимизации. Так, благодаря решению более простых уровневых задач и информационной согласованности между уровнями проектирования, достигается эффективное решение глобальной оптимизационной задачи. На рисунке 2 показано взаимодействие и распределение задач между локальными уровнями проектирования.

Наивысший уровень в иерархии процесса проектирования – «Схема» (см. рисунок 2) предназначен для расчёта распределений параметров цикла ГТУ (давлений, температур, мощностей, расходов) между элементами схемы, а также для определения интегральных параметров установки (КПД установки, расход топлива и др.) на предполагаемых режимах работы. Расчёт схемы ГТУ на заданный график эксплуатационной нагрузки необходим по двум причинам:

1. Как правило, заданными являются режимы работы установки в целом, а значения режимных параметров, которые однозначно определяют режим работы проточной части установки полностью, неизвестны. Например, могут быть известны параметры атмосферного воздуха, мощность установки, начальные параметры продуктов сгорания, а неизвестными, такие параметры как расход рабочего тела и перепады температур и давлений на ПЧ, необходимые для оптимизации ПЧ с учётом режимов эксплуатации.
2. После оптимизации ПЧ агрегата необходимо выполнить расчёт интегральных характеристик установки по режимам эксплуатации. Результаты расчёта позволяют оценить полученный в результате оптимизации ПЧ эффект, а также могут быть использованы в качестве начальных данных для последующих оптимизационных итераций.

При расчете агрегата на переменный режим для моделирования рабочих характеристик (степень сжатия/расширения, КПД, потери полного давления и т.д.) какого-либо элемента ГТУ на текущем режиме работы могут быть использованы универсальные характеристики этого объекта, упрощенные зависимости или данные, приведенные заводом-изготовителем. Причем САПР «Турбоагрегат» предоставляет проектировщику средства для комфортного расчёта, хранения и использования этих характеристик или для использования других данных позволяющих смоделировать рабочий процесс элементов схемы. Так, например, при проведении расчётов схемы ГТУ на различные режимы, для моделирования работы турбин и компрессора (для определения степеней сжатия/расширения – ϵ и коэффициентов полезного действия по параметрам торможения – η) используются универсальные характеристики в

координатах $\frac{G}{G_0} \frac{P_{10}^*}{P_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_{10}^*}}$, $\frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_{10}^*}{T_1^*}}$ (где G – массовый расход газа, P^* и T^* – полные давления и температуры на входе, индексом «0» обозначены параметры

соответствующие номинальному режиму работы установки), а для остальных элементов схемы изменение характеристик с изменением режима работы могут не учитываться (приравняться к номинальным). Причём характеристика компрессора может быть построенной по данным завода-изготовителя, а характеристика турбины может быть получена расчётным путём с использованием возможностей САПР «Турбоагрегат».

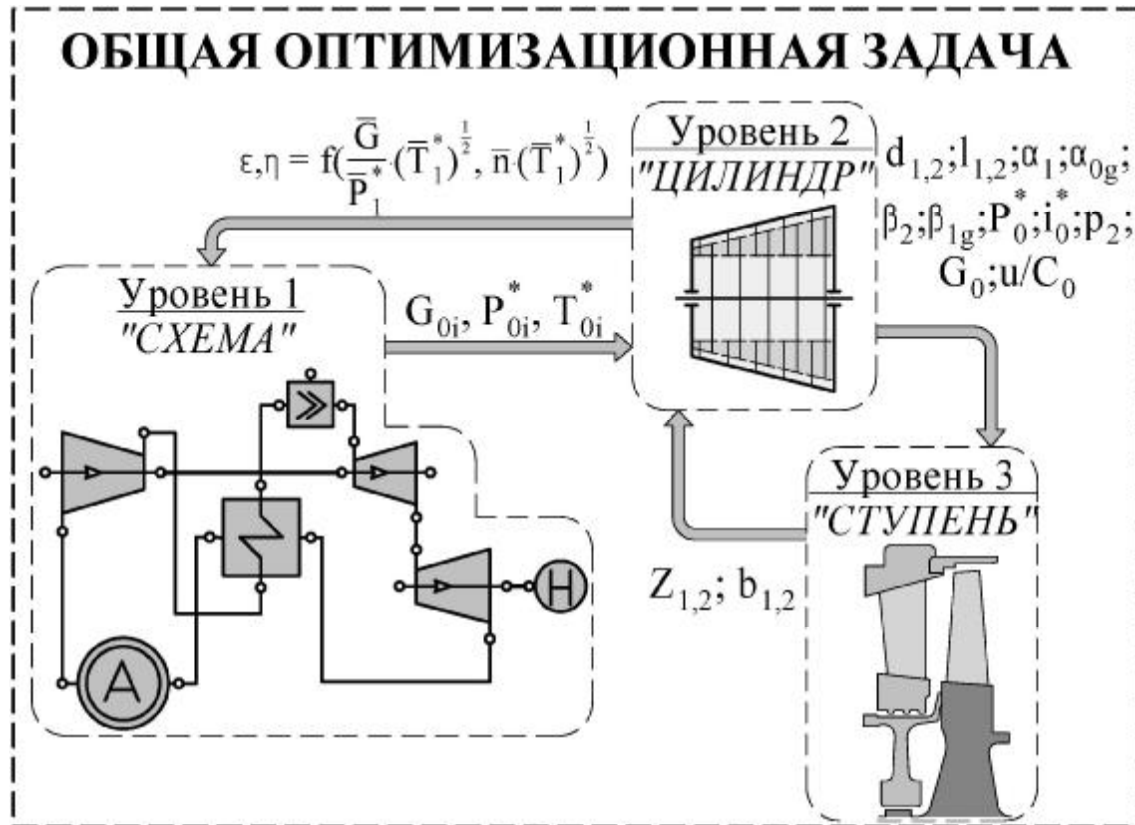


Рис. 2. Распределение задач между локальными уровнями проектирования

Как видно из рис. 2 с высшего уровня «Схема» на уровень «Цилиндр» поступают наборы режимных параметров, однозначно определяющие предполагаемые режимы работы ПЧ. Далее на уровне «Цилиндр» осуществляется поиск наилучшей комбинации средних диаметров (d_1, d_2), высот лопаток (l_1, l_2), углов входа/выхода потока в абсолютном и относительном движениях ($\alpha_1, \alpha_{0r}, \beta_2, \beta_{1r}$) для сопловых и рабочих решеток с учётом указанных режимов. В качестве математической модели на двух нижних уровнях используется процедура прямого одномерного расчёта ПЧ турбины. Для повышения эффективности использования вычислительных ресурсов, с помощью теории планирования эксперимента, осуществляется замена математической модели на её аппроксимационную зависимость в виде полного квадратичного полинома:

$$Y(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n A_i q_i + \sum_{i=1}^n A_{ii} q_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j=i+1}^n A_{ij} q_i q_j, \quad (1)$$

где \vec{q} – вектор варьируемых параметров формальной макромодели (ФММ) в нормированном виде; Y – функция отклика; A – матрица коэффициентов ФММ; n – число факторов ФММ. Для построения указанной зависимости, на выбор пользователя, могут быть использованы трёхуровневые планы Бокса-Бенкена [7] или насыщенные планы Рехтшафнера [8]. Поиск оптимального решения осуществляется по зависимости вида (1) с использованием точек ЛП_τ – последовательности [9] (алгоритм поиска оптимальных решений более подробно описан в [3]). На нижнем уровне «Ступень» осуществляется поиск оптимальных значений хорд и чисел лопаток для сопловой и рабочей решеток ($b_{1,2}$, $Z_{1,2}$), причём оптимизируемые параметры уровня «Цилиндр» используются в качестве параметрических ограничений. Для поиска оптимального решения используются такие же методы как на вышестоящем уровне. Причём между уровнями «Цилиндр» и «Ступень» организован рекурсивный информационный обмен, вследствие чего все решения верхнего уровня включают в себя лучшие решения нижнего.

Когда найдено оптимальное решение на уровне «Цилиндр», используя модель прямого расчёта ПЧ, осуществляется построение универсальных характеристик спроектированных турбин, которые, в свою очередь, возвращаются на уровень «Схема» для расчёта интегральных характеристик ГТУ.

Газотурбинные приводы нагнетателей природного газа как перспективные объекты для применения разработанного алгоритма

Как указано выше, разработанный алгоритм, ввиду универсальности метода расчёта тепловых схем, может быть использован для любых газовых турбин при проектировании и модернизации установок любого назначения (энергетических, авиационных, транспортных и др.). Особо актуальной для газотранспортной системы Украины является возможность использования данного оптимизационного алгоритма для модернизации установок типа ГТН-6, ГТ-750-6, ГТ-6-750, ГПА-Ц-6,3, ГТК-10, ГПУ-10, ГТК-25, которые используются в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов. Актуальность такого применения заключается в том, что режимы эксплуатации указанных установок, ввиду ряда причин, существенно отличаются от проектных. Так, например, реальные эксплуатационные нагрузки установки ГТ-750-6М, установленной на Шебелинской магистральной компрессорной станции (агрегат № 8 по станции, № 2 по цеху), колеблются в диапазоне от 52 % до 72 % от номинальной, равной 6 МВт. Кроме того, подобные установки широко распространены в газотранспортной системе Украины (всего около 630 шт.) и более чем на 80 % исчерпали свой ресурс [10]. Согласно концепции государственной научно-технической программы «Создание промышленных газотурбинных двигателей нового поколения для газовой промышленности и энергетики» [10] в период с 2008 по 2015 годов планируется полная замена 204 агрегатов, что составляет 32,5 % от общего количества. Для сохранения работоспособности газотранспортной системы остальные агрегаты должны быть подвергнуты ремонту и модернизации.

Использование разработанного метода при модернизации указанных установок позволит существенно повысить их эффективность без значительных материальных затрат, т.к. стоимость такой модернизации приравнивается к стоимости замены проточных частей газовых турбин и практически не затрагивает остальные дорогостоящие элементы схемы ГТУ такие как компрессор, камера сгорания, регенератор и нагнетатель. Кроме того при изготовлении новых проточных частей нет

необходимости в использовании новых, более дорогих, жаропрочных материалов т.к. не изменяются начальные параметры продуктов сгорания. Высокая эффективность такой модернизации связана с тем, что при её проведении осуществляется индивидуальный подход к каждому агрегату с учётом особенностей его реальных эксплуатационных нагрузок.

Выводы

1. Оптимизация ПЧ газотурбинных установок потребовала введения высшего уровня в алгоритме оптимизации, а именно тепловой схемы. Учёт режимов эксплуатации ГТУ позволяет существенно повысить показатели эффективности как вновь создаваемых, так и модернизируемых агрегатов.
2. Добавление нового уровня в оптимизационный алгоритм существенно расширяет возможности его использования, а именно:
 - позволяет рассчитывать недостающие значения режимных параметров, однозначно определяющих режим работы ПЧ;
 - определять интегральные характеристики установки по режимам эксплуатации после оптимизации ПЧ, что даёт возможность быстро оценить полученный прирост эффективности и получить начальные данные для последующих оптимизационных итераций (если они необходимы).
3. САПР «Турбоагрегат», разрабатываемый на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ», благодаря наличию развитого единого информационного пространства и возможности формировать СВП, позволяет существенно упростить практическую реализацию оптимизационных алгоритмов.

Список литературы: 1. *Бойко А.В.* Аэродинамический расчёт и оптимальное проектирование проточной части осевых турбин / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. 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.* Методика и алгоритм оптимизации проточных частей осевых турбин с учётом режимов эксплуатации / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, А.П. Усатый, А.С. Руденко // Тяжелое машиностроение. – 2009. – № 9. – С. 11-15. 4. *Бойко А.В.* Интегрированное информационное пространство САПР «Турбоагрегат» – методологическое обеспечение и программная реализация / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, А.П. Усатый // Электронное моделирование. – К.: Академперіодика. – 2009. – № 2. – С. 43-55. 5. *Бойко А.В.* Интегрирование процедуры создания и расчёта схем ГТУ в САПР «Турбоагрегат» / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, А.П. Усатый, А.С. Руденко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». – 2009. – № 3. – С. 111-115. 6. *Joachim Kurzke* GasTurb 11: Design and Off-Design Performance of Gas Turbines – Germany, 2007. – 241 p. 7. *Vox E.P.* Some new three-level Design for the Study of Quantitative Variables / E.P. Vox, D.W. Behnken // Technometrics. – 1960. – № 4. – P. 455-475. 8. *Rechtschaffner R.L.* Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs // Technometrics. – 1967. – № 9. – P. 569-575. 9. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболь, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 108 с. 10. *Патон Б.* Концепція (проект) державної науково-технічної програми «Створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики» / Б. Патон, А. Халатов, Д. Костенко, Б. Білека, О. Письменний, А. Боцула, В. Парафійник, В. Коняхін // Вісн. НАН України. – 2008. – № 4. – С. 3-9.

© Бойко А.В., Говорушенко Ю.Н., Усатый А.П., Руденко А.С., 2010
Поступила в редколлегию 15.02.10

УДК 621.43.056

С.И. СЕРБИН, д-р техн. наук; проф. Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев
Е.Ю. КИРЧУК, директор «Плазма-Техника-Консалт», г. Николаев

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАЗМЕННО-ТОПЛИВНЫХ ФОРСУНОК

Розроблені й досліджені ряд конструктивних схем плазово-паливних форсунок, проведені випробування по визначенню їх вольт-амперних характеристик і якості розпилювання. Визначено параметри універсальної плазово-паливної форсунки, що працює на різних видах газоподібних і рідких палив у широкому діапазоні зміни витрат повітря й палива.

A number of plasma-fuel nozzle constructions are developed and tested volt-ampere characteristics and fuel atomization quality are determined. Parameters of the universal plasma-fuel nozzle working on various gaseous and liquid fuels in a wide range of air flow rate and fuel consumptions are defined.

Введение

Известно, что задачи эффективного и экологически чистого использования энергоресурсов, рационального потребления дорогостоящих углеводородных топлив и горюче-смазочных материалов в полной мере относятся к энергетическим установкам различного типа и назначения. Это требует внедрения современных достижений науки и техники в практику проектирования, конструкторских работ и эксплуатации энергетических установок. Важным направлением совершенствования энергетических установок является улучшение характеристик камер сгорания и топочных устройств, которые в значительной степени определяются качеством организации процессов смесеобразования и горения, возможностями систем топливоподготовки, топливоподдачи и воспламенения. Еще более актуальной проблема повышения эффективности энергетических установок становится при использовании тяжелых и низкосортных видов топлив. Наиболее перспективное направление повышения эффективности рабочего процесса в турбинных и дизельных агрегатах, а также других энергетических установках – использование технологий плазмохимического сжигания топлив. Наряду с ионизацией воздуха здесь может быть достигнута высокая степень стабилизации горения.

Формулирование проблемы и анализ последних публикаций

Исследования газотурбинных установок различных типов, проведенные в последнее время во многих странах мира, показывают, что одним из наиболее перспективных методов повышения эффективности рабочего процесса и уменьшения эмиссии токсичных компонентов является интенсификация сжигания углеводородов с помощью низкотемпературной плазмы [1, 2]. Наиболее эффективным и универсальным плазмохимическим элементом является плазмохимический реактор (ПХР) – устройство, обеспечивающее ввод в зоны подготовки и горения высокорреакционных частиц, получаемых в результате реагирования топлива с воздушной плазменной струей [3–5]. Воздух в ПХР нагревается до плазменных температур (1000–5000 К) в результате теплообмена с электрической дугой, горящей между катодом и анодом плазменного генератора, в качестве которого используется плазмотрон постоянного тока с газодинамической стабилизацией длины дуги. За счет эжекции в плазменную

струи подмешивается вспомогательное топливо, и в канале выходного сопла происходят плазмохимические реакции, продукты которых с высокой скоростью вносятся в камеру сгорания и улучшают горение основного топлива.

При разработке плазменно-топливных форсунок (ПТФ), которые являются разновидностями плазмохимических реакторов для работы на жидком топливе, остро стоит вопрос о способе и месте подачи топлива в канал плазменного устройства (плазменного пилота) для последующего его воспламенения. Применение плазмотрона в качестве элемента камеры сгорания предъявляет к нему специфические требования, основными из которых являются надежный запуск и устойчивая работа в широком диапазоне изменения тока дуги и расходов плазмообразующего газа и топлива, высокие энергетические показатели и минимальные массы и габариты. Дополнительно предполагается использование плазменного генератора не только в качестве источника воспламенения, но и как устройства сопровождения и стабилизации процессов горения топлив с различным фракционным составом.

В настоящее время вопросы применения плазмохимической технологии достаточно полно изучены применительно к процессам воспламенения топлив в основных камерах сгорания [1–4]. Анализ возможностей этого метода показывает, что область его практического применения в энергетике может быть значительно расширена. Основными целями данного исследования являются: создание на базе плазменного генератора универсального устройства воспламенения и сопровождения горения различных видов топлив для работы на атмосферном и повышенных давлениях; анализ его расходных характеристик с целью оптимизации геометрии каналов, а также расширение диапазона устойчивой работы блока электропитания.

Решение проблемы. Экспериментальные исследования

Теоретические и экспериментальные исследования процессов, протекающих в условиях турбулентных потоков воздуха, топлива, продуктов сгорания и продуктов плазмохимических превращений в плазменно-топливной форсунке, представляют собой достаточно сложную задачу [3, 5]. Форсунки, используемые для распыливания топлив в ГТД, обычно предназначены для работы при высоком давлении, когда скорости движения потоков значительны и смешение осуществляется за достаточно короткий промежуток времени. При работе форсунок при пониженном давлении качество смешения реагентов значительно снижается. В работе рассмотрены несколько схем подачи жидкого топлива в сопло реактора, ряд различных конфигураций каналов анода плазменного генератора, а также способов перемешивания воздуха и топлива.

Для исследования плазменных устройств (плазменных пилотов) проведены испытания по определению их расходных характеристик при работе на воздухе, газе (метан, пропан), воде и дизельном топливе. Определен коэффициент смешения K для разных модификаций ПТФ, определяющий качество распыливания. Отметим, что расходы воздуха и газов определялись по показаниям соответствующих ротаметров и манометров, а расход жидкости находился весовым способом. Погрешность измерений в экспериментах не превышала 7 %.

Первоначально исследован один из самых простых вариантов подачи жидкого топлива – непосредственно в канал анода разработанного ранее плазменного воспламенителя [6]. Топливо подавалось двумя способами: через отверстие диаметром 0,3 мм (рис. 1а) и при помощи распылителя стандартной форсунки Наго 609-11 с углом распыливания 70° и расходом 1,12 г/с (рис. 1б).

В ходе испытаний обоих вариантов проявились: взаимное влияние воздушного и топливного потоков, их низкое качество смешения, ограниченный диапазон регулирования расхода топлива (до 1,2 г/с) и давления (до 0,2 МПа), нестабильная работа блока питания как следствие пульсаций гидродинамических параметров. Для воспламенения топливоздушнoй смеси и стабильной работы этих форсунок требовалась мощность источника питания 600–750 Вт (при напряжении 1,0–1,2 кВ). При меньших значениях мощности форсунки работали нестабильно. Отметим, что повышение потребляемой мощности плазменным генератором за счет увеличения тока электрической дуги приводит к резкому снижению ресурса катодного узла и устройства в целом.

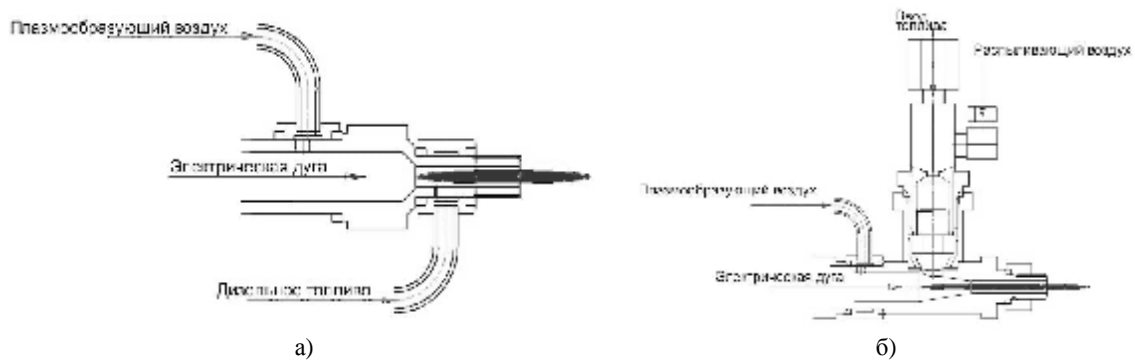


Рис. 1. Различные варианты подвода топлива в ПТФ

На основании полученных результатов были внесены изменения в конструкцию анода (предложен конусный канал) и выбран более эффективный способ подачи жидкого топлива. Благодаря этому обеспечено увеличение напряжение дуги, что позволило получить необходимую мощность генератора при меньшем токе и увеличенном ресурсе катодного узла. Сравнительные вольт-амперные характеристики (ВАХ) при различных расходах плазмoобразующего воздуха приведены на рис. 2.

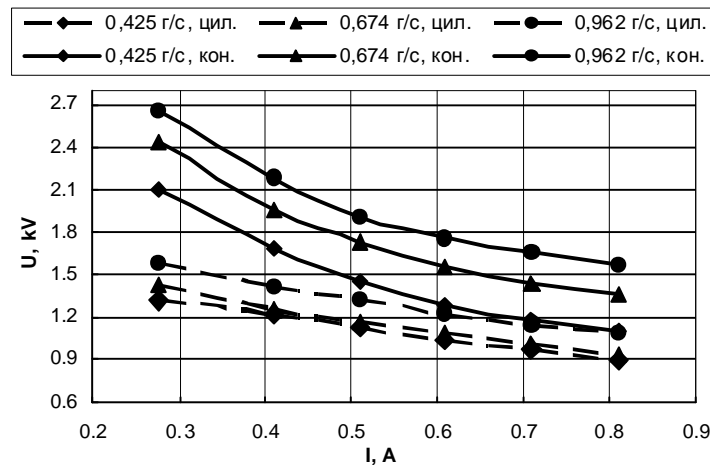


Рис. 2. Вольт-амперные характеристики форсунок с цилиндрическим и конусным каналом анода

Из графиков видно, что для форсунки с конусным каналом анода характерно более высокое рабочее напряжение. На рис. 3 представлены схемы исследованных способов подачи топлива через распыливающие элементы – с помощью форсунки

Наго, расположенной под определенным углом к оси плазменного пилота, и через пористую вставку из прессованных бронзовых частиц.

В этих конструкциях (диапазон потребляемой электрической мощности от 350 до 850 Вт) удалось ликвидировать взаимное влияние потоков (плазменного и топливного) друг на друга, увеличить диапазон регулирования расходов топлива до 1,5 г/с и распыляющего воздуха до 3,0 г/с.

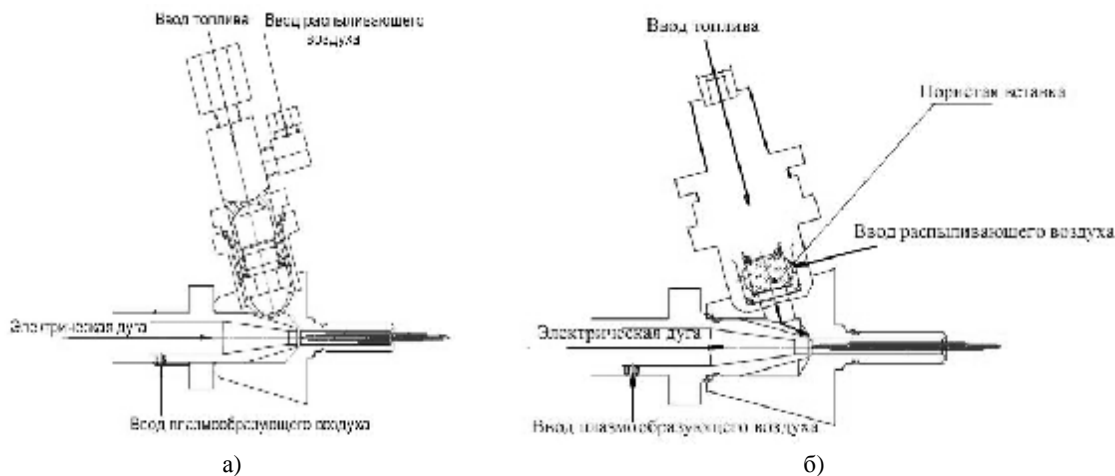


Рис. 3. Подвода топлива при помощи распылителя Наго (а) и через пористую вставку (б)

Рассмотренные варианты оказались целесообразными при работе на газообразном и легком жидком топливах. Для обеспечения эффективного качества распыливания тяжелого вязкого топлива была предложена конструкция плазменно-топливной форсунки с перекрещивающимися каналами [7–9]. Плазмотрон и распыляющее устройство собраны в одном корпусе, как и в предыдущих схемах. Подвод электрического питания осуществляется через высоковольтный кабель и катодный узел, изготовленный на базе автомобильной свечи зажигания. Подача и закрутка плазмообразующего воздуха обеспечивается тангенциальными отверстиями в аноде. Распыляющий воздух и топливо подаются и закручиваются по отдельным, независимым друг от друга, каналам. Необходимая дисперсность распыливания топлива достигается воздействием распыляющего воздуха, благодаря этому увеличиваются поверхность соприкосновения воздуха с топливной пленкой и относительная скорость на границе двух сред. Образование однородной топливоздушной смеси осуществляется в зонах контакта потоков. Качество смешения зависит от протяженности участков пересечений, скоростей и температур потоков, длин подводящих каналов. Образованная таким образом горючая смесь подается в реакционную камеру, в которой скорости сред выравниваются и стабилизируются, и далее направляется в участок генерирования плазмы, где осуществляется процесс воспламенения. Плазмообразующий газ значительно улучшает качество распыливания, практически не влияя на угол топливного конуса, в то время как подвод дополнительного распыляющего воздуха несколько его снижает, а также приводит к уменьшению длины факела [3].

Проведенная на стенде холодная продувка плазменно-топливной форсунки (в качестве жидкости использовалась вода) позволила определить диапазоны регулирования распыляющего воздуха и жидкости, зависимости расходов сред

(G_{air} , G_{fuel}) от давления в магистрали каждого канала, коэффициенты смешения, а также визуально оценить качество распыливания. В ходе исследований выявлен диапазон работоспособности форсунки при малых давлениях в топливном канале и определена зависимость расходов жидкости от давления воздуха. На рис. 4 приведены расходные характеристики плазменно-топливной форсунки. Отметим, что в воздушных каналах давление изменялось в диапазоне от 0,13 до 1,0 МПа.

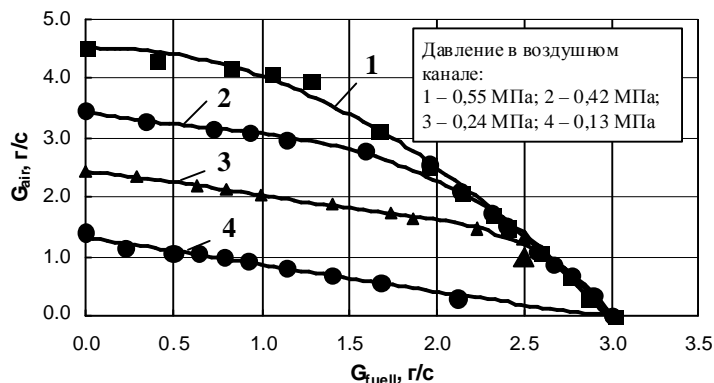


Рис. 4. Расходная характеристика плазменно-топливной форсунки с перекрещивающимися каналами

При увеличении давления воздуха в воздушном канале от 0,13 до 0,6–1,0 МПа возрастает его скорость и сила взаимодействия с частицами топлива, что повышает качество перемешивания двух сред. Диапазон устойчивой работы форсунки с увеличением давления в воздушном канале заметно расширяется. Одним из параметров эффективности работы форсунки является дисперсность распыливания. Дисперсность распыливания топлива зависит от коэффициента смешения K , определяемого как отношение массы распыливающего воздуха к массе жидкости или газа, проходящей через каналы завихрителей форсунки в единицу времени. С увеличением давления воздуха растет его расход через форсунку и уменьшаются диаметры капель топлива, находящегося в составе смеси. Графики зависимости коэффициента смешения от расхода топлива G_{fuel} при различных расходах воздуха G_{air} приведены на рис. 5.

Видно, что диапазон изменения коэффициента K форсунки довольно широк, но для большинства практических режимов $K \leq 3$.

Проведена серия сравнительных испытаний предложенных форсунок, работающих на дизельном топливе, в составе возвратно-вихревой камеры сгорания «Торнадо» [8–10] при атмосферном давлении. Замеры концентраций основных пирогенных загрязнителей производились с помощью газоанализатора Testo-350XL. Сравнительные характеристики выбросов различных токсичных компонентов представлены на рис. 6–8.

Как видно из приведенных графиков, наилучшие экологические показатели в составе возвратно-вихревой камеры сгорания имеет форсунка с перекрещивающимися каналами. По сравнению с подачей топлива через распылитель Наго эмиссия оксидов азота и углерода снизилась на 10–14 % и 5–10 % соответственно. Это связано с более высоким качеством смесеобразования во внутренних полостях форсунки с перекрещивающимися каналами.

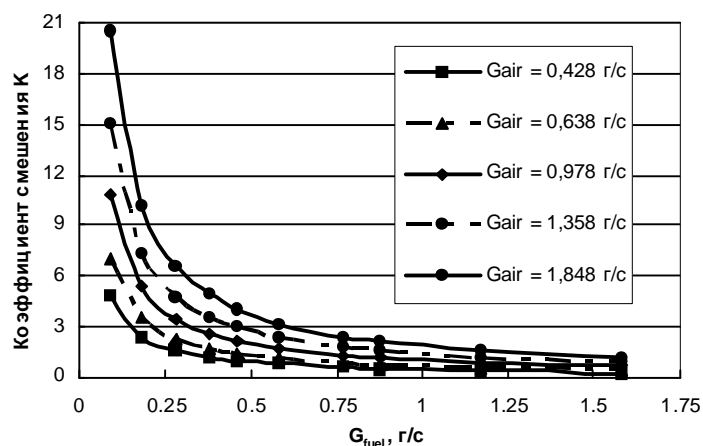


Рис. 5. Зависимость коэффициента смешения от расхода воздуха

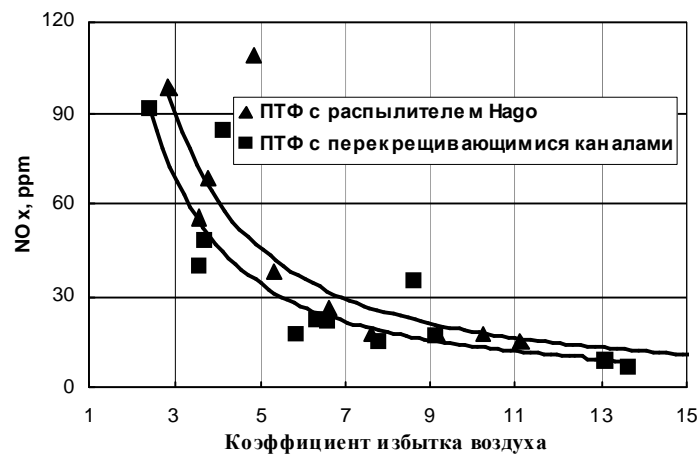


Рис. 6. Зависимость выбросов оксидов азота от коэффициента избытка воздуха в камере

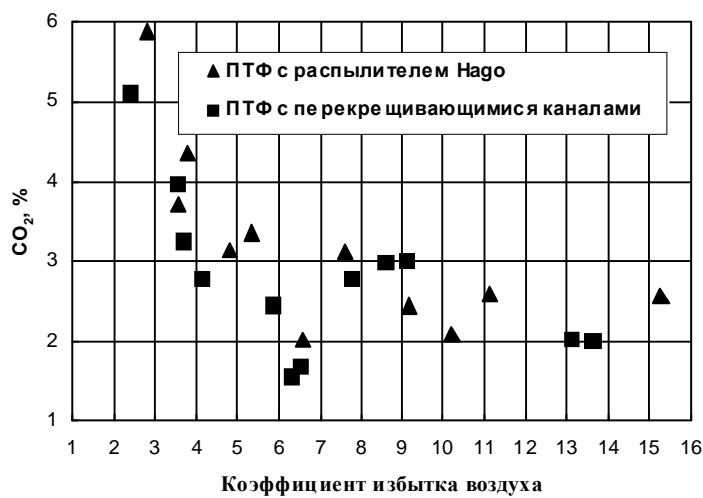


Рис. 7. Зависимость концентрации диоксида углерода от коэффициента избытка воздуха в камере

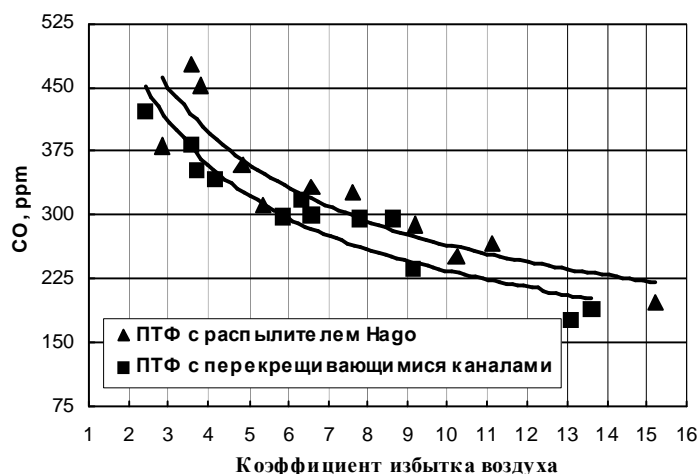


Рис. 8. Зависимость выбросов монооксида углерода от коэффициента избытка воздуха в камере

Вывод

Разработана эффективная плазменно-топливная форсунка, которая обеспечивает воспламенение топлива и сопровождение горения в камерах сгорания различных энергетических установок. Основными преимуществами являются:

- работа при низком давлении топливоподачи (0,15–0,7 МПа);
- малый расход распыливающего воздуха (коэффициент смешения $K \leq 3$);
- возможность работы на газообразных (природный газ, метан, пропан) и жидких топливах с использованием в качестве плазмообразующей среды воздух, кислород, водяной пар;
- малая потребляемая электрическая мощность (до 500 Вт), обеспечивающая устойчивую работу форсунки на жидких топливах;
- низкие выбросы оксидов азота, удовлетворяющие международным нормам.

Список литературы: 1. *Clements R.V.* An Experimental Study of the Injection Mechanism for Typical Plasma Jet Igniter / R.V. Clements, P.R. Smy, J.D. Dale // *Combustion and Flame*. – 1981. – Vol.42. – P. 287–295. 2. *Weinberg F.J.* Plasma Jets in Combustion / F.J. Weinberg // *Int. Conference on Combustion in Engineering*. – Oxford, 1983. – P. 65–72. 3. *Романовский Г.Ф.* Плазмохимические системы судовой энергетики / Г.Ф. Романовский, С.И. Сербин. – Николаев: УГМТУ, 1998. – 246 с. 4. *Romanovsky G.F.* Plasma-chemical systems for ecologically clean marine gas turbines / G.F. Romanovsky, S.I. Serbin // *Explo-Diesel & Gas Turbine '01*. – Poland, 2001. – Vol.1. – P. 267–272. 5. *Serbin S.I.* Modeling and Experimental Study of Operation Process in a Gas Turbine Combustor with a Plasma-Chemical Element / S.I. Serbin // *Combustion Science and Technology*, 1998. – Vol.139. – No.1–6. – P. 137–158. 6. *Matveev I.* Multi-mode Plasma Igniters and Pilots for Aerospace and Industrial Applications / I. Matveev // 2-nd Int. Workshop and Exhibition on Plasma Assisted Combustion, Falls Church, Virginia, 2006. – 12 p. 7. *Базаров В.Г.* Способ и устройство для сжигания топлив/ В.Г. Базаров // Описание к патенту Российской Федерации № 2002 -112139, дата подачи 06.05.2002. 8. *Matveev I.* Applied Plasma Technologies, U.S. Patent Application for a “Triple Helical Flow Vortex Reactor” / I. Matveev // 11/309644, filed 2 Sept., 2006. 9. *Matveev I.* Development of cross-flow plasma fuel nozzle / I. Matveev, E. Kirchuk, S. Matveeva // 5-th Int. Workshop and Exhibition on Plasma Assisted Combustion, Alexandria, Virginia, 2008. – P. 18-20. 10. *Matveev I.* Experimental Investigation of the Hybrid Type Plasma Assisted Combustion and Reforming System / I. Matveev, S. Serbin // 4-th Int. Workshop and Exhibition on Plasma Assisted Combustion, Falls Church, Virginia, 2008. – P. 61–63.

© Сербин С.И., Кирчук Е.Ю., 2010
Поступила в редколлегию 03.02.10

УДК 621.165

Н.И. МАМОНТОВ, чл.-корр. Инж. акад. Украины; главный инженер Филиала Харьковское ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков
О.М. КОБЦЕВ, начальник бюро, главный конструктор проекта Филиала Харьковское ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков
Ю.Т. ВОЕВОДИН, главный специалист Филиала Харьковское ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков
Т.Н. ПУГАЧЕВА, старший преподаватель УИПА, г. Харьков

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ СХЕМЫ ДАРНИЦКОЙ ТЭЦ И ВЫБОР НОВОГО ТУРБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАСШИРЕНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Харківським ЦКБ «Енергопрогрес» розроблена та рекомендована до впровадження оптимізація теплофікаційної схеми ТЕЦ, в яку входить заміна існуючих трубопроводів мережної води на нові з більшим пропуском води. В обсязі реконструкції ТЕЦ розглядалися варіанти модернізації існуючого основного обладнання та можливі варіанти розширення новим енергетичним обладнанням. На першому етапі реконструкції ТЕЦ виконується технічне переобладнання турбіни ПТ-60-90 ст. № 7, а також маловитратні роботи по тепловій схемі ТЕЦ. На другому етапі встановлюється турбоустановка Р-25-1,45, відпрацьована пара якої використовується для цілей теплозабезпечення.

Kharkov Central Design Office «Energoprogress» has developed and recommended to the application the optimization of the HPP extraction scheme, which contains the replacement of the existing piping for the delivery water with new ones for the greater water pass. In the framework of HPP reconstruction modifications of existing main equipment modernization and possible modifications of new power equipment installation were considered. At the first stage of HPP reconstruction technical re-equipment of the turbine ПТ-60-90 (PT-60-90) st. № 7 and also economy-type works by the HPP extraction scheme are provided. At the second stage the turboset P-25-1,45 (R-25-1.45) is installed. The terminal steam of the turboset is used for the providing with heat.

Дарницкая ТЭЦ (г. Киев) сооружалась в две очереди: первая очередь строительства предусматривала сооружение электростанции мощностью 100 МВт (четыре турбины ПТ-25-90 и пять котлов ТП-170), а вторая очередь – мощностью 150 МВт (три турбины ВПТ-50-2).

Введение агрегатов было произведено в 1954–1965 годах. В связи с физическим и моральным износом первых четырех турбин мощностью по 25 МВт они были демонтированы.

Турбины ВПТ-50-2 (ПТ-60-90/13 ЛМЗ) рассчитаны для работы при следующих номинальных параметрах свежего пара:

- абсолютное давление пара перед стопорным клапаном – 8,82 МПа (90 кгс/см²);
- температура пара перед стопорным клапаном – 535 °С;
- номинальное расчетное давление в конденсаторе – 5 кПа (0,05 ата) в отопительный период и 8 кПа (0,08 ата) в летний период;
- максимальный расход свежего пара через стопорный клапан – 110,55 кг/с (398 т/ч);
- номинальный расход охлаждающей циркуляционной воды через конденсатор турбины составляет 8000 м³/ч.

Турбина имеет два регулируемых отбора пара:

- производственный давлением 0,98–1,57 МПа (10–16 ата), предназначенный для внешнего производственного и пикового теплофикационного потребления и для регенеративного подогрева питательной воды. Номинальный расход пара в производственный отбор составляет 43,05 кг/с (155 т/ч) при $P_n = 1,274$ МПа (13 ата), максимальный расход пара – 73,89 кг/с (230 т/ч);
- теплофикационный давлением 0,069–0,245 МПа (0,7–2,5 ата), предназначенный для основного теплофикационного потребления и для регенеративного подогрева конденсата. Номинальный расход пара в теплофикационный отбор составляет 36,11 кг/с (130 т/ч) при $P_n = 0,118$ МПа (1,2 ата), максимальный расход – 44,44 кг/с (160 т/ч).

Для увеличения тепловой мощности и улучшения технико-экономических показателей ТЭЦ ранее была проведена следующая реконструкция котельного и турбинного оборудования:

- котлоагрегаты стационарные №№ 1 и 2 реконструированы на водогрейные;
- котлоагрегаты №№ 3 и 4 реконструированы на выработку пара сниженных параметров 1,3 МПа, 300 °С;
- турбины ПТ-60-90/13 ЛМЗ ст. № 6 и 7 переведены на режим работы с ухудшенным вакуумом и использованием конденсатора для подогрева сетевой воды. При этом удалены рабочие лопатки и диафрагмы последних ступеней;
- турбина ст. № 5 прошла техническое перевооружение с заменой высокотемпературных узлов и деталей: ЦВД, стопорного клапана, ПВД и паропроводов;
- в ЦНД турбины ст. № 5 выполнена реконструкция по увеличению пропуска пара через часть среднего давления и в теплофикационный отбор за счет уменьшения производственного отбора.

ТЭЦ работает по графику тепловых и электрических нагрузок.

Схема тепловых сетей закрытая, двухтрубная; расчетный температурный график 115/58 °С, расход сетевой воды 11250 м³/ч, расчетная тепловая нагрузка 641 Гкал/ч.

В настоящее время по условиям возможностей установленного оборудования отпуск тепла от ТЭЦ производится со срезкой до 95 °С и фактическим отпуском порядка 448 Гкал/ч тепла.

При этом максимальный отпуск тепла от турбинного оборудования составляет 400–410 Гкал/ч и осуществляется следующим образом:

- от конденсаторов ТГ-6 и 7 67 Гкал/ч;
- от теплофикационных отборов турбин ТГ 5, 6 и 7 232 Гкал/ч;
- в том числе на основные сетевые подогреватели 190 Гкал/ч;
- от производственных отборов турбин 135 Гкал/ч;
- в том числе на пиковые бойлеры 108 Гкал/ч.

Итого выработанная тепловая энергия для целей отопления и горячего водоснабжения (ГВС) от турбин ТГ 5, 6 и 7 407 Гкал/ч;

- от пиковых водогрейных котлов (ВК) 41 Гкал/ч.

Итого тепловая энергия для целей отопления и ГВС от ТЭЦ 448 Гкал/ч.

При этом электрическая мощность ТЭЦ составляет 180 МВт.

Удельный расход тепла на выработанный кВт·ч 1389,4 ккал/(кВт·ч);

Удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч 282,4 г/(кВт·ч).

Принципиальная тепловая схема до реконструкции Дарницкой ТЭЦ приведена на рис. 1.

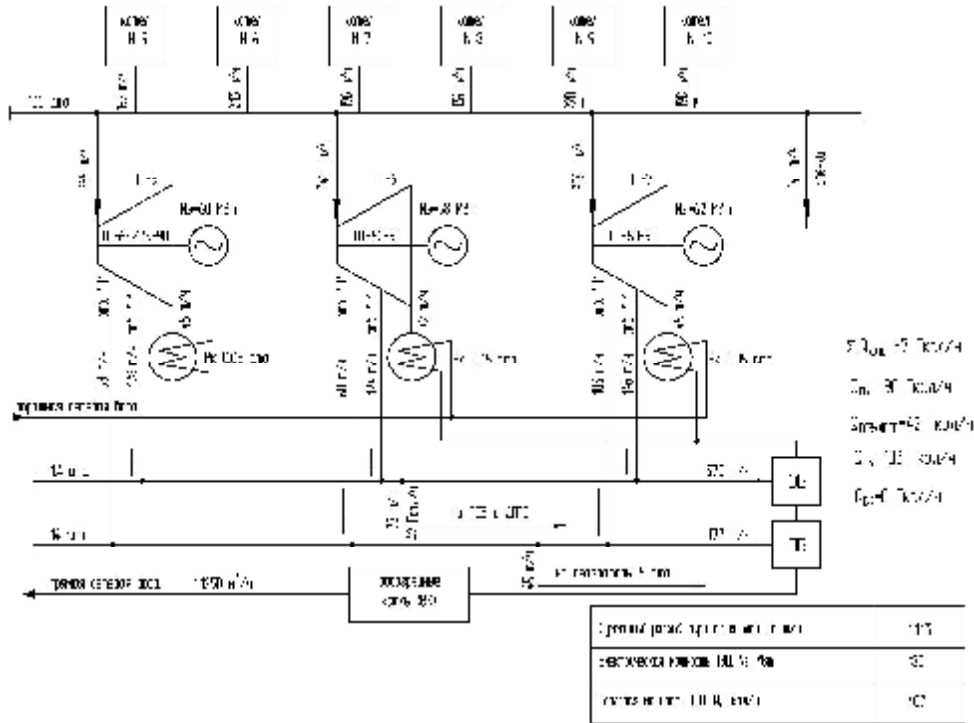
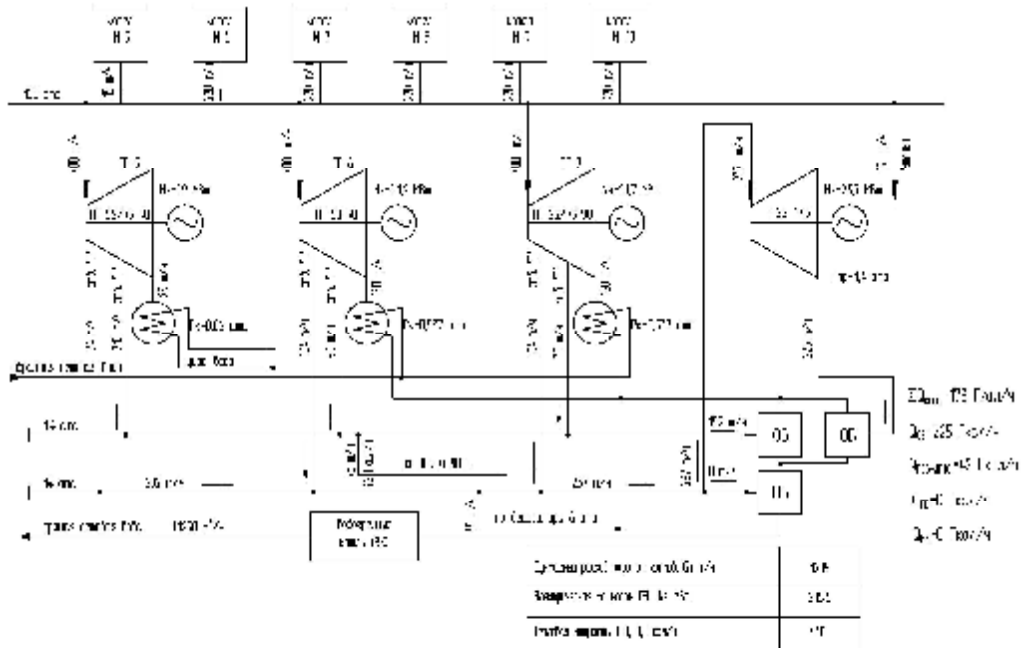


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема до реконструкции Дарницкой ТЭЦ (макс. отопительный режим)



ПСВ – подогреватель сырой воды; ДПТС – деаэрактор подпитки теплосети;
 ОБ – основной бойлер; ПБ – пиковый бойлер

Рис. 2. Принципиальная тепловая схема Дарницкой ТЭС после реконструкции с установкой турбины P-25-1,45 (макс. отопительный режим)

В настоящее время расход пара производственных параметров для внешних потребителей значительно сократился. Фактический расход с учётом собственных нужд составляет 11–22 кг/с (40–80 т/ч).

В связи с этим турбины работают в неэкономичном режиме, а именно:

- расход свежего пара на турбины значительно меньше расчетного, что обуславливает снижение КПД проточной части и электрической мощности ЦВД;
- использование пара из производственного отбора на теплофикацию в пиковых бойлерах приводит к дополнительному снижению электрической мощности турбины.

С целью увеличения отпуска тепла и электрической энергии от ТЭЦ и улучшения экономических показателей рассмотрены возможные варианты реконструкции существующего основного оборудования и расширения ТЭЦ новым энергетическим оборудованием.

1. Варианты установки теплофикационных турбин типа Т-40/55-1,5 или Т-76-90 с конденсационным устройством требуют больших капитальных вложений за счет стоимости как самой турбоустановки, так и необходимости расширения системы технического водоснабжения (строительство новой градирни, циркуляторов, установка циркуляторов и др.).

Срок окупаемости капитальных затрат составляет около 12 лет, что делает варианты нерентабельными.

2. Наиболее целесообразным является вариант установки в здании первой очереди ТЭЦ новой противодавленной турбоустановки типа Р-25-1,45 с выхлопом на автономную бойлерную установку, выделенную из ныне существующих (рис. 2).

Турбина Р-25-1,45 рассчитана на максимальный расход свежего пара 69–77 кг/с (250–280 т/ч) и имеет параметры противодавления 0,05–0,15 МПа.

Подача рабочего пара на турбину Р-25-1,45 осуществляется из коллектора 0,98–1,57 МПа (от производственных отборов ТГ-5, 6 и 7). При этом давление на выхлопе турбины Р-25-1,45 в отопительный период соответствует давлению в теплофикационных отборах турбин ПТ-60-90.

В летний период при тепловой нагрузке ГВС на уровне 63 Гкал/ч противодавление турбины Р-25-1,45 снижается до 50–60 кПа, что приводит к увеличению электрической мощности и повышению экономичности работы ТЭЦ.

Работа ТЭЦ по предложенному варианту позволит максимально использовать паровую мощность котельного оборудования, увеличить электрическую и тепловую мощность ТЭЦ и улучшить технико-экономические показатели электростанции.

Реконструкцию ТЭЦ целесообразно выполнять поэтапно.

На первом этапе следует провести техническое перевооружение турбины ПТ-60-90 ст. № 7 с заменой ЦВД на новый, а также выполнить малозатратные работы по тепловой схеме ТЭЦ.

Увеличение электрической мощности турбины ст. № 7 за счет технического перевооружения составит порядка 500–600 кВт.

На втором этапе предлагается установить турбину Р-25-1,45 с генератором. При этом пар противодавления (для целей теплоснабжения) от турбины подается на одну из существующих бойлерных установок.

При этом суммарная электрическая мощность ТЭЦ увеличится на 20–25 МВт и составит 215 МВт, максимальная тепловая мощность отпускаемая от турбинного оборудования увеличится до 440 Гкал/ч.

Средний удельный расход топлива за отопительный период на вырабатываемую электроэнергию составит 246,5 г/(кВт·ч).

Ожидаемое увеличение прибыли в течение года (по ценам и тарифам 2009 г.) позволит окупить капитальные затраты за 3–4 года.

Также были рассмотрены режимы работы турбин Дарницкой ТЭЦ с выработкой максимально возможной электрической мощности по конденсационному циклу в летний период и в теплое время отопительного периода.

В настоящее время покрытие существующих летних тепловых нагрузок на ГВС в количестве 63 Гкал/ч осуществляется от ТГ-5 при охлаждении конденсатора циркуляционной водой с удельным расходом условного топлива на выработку электроэнергии 422 г/(кВт·ч).

Оптимизация отпуска тепла от того же оборудования без каких либо реконструкций возможна за счет уменьшения конденсационного расхода пара, покрытия всей тепловой нагрузки из теплофикационного отбора и уменьшения расхода свежего пара на турбину.

При этом удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии может составить 370 г/(кВт·ч). Однако на таком режиме расход пара на турбину должен быть около 83,4 кг/с (300 т/ч), что невозможно по условию максимальной разгрузки котлов, работающих на угле. По этой причине неизбежна излишняя конденсационная мощность, вырабатываемая в летний период и ухудшающая экономические показатели.

Таким образом, установка турбины Р-25-1,45 с возможностью работы в летний период с пониженным противодавлением до 50–60 кПа (0,5–0,6 ата) даст дополнительное увеличение электрической мощности на 3,7–4 МВт и позволит иметь в летний период удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии на уровне 370 г/(кВт·ч).

Сравнительные расчеты работы ТЭЦ по конденсационному циклу (с отпуском 63 Гкал/ч тепла на ГВС и максимально возможной выработкой электроэнергии), в вариантах с установкой турбин Т-40/55-1,5 и Р-25-1,45 показали, что электрическая мощность ТЭЦ в летний период может быть увеличена до 263 МВт и 176 МВт соответственно. Однако при этом удельные расходы топлива на выработку электроэнергии составят 439–465 г/(кВт·ч), что значительно выше, чем на крупных пылеугольных ТЭС (таких как Трипольская, Ладыжинская, Змиевская и др.). Также неэкономична выработка конденсационной мощности в теплое время отопительного периода, когда появляется резерв по пару отборов.

В связи с вышеизложенным установка конденсационных турбин на Дарницкой ТЭЦ, а также работа на конденсационном режиме с существующими параметрами свежего пара 90 ата, 535 °С не рекомендуется.

Анализ предлагаемых мероприятий по увеличению покрытия тепловых и электрических нагрузок от основного турбинного оборудования ТЭЦ позволяет сделать следующие выводы:

1. Реконструкцию ТЭЦ целесообразно выполнять поэтапно.
2. На первом этапе в ближайшее время целесообразно провести техническое перевооружение турбины ПТ-60-90 ст. № 7 с заменой ЦВД на новый, а также выполнить малозатратные работы по тепловой схеме ТЭЦ.
3. На втором этапе предлагается установить турбину Р-25-1,45 с генератором. При этом пар противодавления (для целей теплоснабжения) от турбины подается на одну из существующих бойлерных установок.

4. Расчётные основные технико-экономические показатели после реконструкции ТЭЦ:

4.1 Увеличение тепловой мощности турбинного оборудования – 33 Гкал/ч.

4.2 Увеличение электрической мощности ТЭЦ – 35 МВт.

4.3 Снижение удельного расхода условного топлива:

4.3.1 отопительный период – 107,7 г/(кВт·ч);

4.3.2 летний период – 43,4 г/(кВт·ч).

4.4 Срок окупаемости затрат – около 3 лет.

Список литературы: 1. ТС107-013. Анализ тепловой схемы, балансов пара и тепла с выбором оптимального варианта отпуска тепла и технического перевооружения Дарницкой ТЭЦ // филиал ХЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром». – 2009. 2. 41Т292-1320 ПЗ. Разработка рабочей документации по реконструкции турбины ПТ-60-90/13 ст. №5 Дарницкой ТЭЦ с целью увеличения электрической мощности и экономичности турбины путем увеличения пропускной способности ЧСД и расхода пара в теплофикационный отбор // филиал ХЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром». – 2009. 3. 38Т292-1293 ПЗ. Разработка рабочей документации по реконструкции турбины ПТ-60-90/13 ЛМЗ ст. №5 Дарницкой ТЭЦ с целью перевода на режим работы с ухудшенным вакуумом и использованием конденсатора в качестве подогревателя сетевой воды // филиал ХЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром». – 2007. 4. ГКД 34.09.108-98. Розподіл витрати палива на теплових електростанціях на відпущену електричну і теплову енергію при їх комбінованому виробництві. Методика // НДІЕнергетики. – Київ. – 1998.

© Мамонтов Н.И., Кобцев О.М., Воеводин Ю.Т., Пугачева Т.Н., 2010
Поступила в редколлегию 15.02.10

УДК 621.165

В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
С.А. ТЕМЧЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА ДЛЯ ОСЕВОГО КОЛЬЦЕВОГО КАНАЛА

Описано новий метод розв'язування оберненої задачі розрахунку закрученої вісесиметричної течії ідеального газу у вільному осьовому кільцевому каналі. Метод спеціально розроблений для використання в задачах оптимального проектування проточних частин турбомашин: враховує особливості організації оптимального пошуку та дозволяє істотно розпаралелити обчислювальні процеси.

The new problem-solving procedure of swirl ideal gas axial-symmetric flow inverse problem for the free axial ring duct is described. The procedure specially is developed for use in optimum designing problems of turbomachines flowing pass and take into account features of the optimum alternative organisation and allows essentially paralleling computing processes.

Для различных технических устройств турбомашин, таких как переходные каналы турбореактивных двигателей, выхлопные патрубки, элементы камер сгорания и системы подвода рабочего тела к первым ступеням, важной проблемой является проектирование осевых кольцевых каналов.

Рассматривается осевой кольцевой канал, в котором сжимаемое рабочее тело полагается невязким, течение установившимся, закрученным, адиабатическим и безотрывным, а полная энтальпия, энтропия и показатель изоэнтропы остаются постоянными вдоль линии тока. Система координат – неподвижная цилиндрическая (φ, R, Z) , где φ – полярный угол, R – радиальное направление, Z – осевое направление, совпадающее с осью канала.

Течение в канале описывается следующей системой уравнений:

1) Уравнение сохранения энергии вдоль линии тока

$$\frac{k}{k-1} p^* v^* = \frac{k}{k-1} p v + \frac{C^2}{2}, \quad (1)$$

где p^*, v^* – полное давление и удельный объем, а $C^2 = C_Z^2 + C_R^2 + C_U^2$.

2) Уравнение изоэнтропийного процесса вдоль линии тока

$$p^* (v^*)^k = p v^k = \text{const}. \quad (2)$$

3) Три уравнения, эквивалентные уравнению неразрывности

$$C_Z = \frac{v}{2\pi R} \frac{\partial G}{\partial R}; \quad C_R = -\frac{v}{2\pi R} \frac{\partial G}{\partial Z}; \quad \text{tg } \gamma = -\frac{\partial G}{\partial Z} / \frac{\partial G}{\partial R}, \quad (3)$$

где $G(Z, R)$ – функция массового расхода.

4) Проекция уравнения количества движения на радиальное направление

$$C_R \frac{\partial C_R}{\partial R} + C_Z \frac{\partial C_R}{\partial Z} - \frac{C_U^2}{R} = -v \frac{\partial p}{\partial R}. \quad (4)$$

5) Проекция уравнения количества движения на осевое направление

$$C_R \frac{\partial C_Z}{\partial R} + C_Z \frac{\partial C_Z}{\partial Z} = -v \frac{\partial p}{\partial Z}. \quad (5)$$

6) Проекция уравнения количества движения на окружное направление

$$C_R \frac{\partial C_U}{\partial R} + C_Z \frac{\partial C_U}{\partial Z} + \frac{C_U C_R}{R} = 0, \quad (6)$$

из которого следует

$$C_U R = \text{const}. \quad (7)$$

Преобразуем эту систему уравнений к системе уравнений меньшей размерности, как показано в работе [1]. После чего окончательно получим систему уравнений, в которую входят уравнения (1), (6) и (8)

$$\frac{\partial p}{\partial R} = \frac{1 - M_{C_Z}^2}{1 - M_{C_Z}^2 - M_{C_R}^2} \frac{v}{(2\pi R)^2} \frac{\partial G}{\partial R} \left[\frac{M_{C_Z} M_{C_R}}{1 - M_{C_Z}^2} B_1 - B_2 \right] + \frac{C_U^2}{v R}, \quad (8)$$

где $M_{C_Z} = C_Z/a$, $M_{C_R} = C_R/a$ – числа Маха, определенные по осевой и радиальной составляющим скорости потока; $a = \sqrt{kp\nu}$ – скорость звука;

$$B_1 = \left(\frac{1}{R} \frac{\partial G}{\partial R} - \frac{\partial^2 G}{\partial R^2} \right) \text{tg} \gamma - \frac{\partial^2 G}{\partial R \partial Z}, \quad B_2 = \left(\frac{1}{R} \frac{\partial G}{\partial Z} - \frac{\partial^2 G}{\partial Z \partial R} \right) \text{tg} \gamma - \frac{\partial^2 G}{\partial Z^2}.$$

Рассмотрим постановку и метод решения обратной задачи.

Задается:

- 1) массовый расход через канал m ;
- 2) полные давления p^* и удельный объем v^* ;
- 3) распределение по радиусу окружной составляющей скорости потока на входе в канал;
- 4) уравнение $R = R_m(Z)$, задающее геометрию одной из линий тока внутри канала;
- 5) уравнение $C = C_m(Z)$, задающее распределение скорости вдоль выбранной линии тока.

Необходимо определить на меридиональной плоскости:

- 1) внутреннюю и наружную границы канала $R_k = R_k(Z)$ и $R_p = R_p(Z)$;
- 2) распределение параметров рабочего тела внутри канала.

Зададим множество сечений на меридиональной плоскости канала $Z = \text{const}$, $Z_0 < Z_1 < \dots < Z_i < Z_{i+1} < \dots < Z_l$, которые покрывают её с достаточной густотой. Задачу

расчета течения для одного сечения $Z = \text{const}$ назовем частной задачей. И для каждой частной задачи будем полагать известными $\frac{dR_m(Z)}{dZ}$, $\frac{d^2R_m(Z)}{dZ^2}$, $\frac{d^3R_m(Z)}{dZ^3}$, $\frac{dC_m(Z)}{dZ}$ и $\frac{d^2C_m(Z)}{dZ^2}$. Очевидно, что решение всех частных задач, будет решением задачи, сформулированной выше.

Частную задачу можно разделить на две подзадачи: подзадачу определения внутренней границы канала и подзадачу определения наружной границы канала. Первая подзадача: для части массового расхода m_1 найти внутреннюю границу канала $R_k = R_k(Z)$ и определить распределение параметров рабочего тела между линией тока, заданной уравнением $R = R_m(Z)$, и внутренней границей канала $R_k = R_k(Z)$. Вторая подзадача: для части массового расхода $m_2 = m - m_1$ найти наружную границу канала $R_p = R_p(Z)$ и определить распределение параметров рабочего тела между линией тока, заданной уравнением $R = R_m(Z)$, и наружной границей канала $R_p = R_p(Z)$.

Рассмотрим только первую подзадачу, так как обе подзадачи имеют один и тот же вычислительный алгоритм.

В сечении $Z = Z_i$ выберем N равностоящих точек $R_j, j = \overline{1, N}$. В точке на линии тока $R_1 = R_m(Z_j)$ определяем статическое давление p_m из уравнения (1)

$$p_m = \left[\frac{k-1}{kv^*} (p^*)^{-\frac{1}{k}} \right]^{k-1} \left(\frac{k}{k-1} p^* v^* - \frac{C_m^2}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (9)$$

Для точки $R_1 = R_m(Z_j)$ по условию подзадачи известна функция $C = C_m(Z)$, определяющая скорость потока. Для скорости потока справедлива следующая система уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} C^2 - C_R^2 - C_Z^2 - C_U^2 = 0; \\ C \frac{dC}{dZ} - C_R \frac{dC_R}{dZ} - C_Z \frac{dC_Z}{dZ} - C_U \frac{dC_U}{dZ} = 0; \\ \left(\frac{dC}{dZ} \right)^2 + C \frac{d^2C}{dZ^2} - \left(\frac{dC_Z}{dZ} \right)^2 - C_Z \frac{d^2C_Z}{dZ^2} - \left(\frac{dC_R}{dZ} \right)^2 - C_R \frac{d^2C_R}{dZ^2} - \left(\frac{dC_U}{dZ} \right)^2 - C_U \frac{d^2C_U}{dZ^2} = 0. \end{array} \right. \quad (10)$$

Введем функцию массового расхода $G(Z, R) = m\Psi(Z, R)$, где $\Psi(Z, R)$ – безразмерная функция тока. В качестве безразмерной функции тока использовалась функция следующего вида:

$$\Psi(Z, R) = \frac{\overline{F}(Z, R) + x(Z, R) \overline{F}(Z, R)}{1 + x(Z, R) \overline{F}(Z, R)}, \quad (11)$$

где $\bar{F}(Z, R) = (R_j^2(Z) - R_k^2(Z)) / (R_p^2(Z) - R_k^2(Z))$ – относительная торцевая площадь, принимающая значения $0 \leq \bar{F}(Z, R) \leq 1$. Отметим, что функция $x(Z, R)$ – некоторая непрерывная дважды дифференцируемая функция вещественных переменных.

Если функция $x(Z, R)$ имеет вид $x(Z, R) = f(R, a_0(Z), a_1(Z), \dots, a_l(Z))$, тогда в каждой точке R_j сечения $Z = Z_i$ величины $a_0(Z_i), a_1(Z_i), \dots, a_l(Z_i), \frac{\partial a_0(Z_i)}{\partial Z}, \frac{\partial a_1(Z_i)}{\partial Z}, \dots, \frac{\partial a_l(Z_i)}{\partial Z}$ и $\frac{\partial^2 a_0(Z_i)}{\partial Z^2}, \frac{\partial^2 a_1(Z_i)}{\partial Z^2}, \dots, \frac{\partial^2 a_l(Z_i)}{\partial Z^2}$ – вещественные числа.

Например, если $l = 0$, то вектор вещественных переменных X функции $\Psi(Z, R)$ имеет только три компоненты: $X = \left\{ a_0(Z_i), \frac{\partial a_0(Z_i)}{\partial Z}, \frac{\partial^2 a_0(Z_i)}{\partial Z^2} \right\}$.

При заданном векторе X система уравнений (10) имеет три неизвестные $R_k, \frac{dR_k}{dZ}, \frac{d^2 R_k}{dZ^2}$. Особо отметим, что эта система уравнений решается аналитически.

Для сечения $Z = \text{const}$ уравнение (8) – обычное дифференциальное уравнение с граничным условием (9). Его решение – решение задачи Коши $\frac{dP}{dR} = f(R, p)$ на интервале $[R_m(Z), R_k(Z)]$.

При заданном векторе X для определения распределения параметров рабочего тела в сечении $Z = Z_i$ достаточно решить задачу Коши, найти давления в оставшихся $(N-1)$ точках сечения и вычислить в этих точках скорости и другие параметры течения. Однако, выполнение уравнения (1) гарантировано только в той единственной точке, в которой определялось граничное условие (9): в точке $R_1 = R_m(Z)$. Во всех других точках $R_j, j = \overline{2, N}$ выполнение уравнения сохранения энергии (1) зависит от правильности выбора вектора X . А правильность выбора вектора X мы сможем оценить из уравнения (1), а именно: определить в каждой точке R_j массовый расход, который следует ожидать через сечение $Z = Z_i$:

$$m_{Xj} = \frac{\frac{2k}{k-1} (p_j^* v_j^* - p_j v_j)}{\sqrt{\left(\frac{v_j}{2\pi R_j}\right)^2 \left[\left(\frac{\partial \Psi}{\partial R}\right)_j^2 + \left(\frac{\partial \Psi}{\partial Z}\right)_j^2 \right] + (C_U^2)_j}}. \quad (12)$$

Таким образом, необходимо найти такой вектор X , чтобы величины давлений p_j , полученные в результате решения уравнения (8), обращали уравнение (1) в тождество во всех точках $R_j, j = \overline{2, N}$ сечения $Z = Z_i$. Поэтому задача расчета течения в сечении $Z = \text{const}$ может быть сформулирована как задача нелинейного программирования, независимыми переменными которой выступают компоненты вектора X . При построении целевой функции будем руководствоваться необходимостью выполнения условия (12) в каждой точке $R_j, j = \overline{2, N}$.

Алгоритм вычисления целевой функции:

1) Задаемся компонентами вектора X и вычисляем функцию (11) и все ее производные до второго порядка включительно в каждой точке сечения R_j , $j = \overline{1, N}$;

2) аналитически находим корни системы уравнений (10), а именно: R_k , $\frac{dR_k}{dZ}$, $\frac{d^2R_k}{dZ^2}$;

3) решаем задачу Коши $\frac{dp}{dR} = f(R, p)$ на интервале $[R_m(Z), R_k(Z)]$ расчетного сечения $Z = Z_i$ при граничном условии в точке $R_1 = R_m(Z)$ и вычисляем ожидаемые массовые расходы m_{x_j} в точках R_j , $j = 2, 3, \dots, N$, используя условие (12);

4) вычисляем целевую функцию, построенную по принципу критерия метода наименьших квадратов

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

Итак, предложен новый метод, который в рамках осесимметричной модели течения при заданных аэродинамических граничных условиях – характеристиках ядра потока – находит геометрию канала, что качественно отличает его от существующих в настоящее время методов решение обратной задачи как итерационного решения прямых задач. Новый метод позволяет существенно распараллелить вычислительные процессы и учитывает особенности решения задачи оптимального проектирования канала:

- обратная задача разделена на две независимые друг от друга подзадачу определения геометрии внутренней границы канала и подзадачу определения наружной границы канала;

- каждая из подзадач разделена на независимые частные задачи, которые могут решаться в любой последовательности, группами или одновременно;

- частная задача сформулирована как задача нелинейного программирования и при ее решении исключены несходящиеся итерационные процессы и не требуется хранения данных о предыстории поиска.

Список литературы: 1. Субботович В.П. Определение параметров осесимметричного потока в торцевом сечении кольцевого канала / В.П. Субботович, С.А. Темченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 52-55.

© Субботович В.П., Темченко С.А., 2010
Поступило в редколлегию 15.02.10

УДК 621.165

Л.Н. БЫСТРИЦКИЙ, канд. техн. наук; н.с. ОАО «Турбогаз», г. Харьков
В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук; вед. н.с. ИПМаш НАНУ, г. Харьков
В.И. КАСИЛОВ, канд. техн. наук; проф. ХПИ «НТУ», г. Харьков
А.Ю. КОЗЛОКОВ, гл. инженер ОАО «Харьковская ТЭЦ-5», г. Харьков

РАБОТА ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ С МАЛЫМ D_{cp}/l В РЕЖИМЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Запропоновано підхід до визначення витрат енергії у турбінного ступеня на компресування при її роботі у режимах споживання механічної енергії.

Approach to determination expenditure of energy in a turbine stage on the compression during its work in the regime of mechanical consumption is introduced.

В цилиндрах низкого давления (ЦНД) мощных паровых турбин устанавливаются ступени, выполненные с малым отношением D_{cp}/l . При работе турбин на малорасходных режимах в них возникают привтулочные отрывы как за рабочим колесом, так и внутри каналов, сформированных рабочими лопатками, и вращающийся торовой вихрь в периферийной области межвенцового зазора.

Исследованию процессов формирования этих отрывов, а также вопросам потребления энергии ступенями с малым отношением D_{cp}/l уделено большое внимание. Результаты приведены в целом ряде работ [1–11] и в основном посвящены исследованию потерь механической энергии во вращающихся ступенях при отсутствии протекания через них расхода рабочей среды. В то же время отмечается, что потребление энергии рабочим колесом ступени при малорасходных режимах исследовано недостаточно.

В данной работе рассмотрена задача определения затрат энергии в турбинной ступени при её работе в режиме потребления энергии, начиная от режима холостого хода, на сжатие (компресирование) рабочей среды.

Рассмотрена работа турбинной ступени с отношением $D_{cp}/l = 2,58$ при цилиндрических меридиональных обводах, в которой направляющий аппарат выполнен по закону закрутки углов выхода потока $\alpha_{1эф} = 21^\circ = \text{const}$, рабочее колесо спроектировано для работы на номинальном режиме при нулевой степени реактивности. Степень реактивности на среднем радиусе составляла $\rho_{cp} = 0,41$ и в периферийной области $\rho_n = 0,60$. Для направляющего аппарата (НА) отношение $t/b = 0,714 = \text{const}$. В рабочем колесе угол выхода потока $\beta_{2геом}$ изменяется от 18° в периферийном сечении до 31° в корневом сечении, обеспечивая закрутку $\rho \cdot C_{z_2} = \text{const}$.

Подводимая к рабочему колесу энергия обеспечивалась с помощью регулируемого электродвигателя постоянного тока, расположенного на взвешивающем устройстве, что позволило измерять крутящий момент, передаваемый рабочему колесу [5].

В качестве характеристики режимов выбрана величина относительного объёмного расхода $\overline{G \cdot v_2} = G \cdot v_2 / (G \cdot v_2)_0$, где объёмный расход $(G \cdot v_2)_0$ определялся при максимальном значении внутреннего КПД ступени η_{oi} .

По мере уменьшения расхода через турбинную ступень происходит снижение энергии потока, что выражается в уменьшении как статического P_1 , так и полного P_1^* давлений в межвенцовом зазоре.

В диапазоне изменения режимов работы ступени от $\overline{G \cdot v_2} = 1,0$ до $\sim 0,65$ в периферийной области наблюдается снижение полного давления P_2^* за рабочим колесом, после которого начинается его возрастание при снижении статического давления P_1 в межвенцовом зазоре (на входе в РК). При $\overline{G \cdot v_2} = 0,614$ различие между P_1^* и P_2^* невелико, что свидетельствует о резком уменьшении передачи энергии потоком к периферийным сечениям рабочей лопатки. При $\overline{G \cdot v_2} = 0,564$ $\Delta P^* = P_1^* - P_2^* \approx 0$, а при $\overline{G \cdot v_2} = 0,504$ $\Delta P^* < 0$, т.е. при этом значении относительного объёмного расхода в периферийной области уже происходит передача энергии от рабочего колеса к потоку. При дальнейшем уменьшении $\overline{G \cdot v_2}$ процесс передачи энергии от рабочих лопаток к потоку охватывает все большую часть высоты лопатки. При малых $\overline{G \cdot v_2}$ рабочее колесо входит в режим передачи энергии (в компрессорный режим) от лопаток к потоку.

Для определения мощности, затрачиваемой рабочим колесом на перемещение потока в режимах потребления мощности ($N_m < 0$) структуру течения целесообразно рассматривать не по цилиндрическим поверхностям, а по струйкам тока основного потока, в которых происходит изменение энергии под действием лопаточных сил [3]. Обтекание лопаток в этом случае происходит не вдоль профильных поверхностей, формирующих каналы, а по сложным поверхностям перехода струек от профиля, расположенного на меньшем радиусе к профилю на большем, имеющим другую форму. Отклонение течения от цилиндрического приводит к тому, что в переносном движении усиливается работа кориолисовых сил. Их влияние на энергообмен тем сильнее, чем больше отклонение потока в ступени от цилиндричности течения.

Мощность, развиваемая или поглощаемая элементом рабочего колеса ступени, отнесенная к струйке рабочего тела, может быть определена как

$$\Delta N = \Delta G \cdot h_u, \quad (1)$$

где h_u – удельная работа на лопаточном венце, совершаемая струйкой единичной массы.

Согласно уравнению Эйлера удельная работа, совершаемая элементарной ступенью (элементарной струйкой тока) равна

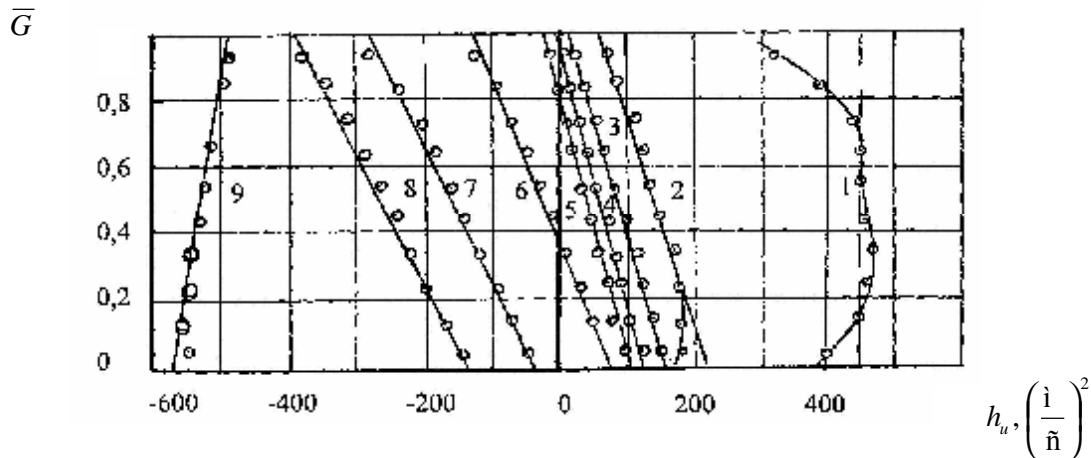
$$h_u = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}, \quad (2)$$

где u_1 и u_2 – окружная скорость рабочих лопаток на радиусах r_1 и r_2 , м/с,
 C_{1u} , C_{2u} – окружная составляющая скорости потока C_1 на входе в рабочее колесо (РК) и скорости C_2 на выходе из РК.

Так как при наличии областей отрыва потока и вихревого движения в межвенцовом зазоре, создающим существенно отличное от цилиндрического движения, аналитическое описание течения не представляется возможным. Поэтому на основе анализа результатов экспериментальных исследований был определён характер

изменения удельной работы на рабочем колесе и предложена приближённая методика определения затрат механической энергии в ступени в зависимости от $\overline{G \cdot v_2}$.

На рис. 1 приведено распределение h_u по линиям тока для струек $\Delta G = 0,1-1,0$, полученное по результатам траверсирования при изменении $\overline{G \cdot v_2}$ от 0,972 до 0,04. Видно, что для большей части режимов, соответствующих $\overline{G \cdot v_2} \leq 0,652$ (для области малорасходных режимов) распределение $h_u = f(G)$ является линейным, что позволяет принять значение удельной работы на линии тока $\overline{G_i} = 0,5$ как интегральное для всей ступени.



1 – $\overline{G \cdot v_2} = 0,972$; 2 – 0,652; 3 – 0,614; 4 – 0,587; 5 – 0,564; 6 – 0,504; 7 – 0,367; 8 – 0,254; 9 – 0,04

Рис. 1. Распределение удельной работы по линиям равных расходов при различных $\overline{G \cdot v_2}$

На рис. 2 приведено изменение относительной удельной работы $\overline{h}_u = h_u/h_{u_{ин}}$ при уменьшении $\overline{G \cdot v_2}$ во всём диапазоне работы ступени на линии тока $\overline{G_i} = 0,5$. Изменение \overline{h}_u при снижении $\overline{G \cdot v_2}$ является линейной функцией, проходящей через точку, соответствующую режиму холостого хода ступени $\overline{G \cdot v_2} = 0,54$, которая может быть аппроксимирована зависимостью

$$\overline{h}_u = 2,1739 \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{0,0}). \quad (3)$$

Для определения \overline{h}_u необходимо знать какое влияние на $(\overline{G \cdot v_2})_{0,0}$ оказывают геометрические соотношения ступеней, и, прежде всего, втулочное отношение, угол наклона меридионального обвода направляющего аппарата ступени.

Из рис. 2 видно, что на величину \overline{h}_u втулочное отношение не оказывает влияния, т.е. при малорасходных режимах распределение $\overline{h}_u = f(\overline{G_i})$ подобно в ступенях с различным втулочным отношением. При этом режим холостого хода для ступеней с различной геометрией наступает при различных значениях $(\overline{G \cdot v_2})_{0,0}$. Изменение которых, в зависимости от втулочного отношения и от угла наклона γ_n меридионального обвода, представлено зависимостью

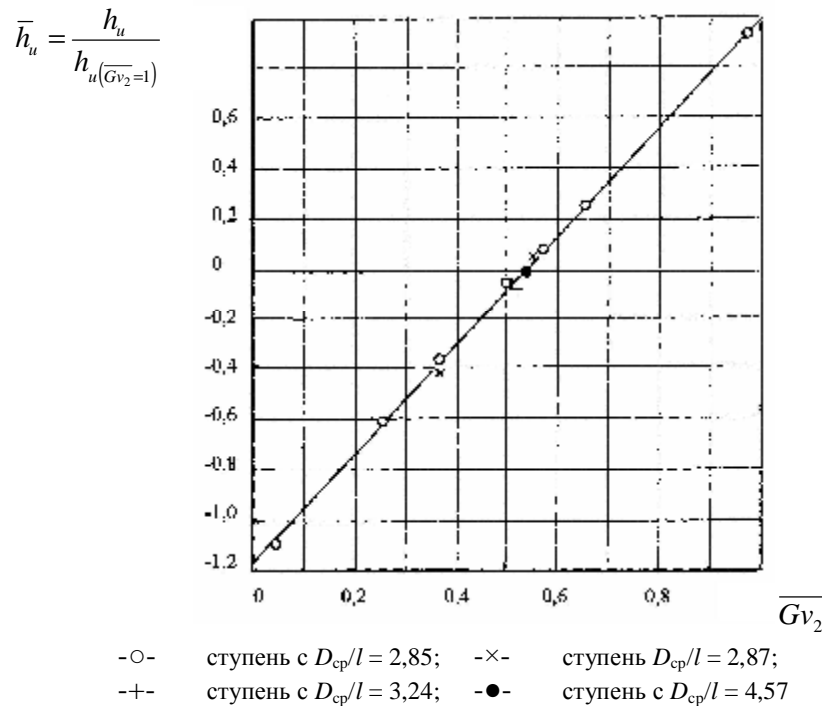


Рис. 2. Зависимость относительной удельной работы при для струйки $\bar{G}_i = 0,5$ от объёмного расхода рабочей среды через ступень

$$(\bar{G} \cdot v_2)_{0,0} = 0,682 \cdot (1 - 0,1292 \cdot \sqrt{\text{tg } \gamma_i}) \cdot (1 - r_{\text{до}})^{0,4}. \quad (4)$$

Подставляя $(\bar{G} \cdot v_2)_{0,0}$ в зависимость (3), и, определив \bar{h}_u , можно по (1) определить мощность, затрачиваемую на компримирование среды рабочим колесом. Так как значение \bar{h}_u определено при $\bar{G}_i = 0,5$ с учётом линейности распределения $\bar{h}_u = f(\bar{G}_i)$, то зависимость $\Delta N = h_u \cdot \Delta G_i$ можно представить для ступени как

$$N_k = G \cdot h_{u(\bar{G}_i=0,5)}, \quad (5)$$

где G – расход через ступень, h_u – удельная работа на линии тока $\bar{G}_i = 0,5$.

Учитывая, что $G \cdot v_2 = \bar{G} \cdot v_2 \cdot (G \cdot v_2)_0$, $G = \bar{G} \cdot v_2 \cdot G_0 \cdot \frac{v_{2,0}}{v_2}$ и $h_u = \bar{h}_u \cdot (h_u)_0$, после подставки их в (5) получим

$$N_k = 2,1739 \cdot G_0 \cdot \frac{v_{2,0}}{v_2} \cdot (h_u)_0 \cdot \bar{G} \cdot v_2 \cdot (\bar{G} \cdot v_2 - (\bar{G} \cdot v_2)_{0,0}).$$

Для работы ступени в условиях несжимаемой среды ($v_2 = v_{2,0}$).

При определении мощности компримирования необходимо для ступени иметь основные характеристики её работы на номинальном режиме: расход через ступень G_0 при максимальном значении η_i , удельную работу ступени

$$h_{u0} = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u},$$

где для номинального режима работы можно принять значение $u_1 = u_2 = u_{cp}$; C_{1u} и C_{2u} на среднем радиусе рабочего колеса, что весьма близко к положению линии $\overline{G}_i = 0,5$ и при осевом выходе потока из рабочего колеса ($C_{2u} = 0$) значение h_{u0} при номинальном режиме равно

$$h_{u0} = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u} = u_{cp,0} \cdot C_{1ucp}.$$

С учётом принимаемой степени реактивности на среднем радиусе r_{cp} в этом случае,

$$h_{u0} = U_{c\delta} \cdot \varphi \cdot \tilde{N}_{0\tilde{n}\delta} \cdot \cos \alpha_{1\tilde{n}\delta} \cdot \sqrt{1 - \rho_{\tilde{n}\delta}}, \quad (6)$$

где φ – коэффициент скорости для каналов НА;

C_{0cp} – теоретическая скорость, соответствующая срабатываемому на ступени тепловому перепаду при номинальном режиме.

Для случая неосевого выхода потока из РК значение C_{2u} принимается исходя из газодинамического расчёта ступени.

С учётом изложенного при осевом выходе потока из РК мощность, затрачиваемая на прокачивание среды рабочим колесом для режимов потребления энергии составит

$$N_k = G_0 \cdot U_{c\delta} \cdot \varphi \cdot \tilde{N}_{0cp} \cdot \cos \alpha_{1\tilde{n}\delta} \cdot \sqrt{1 - \rho_{\tilde{n}\delta}} \cdot \frac{v_{2,0}}{v_2} \cdot \overline{G \cdot v_2} \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{\delta,\delta}), \quad (7)$$

где $(\overline{G \cdot v_2})_{\delta,\delta}$ определяется зависимостью (4).

Список литературы: 1. Пономарёв В.Н. Экспериментальное исследование привтулочного отрыва потока в турбинной ступени / В.Н. Пономарёв, Г.А. Бондаренко, В.Н. Голощанов // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 77-79. 2. Шнез Я.И. Особенности работы турбинной ступени с малым d_{cp}/l в режимах малых нагрузок / Я.И. Шнез, В.Н. Пономарёв, М.Ф. Фёдоров, Л.Н. Быстрицкий // Теплоэнергетика. – 1971. – №1. – С. 39-45. 3. Лагун В.П. Особенности работы последних ступеней ЦНД на малых нагрузках и холостом ходу / В.П. Лагун, Л.Л. Симою, Ю.З. Фрумин, Л.В. Поволоцкий, Ф.М. Сухарев // Теплоэнергетика. – 1972. – № 2. – С. 21-24. 4. Емин О.Н. Приближённый метод расчёта характеристик ступени турбины в области глубоконарасчётных режимов / О.Н. Емин, Г.Н. Лысенко // Теплоэнергетика. – 1973. – № 3. – С. 19-22. 5. Быстрицкий Л.Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Харьков, 1975. – 293 с. 6. Шапиро Г.А. Результаты натурных исследований переменных режимов работы ЧНД теплофикационной турбины / Г.А. Шапиро, В.П. Лагун, Л.Л. Симою, Е.И. Эфрос, Ю.В. Захаров // Теплоэнергетика. – 1976. – № 10. – С. 31-34. 7. Усачёв И.П. Общий метод расчёта вентиляционных потерь в ступенях турбомашин / И.П. Усачёв, В.М. Неймин // Энергомашиностроение. – 1978. – № 3. – С. 9-11. 8. Сандовский В.Б. К вопросу об образовании торового вихря у периферии турбинной ступени с малым D_{cp}/l / В.Б. Сандовский, В.А. Харченко, Ю.М. Марченко и др. // Тр. ЦКТИ. – 1981. – Вып. 184. – С. 102-105. 9. Топунов А.М. Характеристики группы последних ступеней турбин на режимах малых нагрузок / А.М. Топунов, Ю.М. Погодин, А.С. Петров, В.Л. Раков // Теплоэнергетика. – 1989. – №7. – С. 26-30. 10. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / Под ред. В.А. Хаймова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 240 с. 11. Голощанов В.Н. Свойства вращающегося потока за осевым направляющим аппаратом / В.Н. Голощанов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков, А.Л. Шубенко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – №4 и №1, декабрь 2008, март 2009. – С. 30-37.

© Быстрицкий Л.Н., Голощанов В.Н., Касилов В.И., Козлоков А.Ю., 2010
Поступила в редколлегию 12.02.10

УДК 536.246

О.А. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

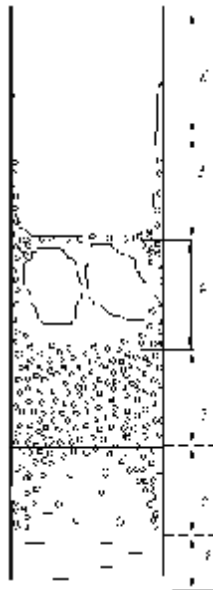
О.М. БАРЫШНИКОВА, студентка НТУ «ХПИ», г. Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ ИСПАРЕНИЯ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Представлено аналіз режимів течії пароводяної суміші в циркуляційних контурах котла та їх вплив на коефіцієнти тепловіддачі усередині труб. Приведені результати гідравлічного розрахунку та розрахунку теплообміну в контурі фронтного екрана полутопки котла КУП-70. Показано, що в системі випаровування котла присутній пухирковий режим кипіння, що забезпечує надійне охолодження стінок труб.

The analys of flow regimes in a steam-water mixture of boiler circulation circuits and their impact on heat transfer coefficients inside the tubes is presented. The results of hydraulic calculation and the calculation of heat transfer in the front screen circuit of boilers KUP-70 fire-box is presented. It Shown that in the evaporation system of the boiler is boiling, which provides a reliable cooling wall pipes.

Для надежной работы котельной установки необходимы непрерывный отвод теплоты от поверхности нагрева и поддержание температуры металла в допустимых пределах при всех возможных режимах работы котла. Температура стенки трубок котла зависит от удельной тепловой нагрузки и от коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочему телу. Повышение тепловой нагрузки приводит к уменьшению поверхности нагрева и поэтому всегда целесообразно. Таким образом, для поддержания приемлемой температуры стенки необходимо стремиться к увеличению коэффициента теплоотдачи, который зависит от скорости рабочего тела и от режима течения пароводяной смеси.



1 – однофазная жидкость, 2 – поверхностное кипение,
3 – эмульсионный режим, 4 – пробковый режим,
5 – стержневой режим, 6 – влажный пар

Рис. 1. Структура потока пароводяной смеси в вертикальной трубе

В испарительных поверхностях нагрева при естественной циркуляции влияние скорости движения смеси зависит от давления в трубках. Под режимом течения пароводяной смеси подразумевается распределение фазовых концентраций в подъемных трубах. Для котлов с естественной циркуляцией массовое паросодержание на выходе составляет не более 20 % и температура стенок на 15–20 °С выше, чем температура рабочего тела [1].

При движении кипящей жидкости в вертикальной трубе происходит непрерывное увеличение паровой и уменьшение жидкой фаз (рис. 1). Соответственно изменяется и гидродинамическая структура потока [2]. Наблюдается три основные области с разной структурой потока жидкости при движении среды снизу вверх: область подогрева

(экономайзерный участок), область кипения (испарительный участок), область подсыхания влажного пара. Испарительный участок включает в себя области с поверхностным кипением и объемным кипением насыщенной жидкости. Поверхностное кипение характеризуется пузырьковым кипением. Участок с объемным кипением включает в себя области эмульсионного, пробкового и стержневого режимов кипения, которые характеризуются ростом и слиянием паровых пузырей. При пузырьковом кипении на стенках трубок находится слой жидкости, что обеспечивает их охлаждение. При объемном кипении с ростом тепловых потоков по стенкам трубы движется паровой слой, что приводит к их перегреву. Поэтому для надежной работы котла в испарительных трубах должен поддерживаться пузырьковый режим кипения, который позволяет получить температуры стенок труб близкие к температуре насыщения среды.

При развитом пузырьковом кипении в условиях направленного движения жидкости коэффициент теплоотдачи можно рассчитать, используя критериальные уравнения [3]:

$$\frac{Nu_{\text{ëëî}}}{Nu_{\text{äë}}} = 6150 \left[\frac{q}{r\rho''_w} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \left(\frac{r}{c_p T_i} \right)^{1/3} \right]^{0,7}, \quad (1)$$

где $Nu_{\text{ëëî}} = \frac{\alpha_{\text{ëëî}} d}{\lambda}$, $Nu_{\text{äë}} = \frac{\alpha_{\text{äë}} d}{\lambda}$ – соответственно числа Нуссельта при кипении и без кипения среды. В условиях турбулентного течения число Нуссельта без кипения рассчитывается по зависимостям для конвективного теплообмена при турбулентном течении жидкости [2, 3].

Комплекс

$$K_w (\rho''/\rho')^{1,45} K_s^{1/3} \leq 0,4 \cdot 10^{-5}, \quad (2)$$

где $K_w = \frac{q}{r\rho''_w}$, $K_s = \frac{r}{c_p T_i}$ оценивает влияние процесса парообразования или турбулентного течения жидкости на механизм теплоотдачи. При сохранении условия (2) преобладает режим турбулентного течения жидкости. При обратном знаке неравенства интенсивность теплообмена практически полностью определяется процессом парообразования и коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по зависимости (1).

Перед исследованием теплообмена необходимо выполнить гидравлический расчет циркуляционных контуров котла, позволяющий оценить надежность его работы. Исследования проводились для циркуляционного контура фронтных экранов полутопки соленого отсека котла-утилизатора КУП-70-4,0-440. Рассматривался диапазон нагрузок от 110 % до 70 % при работе котла в комбинированном режиме и 30 % нагрузке – аварийно-автономный режим. Температура насыщения в барабане котла составляет 255 °С. В результате гидравлического расчета получены истинные скорости циркуляции и все соответствующие им параметры: скорости смеси, расходы воды и паропроизводительность, потери давления в подъемных и опускных трубах, полезные и движущие напоры, напоры застоя и опрокидывания циркуляции. Результаты расчета показали, что с увеличением нагрузки паропроизводительность растет и ее максимальное значение составляет 0,49 кг/с при расходе воды 31 кг/с (рис. 2). Сравнительно малая паропроизводительность контура соответствует паропроизводительности соленого отсека, которая составляет порядка 10–20 % всей паропроизводительности [1].

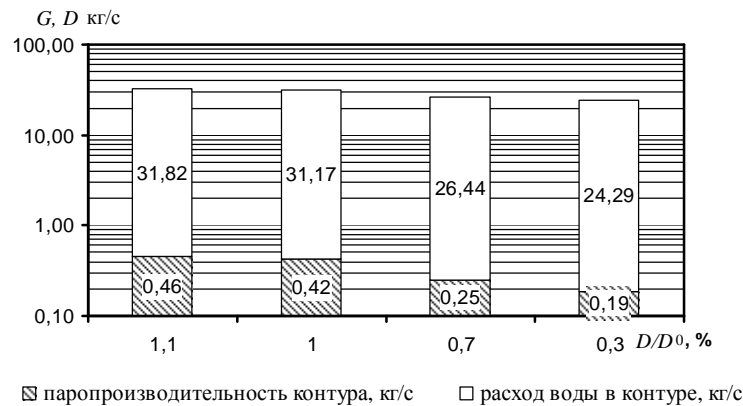


Рис. 2. Соотношение расходов пара и воды в контуре

Полученные соотношения расходов воды и пара говорят о том, что в подъемных трубах на всем диапазоне изменения нагрузки основной составляющей двухфазной среды является вода, в которой движутся пузырьки пара.

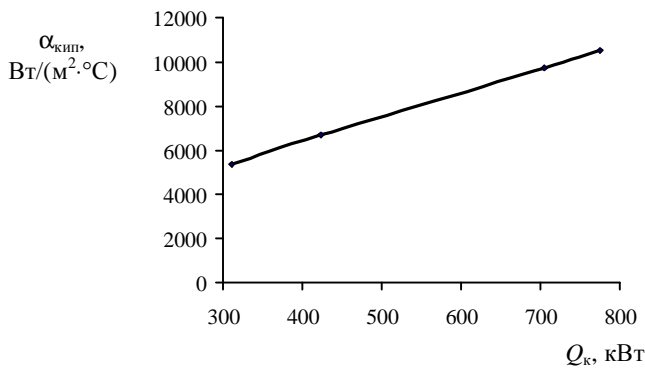


Рис. 3. Изменение коэффициентов теплоотдачи при кипении внутри труб от нагрузки

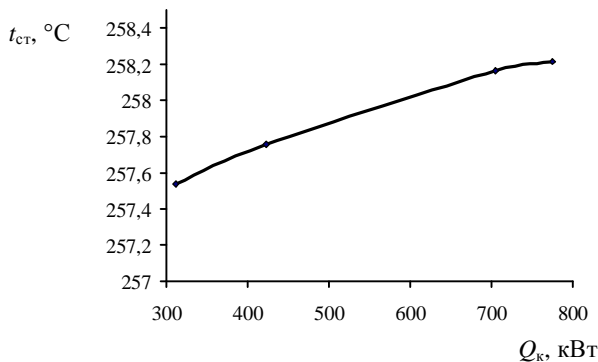


Рис. 4. Изменение температуры внутренней стенки трубок от нагрузки

Результаты расчета теплообмена по зависимостям (1) и (2) представлены на рис. 3, 4.

Из графиков видно, что изменение коэффициентов теплоотдачи при варьировании нагрузки находится в диапазоне от 10517 до 5350 $Вт/(м^2 \cdot °С)$, а температуры внутренней стенки трубок находятся вблизи температуры насыщения.

Таким образом, можно сделать вывод, что полученные высокие коэффициенты теплоотдачи характеризуют наличие пузырькового режима кипения внутри труб на всех режимах работы котельной установки, что обеспечивает надежное охлаждение трубок испарительных поверхностей котла.

Список литературы: 1. Парогенераторы промышленных предприятий / Л.Н. Сидельковский. – М.: Энергия, 1978. – 336 с. 2. Исаченко В.П. Теплопередача, изд. 2-е / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1969. – 440 с. 3. Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А.М. Кутепов. – М.: Высшая школа, 1986. – 296 с.

УДК 62-522

Н.Н. ФАТЕЕВА, канд. техн. наук; ст. преп. НТУ «ХПИ», г. Харьков

А.Н. ФАТЕЕВ, ведущий инженер ОП Корпорации «Гидроэлекс», г. Харьков

О РАСПРЕДЕЛЕНИИ НОРМИРУЕМЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ В СИСТЕМАХ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ЭТАПЕ ИХ СИНТЕЗА

Приведено результати досліджень по розподілу нормованих показників надійності в системах гідропневмоагрегатів, їх розрахунок, з використанням методів розподілу вимог по надійності: пропорційного і з урахуванням відносної уразливості елементів. Запропонований підхід дозволяє вже на ранній стадії проектування систем гідро- і пневмоприводів нормувати показники надійності.

The results of researches on distribution rationed of parameters of reliability in systems of hydrounits and pneumounits, their account, with use of methods of distribution of the requirements on reliability are given: proportional and in view of relative vulnerability of elements. The offered approach allows already on early stages of designing of systems hydro- and pneumodrives to ration parameters of reliability.

Изучение и оценку надежности гидропневмоагрегатов наиболее предпочтительно проводить на этапе проектирования, учитывая также, что именно при проектировании закладываются основы надежности новой конструкции агрегата. Поэтому важнейшим и необходимым в решении проблемы повышения надежности и эффективности новой техники являются разработка и практическое применение научно-обоснованных методов расчетов надежности гидропневмооборудования на стадии проектирования. Отсутствие в настоящее время систематизированных данных о распределении нормируемых показателей надежности для гидропневмоагрегатов ведет к тому, что расчетная оценка этого фактора в процессе проектирования затруднительна.

Конкретные формы задания требований и выбор номенклатуры показателей надежности осуществляется на основе экспертного анализа.

Очень часто требования надежности на создаваемые системы задаются на основе достигнутого уровня надежности на системах-аналогах или модернизируемых системах. В этом случае в дополнение к экспертным оценкам используют статистические данные о достигнутых характеристиках надежности основных составных частей системы [1].

Все показатели надежности проектируемых систем должны обеспечивать нормальное функционирование систем в течение заданного срока эксплуатации.

Распределение норм надежности проводят на этапах эскизного и рабочего проектирования технической системы. Предполагается, что на любом из этих этапов конструирования систему можно разбить на некоторое число подсистем в виде отдельных сборочных единиц и исходить из начальной надежности каждой подсистемы, полученной расчетом или по результатам испытаний подсистемы.

Для гидропневмоагрегатов, реализованных стандартной позиционной структурой (СПС) или методом минимизации [2, 3] применим методы распределения нормируемых показателей надежности, опираясь на общую теорию надежности, а именно: метод пропорционального распределения и метод распределения требований по надежности с учетом относительной уязвимости элементов.

Метод пропорционального распределения [4, 5]. Этот метод используется в том случае, когда система представляется в виде последовательного соединения подсистем,

причем каждая подсистема содержит k_i элементов. В этом случае надежность i -той подсистемы определяется соотношением:

$$P_i = \omega_i \sqrt[k_i]{P^{TP}},$$

где $\alpha_i = \left(\sum_{i=1}^n k_i \right) / k_i$.

Здесь α_i – число «приведенных» элементов; n – число подсистем, входящих в систему.

Если известны интенсивности отказов элементов, то метод пропорционального распределения можно записать так

$$\alpha_i = \frac{\sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot k_{ij}}{\sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot k_{ij}}, \quad (1)$$

где λ_j – интенсивность j -го элемента.

Метод распределения требований по надежности с учетом относительной уязвимости элементов [4, 5]. Этот метод также основан на допущении о том, что элементы системы соединены последовательно, имеют постоянную интенсивность отказов, причем отказ любого элемента приводит к отказу системы и, кроме того, заданная наработка элементов равна заданной наработке системы.

Суть метода заключается в том, чтобы подобрать такие λ_j^{TP} , которые бы удовлетворяли неравенству

$$\sum_{j=1}^n \lambda_j^{TP} \leq \Lambda^{TP}, \quad (2)$$

где λ_j^{TP} – требуемая интенсивность отказов j -го элемента; Λ^{TP} – требуемая интенсивность отказов системы.

Подбор элементов с требуемой интенсивностью λ_j^{TP} проводится в два этапа. На первом этапе определяют интенсивность отказов λ_j по результатам испытаний. Затем задают весовые множители ω_j для каждого элемента системы в соответствии с интенсивностями отказов, полученными на первом этапе

$$\omega_j = \frac{\lambda_j}{\sum_{i=1}^n \lambda_i}, \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (3)$$

где n – число элементов, входящих в систему.

Таким образом, весовой множитель ω_j показывает относительную уязвимость j -го элемента.

При этом

$$\sum_{j=1}^n \omega_j = 1. \quad (4)$$

Далее вычисляют требуемые интенсивности отказов элементов с помощью соотношения

$$\lambda_j^{TP} = \omega_j \cdot \Lambda^{TP}, \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (5)$$

Тогда выражение (2) рассматривается как равенство

$$\sum_{j=1}^n \omega_j \cdot \lambda_j = \Lambda^{TP}. \quad (6)$$

Проведем анализ методов на примере пневмоагрегата загрузочного устройства к токарному станку [6].

Рассмотрим данный пневмоагрегат, реализованный СПС. Вначале проанализируем командоаппарат и применим к нему метод пропорционального распределения показателей надежности. Командоаппарат данного пневмоагрегата состоит из десяти подсистем ($n = 10$), каждая подсистема состоит из трех элементов ($k_i = 3$): элемент И (\wedge), элемент памяти (ЭП) и элемент ИЛИ (\vee) (см. рис.) с известными интенсивностями отказов. Интенсивность отказов элементов \wedge и ЭП: $\lambda_{\text{ЭП}} = \lambda_{\wedge} = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$, интенсивность отказов элементов \vee : $\lambda_{\vee} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ [7]. Требуется обеспечить вероятность безотказной работы $P^{TP}(t) = 0,8$ в течение времени $t = 3000 \text{ ч}$.

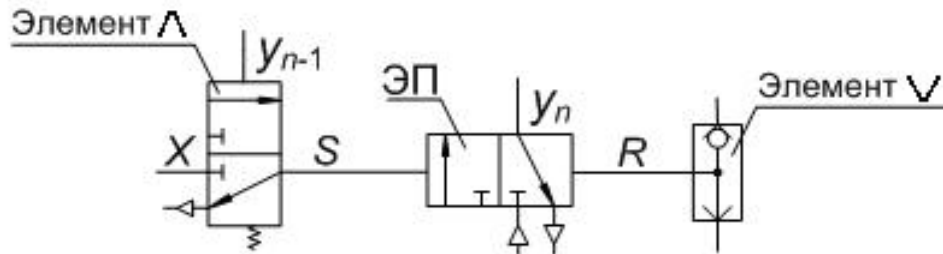


Рис. Подсистема командоаппарата

Используя соотношение (1) метода пропорционального распределения, определяем число «приведенных» элементов при известных интенсивностях отказов элементов

$$\alpha_i = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot k_{ij}}{\sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot k_{ij}} = \frac{\sum_{i=1}^{10} \sum_{j=1}^2 (2,7 \cdot 10^{-6} \cdot 3) \cdot \sum_{i=1}^{10} 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot 3}{\sum_{j=1}^2 (2,7 \cdot 10^{-6} \cdot 3) \cdot 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot 3} = 100.$$

Тогда требуемое значение вероятности безотказной работы подсистемы командоаппарата

$$P_{КА}^{под} = \sqrt[100]{P^{TP}} = \sqrt[100]{0,8} = 0,998.$$

К оставшимся элементам целесообразно применить метод распределения требований по надежности с учетом относительной уязвимости элементов. Кроме командоаппарата данный пневмоагрегат содержит семь выключателей конечных (ВК), кнопки «Пуск» и «Стоп», переключатель режимов X_2 и два промежуточных элемента \wedge .

Базисом является постоянная аппаратная часть гидропневмоагрегата, которая остается неизменной как при реализации схемы методом стандартной позиционной структуры, так и при реализации методом минимизации. Варьируемой частью гидропневмоагрегата являются промежуточные элементы, количество которых, в общем случае, зависит от способов реализации логических функций.

Базисом пневмоагрегата являются семь ВК, кнопки «Пуск» и «Стоп», переключатель режимов X_2 , т. е. базис состоит из десяти элементов \wedge , а варьируемая часть пневмоагрегата из двух промежуточных элементов \wedge , количество которых, в общем случае, зависит от способов реализации логических функций. Так как вышеперечисленные элементы являются распределительными устройствами, то средняя интенсивность отказов для них равна $\lambda_{\wedge} = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$.

Требуемая вероятность безотказной работы за время $t = 3000 \text{ ч}$ равна $P^{\text{ТР}}(t) = 0,8$. Найдем требуемые значения вероятности безотказной работы элементов.

Используя (3), вычислим коэффициенты уязвимости

$$\omega_{\wedge} = \omega_{\text{ПЭ}} = \frac{\lambda_{\wedge}}{10\lambda_{\wedge} + 2\lambda_{\text{ПЭ}}} = \frac{2,7 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6}} = 0,083.$$

Принимая экспоненциальный закон распределения, находим требуемую интенсивность отказов агрегата $P^{\text{ТР}}(t) = e^{-\Lambda^{\text{ТР}} t} = 0,8$.

Откуда
$$\Lambda^{\text{ТР}} = -\frac{\ln P(t)}{t} = -\frac{\ln 0,8}{3000} = 0,74 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{ч}}.$$

Далее по выражению (5) определяем требуемые интенсивности отказов элементов $\lambda_{\text{ПЭ}}^{\text{ТР}} = \lambda_{\wedge}^{\text{ТР}} = \omega_{\wedge} \cdot \Lambda^{\text{ТР}} = 0,083 \cdot 0,74 \cdot 10^{-4} = 6,2 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$.

Соответственно требуемые значения вероятности безотказной работы элементов

$$P_{\wedge}(t) = e^{-\lambda^{\text{ТР}} \cdot t} = e^{-6,2 \cdot 10^{-6} \cdot 3000} = 0,98.$$

Проверим правильность нормирования показателей надежности элементов, вычислив общую вероятность безотказной работы пневмоагрегата.

Вероятность безотказной работы базиса, состоящего из десяти элементов \wedge

$$P_{\text{Базис}}(t) = P_{\wedge}(t)^{10} = 0,98^{10} = 0,82.$$

Вероятность безотказной работы двух промежуточных элементов \wedge

$$P_{\text{ПЭ}}(t) = P_{\wedge}(t)^2 = 0,98^2 = 0,96.$$

Общая вероятность безотказной работы пневмоагрегата будет определяться из соотношения:

$$P_{\text{СПС ПА}}(t) = (P_{\text{КА}}^{\text{под}})^n \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЭ}}(t) = 0,998^{10} \cdot 0,82 \cdot 0,96 = 0,8 = P^{\text{ТР}}(t),$$

нормирование произведено верно и отвечает заданным условиям.

Воспользуемся методом распределения требований по надежности с учетом относительной уязвимости элементов для пневмоагрегата загрузочного устройства к токарному станку, реализованного методом минимизации. В данном случае был получен пневмоагрегат, содержащий базис, один ЭП и три промежуточных элемента: элемент \vee и два элемента \wedge , для которых по результатам испытаний получены оценки интенсивностей отказов: $\lambda_{\wedge} = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$; $\lambda_{\text{ЭП}} = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$; $\lambda_{\vee} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$. Требуемая вероятность безотказной работы за время $t = 3000 \text{ ч}$ равна $P^{\text{ТР}}(t) = 0,8$. Найдем требуемые значения вероятности безотказной работы элементов.

Используя (3), вычислим коэффициенты уязвимости:

$$\omega_{\wedge} = \frac{\lambda_{\wedge}}{10\lambda_{\wedge} + \lambda_{\text{ЭП}} + 2\lambda_{\wedge} + \lambda_{\vee}} = \frac{2,7 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6} + 2,7 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6} + 2,5 \cdot 10^{-6}} = 0,072;$$

$$\omega_{\text{ЭП}} = \frac{\lambda_{\text{ЭП}}}{10\lambda_{\wedge} + \lambda_{\text{ЭП}} + 2\lambda_{\wedge} + \lambda_{\vee}} = \frac{2,7 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6} + 2,7 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6} + 2,5 \cdot 10^{-6}} = 0,072;$$

$$\omega_{\vee} = \frac{\lambda_{\vee}}{10\lambda_{\wedge} + \lambda_{\text{ЭП}} + 2\lambda_{\wedge} + \lambda_{\vee}} = \frac{2,5 \cdot 10^{-6}}{10 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6} + 2,7 \cdot 10^{-6} + 2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-6} + 2,5 \cdot 10^{-6}} = 0,066.$$

Принимая экспоненциальный закон распределения, находим требуемую интенсивность отказов агрегата $P^{\text{ТР}}(t) = e^{-\Lambda^{\text{ТР}} t} = 0,8$.

$$\text{Откуда} \quad \Lambda^{\text{ТР}} = -\frac{\ln P(t)}{t} = -\frac{\ln 0,8}{3000} = 0,74 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{ч}}.$$

Далее по выражению (5) определяем требуемые интенсивности отказов элементов (ч^{-1}):

$$\lambda_{\wedge}^{\text{ТР}} = \omega_{\wedge} \cdot \Lambda^{\text{ТР}} = 0,072 \cdot 0,74 \cdot 10^{-4} = 5,3 \cdot 10^{-6};$$

$$\lambda_{\text{ЭП}}^{\text{ТР}} = \omega_{\text{ЭП}} \cdot \Lambda^{\text{ТР}} = 0,072 \cdot 0,74 \cdot 10^{-4} = 5,3 \cdot 10^{-6};$$

$$\lambda_{\vee}^{\text{ТР}} = \omega_{\vee} \cdot \Lambda^{\text{ТР}} = 0,066 \cdot 0,74 \cdot 10^{-4} = 4,9 \cdot 10^{-6}.$$

Соответственно требуемые значения вероятности безотказной работы элементов:

$$P_{\wedge}(t) = e^{-5,3 \cdot 10^{-6} \cdot 3000} = 0,984; \quad P_{\text{ЭП}}(t) = e^{-5,3 \cdot 10^{-6} \cdot 3000} = 0,984; \quad P_{\vee}(t) = e^{-4,9 \cdot 10^{-6} \cdot 3000} = 0,985.$$

Проверим правильность нормирования показателей надежности элементов, вычислив общую вероятность безотказной работы пневмоагрегата.

Вероятность безотказной работы базиса, состоящего из десяти элементов \wedge

$$P_{\text{Базис}}(t) = P_{\wedge}(t)^{10} = 0,984^{10} = 0,85.$$

Вероятность безотказной работы трех промежуточных элементов: элемента \vee и двух элементов \wedge

$$P_{\text{ПЭ}}(t) = P_{\wedge}(t)^2 \cdot P_{\vee}(t) = 0,984^2 \cdot 0,985 = 0,954.$$

Общая вероятность безотказной работы системы будет определяться из соотношения:

$$P_{\text{min ПА}}(t) = P_{\text{ЭП}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЭ}}(t) = 0,984 \cdot 0,85 \cdot 0,954 = 0,8 = P^{\text{TP}}(t),$$

нормирование произведено верно и отвечает заданным условиям.

Таким образом, используя методы распределения нормируемых показателей надежности, уже на стадии проектирования можно заложить требуемую безотказность работы гидропневмоагрегатов. Подводя итоги анализа, можно отметить, что для гидропневмоагрегатов, реализованных методом СПС, распределение нормируемых показателей надежности на этапе проектирования наиболее предпочтительно проводить двумя методами: методом пропорционального распределения и методом распределения требований по надежности с учетом относительной уязвимости элементов, а для гидропневмоагрегатов, реализованных методом минимизации, распределение нормируемых показателей надежности предпочтительно проводить методом распределения требований по надежности с учетом относительной уязвимости элементов. Предложенный подход позволяет уже на ранних стадиях проектирования гидропневмоагрегатов нормировать показатели надежности, что дает возможность получать оптимальные решения вопросов надежности на последующих этапах разработки жизненного цикла агрегата.

Список литературы: 1. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с. 2. Черкашенко М.В. Гидропневмоавтоматика. – Харьков: Гидроэлект, 2002. – 75 с. 3. Черкашенко М.В. Автоматизация проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням: Навч. посіб. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. – 182 с. 4. Труханов В.М. Надежность технических систем типа подвижных установок на этапе их проектирования и испытания опытных образцов. – М.: Машиностроение, 2003. – 320 с. 5. Надежность технических систем: [Справочник] / Ю.К. Беляев, И.А. Ушаков – М.: Радио и связь, 1983. – 606 с. 6. Фатеева Н.Н. Оценка количественных показателей надежности гидропневмоагрегатов на этапе их синтеза / Н.Н. Фатеева, А.Н. Фатеев // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2005. – № 29. – С. 95-98. 7. Сырицын Т. А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.

© Фатеева Н.Н., Фатеев А.Н., 2010
Поступила в редколлегию 15.02.10

УДК 621.165

Н.К. ШОКОТОВ, д-р техн. наук; Хемниц, ФРГ

Е.И. ЯНТОВСКИЙ, Аахен, ФРГ

БЕЗВЫБРОСНАЯ ГТУ И ЕЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Запропоновано схему безвыкидної ГТУ на основі бінарного циклу: продукти згоряння першого (замкнутого циклу) є теплоносієм для підігріву робочого тіла (повітря) другого розімкнутого циклу. Розроблено методику її теплового розрахунку.

The circuitry of the emissionless gas turbine unit on the basis of binary cycle is proposed. The combustion materials of the first closed cycle are heat-carrying for heating of second open cycle actuating medium. The procedure of its thermal design is developed.

В работах [1–5] рассмотрены различные схемы безвыбросных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и результаты оценки их эффективности.

Представляет технический и экологический интерес и безвыбросная газотурбинная установка (ГТУ). Ниже рассматривается возможная схема безвыбросной ГТУ с регенератором, работающая на метане (рис. 1).

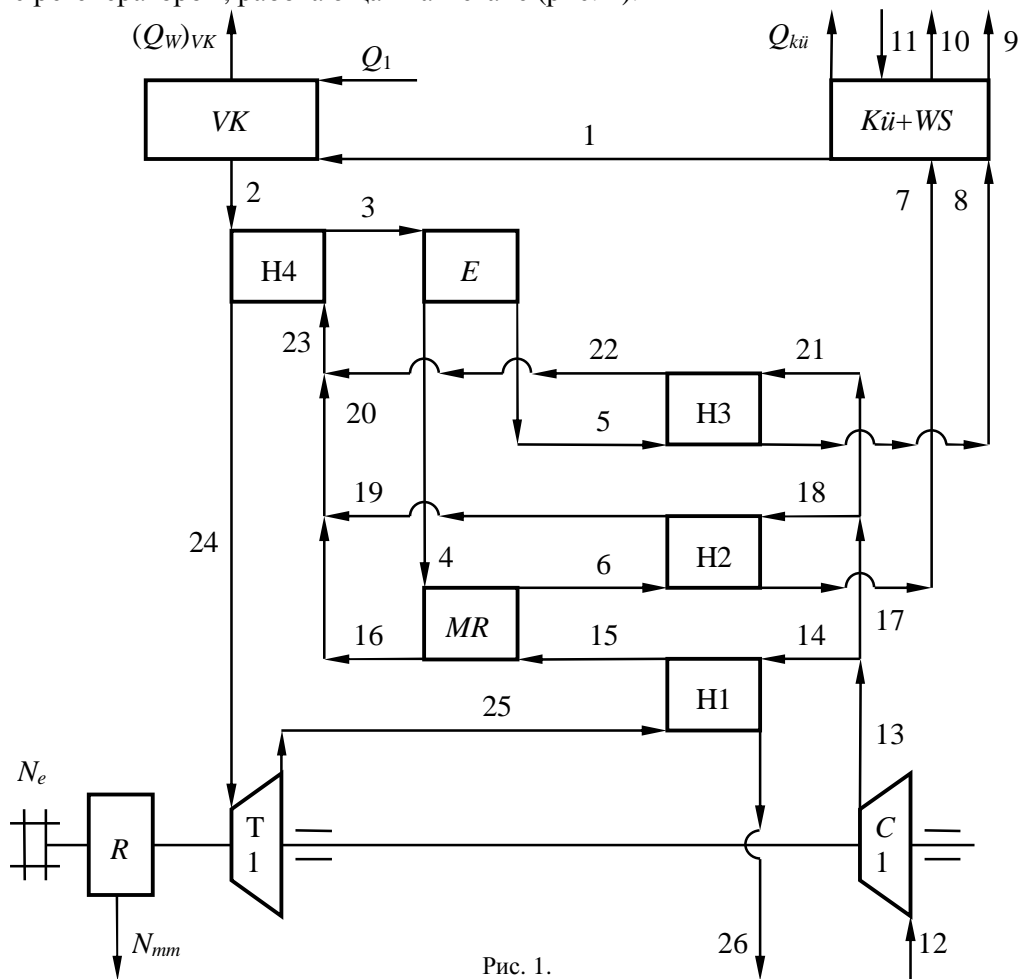
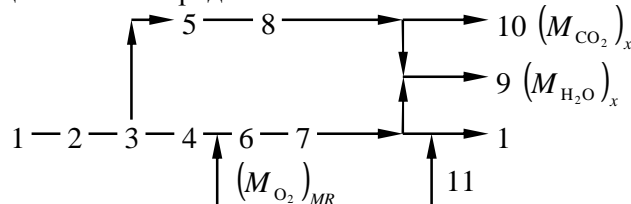


Рис. 1.

Эта силовая установка состоит из воздушной турбины (Т1), воздушного компрессора (С1), камеры сгорания (VK), четырех подогревателей (Н1, Н2, Н3, Н4), разделителя газов (Е), мембранного реактора (MR), охладителя газов с водяным сепаратором (Ки+WS) и редуктора (R).

Потоки рабочих тел на схеме пронумерованы. В силовой установке совершается бинарный цикл с передачей тепла от газов замкнутого цикла к воздуху в разомкнутом цикле. Замкнутый цикл можно представить так



свежий заряд M_1 , состоящий из смеси горючего газа M_{CH_4} , кислорода M_{O_2} и транзитного диоксида углерода $(M_{CO_2})_{tr}$, т.е.

$$M_1 = M_{CH_4} + M_{O_2} + (M_{CO_2})_{tr} \quad (1)$$

направляется в VK.

Сгорание топлива в VK происходит при коэффициенте избытка окислителя $\alpha = 1,0$. Из VK выходят продукты сгорания состава

$$M_2 = (M_{CO_2})_{tr} + (M_{CO_2})_x + (M_{H_2O})_x, \quad (2)$$

где $(M_{CO_2})_x$ и $(M_{H_2O})_x$ – образующиеся при окислении метана диоксид углерода и пары воды.

После Н4 поток продуктов сгорания M_3 соответствует потоку M_2 .

Заслонкой в разделителе Е продукты сгорания M_3 делятся на две части: $M_4 = (M_{CO_2})_{tr} + (M_{H_2O})_4$ и $M_5 = (M_{CO_2})_x + (M_{H_2O})_5$ так, что

$$(M_{H_2O})_4 + (M_{H_2O})_5 = (M_{H_2O})_x.$$

Поток M_4 направляется в MR. Там к нему от нагретого потока воздуха в количестве $M_{15} - M_{16}$ добавляется кислород, образующийся вследствие отделения его из воздуха на ионном уровне при прохождении последнего через керамические мембраны [6, 7] с последующим смешением с продуктами сгорания. Формируется поток M_6 состава

$$M_6 = M_4 + (M_{O_2})_{MR} = M_4 + (M_{15} - M_{16}). \quad (3)$$

Для эффективного отделения кислорода из воздуха с помощью керамических мембран необходимо обеспечить два условия [6, 7]:

- 1) керамические мембраны в MR должны иметь температуру 800–1000 °С;
- 2) отношение парциального давления кислорода в потоке воздуха над мембраной к парциальному давлению кислорода в потоке газов под мембраной должно быть не ниже трех.

Далее потоки продуктов сгорания $M_7 = M_6$ и $M_8 = M_7$ поступают в узел Ки+WS, где при их охлаждении от потоков M_7 и M_8 отделяется водный конденсат $M_9 = (M_{H_2O})_x$.

Сухой поток диоксида углерода $M_{10} = (M_{CO_2})_x$ направляется в специальный компрессор (на рис. 1 не показан), там он сжимается и после охлаждения сжижается. В жидком виде парниковый газ эвакуируется для захоронения.

К находящемуся в потоке 7 окислителю $M_{Ox} = M_{O_2} + (M_{CO_2})_{tr}$ добавляется топливо M_{CH_4} и новый свежий заряд M_1 направляется к VK .

Рабочим телом разомкнутого цикла (см. рис. 1) является атмосферный воздух, поступающий в компрессор $C1$ (M_{12}). Далее потока воздуха M_{13} делится на три потока $M_{12} = M_{13} = M_{14} + M_{18} + M_{21}$.

Перед подогревателями $H1$, $H2$, $H3$ температура воздуха равна $T_{13} = T_{14} = T_{17} = T_{18} = T_{21}$, а после указанных нагревателей она становится равной $T_{15} = T_{16} = T_{19} = T_{20} = T_{22} = T_{23}$.

Количество воздуха, проходящее через турбину, определяется из соотношения

$$M_{24} = \frac{H_2 + (M_{O_2})_{MR} h_{13} - (H_7 + H_8)}{(h_{24} - h_{25}) + (h_{26} - h_{13})}, \quad (4)$$

где H_2 , H_7 , H_8 – соответствующие энтальпии потоков, а h_{13} , h_{24} , h_{25} , h_{26} – мольные энтальпии потоков рабочего тела. При этом

$$M_{13} = M_{24} + (M_{O_2})_{MR}.$$

В рассматриваемом варианте подача метана в VK равна $M_{CH_4} = 0,014013169$ кмоль/с, а низшая теплота сгорания метана $H_u = 802300$ кДж/кмоль [8].

Один киломоль окислителя содержит 45 % кислорода и 55 % диоксида углерода [4]. С поверхности VK в окружающую среду излучается теплота $(Q_w)_{VK} = 0,02Q_1$.

Параметры потоков вещества и их состав даны в таблице 1.

Тепловой баланс по контуру VK имеет вид

$$Q_1 = (H_2 - H_1) + (Q_w)_{VK}. \quad (5)$$

Из баланса энтальпий по контуру подогревателя $H4$ определяются температуры потоков T_{23} и T_3 , которые соответственно равны 1256,4 К и 1276,4 К. А температура керамической мембраны в этом случае равна $t_m = t_{23} = 983,4$ °С.

Так как $(M_{O_2})_{MR} = M_{O_2} = 0,02802634$ кмоль/с, то мольная доля кислорода в M_6 равна $(\mu_{O_2})_6 = M_{O_2} / M_6 = 0,34109$. Мольная доля кислорода в потоке под мембраной определяется из соотношения

$$\mu_u = \frac{(\mu_{O_2})_4 + (\mu_{O_2})_6}{2} = 0,17055.$$

Если принять степень повышения давления в компрессоре $\pi_{C1} = 2,75$, то отношение парциальных давлений кислорода над и под керамической мембраной будет равно

$$\pi_{O_2} = \frac{\mu_L}{\mu_u} \pi_{C1} = \frac{0,209}{0,17055} \cdot 2,75 = 3,37,$$

где $\mu_L = 0,209$ – мольная доля кислорода в воздухе.

Таким образом, в MR оба условия [6, 7], необходимые для эффективного отделения кислорода из воздуха, соблюдаются.

Расход воздуха через турбину (4) равен $M_{24} = 0,918696$ кмоль/с, а расход воздуха через компрессор равен сумме

$$M_3 = M_{24} + (M_{O_2})_{MR} = 0,918696 + 0,028026 = 0,946722 \text{ кмоль/с}.$$

Данные табл. 1 позволяют определить потоки теплоты в теплообменниках $H1$, $H2$, $H3$ и $H4$, потоки охладителя (воздуха) в них и средние температуры подвода и отвода тепла в

Таблица 1

Параметры потоков и их состав

Номер потока	P , Па	T , К	M , кмоль/с	H , кВт	Состав потока
1	2	3	4	5	6
1	101325	308,0	0,07629392	818,36	$\text{CH}_4 + \text{O}_2 + (\text{CO}_2)_{tr}$
2	101325	2960,9	0,07629392	11836,27	$(\text{CO}_2)_{tr} + (\text{CO}_2)_x + (\text{H}_2\text{O})_x$
3	101325	1276,4	0,07629392	4276,44	$(\text{CO}_2)_{tr} + (\text{CO}_2)_x + (\text{H}_2\text{O})_x$
4	101325	1276,4	0,05414000	3034,8	$(\text{CO}_2)_{tr} + (\text{H}_2\text{O})_4$
5	101325	1276,4	0,02215035	1241,6	$(\text{CO}_2)_x + (\text{H}_2\text{O})_5$
6	101325	1271,7	0,08216634	4106,8	$(\text{CO}_2)_{tr} + (\text{H}_2\text{O})_4 + (\text{O}_2)_{MR}$
7	101325	423,1	0,08216634	1246,18	$(\text{CO}_2)_{tr} + (\text{H}_2\text{O})_4 + (\text{O}_2)_{MR}$
8	101325	423,1	0,02215035	371,12	$(\text{CO}_2)_x + (\text{H}_2\text{O})_5$
9	101325	308,0	0,028026338	651,03	$(\text{H}_2\text{O})_x$
10	101325	308,0	0,014013169	184,15	$(\text{CO}_2)_x$
11	101325	293,0	0,014013169	116,09	CH_4
12	101325	293,0	0,946722	7852,11	воздух
13	278644	408,1	0,946722	11034,62	воздух
14	278644	408,1	0,806430	9399,3	воздух
15	277144	1256,4	0,806430	30845,0	воздух
16	277144	1256,4	0,778394	29773,0	воздух
17	278644	408,1	0,140292	1635,19	воздух
18	278644	408,1	0,10756730	1253,76	воздух
19	277144	1256,4	0,10756730	4114,38	воздух
20	277144	1256,4	0,8859613	33887,47	воздух
21	278644	408,1	0,0327336	381,53	воздух
22	277144	1256,4	0,0327336	1252,04	воздух
23	277144	1256,4	0,918696	35139,60	воздух
24	275644	1500,0	0,918696	42699,38	воздух
25	102000	1222,6	0,918696	34111,50	воздух
26	101325	480,0	0,918696	12665,70	воздух

Таблица 2

Потоки теплоты и воздуха через нагреватели (кВт, %)

Q_{H1}	Q_{H2}	Q_{H3}	Q_{H4}	ΣQ_i
21445,8	2860,62	870,51	7559,83	32736,76
65,51	8,74	2,66	23,09	100,0 %
M_{14} , кмоль/с	M_{18} , кмоль/с	M_{21} , кмоль/с	M_{23} , кмоль/с	M_{13} , кмоль/с
0,80642	0,107567	0,0237336	0,918696	0,946722
$T_{m(14-15)}$, К	$T_{m(18-19)}$, К	$T_{m(21-22)}$, К	$T_{m(23-24)}$, К	Средняя тем-ра подвода тепла
762,65	762,65	762,65	1375,24	
$T_{m(25-26)}$, К	$T_{m(6-7)}$, К	$T_{m(5-8)}$, К	$T_{m(2-3)}$, К	Средняя тем-ра отвода тепла
800,8	782,89	786,5	2043,6	

каждом подогревателе (табл. 2). Так, например, в Н1 средняя температура подвода тепла равна [9]

$$T_{m(14-15)} = \frac{h_{15} - h_{14}}{s_{15} - s_{14}} = \frac{38249,38 - 11655,61}{34,87} = 762,65 \text{ К},$$

а средняя температура отвода тепла равна

$$T_{m(25-26)} = \frac{h_{25} - h_{26}}{s_{25} - s_{26}} = \frac{37130,34 - 13786,61}{29,15} = 800,8 \text{ К}.$$

Видно, что во всех теплообменниках средняя температура «горячего» источника выше средней температуры «холодного» источника. Так второй принцип термодинамики подтверждает, что указанные в табл. 2 потоки тепла и соответствующие им потоки вещества термодинамически реальны.

Легко убедиться в том, что сумма потоков теплоты через подогреватели Н1, Н2, Н3 и Н4 расходуется на нагрев воздуха от компрессора до турбины ($H_{24} - H_{13}$) и частично передается продуктам сгорания с кислородом в MR в количестве $(M_{O_2})_{MR} h_{15}$, т.е.

$$Q_{H1} + Q_{H2} + Q_{H3} + Q_{H4} = (H_{24} - H_{13}) + (M_{O_2})_{MR} h_{15}.$$

Наибольшим здесь является поток Q_{H1} (65 % от ΣQ_i). Но Н1 – это обычный регенератор тепла, который имеется почти во всех выпускаемых сегодня промышленностью ГТУ. Использование такого регенератора для стационарных, судовых и тепловозных безвыбросных ГТУ не вызовет особых проблем. Уже сегодня конструкторы и ученые всех стран интенсивно работают над созданием эффективных и малогабаритных регенераторов для транспортных ГТУ.

Баланс тепла в безвыбросной ГТУ имеет вид (табл. 3)

$$Q_1 = N_e + Q_f + Q_{\delta} + Q_{k\ddot{u}} + (Q_w)_{VK}. \quad (6)$$

где $Q_f = (H_{26} + H_9 + H_{10}) - (H_{11} + H_{12})$ – теплоотвод с газообразными веществами;

$Q_{\delta} = N_{mm}$ – теплоотвод при охлаждении масла;

$Q_{k\ddot{u}} = (H_{11} + H_7 + H_8) - (H_1 + H_9 + H_{10})$ – теплоотвод при охлаждении газов;

$N_e = N_{T1J} - N_{C1J} - N_{mm}$ – эффективная мощность силовой установки (N_{T1J} , N_{C1J} , N_{mm} – соответственно мощность турбины, мощность на привод компрессора и механические потери в турбоагрегате и редукторе).

Таблица 3

Тепловой баланс безвыбросной ГТУ (кВт, %)

Статьи	кВт	Статьи	% от Q_1
Q_1	11242,77	q_1	100
N_e	4732,10	η_e	42,09
Q_2	6510,67	q_2	57,91
N_{T1J}	8587,89	Δ_{T1J}	76,39
N_{C1J}	3182,50	Δ_{C1J}	28,31
N_{mm}	673,29	Δ_{mm}	5,89
Q_f	5532,68	q_f	49,21
Q_{δ}	673,29	q_{δ}	5,99
$Q_{k\ddot{u}}$	79,85	$q_{k\ddot{u}}$	0,71
$(Q_w)_{VK}$	224,86	$(q_w)_{VK}$	2,0

В рассматриваемой безвыбросной ГТУ эффективная мощность N_e равна 4732 кВт, а эффективный КПД η_e ее равен 0,42. Заметим, что в безвыбросной ГТУ в замкнутом цикле полезная работа не производится.

Мощность воздушной турбины равна $N_{Т1J} = 8588$ кВт, что составляет 76,4 % от подводимой теплоты Q_1 .

Потери с воздухом после Н1 велики (49,2 % от Q_1). Но, чтобы их уменьшить, нужна другая, более сложная схема безвыбросной ГТУ.

При сгорании метана образуется диоксид углерода (табл. 4а) в количестве

$$(M_{CO_2})_x = CO_2'' \cdot M_{CH_4} = 1 \cdot 0,014013169 = 0,014013169 \text{ кмоль/с}$$

или

$$(G_{CO_2})_x = (M_{CO_2})_x \cdot m_{CO_2} = 0,014013169 \cdot 44,01 = 0,616710 \text{ кг/с}$$

или за час работы на номинальном режиме

$$G_{CO_2} = 0,616710 \cdot 3600 = 2220,2 \text{ кг/час.}$$

В рассматриваемом случае это будет предотвращенный выброс парникового газа в атмосферу.

В табл. 4б приведено значение часового расхода метана в данной установке определенной из соотношения

$$G_{CH_4} = M_{CH_4} \cdot m_{CH_4} \cdot 3600,$$

где m_{CH_4} – мольная масса метана [8].

Тогда отношение образующегося при горении диоксида углерода к израсходованному топливу равно

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{CH_4}} = \frac{m_{CO_2}}{m_{CH_4}} = \frac{44,01}{16,043} = 2,7433.$$

Технология изготовления каждого из перечисленных выше узлов, составляющих безвыбросную ГТУ, известна. Поэтому можно утверждать, что уже сегодня промышленность может серийно выпускать стационарные, судовые и тепловозные безвыбросные ГТУ. Можно быть уверенным, что инженеры и ученые преодолели трудности, связанные с созданием малогабаритных автомобильных безвыбросных ГТУ. Необходима лишь добрая воля землян для радикального уменьшения загрязнения атмосферы земли парниковым газом. А что делать с накапливаемыми под Землей и под водой количествами CO_2 ? Здесь обнадеживает сообщение о том, что английские специалисты уже получили патент на способ превращения CO_2 в топливо.

Таблица 4

а) Предотвращенный выброс парникового газа в безвыбросной ГТУ

$M_{CH_4},$ кмоль/с	$CO_2'' = n \cdot \mu_{CH_4}$	$(M_{CO_2})_x = CO_2'' M_{CH_4}$	$m_{CO_2},$ кг/кмоль	$G_{CO_2},$ кг/с	$G_{CO_2},$ кг/час
0,014013169	1,0	0,14013169	44,01	0,616710	2220,0

б) Израсходованное топливо

$M_{CH_4},$ кмоль/с	$m_{CH_4},$ кг/кмоль	$G_{CH_4},$ кг/с	$G_{CH_4},$ кг/час	$\frac{G_{CO_2}}{G_{CH_4}}$	$\frac{m_{CO_2}}{m_{CH_4}}$
0,014013169	16,043	0,224813	809,39	2,7433	2,7433

Выводы:

1. Предлагается безвыбросная ГТУ на основе бинарного цикла: рабочее тело первого, замкнутого цикла (продукты сгорания) являются теплоносителем для воздуха, рабочего тела второго, разомкнутого цикла.

2. Разработана методика теплового расчета безвыбросной ГТУ, позволяющая определить параметры потоков вещества в характерных точках циклов, потоки теплоты и потоки рабочих тел в теплообменниках, средние температуры подвода и отвода в них, а также значения статей теплового баланса по контуру безвыбросной ГТУ при заданной подаче топлива.

3. Установлено, что безвыбросная ГТУ, работающая на метане, превращает 42 % теплоты топлива в эффективную мощность. Но имеются еще и резервы для дальнейшего повышения ее эффективности при более рациональной, но и более сложной схеме ГТУ.

4. Установлено, что в безвыбросной ГТУ при часовом расходе метана 809,4 кг/час предотвращенный выброс в атмосферу парникового газа составляет 2220,2 кг/час, т.е. масса CO₂ в 2,74 раза больше массы топлива.

5. Промышленность может уже сегодня создать стационарные, судовые и тепловозные безвыбросные ГТУ.

6. Создание и эксплуатация указанных в п. 5 безвыбросных силовых установок поможет преодолеть трудности, связанные с созданием малогабаритных безвыбросных ГТУ для автомобилей, работающих на жидких и газообразных органических топливах.

Список литературы: 1. ZEMPES (Zero Emission Piston Engine System) / E. Yantovski, M. Shokotov // 2nd Annual Conf. on Carbon Dioxide Sequestration, 2003, May 5–8, Alexandria, VA USA. 2. Zero Emission Piston Engine System for a Bus / E. Yantovski, M. Shokotov, J. Mc. Govern, V. Vaddella // Proc. Inf. Conf. VAESEF, Dublin, 2004. 3. Elaboration of Zero Emission Membrane piston Engine system (ZEMPES) for propane fuelling / E. Yantovski, M. Shokotov, J. Mc. Govern, V. Shokotov, Foyk // 4th Carbon Seguestration Conf. Pap. 109, Alexandria, VA USA, 2005. 4. Forcing of Zero Emission piston engine by Oxygen Enrichment in membrane Reaktor (Hi – Ox ZEMPES) Project / M. Shokotov, E. Jantovski // JSSN 0131-2928. Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10, № 3. 5. Zero Emission Power Cycles / E. Jantovski, J. Gorski and M. Shokotov // CRC Press, London-New York, 2009, 286 S. 6. *Armstrong P.* JTM Oxygen: An Enabler for JGCC / P. Armstrong, J. Sorensen, T. Foster // Progress report technologies 2003, 12–15 Okt., 2003. 7. Selimovic F. Modelling of Transport Phenomena in Monolithic Structures related to CO₂-free Power process, Lund Uni of Technology, Sweden, 03.07.2005. 8. *Бэр Г.Д.* Техническая термодинамика. – М.: Мир, 1977. – 518 с. 9. *Кириллин В.А.* Техническая термодинамика. Изд. 2-е / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Энергия, 1974. – 448 с.

© Шокотов Н.К., Янговский Е.И., 2010
Поступила в редколлегию 17.11.09

УДК 621.165

Г.А. ГЕРОДЕС, канд. техн. наук; доц., ст. научный сотрудник ИНЭИ РАН,
г. Москва

С.А. БРАЙЛКО, студент факультета ВШГА МГУ имени М.В. Ломоносова,
г. Москва

ОПЫТ ГЕРМАНИИ В ПРИМЕНЕНИИ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ И ТЕХНОЛОГИЙ ПОЛУЧЕНИЯ ЭНЕРГИИ НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

Викладаються цілі та оцінки стратегії Німеччини по використанню альтернативних джерел енергії.

Aims and estimations of the Germany alternative energy source strategy are described.

Стремясь избавиться от чрезмерной зависимости от импорта углеводородных носителей энергии и в то же время обеспечить себе стабильное и природосообразное энергоснабжение по приемлемым ценам, страны Запада реализуют широкомасштабные программы внедрения в народное хозяйство энергосберегающих технологий и технологий получения энергии на базе возобновляемых источников (ВИЭ). Разрабатываются и активно внедряются в практику новые разработки. Крупные концерны организуют выпуск соответствующего оборудования. Исполнительными и представительными органами власти создается законодательная база, обеспечивающая стимулирование рынка к восприятию современной энергетической базы. При этом правительства идут на начальном этапе на масштабную многомиллиардную поддержку нововведений, формулируя одновременно перед экономикой конкретные поэтапные целевые установки. Особенно активно эта работа проводится Европейским Союзом и его странами-членами. Так, например, важнейшим ориентиром для современного, уверенного и климатически приемлемого энергоснабжения ФРГ стала Комплексная энерго-климатическая программа (ИЕКР), разработанная правительством в 2007 году. В ней сформулированы следующие политико-экономические задачи к 2020 году:

- удвоить по сравнению с 1990 годом показатель энергоэффективности;
- на 40 % по сравнению с уровнем 1990 года снизить эмиссию парниковых газов;
- до 25–30 % повысить долю ВИЭ в производстве электрической энергии;
- до 14 % повысить долю ВИЭ в производстве тепловой энергии;
- на основе применения биологического топлива на 10 % снизить выброс вредных газов в атмосферу (их доля в общей массе вредных выбросов составляет 17 %).

Поскольку технологии использования возобновляемых источников (энергия ветра, солнечная энергия, энергия биомассы и т.д.) и сложившиеся на мировом рынке цены на энергоносители не обеспечивают конкурентоспособности ВИЭ по сравнению с традиционными источниками (в первую очередь с углеводородным сырьем и атомной энергией), то их использование в рыночных условиях невозможно пока без масштабной государственной поддержки.

В ФРГ существуют три основных вида инструментов для повышения мотивации использования технологий использования ВИЭ:

- законодательные акты, определяющие базовые принципы и подходы к использованию ВИЭ;
- финансовые инструменты (например, программы дотирования, кредиты и займы, налоговые льготы);
- мотивационные и информационные методы (например, консультации в области энергосбережения, информационные кампании, выпуск информационных брошюр различными ведомствами, в первую очередь Министерством защиты окружающей среды и безопасности ядерных реакторов).

Основные законы, направленные на поддержку программ использования ВИЭ в ФРГ:

1. Закон о приоритете возобновляемых источников энергии (*Erneuerbaren Energie Gesetz – EEG*), являющийся основным нормативным актом в Германии в этой области.

2. Закон о поддержке модернизации и развития систем комбинированного производства (когенерации) электроэнергии и тепла (*Gesetz für die Erhaltung die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung – KWK-Gesetz*).

3. Закон об использовании возобновляемых источников в области производства тепловой энергии (*Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz*).

Разработано также значительное количество подзаконных актов (директив и т.д.), регулирующих конкретные вопросы использования ВИЭ в соответствии с законодательными нормами Евросоюза и Германии (например, Директива по экономии энергии – *Energieeinsparverordnung*).

В результате на сегодня создана законодательная база регулирующая:

- первоочередность и приоритетность использования ВИЭ;
- перевод механизма дотирования на постепенно снижающуюся и ограниченную по сроку, фиксированную компенсацию;
- регулирование покрытия расходов на подключение к сети и ее развитие;
- неизменный и ориентированный на затраты уровень дотаций сетевыми предприятиями для электроэнергии, выработанной на основе ВИЭ, для установок, принятых в эксплуатацию на 20 лет;
- уровень (в зависимости от меняющихся приоритетов) дотаций на электроэнергию, полученную на солнечных, гидроэлектростанциях, при использовании биомассы и геотермальной энергии, ветростанций на суше и на море, а также улучшение условий их подсоединения к централизованным сетям;
- возмещения для ветростанций на суше и на море, а также улучшение условий их подсоединения к централизованным сетям;
- защита потребителей, прозрачность, облегчение условий исполнения закона.

Гарантированные дотации позволяют независимым производителям подавать электроэнергию в сеть по установленному тарифу в течение определенного периода времени.

Определяемые законодательством меры призваны активировать рынок, что в свою очередь должно привести к:

- росту прямых инвестиций темпом около 30 млрд. евро в год, начиная с середины текущего десятилетия;
- росту ВВП страны темпом около 70 млрд. евро в год;
- дополнительному созданию к 2020 году около 500 тыс. новых рабочих мест.

В таблице 1 представлены данные о динамике произошедшего и планируемого замещения альтернативными источниками потребления в ФРГ первичной энергии.

Таблица 1

Доля ВИЭ в производстве энергии

Года	2005	2007	2010	2020	2030	2040	2050
Первичная энергия, ПДж/год	14469	13842	13855	1204	10252	8972	8066
Первичная энергия ВИЭ, ПДж/год	665	932	1317	1953	2599	3218	3843
Доля ВИЭ, %	4,7	6,7	9,5	16,2	25,4	35,9	47,6

Источник: Федеральное министерство окружающей среды, охраны природы и безопасности ядерных реакторов ФРГ. Доклад «Стратегия 2008».

Уже сегодня в Германии около 17 % производимой электроэнергии обеспечивают альтернативные источники её получения. К 2020 году альтернативные источники заменят выводимые из строя атомные электростанции, а в новой сфере электроэнергетики будут созданы рабочие места, число которых будет сопоставимо с числом занятых в автомобильной промышленности. По сути, мы являемся свидетелями (но не участниками) нового витка технологической революции в мире, в энергетике и энергосбережении.

В утверждённой 13 ноября 2009 года Правительством России «Энергетической стратегии России на период до 2030 года» и в Постановлении Правительства РФ от 08.01.2009 № 1-р «Основные направления государственной политики в сфере повышения энергетической эффективности электроэнергетики на основе использования возобновляемых источников энергии на период до 2020 года» определены основные направления и ориентиры развития. Однако их практическая реализация пока оставляет желать лучшего. Вместе с тем, по оценкам, содержащимся в Стратегии «...технический ресурс возобновляемых источников энергии, преобладающую долю в котором имеет потенциал использования энергии солнца и энергии ветра, составляет не менее 4,5 млрд. тонн условного топлива в год, что более чем в 4 раза превышает объем потребления всех топливно-энергетических ресурсов России». Чтобы не тратить понапрасну время на очередное «изобретение велосипеда», представляется целесообразным внимательнее присмотреться к использованию уже накопленного зарубежного, в частности германского, опыта.

Список литературы: 1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года // Распоряжение Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. №1715-р. – С. 74-76. 2. Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie. Bericht der Bundesregierung zur Öl- und Gasmarktstrategie. – 2008. – С. 64-72. 3. Dr. Joachim Nitsch Stuttgart. In Zusammenarbeit mit der Abteilung «Systemanalyse und Technikbewertung» des DLR-Instituts für Technische Thermodynamik. Weiterentwicklung der Ausbaustrategie für Erneuerbare Energien. – Oktober 2008. – С. 13-18. 4. Геродес Г.А. Возобновляемые источники энергии в Германии. – М.: ИНЭИ РАН, 2009.

© Геродес Г.А., Браилко С.А., 2010
Поступила в редколлегию 09.03.10

УДК 621.438

Е.Н. ИВАНЧЕНКО, старший преподаватель НТУ «ХПИ», г. Харьков

**РАСЧЕТ ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ЛОПАТКЕ ГАЗОВОЙ
ТУРБИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ,
УЧИТЫВАЮЩЕЙ СТЕПЕНЬ ТУРБУЛЕНТНОСТИ
ВНЕШНЕГО ПОТОКА**

Представлені дослідження математичного моделювання процесів теплообміну по обводу профілю лопатки газової турбіни, виконане порівняння результатів розрахунку з експериментальними даними. Розрахунки були виконані з використанням моделі турбулентності, що враховує ступінь турбулентності зовнішнього потоку. Була отримана задовільна відповідність розрахункових і 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 turbulence models, which takes into account of the free-stream turbulence level. Numerical results and experimental data are in good agreement.

При проектировании современных газотурбинных установок одной из важнейших задач является определение температурного состояния лопаток газовой турбины. Для задания коэффициентов теплоотдачи по обводу профиля лопатки, которые оказывают большое влияние на точность расчета поля температур, используются как экспериментальные, так и вычислительные методы. Следует отметить, что использование вычислительных методов должно подтверждаться сравнением с экспериментальными данными.

Режим течения по обводу профиля лопатки газовой турбины во многом определяет процесс теплоотдачи, и, соответственно, величину коэффициентов теплоотдачи. Также одним из факторов, влияющих на данный процесс, является степень турбулентности внешнего потока.

В данной работе для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи на участке обвода профиля лопатки турбины предлагается использовать предложенную в работе [1] модель турбулентности, учитывающую повышенную степень турбулентности внешнего потока. Эта модель основывается на использовании профиля скорости Коулса, который дает возможность для определения напряжения трения в области, где $yu_*/\nu > 30$, ввести в число аргументов степень турбулентности Tu .

Профиль скорости Коулса, согласно опытным данным Эванса [2], для течений с повышенной степенью турбулентности принимает вид

$$\frac{u}{v_*} = \frac{1}{k} \ln \frac{yv_*}{\nu} + B + (1 - 5Tu) \frac{\ddot{I}}{k} w, \tag{1}$$

где $k = 0,4$; $B = 5,1$; w – функция следа, $w = 1 - \cos\left(\pi \frac{y}{\delta}\right)$.

В уравнении (1) параметр Π определен при $Tu = 0$, поэтому для его исключения воспользуемся зависимостью

$$\ddot{I} = \frac{k}{2} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta \omega u_l}{\nu} - B \right), \tag{2}$$

которая получена посредством преобразования исходного профиля скорости Коулса [1]. Проведя преобразования, получим

$$\frac{du}{dy} = \frac{\omega u_l}{k} \left[\frac{1}{y} + \frac{\pi k}{2\delta} (1 - 5Tu) \sin \pi \frac{y}{\delta} \left(\frac{1}{\omega} - \frac{1}{k} \ln \frac{\delta \omega u_l}{v} - B \right) \right]. \quad (3)$$

Итак, модель турбулентности принимает следующий вид:

§ для слоя, где $y v_* / \nu > 30$, для определения напряжения трения используется зависимость

$$\tau = 0,0168 \delta^* u_l \gamma_k \frac{du}{dy}, \quad (4)$$

где производная скорости определяется по зависимости (3). Толщина пограничного слоя определяется следующим образом [1]:

$$\delta = 2\delta^* \left/ \left[2 \frac{\omega}{k} + (1 - 5Tu) \left(1 - \frac{\omega}{k} \ln \frac{\delta \omega u_l}{v} - B \omega \right) \right] \right. \quad (5)$$

§ для первого слоя используем зависимость

$$l^* = ky^* \left[\operatorname{th} \left(\frac{0,012y^*}{k} \right)^{0,5} \right]^2, \quad (6)$$

где l^* – безразмерная длина пути смешения, $l^* = l v_* / \nu$; y^* – безразмерная координата, $y^* = \frac{y v_*}{\nu}$. «Константа турбулентности» k определяется по формуле:

$$k_{y\delta} = k \sqrt{\frac{\tau}{\tau_w}}, \quad (7)$$

где

$$\frac{\tau}{\tau_w} = 1 + p^* y^* + \frac{1}{2} a^* \left[c_1 + y^* \left(c_2 (\ln y^*)^2 + c_3 \ln y^* + c_4 \right) \right]. \quad (8)$$

Здесь $p^* = \frac{v}{\rho v_*^3} \frac{dP}{dx}$; $a^* = \frac{v}{\rho v_*^3} \frac{d\tau_w}{dx}$; $c_1 = -777,0$; $c_2 = 5,706$; $c_3 = 14,62$; $c_4 = 15,08$.

Зависимости (7) и (8) позволяют учесть нелинейность зависимости длины пути смешения от «константы турбулентности» k , а также k от градиента давления. Эффективность применения приведенных зависимостей для расчета коэффициента теплоотдачи по обводу профиля лопатки газовой турбины отмечена в работе [3]. Использование приведенных зависимостей позволяет увеличить точность расчетов параметров пограничного слоя, что отмечено в работе [1].

Для сравнительных расчетов были использованы экспериментальные данные [4], которые содержат исследование локального теплообмена на профиле лопатки

ТС-1А при степени турбулентности набегающего потока $Tu_1 = 0,8-9,6 \%$. На выпуклой стороне профиля на участке, следующем за точкой $x/L = 0,36$, наблюдался турбулентный режим течения.

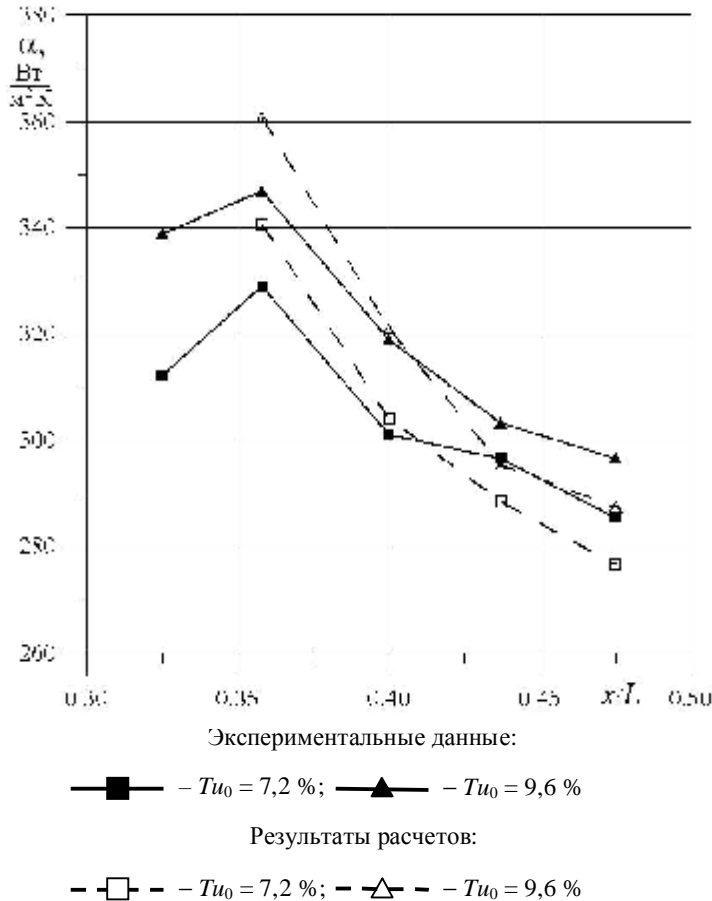


Рис. Распределение коэффициентов теплоотдачи на выпуклой стороне профиля ТС-1А

коэффициентов теплоотдачи на профилях турбинных лопаток на участках, где наблюдается турбулентный режим течения.

Список литературы: 1. Капинос В.М. Алгебраические модели турбулентности / В.М. Капинос, Е.Н. Иванченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 153 с. 2. Evans R.J. Free Stream Turbulence Effects on Turbulent Boundary Layers in an Adverse Pressure Gradient // AIAA Journal. – 1985. – Vol. 23, №11. – P. 1814–1816. 3. Иванченко Е.Н. Расчет пограничного слоя на лопатке газовой турбины с использованием модифицированной модели турбулентности Себеси-Смитта // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – №3. – С. 134-137. 4. Капинос В.М. Экспериментальное исследование влияния степени турбулентности набегающего потока на теплообмен в решетках турбинных лопаток / В.М. Капинос, А.Ф. Слитенко, В.Б. Титов, М.Л. Воловельский // Энергетическое машиностроение. – 1978. – Вып. 25.– С. 15-19. 5. Слитенко А.Ф. Охлаждение деталей и узлов газовых турбин. Учебное пособие – К.: УМК ВО, 1982 – 176 с.

© Иванченко Е.Н., 2010
Поступила в редколлегию 14.02.10

УДК 621.438:536.24

В.Н. ПУСТОВАЛОВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
Г.Е. ЗАГОРУЙКО, канд. техн. наук; директор ООО FOC TUBA LTD,
 г. Харьков
С.П. НАУМЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

ТЕПЛОТДАЧА В ШИРОКИХ ПРИДИСКОВЫХ ПОЛОСТЯХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Запропоновані експериментальні критеріальні залежності, що описують тепловіддачу у широких білядискових порожнинах газових турбін.

The experimental criterion equations for heat transfer in wide near disk cavities of gas turbines are proposed.

Общие замечания

Система охлаждения газовой турбины представляет собой разветвлённую сеть каналов различных конфигураций, сечений и протяжённости. Составной частью этой гидравлической сети являются придисковые полости.

Задача о теплоотдаче придисковых потоков среды в турбомашине является частью более общей проблемы гидродинамики и теплообмена во вращающихся системах, которая привлекает внимание инженеров и учёных уже длительное время.

Так, работа Рэлея, который исследовал динамические характеристики и устойчивость вращающейся жидкости, была опубликована ещё в 1917 году [1]. В дальнейшем потребности научно-технического прогресса обусловили существенное увеличение количества и специализаций работ этого направления.

Существенный вклад в изучение граничных условий теплоотдачи на поверхностях роторов турбомашин был сделан В.М. Капиносом [2, 3].

На протяжении ряда лет на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» проводились теоретические и экспериментальные исследования по гидродинамике и теплоотдаче различных придисковых потоков рабочего тела и охлаждающей среды. В настоящей статье представлены ранее не публиковавшиеся результаты экспериментального исследования теплоотдачи в придисковой полости, характеризующейся отношением её осевого и радиального размеров, близким к 1. Такие меридиональные обводы, в частности, характерны для газовой турбины ГТЭ-150 ОАО ЛМЗ (рис. 1).

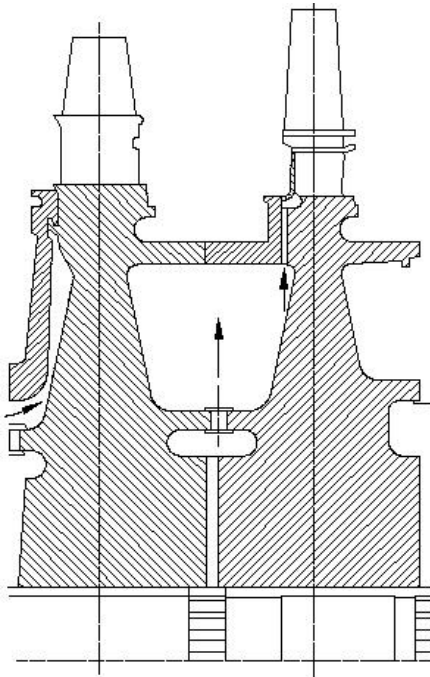


Рис. 1. Элемент ротора турбины ГТЭ-150 ОАО ЛМЗ с радиальным входом охладителя

Особенности постановки экспериментов

Несмотря на существенный прогресс, достигнутый за последнее время в развитии численных методов определения тепло-гидродинамических характеристик

элементов трактов рабочего тела и охладителя в турбомашинах, основным источником получения надёжных данных для этих систем при турбулентном режиме течения все же остаётся физический эксперимент.

Для проведения таких исследований был спроектирован уникальный опытный стенд, основным элементом рабочего участка которого являлся стеклотекстолитовый диск-альфакалориметр диаметром 635 мм с наклеенными концентрическими нагревателями из тонкой фольги, что обеспечивало возможность определения местных коэффициентов теплоотдачи методом теплового баланса. Коэффициенты теплоотдачи сопоставлялись с разностью температур нагревателей при включенном напряжении и их собственной температурой, определяемой текущим сочетанием режимных факторов. Это обеспечивало компенсацию возможных систематических ошибок в определении температурных напоров по радиусу рабочего участка.

Конструкция стенда предусматривала широкие возможности его модернизации и переналадки. Так, модификации стенда позволяли проводить также и исследования гидродинамических характеристик придисковых полостей [4].

Геометрические размеры рабочего участка стенда и диапазоны изменения режимных параметров характеризовались следующими величинами:

$$0,06 \leq (S / r_0) \leq 0,5; \quad 1,6 \leq (r_1 / r_0) \leq 3,17;$$

$$3 \cdot 10^4 \leq Re_\omega \leq 10^6; \quad 5,3 \cdot 10^3 \leq Re_G \leq 2,7 \cdot 10^4.$$

Здесь S – ширина, r_0 , r_1 , r – минимальный, максимальный и текущий радиусы, $Re_\omega = \omega r^2 / \nu$ – число Рейнольдса вращения, ω – угловая скорость диска, ν – кинематическая вязкость, $Re_G = G / (2\pi\mu S)$ – расходное число Рейнольдса, G – массовый расход среды, μ – динамическая вязкость, $\pi = 3,1416$.

Результаты экспериментов обобщались уравнениями подобия вида

$$Nu = c Re_\omega^m K_v^n (S / r_0)^1 (r / r_0)^p,$$

или

$$Nu = c Re_G^m Re_\omega^n (S / r_0)^1 (r / r_0)^p,$$

где $Nu = \alpha r / \lambda$ – местное число Нуссельта, α – местный коэффициент теплоотдачи, λ – теплопроводность среды; c , m , n , 1 , p – константы; K_v – кинематический фактор, представляющий собой отношение окружной скорости диска на входе в рассматриваемый элемент к средней расходной скорости среды на этом радиусе и являющийся мерой отношения даламберовых и кориолисовых инерционных сил.

Эксперименты планировались таким образом, чтобы получить равномерное поле опытных значений безразмерных переменных. Выбор сочетаний режимных параметров рандомизировался.

Методика присоединения безразмерных аргументов к уравнению множественной регрессии была такова: сначала вводился аргумент, имеющий наибольший коэффициент корреляции с функцией, затем – аргумент, у которого наименьший коэффициент корреляции с первым аргументом, потом – аргумент, имеющий наименьшую сумму абсолютных значений коэффициентов корреляции с двумя уже присоединенными и т.д. Присоединение нового аргумента считалось оправданным, если остаточная дисперсия при этом значимо уменьшалась, что проверялось по критерию Фишера.

Поэтапный контроль, проводившийся в процессе последовательного присоединения аргументов, включал в себя анализ обусловленности системы

нормальных уравнений, изменения коэффициентов уравнения регрессии, отношения остаточной и начальной дисперсий и возрастания коэффициента множественной корреляции по учтенным аргументам.

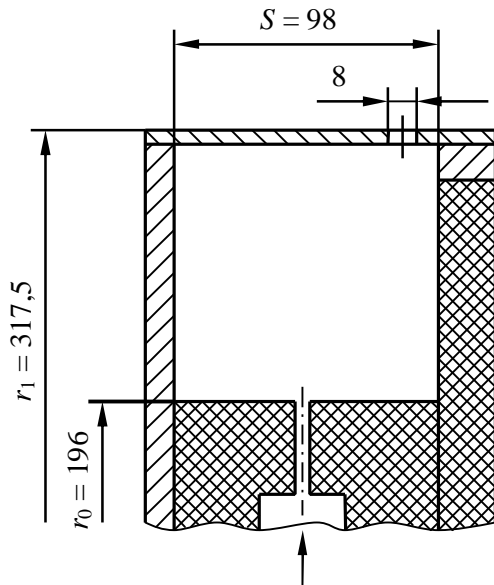


Рис. 2. Рабочий участок стенда

Рабочий участок стенда, моделирующий междисковую полость с радиальным входом охладителя, показан на рис. 2. На роторе были установлены две воздухоподводящие втулки из оргстекла с наружным диаметром 392 мм. При осевом размере полости 98 мм её относительная ширина составляла $S/r_0 = 0,5$. Каждая из симметричных полостей экспериментального ротора с одной стороны была ограничена диском-калориметром, с другой – силуминовым диском толщиной 10 мм. По периферии полость ограничивалась цилиндрической обечайкой.

Наличие сменных обечаек давало возможность исследовать влияние условий выхода охладителя из полости на теплоотдачу её боковых поверхностей. Если отверстия в обечайке для выпуска воздуха

находились вблизи диска-калориметра, то его поверхность попадала в условия обтекания правой боковой поверхности натурной полости. Если же эти отверстия были выполнены вблизи силуминового диска, то диск-калориметр был в условиях обтекания левой боковой границы междисковой полости (см. рис.1).

Результаты исследования

Установлено, что при относительно небольших значениях Re_ω и больших значениях Re_G среднее число Нуссельта не зависит заметно от Re_ω . Затем при росте Re_ω зависимость среднего числа Нуссельта от фактора вращения начинает проявляться. Первый режим, по-видимому, соответствует источниковой, по терминологии работ [5, 6] области потока. Её размеры с увеличением Re_ω уменьшаются, а теплоотдача боковой поверхности полости при больших значениях S/r в пределах точности экспериментов определяется только фактором вращения.

Данные экспериментов для правой стороны полости были обобщены следующими корреляционными зависимостями:

для первого режима течения –

$$Nu = 0,176 \cdot Re_G^{0,8} \cdot x^{3,48}, \tag{1}$$

со средней относительной погрешностью 7,5 %;

для второго режима –

$$Nu = 0,0172 \cdot Re_\omega^{0,8}, \tag{2}$$

при средней относительной погрешности 9,7 %.

Граница между режимами определяется соотношением

$$Re_\omega^{0,8} \cdot Re_G^{-0,8} \cdot x^{-3,48} = 10,23. \tag{3}$$

Если значение комплекса, стоящего в левой части, меньше 10,23, то следует пользоваться уравнением (1), в противном случае – уравнением (2).

Для левой стороны полости получены уравнения подобия:
для первого режима течения –

$$Nu = 0,144 \cdot Re_G^{0,8}, \quad (4)$$

средняя относительная погрешность обобщения результатов равна 6,5 %;
для второго режима –

$$Nu = 0,0166 \cdot Re_\omega^{0,8}, \quad (5)$$

средняя относительная погрешность равна 9,1 %.

Уравнение границы режимов

$$Re_\omega^{0,8} \cdot Re_G^{-0,8} \cdot x^{-3,39} = 8,67. \quad (6)$$

Опытные данные для противоположных боковых поверхностей полости сравниваются на рис. 3 при $x = 1,2$ и $Re_G = 5 \cdot 10^3$. Зависимость 1 рассчитана по уравнениям (1) – (3), зависимость 2 – по уравнениям (4) – (6).

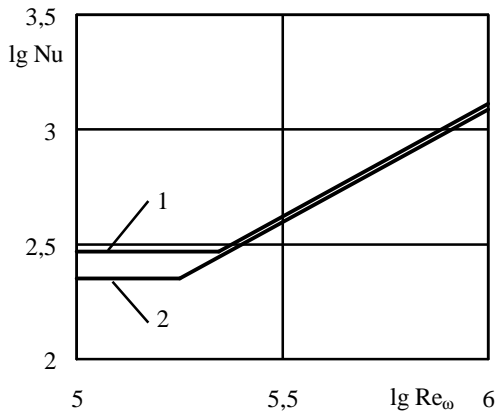


Рис. 3. Теплоотдача боковых поверхностей полости с радиальным входом охладителя при $x = 1,2$; $Re_G = 5 \cdot 10^3$

Теплоотдача боковой поверхности, вблизи которой происходит выпуск охлаждающего воздуха, выше в обоих режимах течения, что объясняется тем, что большая часть охладителя протекает в этой части полости. Эффект особенно заметен при первом режиме течения, когда на теплоотдачу преобладающее влияние оказывает расход охладителя. Разница в величинах чисел Нуссельта для противоположных сторон полости во втором режиме мала и составляет в среднем 3,6 %, что в практических расчётах можно не принимать во внимание.

Приведенные в настоящей статье зависимости получены впервые.

Список литературы: 1. Крейц Ф. Конвективный теплообмен во вращающихся системах // Успехи теплопередачи. – М.: Мир, 1971. – С. 144-279. 2. Капинос В.М. Исследование процессов теплообмена в паровых и газовых турбинах: Дис. ... д-ра техн. наук. – Харьков. – 1966. – 517 с. 3. Газовые турбины: Ч.1. Термодинамические процессы и теплообмен в конструкциях. – Я.И. Шнез, В.М. Капинос, И.В. Котляр / Под ред. Я.И. Шнез. – Киев: Вища школа, 1976. – 296 с. 4. Капинос В.М. Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик придисковых полостей турбомашин / В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, А.Ю. Дронник // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетические и теплотехнические процессы и оборудование». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – № 2. – С. 52-58. 5. Owen J.M. Heat transfer in rotating cylindrical cavities / J.M. Owen, E.D. Bilimoria // Journal Mechanical Engineering Science. – 1977. – V. 19. – N 4. – P. 175-187. 6. Оуэн Д.М. Конвективный теплообмен во вращающейся цилиндрической полости / Д.М. Оуэн, Х.С. Онур // Энергетические машины. – 1983. – Т. 105. – С. 233-265.

© Пустовалов В.Н., Загоруйко Г.Е., Науменко С.П., 2010
Поступила в редколлегию 10.01.10

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
ЧАН КОНГ ШАНГ, аспирант НТУ «ХПИ», г. Харьков

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЕТЕЙ С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Запропонований метод для моделювання стисливості газу при розрахунку поточкорозподілення в розгалужених гідравлічних мережах систем охолодження газових турбін. Результати розрахунку мережі з використанням методу узгоджуються з результатами *CFD* моделювання з точністю 5–7 %.

It was developed a method for modeling the gas compressibility for the analysis of the flow-distribution in the branchy hydraulic networks of the gas turbine cooling systems. The results of analysis with the method agree with *CFD* analysis with 5–7 % exactness.

Системы охлаждения современных газовых турбин представляют собой разветвленные гидравлические сети, структурной единицей которых является элементарный канал. Каналы могут быть пассивного и активного типов. Математическая модель пассивного канала обычно содержит гидравлическую модель, которая отражает падения полного давления в функции массового расхода

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = \zeta \frac{G^2}{2\rho F^2} = rG^2, \quad (1)$$

и тепловую модель, которая в простейшем случае неизменной температуры поверхности канала T_w и использования среднего значения коэффициента теплоотдачи, определяет изменение температуры на элементе вследствие теплообмена

$$\Delta T^* = T_1^* - T_2^* = (T_1 - T_w) \exp\left(-\frac{\bar{\alpha} \cdot \Pi \cdot L}{G \cdot C_p}\right). \quad (2)$$

В приведенных формулах приняты обозначения: ζ – коэффициент гидравлического сопротивления канала; $\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи в канале, ρ – плотность теплоносителя; F , Π , L – площадь проходного сечения канала, его периметр и длина; w – среднemasовая скорость; G – массовый расход, индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям канала.

Математическая модель активного канала описывает изменение полного давления в нагнетателях. Изменение температуры в таком канале определено нагревом газа при сжатии, диссипацией энергии за счет трения или подводом (отводом) теплоты от какого-то внешнего источника. Припишем для общности каждому каналу как активные, так и пассивные свойства, т.е. будем полагать, что каждый канал может иметь как гидравлическое сопротивление, так и может создавать дополнительный напор.

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.

Гидравлическая схема системы охлаждения современного авиационного газотурбинного двигателя может насчитывать до 1500–2000 элементарных каналов. Характерной особенностью такой системы охлаждения являются значительные изменения давления и температуры воздуха по мере его продвижения от компрессора до конечных узлов, расположенных в проточной части турбины. Очевидно, что при этом в различных каналах системы свойства воздуха и в частности плотность будут значительно отличаться. Вследствие этого расчет системы охлаждения, реализованный в программном комплексе ТНА [1], происходит с помощью трех вложенных циклов.

Цикл нижнего уровня предполагает нахождение расходов воздуха в каналах и полных давлений в узловых точках при замороженных значениях коэффициентов гидравлического сопротивления в элементах сети. При этом расходы воздуха находятся путем обхода линейно независимых контуров гидравлической схемы в соответствии с итерационным процессом Абияшева [2]. Не останавливаясь на том, каким образом строятся линейно независимые контуры, рассмотрим этот процесс. В любом из линейно независимых контуров должно выполняться условие равенства нулю суммы падений полных давлений на всех элементах контура

$$\sum_{j=1}^k (r_j G_j^2 - H_j^*) = 0, \quad (3)$$

где k – число ветвей в контуре, H_j^* – активный напор, создаваемый вентилятором, компрессором или за счет центробежного эффекта во вращающемся канале, r_j – приведенное гидравлическое сопротивление, определяемое соотношением

$$r_j = \frac{\zeta_j}{2\rho_j F_j^2}. \quad (4)$$

Предполагая, что процесс уточнения расходов воздуха в ветвях происходит от итерации к итерации по следующей схеме

$$G_j^n = G_j^{n-1} + \Delta G^{n-1}. \quad (5)$$

Подставляя (5) в (3) и, пренебрегая малыми величинами квадратов поправок расходов, имеем выражение для коррекции расхода в контуре

$$\Delta G^{n-1} = - \frac{\sum_{j=1}^k (r_j G_j^{n-1} |G_j^{n-1}| + H_j^{n-1})}{2 \sum_{j=1}^k r_j G_j^{n-1}}. \quad (6)$$

Процесс сходится достаточно быстро для заданных гидравлических сопротивлений и активных напоров. Данный процесс распространяется на все независимые контуры схемы. После определения расходов во всех ветвях уточняются гидравлические сопротивления, активные напоры и в дальнейшем процесс повторяется вновь до достижения сходимости по расходам. Таким образом, процесс в целом имеет внутренний цикл, в котором находятся расходы для заданных свойств системы, и

внешний цикл (цикл второго уровня), в котором уточняются сопротивления и напоры. В цикле третьего (верхнего) уровня устанавливается тепловое взаимодействие гидравлической модели системы охлаждения с тепловой моделью охлаждаемого объекта, которая в ТНА представлена конечно-элементной моделью. На этом этапе происходит обмен граничными условиями, а именно: гидравлическая модель предоставляет тепловой недостающие условия конвекции (граничные условия третьего рода) для границ модели, соответствующим каналам системы охлаждения, а тепловая модель после определения температурного поля объекта возвращает температуры границ, т.е. средние температуры поверхностей каналов T_w .

Процесс достаточно быстро сходится, если значения гидравлического сопротивления не изменяются скачкообразно, например, на границах ламинарно-турбулентного перехода, при изменении направления движения и в некоторых других случаях.

При расчете разветвленных сетей систем охлаждения газовых турбин встречается ситуация, когда в некоторых каналах должно происходить заклинивание расхода в связи с достижением скорости звука. В системах охлаждения специально не создают сверхзвуковые сопла, и поэтому будем считать, что верхний предел скорости ограничен скоростью звука в канале. Наиболее простой подход, позволяющий продолжить поиск решения в итерациях при ограничении скорости в некоторых каналах, сводится к замене дозвукового гидравлического сопротивления на некотором шаге m цикла второго уровня для каждого из каналов на волновое сопротивление, исходя из соотношения

$$\xi_j^m = \frac{2(\Delta P_j^*)^{m-1}}{(\rho_j a_j^2)^{m-1}}, \quad (7)$$

где a_j – среднее значение скорости звука в канале. Таким образом, неявно полагается, что волновое сопротивление является верхним пределом гидравлического сопротивления.

Если подмену сопротивления в канале выполнять при условии превышения средней скорости на данной итерации над скоростью звука, то процесс происходит с заметными осцилляциями. Более сглаженные решения получаются тогда, когда для каждого из каналов определяется волновое сопротивление (7), независимо от того каково значение числа Маха в канале. Далее каждому из каналов приписывается большее из двух сопротивлений, т.е. или гидравлическое сопротивление дозвукового режима, определенное для текущих значений параметров потока по известным зависимостям, или волновое сопротивление. Таким образом, контур, в котором текущее значение среднемассовой скорости превышает скорость звука, не исключается из итерационного процесса и в результате имеет место достаточно хорошая сходимости процесса и постепенное приближение числа Маха к единице в каналах с волновым сопротивлением.

Дальнейший анализ показал, что описанный способ задания волнового сопротивления приводит к нелогичным результатам главным образом из-за того, что все параметры потока определялись по средним значениям давления и температуры. В частности при фиксированном давлении в напорной камере и уменьшении давления в сбросной камере расход через канал, соединяющий эти камеры, изменялся, несмотря на сверхкритический перепад давлений. Это изменение было вызвано изменением среднего значения плотности и соответственно приводило фактически к пересчету критического расхода.

Обычно при расчете запирающего расхода в отверстиях, соединяющих напорную и разгрузочные полости пользуются одномерной теорией течения невязкого сжимаемого потока. Гидравлические потери в отверстии учитывают экспериментальным коэффициентом расхода сопла. Причиной движения газа в сопле является то, что полное давления газа в напорной полости больше статического давления в разгрузочной полости. Таким образом, даже если потери отсутствуют, поток имеет вполне определенную скорость.

В отличие от расчетов сопла в газовых системах с распределенными параметрами используется уравнении (1), из которого следует, что причиной движения является разность полных давлений на входе и выходе из канала. Если допустить, что гидравлические потери стремятся к нулю, то и падение полного давления также должно стремиться к нулю. Тогда появляется неопределенность в определении расхода

$$G = \sqrt{2\rho F^2 \frac{\Delta P^* \rightarrow 0}{\zeta \rightarrow 0}}. \quad (8)$$

В связи с этим развитие метода расчета систем с распределенными параметрами связано с имплементацией одномерной теории сопла.

Рассмотрим структурную единицу системы – канал, и будем полагать, что падение полного давления в общем случае обусловлено суммой гидравлического и волнового сопротивления, т.е.

$$\Delta P^* = (P_1^* - P_{\xi}^*) + (P_{\xi}^* - P_2^*) = \zeta \frac{G^2}{2\rho_1 F^2} + \xi \frac{G^2}{2\rho_{\xi} F^2}. \quad (9)$$

Эта зависимость, по сути, утверждает, что снижение полного давления в канале за счет гидравлического сопротивления происходит от P_1^* до некоторого значения полного давления P_{ξ}^* , которому соответствует условие $M = 1$. Если значение числа Маха меньше единицы, то $P_{\xi}^* = P_2^*$. Таким образом, утверждается возможность существования критического режима, но его положение в канале точно не определяется.

Обычно для типового канала определены потери полного давления на входном участке, вследствие смятия потока, потери полного давления за счет трения о стенки

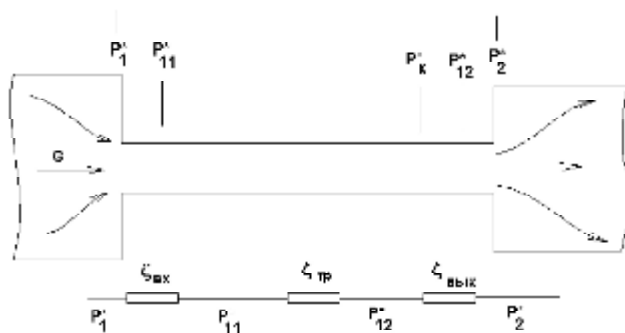


Рис. 1. Характерные гидравлические сопротивления канала

канала и потери вихреобразования в выходном сечении канала. Можно также приписать каналу еще дополнительные потери, обусловленные поворотом потока, нагревом или охлаждением газа. Поэтому каждый элементарный канал представляет собой, по крайней мере, три сосредоточенных последовательно соединенных гидравлических сопротивления

(рис. 1). Сечение канала, в котором давление равно P_{11}^* располагается вблизи входа. Давление P_{12}^* имеет место в выходном сечении, P_2^* – за выходным сечением и фактически относится к следующему по ходу движения каналу.

Критический режим может появиться на участке каждого из этих сопротивлений. Поэтому после выполнения цикла нижнего уровня, в котором находятся расходы, полные давления и температуры, для замороженных коэффициентов гидравлического сопротивления, проверяется на критику сечение за входным сопротивлением, за сопротивлением трения и за выходным сопротивлением для каждого из каналов системы. Для проверки используется известное выражение для критического режима в сопле

$$G > G_{\text{крит}} = \frac{P_i^* F}{\sqrt{T_i^*}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{k}{R} \right)^{0,5}, \quad (10)$$

где нижний индекс указывает на значение полных параметров за каким-либо сопротивлением внутри канала.

Если расход оказался больше критического, то значит $M > 1$, чего быть не может. Поэтому принимается $M = 1$ и определяется полное давление, обеспечивающее критический расход в данном сечении, т.е.

$$P_{\text{к}}^* = \frac{G \sqrt{T_i^*}}{F} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{k}{R} \right)^{-0,5}. \quad (11)$$

Таким образом, в данной модели предполагается, что падение полного давления на участке канала происходит за счет гидравлического сопротивления от значения на входе P_{i-1}^* до величины $P_{\text{к}}^*$. Падение полного давления от величины $P_{\text{к}}^*$ до P_i^* происходит ступенчато за счет волновых потерь. Здесь индексы $(i-1)$, (i) соответствуют внутренним узлам канала, которые охватывают искомое сопротивление.

При $M \leq 0,3$ можно считать, что теплофизические свойства среды в системе охлаждения могут определяться по полному давлению и температуре. При больших значениях должны использоваться статические параметры. В случае докритического режима определение числа Маха, статических давления и температуры для заданных значений массового расхода, площади проходного и плотности $\rho^* = \frac{P^*}{RT^*}$, определенной по полным параметрам, выполняется методом простой итерации,

$$M_{i+1} = f(M_i, \rho^*, T^*, G, F, k), \quad (12)$$

где искомая функция определена выражениями:

$$\rho = \rho^* \left(1 + \frac{k-1}{2} M_i^2 \right)^{-\frac{1}{k-1}}; \quad (13)$$

$$T = T^* \left(1 + \frac{k-1}{2} M_i^2 \right)^{-1}; \quad (14)$$

$$a = \sqrt{kRT} ; \quad (15)$$

$$w = \frac{G}{\rho F} ; \quad (16)$$

$$M_{i+1} = \frac{w}{a} . \quad (17)$$

При критическом режиме $M = 1$ статические параметры находятся безитерационно.

Заметим, что статические параметры и число Маха не могут быть найдены, если $G > G_{\text{крит}}$, так как итерационный алгоритм (12)–(17) не имеет решения, что подтверждает тот факт, что в трубе постоянного сечения в рамках одномерной теории число Маха не может быть больше единицы. При $G < G_{\text{крит}}$ имеется два решения: одно для дозвукового и второе для сверхзвукового течения. Очевидно, что первое из них имеет смысл для каналов постоянного сечения.

Необходимо отметить, что расчет падения полного давления в канале по уравнению (10) возможен при замороженных коэффициентах гидравлического и волнового сопротивления, определенных во внешнем цикле (цикл второго уровня). Корректировка коэффициентов гидравлического сопротивления во внутреннем цикле обхода независимых контуров приводит к раскачке решения и иногда не позволяет добиться сходимости процесса. В [3] отмечается, что нахождение падения давления в случае наличия критики течения возможно только при обратном (против направления движения воздуха) обходе канала, т.е. по давлению в выходном сечении канала находится давление во входном сечении. При построении независимых контуров в ТНА не навязывалось направление обхода контура, и при определении падения полного давления использовалось общее гидравлическое сопротивление. Используемый в ТНА алгоритм не имеет теоретического обоснования, однако многочисленные расчеты разветвленных систем охлаждения и их сопоставление с опытными данными, также с результатами моделирования сверхзвуковых течений с помощью *CFD* свидетельствуют об адекватности использованной в ТНА математической модели.

Оценим правомерность предложенного метода на примерах. В [4] приводится расчет течения без теплообмена в трубе критической длины, т.е. трубы такой длины, в выходном сечении которой происходит скачок уплотнения. Исходной зависимостью расчета является условие

$$\frac{1}{\lambda_1^2} - 1 - 2 \ln(\lambda_1^2) = \frac{2k}{k+1} \eta \frac{L}{d} , \quad (18)$$

где λ_1 – коэффициент скорости во входном сечении трубы, η – коэффициент трения, связанный с коэффициентом гидравлического сопротивления отношением $\zeta = \eta \frac{L}{d}$, где L – длина трубы. Задавая λ_1 можно получить длину трубы, в конце которой $\lambda_2 = 1$.

Рассмотрим две параллельные трубы диаметром 5 мм и длиной 27 мм, через которые движется воздух с входной температурой 300 К. Каждая из труб составлена из участков для более точного учета изменения свойств воздуха (рис. 2). В ТНА и других программах расчета гидравлических схем граничными условиями являются полные давления и полные температуры. Полагая на выходе из трубы статическое давление

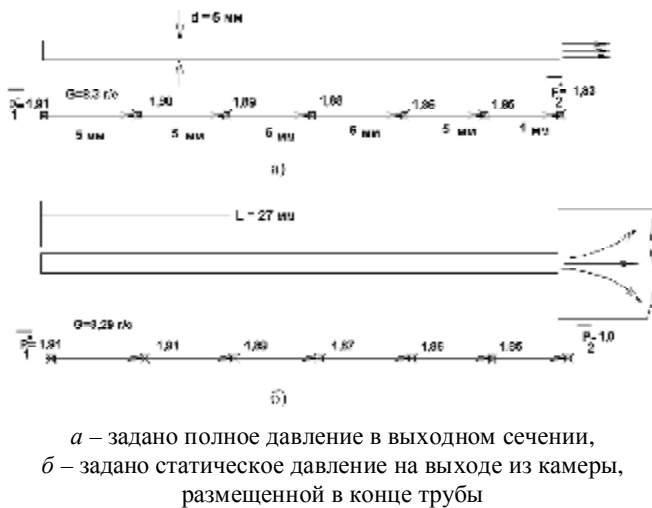


Рис. 2. Критическая длина трубы

равное 0,981 МПа и $M = 1$, задаем для случая (а) полное давление 1,794 МПа (на рисунке показано относительное полное давление $1,794/0,981 = 1,83$). В случае (б) в последнем участке задано дополнительное гидравлическое сопротивление, определяющее потери полного давления при выходе воздуха в неограниченный объем. Это условие позволило задать в выходном сечении статическое давление, которое численно равно полному давлению. Одним из условий возникновения кризиса течения в трубе является то, что отношение давлений должно быть больше

критического, т.е. $P_1^*/P_2 > 1,892$. Последовательно увеличивая полное давление на входе в соответствии с этим условием, было найдено давление, при котором в выходном сечении приближенно достигалась скорость звука. Важно отметить, что, как для случая (а), так и для случая (б), это была одна и та же величина. Однако в случае (а) в расчете скорость воздуха приближалась к скорости звука в последнем из последовательных каналов, а в случае (б) – в последних двух каналах, т.е. критическая длина соответственно равнялась 26 мм и 21 мм. При этом расход в обоих случаях был одинаковым и равным 8,3 г/с. Далее, определяя скорость во входном сечении и коэффициент скорости $\lambda_1 = 0,60$, была найдена критическая длины трубы (17), которая оказалась приближенно равной 18 мм. Таким образом, моделирование течения воздуха в трубе с использованием предложенного подхода достаточно близко соответствует теоретическому решению [4].

Теоретические рассуждения в [4] строятся на одномерном подходе. В реальной же ситуации течение трехмерное или двухмерное. В связи с этим было выполнено сопоставление результатов расчетов в ТНА с CFD моделированием течения в каналах различной длины и с разными условиями на входе в канал (авторы благодарят компании ANSYS и ProcessFlow за возможность воспользоваться CFD-пакетом FLUENT). Следует признать, что результаты CFD моделирования не могут быть признаны абсолютно точными в связи с заметным влиянием на результаты расчета качества сетки, модели турбулентности и других факторов. В связи с этим было выполнено тестирования модели CFD на относительно простом примере дозвукового течения. Объектом исследования была труба, соединяющая две большие полости. Размер полостей был таков, что полное давление в концевых сечения равнялось статическому давлению. Внутренний диаметр трубы равнялся 5 мм, а длина – 50 мм. Входное сечение трубы было закруглено радиусом 2,5 мм (рис. 3). Во входном сечении передней полости задавалось давление 0,15 МПа, а в выходном сечении задней полости – 0,13 МПа. Таким образом, отношение давлений составляло 1,15, что указывало на отсутствие критического режима. Температура воздуха для всех расчетов составляла 473 К, что является достаточно характерной температурой для начальных каналов систем охлаждения газовых турбин.

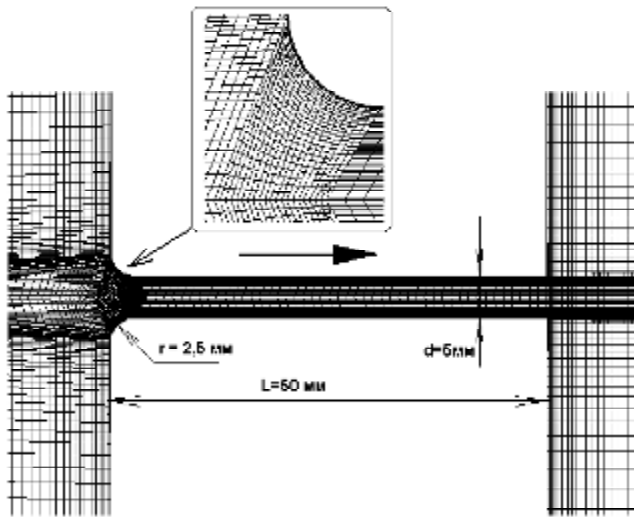


Рис. 3. CFD модель канала

Расчетная сетка CFD модели изначально измельчалась вблизи стенки каналов, а затем в процессе расчета измельчалась из условия $Y^+ = \frac{U_\tau Y}{\nu} < 5$, Y – максимальное расстояние от стенки до центроида пристеночной ячейки сетки, $U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ – динамическая скорость, τ_w – напряжения трения на стенке. Выполнение этого условия обеспечивало корректный расчет трения и потерь давления в канале в целом.

Особое внимание было уделено применимости той или иной модели турбулентности для решения данной задачи. Были выполнены расчеты с использованием моделей разного порядка, таких как модель Спаларта-Аллмараса, $k-\epsilon$, Рейнольдса.

Количество коэффициентов, используемых в этих моделях, по мере их усложнения возрастает от семи до одиннадцати. Очевидно, что варьирование таким числом коэффициентов для лучшего удовлетворения расчета с экспериментом в каждом конкретном случае практически невозможно. Кроме того, аргументация выбора значений этих коэффициентов для конкретных видов течения не являлось задачей данного исследования, и поэтому использовались стандартные значения, предложенные в CFD программе. Оценка точности результатов расчета проводилась сопоставлением коэффициента сопротивления трения λ , определенным по известным зависимостям Блазиуса [5]

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (19)$$

и Филоненко-Альтшуля [5]

$$\lambda_2 = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2} \quad (20)$$

По результатам CFD-расчетов коэффициент сопротивления трения находился из соотношения

$$\lambda_3 = \frac{8\tau_w}{\rho w^2}, \quad (21)$$

которое следует непосредственно из условия равновесия выделенного объема жидкости в трубе. В расчетах с моделями 1 и 3 (таблица ниже) напряжения трения по длине трубы оставались практически постоянными на большей части трубы, в расчете с моделью 2 напряжения трения уменьшались от входа трубы к выходу. Поэтому в таблице для этого расчета приведено среднее значение.

Таблица

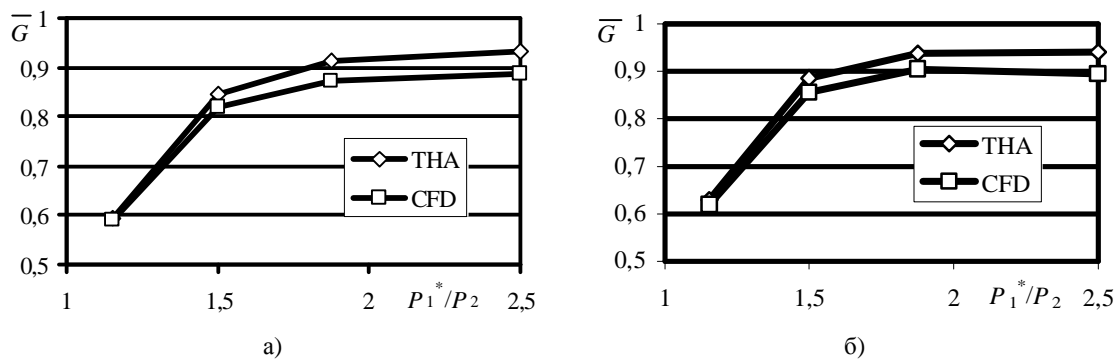
№	Модель турбулентности	G , кг/с	τ_w , Па	Re	λ_1	λ_2	λ_3
1	Рейнольдсова (5 уравнений)	3,085	110	30215	0,02400	0,02422	0,03654
2	$k - \epsilon$	2,846	150	27874	0,02449	0,02471	0,05855
3	Спаларга-Аллмараса	3,279	75	32115	0,02364	0,02387	0,02205

Из таблицы следует, что только модель 3 дает приемлемое совпадение по коэффициенту сопротивления трению с погрешностью 7 %. Остальные модели дают существенно худшее совпадение. Поэтому во всех дальнейших расчетах использовалась именно модель 3, т.е. модель турбулентности Рейнольдса.

В данной работе было исследовано влияние на расход в трубе геометрических параметров, таких как скругление входной кромки, отношения длины трубы к ее диаметру, а также влияние отношения давлений P_1^*/P_2 и давления в сбросной камере P_2 .

В силу очевидной сложности проведения обширных расчетов геометрические и режимные параметры варьировались следующим образом.

Для заданного радиуса входа $r/d = 0,5$ ($r = 2,5$ мм, $d = 5$ мм) и длине трубы $L/d = 10$ ($L = 50$ мм) были выполнены две серии расчетов для давления в сбросной камере 0,62 МПа и 6,2 МПа (рис. 4). Видно, что в обоих случаях погрешность расчета относительного расхода $\bar{G} = G/G_{\text{дод}}$ не превышает 5 %. Причем при сверхкритическом отношении давлений \bar{G} как в ТНА, так и CFD расчетах приближался к постоянному значению 0,90–0,93.



а – $P_2 = 0,62$ МПа; б – $P_2 = 6,2$ МПа
 Рис. 4. Относительный расход в трубе при $r/d = 0,5$, $L/d = 10$

Эти результаты показывают, что предложенный метод сложения гидравлических сопротивлений в канале с дополнительным волновым сопротивлением оправдывает себя в данном случае. Варьирование радиусом входной кромки показало примерно такую же величину отклонения анализируемых результатов (рис. 5).

Однако во всех случаях расход, рассчитанный в ТНА, оказывался больше, чем в CFD. Если допустить, что CFD-моделирование более корректно, то причина отличий,

видимо, заключается в неоднородном характере течения. Очевидно, сделанное допущение о том, что максимальное значение числа Маха не превышает единицы, не соответствует действительности. Причем в зависимости от условий входа воздуха характер течения меняется. Так в случае незакругленной входной кромки в начале канала скорость на оси канала резко возрастала до $M = 0,8$ и продолжала увеличиваться по ходу движения, что приводило к появлению сверхзвуковой зоны вблизи выходной кромки. Если вход организован плавно, то увеличение скорости происходит не столь резко и потери энергии оказываются меньше. Поэтому на выходе из канала появляется более обширная сверхзвуковая область, т.е. область, ограниченная изолинией $M = 1$. Однако во всех случаях на оси канала в выходном сечении число Маха было больше единицы (рис. 6). Причем, чем меньше гидравлические потери в канале, тем большим оказывается значение числа Маха. В случае незакругленного входа среднеинтегральное значение число Маха равнялось 1,04, а в остальных случаях 1,11.

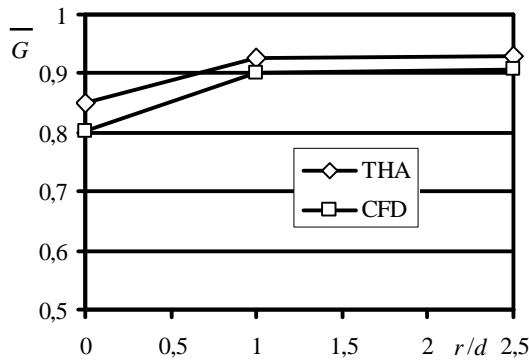


Рис. 5. Относительный расход в трубе в зависимости от скругления входной кромки при $P_1^* / P_2 = 2,5$

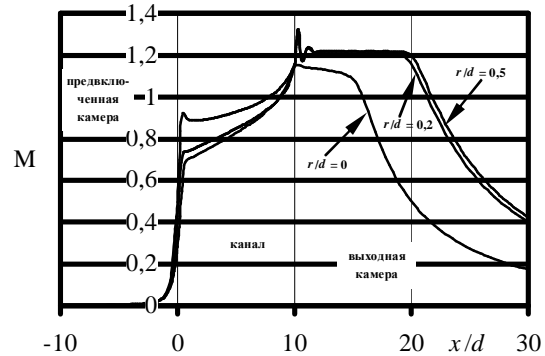


Рис. 6. Изменение числа Маха по оси трубы

Выполненный анализ, показывает, что предложенный одномерный метод учета сжимаемости описывает сжимаемое течение в канале с погрешностью приближенно равной 5–7 %.

Список литературы: 1. Тарасов А.И. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) / А.И. Тарасов, А.И. Долгов // Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия. 2. Абрамов Ф.А. Расчет вентиляционных сетей шахт и рудников / Ф.А. Абрамов, Р.Б. Тяп, В.Я. Потемкин. – М.: Недра, 1978. – 234 с. 3. Кондращенко В.Я. Моделирование газовых и жидкостных распределительных систем / В.Я. Кондращенко, С.Д. Винничук, М.Ю. Федоров. – Киев: Наукова думка, 1990. – 184 с. 4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1969. – 824 с. 5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Издание 3-е переработанное и дополненное / Под ред. М.О. Штейнберга / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

© Тарасов А.И., Чан Конг Шанг, 2010
Поступила в редколлегию 15.02.10

УДК 621:66.045.1:697.34

Е.Г. БРАТУТА, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», м. Харків
А.М. ГАНЖА, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», м. Харків
Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», м. Харків

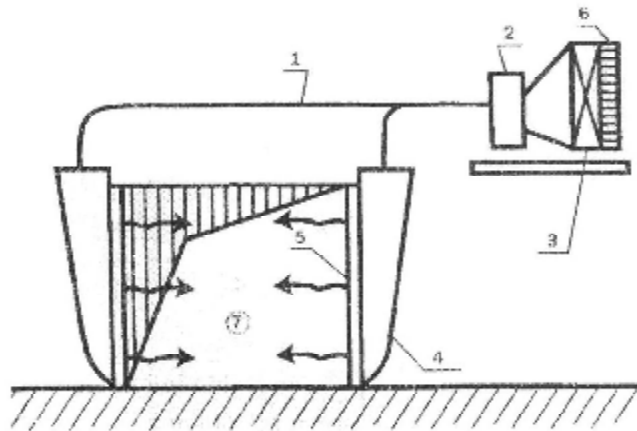
АНАЛІЗ РОБОТИ ПОВІТРЯНО-ТЕПЛОВИХ ЗАВІС З УРАХУВАННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ КАЛОРИФЕРНОЇ УСТАНОВКИ

Создана уточненная методика для расчета тепловой производительности калориферных установок. Методика учитывает число рядов, ходов в калориферах, последовательно соединенных секций и дискретное распределение коэффициентов теплопередачи и температурных напоров. Разработанные методы и средства позволяют рассчитать тепловую производительность системы отопления, вентиляции и кондиционирования на различных режимах с учетом условий эксплуатации.

The refined methodic for heat productivity calculation of heater plants is marking. The methodic take into account line number, series connection sections and discrete distribution of heat transfer parameters. The marking methods and means permit to calculation of heat productivity of heating system, ventilation and conditioning in different mode of operation taking into account service conditions.

Вступ. У останній час у зв'язку з масовим уведенням у експлуатацію великих торговельних, офісних центрів і складських приміщень широко поширення набуло використання повітряно-теплових завіс (див. рис. 1). Повітряно-теплові завіси використовуються для недопущення різкого проникнення повітря, що знаходиться ззовні приміщення, через відкриті прорізи (двері, ворота), а також – для захисту від перетікання повітря з одного приміщення у інше. Завіси також можуть використовуватися для додаткового опалення приміщень [1]. Одним з основних елементів у повітряно-тепловій завісі є повітропідігрівник (калориферна установка), який може бути електричним чи водяним. На етапі розробки систем опалення, вентиляції і кондиціонування виникає задача вибору калориферів із існуючих модифікацій, у тому числі й стандартних. У процесі обстеження й енергетичного аудиту опалювально-вентиляційних систем, систем кондиціонування повітря виникає задача у визначенні теплової ефективності калориферів з урахуванням особливостей їх експлуатації. Від дійсної теплової продуктивності та стану поверхні калориферів залежить ефективність роботи всієї системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. Під час модернізації існуючих систем та виробленні рекомендацій з підвищення їх ефективності також необхідно знати теплову продуктивність калориферів при різних режимах і умовах роботи.

Постановка задачі. У даній роботі поставлена задача: розробити уточнені залежності для визначення теплової продуктивності, що повинні враховувати особливості конструкції, компонування водяних калориферів в установці, умови їх експлуатації у системі повітряно-теплових завіс. В залежності від температури зовнішнього повітря та заданого закону регулювання витрати мережної води у системі теплопостачання по результуючій тепловій продуктивності калориферної установки визначається фактична температура повітря, що підігрівається, та зворотної мережної води. Створена методика повинна мати можливість підбору закону регулювання витрати мережної води, щоб виконувалися проектні значення температури повітря завіси.



1 – повітропровід; 2 – вентилятор; 3 – калорифер;
4 – повітропровід рівномірного розподілу;
5 – щілинна насадка; 6 – фільтр; 7 – проріз

Рис. 1. Схема повітряно-теплової завіси

Вирішення. По своїй конструкції калорифери бувають одноходові та багатоходові. Багатоходові калорифери встановлюються, як правило, з горизонтальним розташуванням трубок. Калориферні установки компонуються з декількох однотипних калориферів. По теплоносію калорифери з'єднують між собою послідовно, чи паралельно за змішаною схемою, у якій є кілька груп послідовно з'єднаних калориферів. Конструктивно калорифери виконуються в основному трубчасторебристими чи пластинчато-ребристими. У стандартних калориферах (КФС, КФБ, КЗПП, УЧПП, КФСО, КФБО, КМС, КМБ, КЗВП, КЧВП, СТД, КВБ, КВМ, КВС), секціях підігріву K_d і базових теплообмінниках кондиціонерів K_t повітря поперечно омиває один, два, три чи більше ряди оребрених труб. Вода тече усередині труб, один ряд труб включає кілька ходів (до 8) і в одному ході знаходиться кілька рядів труб [2].

При розрахунку теплової продуктивності калориферного підігріву звичайно використовують таку залежність [2, 3]:

$$Q = \varepsilon \cdot W_m \cdot \nabla, \quad (1)$$

де Q – тепла продуктивність апарату, кВт; W_m – менше значення водяного еквіваленту середовищ, що обмінюються теплотою, кВт/°C; ∇ – максимальна різниця температур між середовищами (теплоносієм і повітрям на вході), °C; ε – безрозмірна питома тепла продуктивність апарату, що традиційно визначається по емпіричній формулі Є.Я. Соколова [3].

Для калориферів величина коефіцієнта теплопередачі k визначається по узагальненій формулі [2, 3]:

$$k = C \cdot (v_p)_n^{m_1} \cdot w_T^{m_2}, \quad (2)$$

де $(v_p)_n$ – масова швидкість повітря в живому перетині, кг/(м²·с); w_T – швидкість теплоносія (води) у трубах, м/с.

Для стандартних апаратів площі теплопередачі F , C , m_1 , m_2 , живі перетини і прохідні площі для води приводяться в довідниках та каталогах [2] та ін.

Слід зазначити, що безрозмірна питома теплова продуктивність по емпіричній формулі Є.Я. Соколова не враховує фактори компоновки (число рядів труб, число ходів в одному калорифері, схему з'єднання калориферів, нерівномірність розподілу повітря і води, забруднення) та є наближеною.

Виходячи зі сказаного вище, розроблено уточнену математичну модель, методику та алгоритми для розрахунку безрозмірної питомої теплової продуктивності калориферів. Для апаратів повітряного охолодження (АПО), повітроохолоджувачів компресорів, калориферів систем вентиляції подібна розрахункова схема, математична модель і методика приведені в роботах [4] та ін. Створено узагальнену розрахункову схему для калориферної установки (див. рис. 2), що є більш складною, чим у АПО, повітроохолоджувачах компресорів. Відповідно до особливостей компоновання калориферів та установки в цілому рух теплоносіїв – складний змішаний багатоходовий з загальним протитоком.

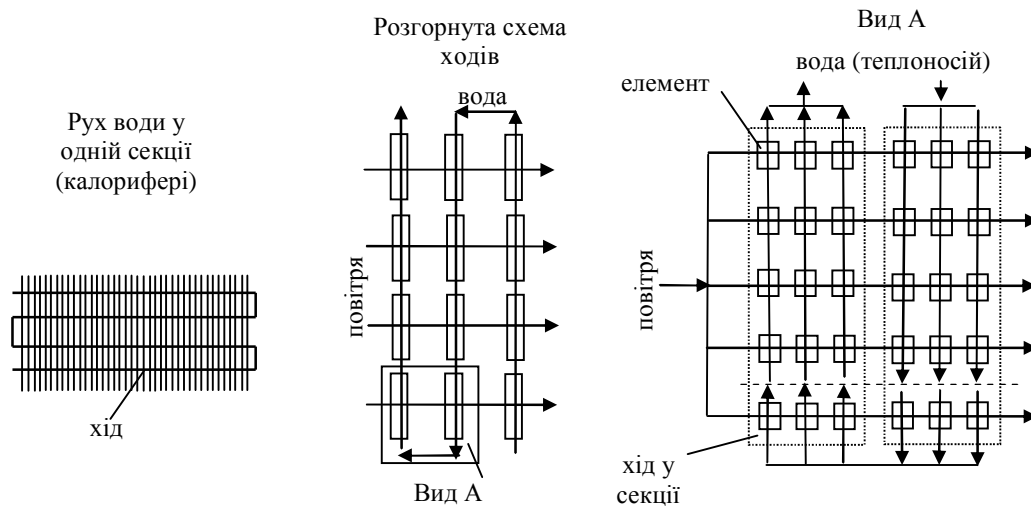


Рис. 2. Схема калориферної установки

Середовище, що рухається усередині труб (вода), перемішується в межах одного ряду труб, між ходами та калориферами. Зовнішнє середовище (повітря) перемішується при русі між ребрами (див. рис. 2). Таким чином, як повітря, так і вода рухаються окремими струменями, число яких кінцеве. Авторами запропоновано, що елементами, з яких скомпонований теплообмінник, є найпростіші схеми однократного перехресного плинну з повним перемішуванням обох теплоносіїв по ходу. Слід зазначити, що більшість традиційних підходів до дискретного розрахунку теплообмінників передбачає розбивку поверхні на велике число елементів (кінцевих різностей), де, як правило, не враховуються особливості руху середовищ в елементах. У запропонованій авторами методиці ефективність кожного перехресноплинного елемента з рис. 2 та температури теплоносіїв на виході з елементів будуть виражатися таким чином [4, 5]:

$$P_e = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2e}}} + \frac{R_e}{1 - e^{-R_e \cdot NTU_{2e}}} - \frac{1}{NTU_{2e}}}; \quad (3)$$

$$t_{n_{2e}} = t_{n_{1e}} + P_e(t_{t_{1e}} - t_{n_{1e}}) \quad \text{і} \quad t_{t_{2e}} = t_{t_{1e}} - P_e R_e(t_{t_{1e}} - t_{n_{1e}}), \quad (4)$$

де "e" – індекс, що позначає, що параметри визначаються в елементі; "1" – вхід середовища, "2" – вихід середовища; "п" – повітря, "т" – теплоносій (вода); R і NTU_2 – відношення водяних еквівалентів теплоносіїв і число одиниць переносу теплоти,

$$R = \frac{W_{\text{п}}}{W_{\text{т}}}, \quad NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_{\text{п}}}.$$

При складанні алгоритму рішення системи рівнянь (3)–(4), що записуються для кожного елемента з рис. 1, враховується схема взаємного з'єднання елементів і перемішування теплоносія між ходами та на виході з апарату. По ходу руху середовищ обчислюються втрати тисків від тертя та місцеві втрати. Ефективність кожного елемента визначається з урахуванням розходження властивостей середовищ і матеріалів стінок труб. При цьому враховуються початкові ділянки каналів та локальний розподіл коефіцієнтів тепловіддачі. Тому що схема руху протитоків, то для уточнення ефективності елементів використовується інтервально-ітераційний метод. На кожному наблизенні властивості середовищ в елементах визначаються по їх усереднених температурах.

У підсумку безрозмірна питома тепла продуктивність усієї калориферної установки буде визначатися таким чином:

$$\varepsilon = \frac{\tau_{o_1} - \tau_{o_2}}{\nabla}, \quad \text{якщо } W_{\text{м}} = W_{\text{т}} \quad \text{і} \quad \varepsilon = \frac{\tau_{o_1} - \tau_{o_2}}{R \cdot \nabla}, \quad \text{якщо } W_{\text{м}} = W_{\text{п}}, \quad (5)$$

де τ_{o_1} – температура теплоносія на вході в калориферну установку, °С; τ_{o_2} – температура теплоносія на виході, °С; $\tau_{i_2} = \frac{1}{n_o} \sum_{i=1}^{n_o} t_{o_{2ei}}$; n_t – число рядів труб у калорифері; $t_{o_{2ei}}$ – температури води на виході з елементів останнього ходу останньої секції калориферної установки.

Зроблено аналіз роботи калориферної установки, що складає з двох дворядних шестиходових секцій Кд4017 [2]. Розрахункове теплове навантаження системи вентиляції 0,4 Гкал/год. Розрахункові температури прямої мережної води визначалися по формулах для температурного графіка системи опалення (150/70) з коефіцієнтом змішування у елеваторі 0,8; а зворотної – для системи вентиляції [1–3]. Розрахункова температура зовнішнього повітря приймалася для м. Харків по [6] $t_3'' = t_3' = -23$ °С. Регулювання витрати мережної води здійснюється при температурі $t_3 > t_3'''$, коли температура подачі τ_{o_1} досягне 70 °С ($t_3''' = 4,2$ °С). У діапазоні температур $t_3'' < t_3 < t_3'''$ витрата теплоносія залишається постійною (розрахунковою). Витрата вентиляційного повітря на всіх режимах залишається постійною. Теплова продуктивність, витрати середовищ при розрахунковій температурі зовнішнього повітря $t_3'' = -23$ °С

(розрахункова точка) визначалася по формулі (1), де безрозмірна питома теплова продуктивність апарата рахувалась по емпіричній формулі Є.Я. Соколова [2, 3].

Необхідна температура повітря завіси визначається рівнянням [1]:

$$t_{\text{зав}} = t_3 + \frac{t_{3\text{м}} - t_3}{q \cdot (1 - \bar{Q})}, \quad (6)$$

де $t_{3\text{м}}$ – температура повітря у відкритому прорізі (нормативна для різних видів функціонування приміщення; приймається рівною 14 °С);

\bar{q} – відношення витрати повітря завіси до витрати через відкритий проріз (для бокових завіс 0,6–0,7; нижніх – 1; приймається 0,7);

\bar{Q} – відношення кількості теплоти, що втрачається з повітрям, що виходить через відкритий проріз назовні, до теплової потужності калориферів завіси (визначається по номограмам [1]; приймається 0,12).

На рис. 3 представлені результати зробленого аналізу при заданому законі регулювання витрати теплоносія та скоректованому законі з умови, щоб температура повітря, що подається до завіси, була проектною у відповідності до температури зовнішнього повітря (залежність (6)).

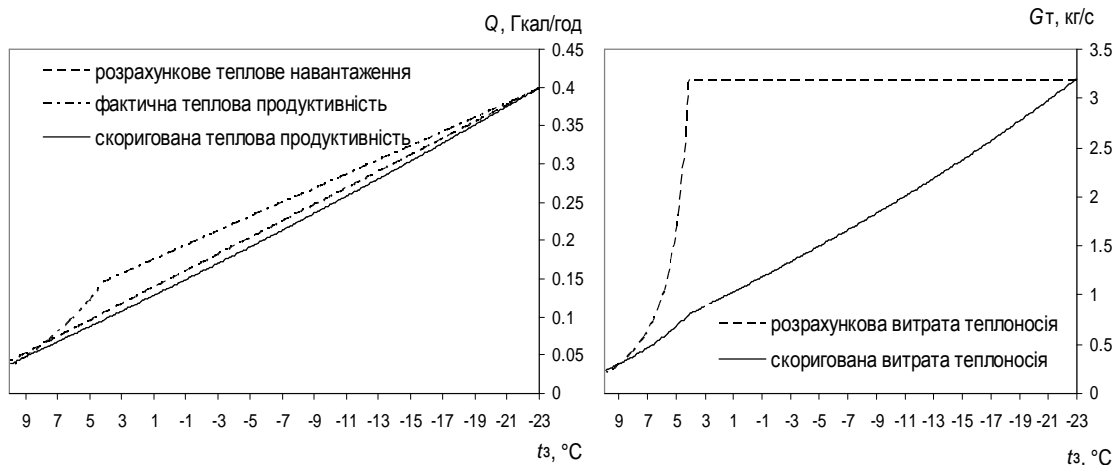


Рис. 3. Теплова продуктивність та витрата теплоносія у калориферній установці

На рис. 4 представлені розрахункові температури теплоносія і повітря калориферів, що подається до завіси, при заданому законі регулювання витрати води і фактичних температур повітря і зворотної мережної води при скоригованому законі регулювання, а також – при відсутності регулювання її витрати.

Висновки. Як видно з представленого на рис. 3 аналізу ефективності калориферної установки, практично у всьому діапазоні температур зовнішнього повітря існує перевищення фактичної витрати теплоти над розрахунковим. Для того, щоб температура повітря, що подається до завіси, була на рівні проектної, необхідно скорегувати закон регулювання витрати мережної води виходячи з ефективності калориферів (див. рис. 3, 4). При цьому витрата теплоти буде навіть трохи менше розрахункової, через те, що в розробленій методиці враховується зміна теплофізичних властивостей повітря та води. Отримані результати можуть бути основою для розробки

системи автоматичного регулювання опалювально-вентиляційної системи. При застосуванні розроблених методів та засобів зменшуються перевитрати паливно-енергетичних ресурсів і підвищується якість параметрів повітря у приміщеннях.

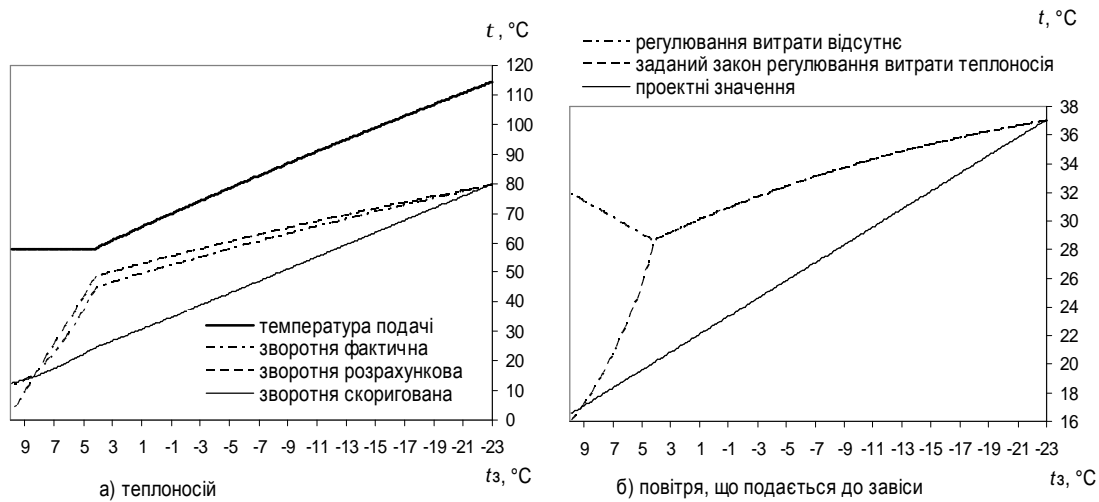


Рис. 4. Температури повітря та теплоносія у калориферній установці

Розроблені уточнені математичні моделі, методики та алгоритми дозволяють визначати теплову продуктивність калориферів з довільним числом рядів, ходів і секцій з урахуванням особливості компоновання калориферної установки. Створені методи дозволяють розрахувати теплову продуктивність опалювально-вентиляційної системи, системи кондиціонування на різних режимах роботи, у тому числі з урахуванням умов експлуатації. Методика дозволяє враховувати вплив забруднень та відкладень на поверхнях і місць їхнього скупчення на ефективність всієї опалювальної установки. Методика може використовуватися при розробці, модернізації, обстеженні й енергетичному аудиту систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Список літератури: 1. Стомахина Г.И. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Справочное пособие – Г.И. Стомахина, И.И. Бобровицкий, Е.Г. Малявна и др. / Под общ. ред. Г.И. Стомахиной. – М.: Пантори, 2003. – 308 с. 2. Манюк В.И. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник / В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж и др. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с. 3. Юрнев В.Н. Теплотехнический справочник: В 2 т. / Под общей ред. В.Н. Юрнева и П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1975. – Т.1. – 744 с. 4. Братуга Э.Г. Анализ эффективности калориферного подогрева воздуха у системах отопления, вентиляции та кондиционирования / Э.Г. Братуга, А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // 36. наук. праць 5-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми економії енергії». – Львів: НУ «Львівська політехніка», 23-24 жовтня, 2008. – С. 274-278. 5. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т. / Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 560 с. 6. КТМ 204 України 244-94 «Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні». – К.: ВПЮЛ, 2001. – 378 с.

© Братуга Е.Г., Ганжа А.М., Марченко Н.А., 2010
Надійшла до редколегії 12.02.10

УДК 621.313.322.025.3-81

В.В. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. УИПА, г. Харьков

А.Н. МИНКО, инженер ГП «Электротяжмаш», г. Харьков

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА МАССОГАБАРИТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОЗДУШНОЙ И ВОДОРОДНОЙ СИСТЕМАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ

Проведено порівняльну оцінку маса-габаритних параметрів турбогенераторів з повітряною й з водневою системами охолодження. Наведено статистичні дані, сформульовані й обґрунтовані технічні вимоги, що визначають значення маса-габаритних параметрів.

Comparative estimation of gravimetric and overall parameters of turbogenerators is conducted with air and with hydrogen by the cooling systems. Statistical information is resulted, formulated and grounded technical requirements which will define the of gravimetric and overall parameters.

Постановка задачи и анализ литературы.

Постоянная конкуренция среди производителей электромашиностроительной отрасли диктует новые технические и технологические требования к современным турбогенераторам (ТГ). Важным технико-экономическим показателем изготовления ТГ являются его массогабаритные параметры, которые определяют экономическую целесообразность изготовления ТГ, т.е. конкурентоспособность машины, и выражаются рыночным соотношением «доллар – за килограмм».

Технический и экономический уровень строительства и реконструкции ТЭС и АЭС во многом зависит от себестоимости основного оборудования [1–3], т.е. турбогенератора и турбины. Генерируемая мощность и массогабаритные параметры ТГ зависят от применяемых в них системах охлаждения. Анализ мировых стандартов, работа на мировых рынках сбыта, статистические данные, полученные лабораторным путем, практика проектирования ТГ показывает высокую конкурентоспособность ТГ с воздушной системой охлаждения (ВСО), по сравнению с ТГ с водородным охлаждением, с т.зрения снижения величины массогабаритных параметров. Так, например, вес ТГ с ВСО при мощности 220 МВт составляет 268 тонн, а ТГ с водородной системой охлаждения при мощности 200 МВт – 321 тонну (по данным паспортов ТГ НПО «Электротяжмаш»).

В настоящее время стоит задача изменения конструкции неактивной зоны ТГ при замене его водородной системы охлаждения на воздушную систему, не только с целью улучшения технических параметров и повышения их эксплуатационной безопасности, но и повышение конкурентоспособности ТГ отечественного производства за счет снижения удельных массогабаритных показателей.

Целью работы является сравнительная оценка массогабаритных параметров ТГ с воздушной и водородной системами охлаждения, анализ конструкции неактивной зоны ТГ, а также определение возможных путей ее изменения с целью оптимизации (снижения) массогабаритных показателей.

Основной материал.

Анализ тепловых расчетов турбогенераторов [4, 5], выпускаемых НПО «Электротяжмаш» (г. Харьков, Украина) позволяет отметить, что в ТГ с водородным охлаждением существует запас по превышению температуры нагрева машины в 20–25 % по отношению к допустимой температуре нагрева принятого класса

нагревостойкости изоляции. Отказ от запаса по температурным характеристикам изоляции на один класс нагревостойкости (service-factor), принятый еще в СССР, сделал возможным проектировать новые ТГ с прежними значениями мощности на базе ТГ с водородным охлаждением, но применяя систему воздушного охлаждения, сохраняя запас по превышению температуры в 2–4 %, что соответствует мировыми стандартами. Кроме того ТГ с ВСО отличаются сравнительной простотой исполнения, требуют меньше затрат материала на производство, обеспечивают высокую безопасность эксплуатации, а так же позволяют осуществить компоновку с газовой турбиной.

На заводе «Электротяжмаш» уже изготовлены ТГ с воздушной системой охлаждения мощностью 120 и 160 МВт, но они уступают мировым аналогам по удельному соотношению мощности и веса. Поэтому идет поиск решений по улучшению этого показателя. Новые разработки конструкций турбоустановок направлены не только на повышение мощности в исходном габарите, на увеличение значения КПД, но и на уменьшение материалоемкости для повышения конкурентоспособности ТГ на мировом рынке.

В ходе работы проанализированы конструкции ТГ украинского и российского производства [1], для сравнения соотношения мощности машин и их весовых показателей. Условное соотношение веса активной и неактивной частей составляет соответственно 85 % и 15 %. Вес активной части ТГ определяется весом ротора (около 30 %) и статора (около 70 %). В таблице 1 приведены некоторые данные для некоторых ТГ с воздушной системой охлаждения производства Украины («Электротяжмаш») и России («Электросила», г. Санкт-Петербург).

Таблица 1
Значения мощности и веса турбогенераторов серии ТА и ТЗФ с воздушной системой охлаждения

Тип	Мощность, МВт	Масса, т	Производитель
ТЗФП-120-2	120	178	«Электросила»
ТА-120-2	120	257	«Электротяжмаш»
ТА-160-2	160	300,5	«Электротяжмаш»
ТЗФП-160-2М	160	243	«Электросила»
ТЗФ-220-2	220	268	«Электросила»
ТЗФ-350-2	350	280	«Электросила»

Из данных таблицы следует, что вес ТГ-ров завода «Электротяжмаш» остается довольно высоким в сравнении с российской продукцией [2, 3].

Для уменьшения массы ТГ при переходе от водородного к воздушному охлаждению необходимо вести работы по изменению конструктивных решений неактивной зоны ТГ. В таблице 2 приведены данные (вес и мощность) этих машин. По сравнению с ТГ с ВСО турбогенераторы серии ТГВ обладают большим весом и большими габаритными размерами.

Это обусловлено техническими и технологическими требованиями эксплуатации ТГ, а именно:

- необходимость обеспечения достаточной механической прочности конструкции, особенно с учетом повышенной взрывоопасности;
- соблюдение герметичности газового пространства;
- наличие сложных вспомогательных систем при водородной системе охлаждения;
- учет особенностей компоновки газоохладителей.

Таблица 2

Сравнение мощности и массы турбогенераторов производства завода «Электротяжмаш» с водородным (серия ТГВ, ТВВ) и воздушным охлаждением

Водородное охлаждение			Воздушное охлаждение		
Тип	Мощность, МВт	Масса, т	Тип	Мощность, МВт	Масса, т
ТГВ-200-2М	200	321	ТА-160-2	160	300,5
ТГВ-300-2	300	364	ТА-200-2*	200	264
ТГВ-500-2	500	495	ТА-350-2*	350	303,5
ТВВ-1000-2	1000	561	—	—	—

* проект находится на стадии разработки.

У ТГ с водородной системой охлаждения увеличивается вес из-за необходимости увеличения толщины стенок элементов корпуса статора для повышения безопасности их эксплуатации [3]. В табл. 3 представлены допустимые по прочности геометрические показатели ТГ среднего класса мощности (120–320 МВт).

Таблица 3

Толщина элементов корпуса статора ТГ среднего класса мощности

Система охлаждения	Наружный диаметр обшивки, мм	Толщина обшивки, мм	Толщина торцевых стенок, мм	Толщина поперечных стенок, мм	Опорные лапы, мм
Воздушное	1300	6	30–34	12–16	30–40
	1700–2000	8	30–34	12–16	36–42
	2250–3350	10–16	34–50	20–24	42–50
Водородное	До 3000	20	70–80	20	70
	Свыше 3000	24	70–80	25–30	70

Таблица 4

Массогабаритная оценка турбогенераторов ТА-200 и ТГВ-200

Элементы конструкции	Узел	ТА-200		ТГВ-200	
		Габариты, мм	Масса, кг	Габариты, мм	Масса, кг
Система охлаждения:		Воздушная		Водородная	
СТАТОР	Корпус	3220, Ø3400	19000	3600, Ø3815	24500
	Нажимная плита	370, Ø2600, Ø1900	1100	400, Ø3050, Ø2750	1700
	Обмотка (клин)	3400×26,5×110	145	3450×28×130	160
	Сердечник	3200, Ø2540, Ø1300	48000	3560, Ø3000, Ø1430	61000
РОТОР	Сердечник	3000, Ø1100, Ø6500	43000	3650, Ø1280, Ø7200	56500
	Обмотка (клин)	3000×23×83	131	3600×26,5×95	148
	Бандажное кольцо	320, Ø1150, Ø860	1020	360, Ø1330, Ø1100	1400
ТОРЦЕВАЯ ЗОНА	Щиты	475, Ø3420	2800	506, Ø3620	3730
	Подшипник	2050×2140×810	6420	2210×2300×890	6970
	Теплообменник	2430×450×450	745	2670×500×500	855

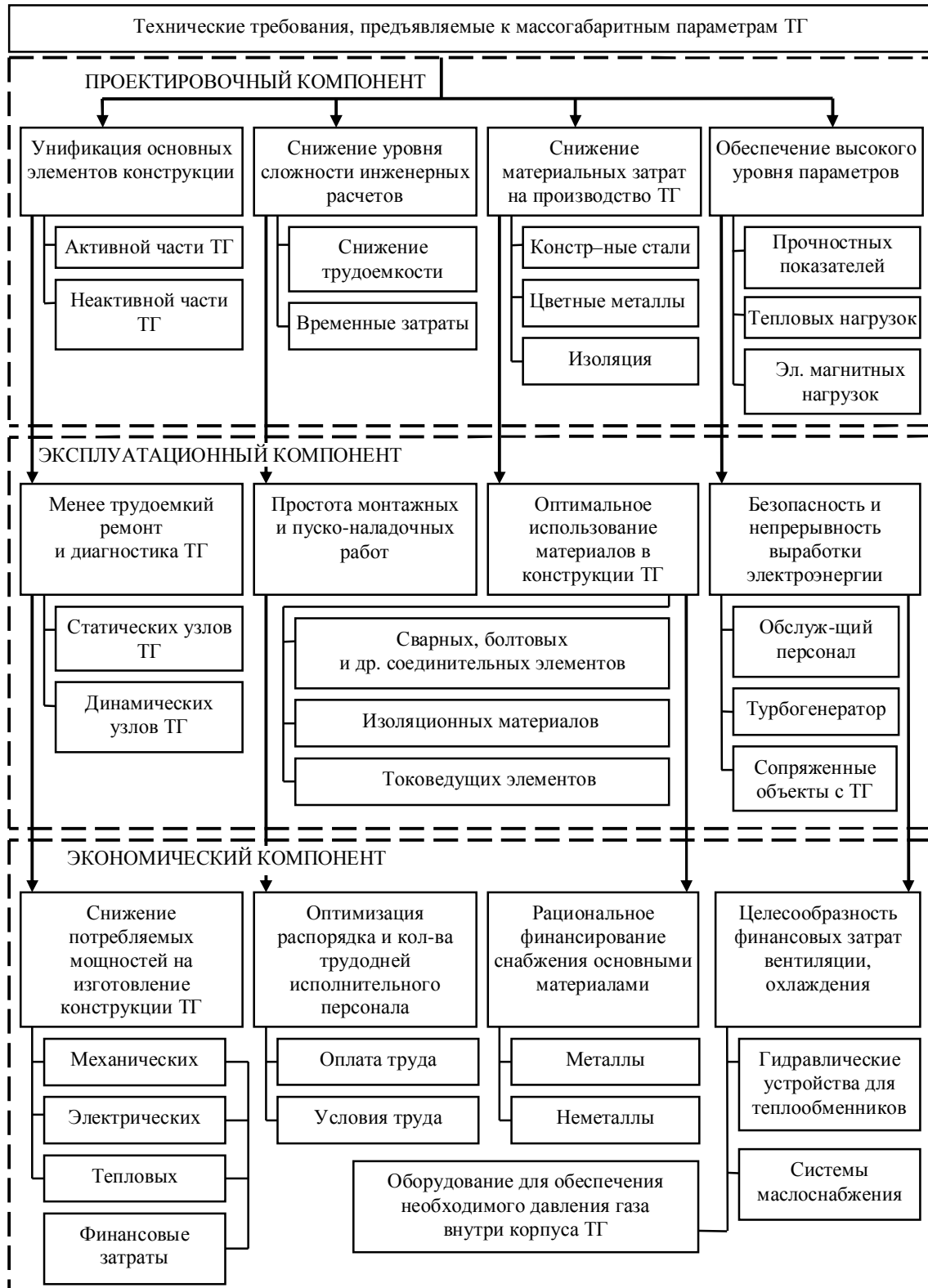


Рис. 1. Основные технические требования к проектированию современных турбогенераторов

В табл. 4 приведены данные массогабаритных показателей трех основных элементов конструкции ТГ: статора, ротора и торцевой части (теплообменник вертикального исполнения отнесен в торцевую зону ТГ).

Исходя из выше изложенного, сформулируем основные технические требования, которые предъявляются к массогабаритным показателям ТГ [1–3]. Представим их в виде структурно-логической схемы (рис. 1).

Выводы:

1. На основании анализа технических данных и отечественного опыта проектирования электрических машин выделены основные элементы конструкции ТГ, которые определяют его массогабаритные характеристики с воздушной и водородной системами охлаждения.

2. Сформулированы технические требования, которые предъявляются к массогабаритным показателям ТГ, на основе которых может быть разработана техническая документация более рентабельной конструкции ТГ.

3. Перечислены технические и технологические требованиями эксплуатации ТГ с воздушной и водородной системами охлаждения.

4. Установлено, что в ТГ-ах с водородными системами охлаждения существует запас по превышению температуры нагрева машины в 20–25 % по отношению к допустимой температуре нагрева при принятом классе нагревостойкости изоляции. А также, что отказ от *service-factor*, сделает возможным проектировать новые ТГ с прежними значениями мощности на базе ТГ с водородным охлаждением, но с воздушным охлаждением.

Список литературы: 1. *Филипов И.Ф.* Вопросы охлаждения электрических машин. – М.: Госэнергоиздат, 1974. – 334 с. 2. *Алексеев А.Е.* Конструкция электрических машин. – Киев: Госэнергоиздат, 1968. – 428 с. 3. *Жерве Г.К.* Промышленные испытания электрических машин. – М.: Энергия, 1978. – 574 с. 4. Паспорт теплового расчета турбогенераторов серии ТА, ГП завод «Электротяжмаш». 5. *Рихтер Р.* Электрические машины. В 2-х томах. – М.: Энергия, 1976. – 688 с.

© Шевченко В.В., Минко А.Н., 2010
Поступила в редколлегию 09.02.10

УДК 621.74.045:669.24:21.981

Н.А. ЛЫСЕНКО, вед. инженер ОАО «Мотор-Сич», г. Запорожье
В.В. КЛОЧИХИН, нач. бюро ОАО «Мотор-Сич», г. Запорожье
Д.А. ТЁМКИН, вед. инженер ОАО «Мотор-Сич», г. Запорожье

ВЛИЯНИЕ МОДИФИЦИРОВАНИЯ КАРБОНИТРИДОМ ТИТАНА НА СТРУКТУРУ И СВОЙСТВА ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ЖСЗДК-ВИ С ПОНИЖЕННЫМ СОДЕРЖАНИЕМ УГЛЕРОДА

Модифицирование жаропрочного никелевого сплава ЖСЗДК-ВИ с пониженным содержанием углерода (0,02...0,04%) таблетками с ультрадисперсными частицами Ti(C,N) позволило повысить физико-механические и служебные характеристики, а также способствовало стабилизации значений механических и жаропрочных свойств.

Inoculation of heat-resistant low carbon alloy ЖСЗДК-ВИ (0,02...0,04%С) with superdispersed particle Ti(C,N) pellets has resulted in improvement of physical and mechanical and ancillary characteristics as well as made contribution to improving repeatability of mechanical and high-temperature property values.

Использование современных материалов для лопаток турбин с высокими показателями свойств обычно ограничивается тем, что увеличение прочности приводит к снижению пластичности. Данные по нанокompозитам показывают, что уменьшение структурных элементов может привести к созданию новых типов материалов, сочетающих высокие прочностные и пластические характеристики. Действие комплексных модификаторов, содержащих карбидо- и нитридо-образующие элементы, сочетает модифицирование с микролегированием, обеспечивая измельчение зерна, твердорастворное и дисперсионное упрочнение при термообработке [1].

Несмотря на малое содержание, углерод в жаропрочных никелевых сплавах оказывает большое влияние на их структуру и свойства, так как образует не только труднорастворимый карбид титана, но и карбиды хрома типа Cr₂₃C₆; Cr₇C₃; а в присутствии вольфрама и молибдена – двойные карбиды типа Me₆C [2]. Содержание углерода в современных высокожаропрочных сплавах на никелевой основе с равноосной структурой не превышает 0,2 %. В некоторых случаях, когда необходимо обеспечить высокую пластичность, допустимое количество углерода в сплавах с равноосной структурой снижают до 0,03–0,07 %. Однако при этом наблюдается определенное падение прочности и долговечности [3].

Целью настоящего исследования является повышение физико-механических свойств материала рабочих лопаток турбин авиационных двигателей за счет применения при модифицировании наноразмерных порошков карбонитрида титана Ti(C,N), а также изучение влияния содержания углерода на структуру и физико-механические свойства сплава ЖСЗДК-ВИ.

В процессе получения образцов из жаропрочного литейного никелевого сплава ЖСЗДК-ВИ плавку проводили в печи УППФ-3М при температуре 1600^{±10} °С с последующей высокотемпературной термовременной обработкой расплава (ВТОР) при температуре 1700 °С в течении 7 минут. Модификатор Ti[Ti(C,N)] вводили в таблетированном состоянии в количестве 0,05 % (весовых) при температуре 1650^{±10} °С с выдержкой 1,0...1,5 мин.

Заливку расплава после введения модификатора осуществляли при температуре 1550^{±10} °С в нагретые до температуры 900 °С керамические формы.

Содержание компонентов в таблетке находится в следующем соотношении: Ti – 90 %; Ti(C,N) – 10 %.

Исследование проводили в сравнении со сплавом, полученным по серийной технологии без использования модификатора с проведением ВТОР с различным содержанием углерода.

Химический состав (без учета содержания углерода) исходного сплава ЖСЗДК-ВИ (варианты 1...4), а также с использованием в качестве модификатора ультрадисперсных частиц Ti[Ti(C,N)] (варианты 1_М...4_М), соответствует требованиям ОСТ1.90.126-91, табл. 1. При этом следует отметить, что в материале образцов, полученных по вариантам «1» и «2» (а также «1_М» и «2_М», соответственно), содержание углерода находится ниже требований ОСТа.

Таблица 1

Химический состав сплава ЖСЗДК-ВИ

Марка сплава	Вариант	Содержание элементов, %											
		C	Cr	Co	W	Al	Ti	Mo	Fe	Si	Mn	S	B
ЖСЗДК-ВИ	«1»	0,02	11,46	9,55	4,49	4,35	2,78	4,18	<2,0	<0,4	<0,4	0,002	0,012
	«2»	0,04	11,40	9,45	4,50	4,32	2,94	4,06	<2,0	<0,4	<0,4	0,002	0,017
	«3»	0,07	11,40	9,97	4,30	4,41	2,64	4,09	0,09	<0,4	<0,4	0,002	0,015
	«4»	0,10	11,73	9,45	4,48	4,51	2,93	4,05	<2,0	<0,4	<0,4	0,003	0,016
Нормы ОСТ1.90.126-91		0,06-0,11	11,0-12,5	8,0-10,0	3,8-4,5	4,0-4,8	2,5-3,2	3,8-4,5	≤ 2,0	≤ 0,4	≤ 0,4	≤ 0,015	≤ 0,020

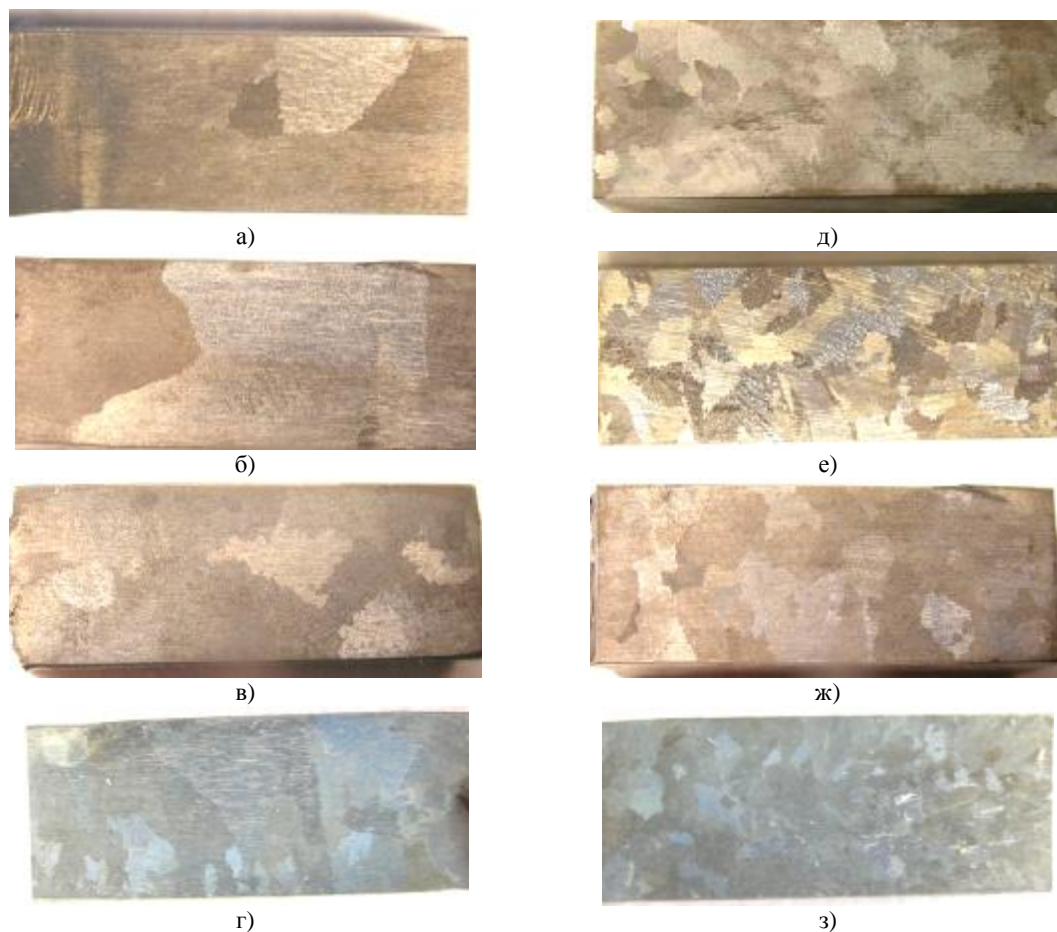
Варианты модифицирования в сравнении с серийным сплавом при различном содержании углерода приведены в таблице 2.

При изучении макроструктурного состояния установлено, что размер макрозерна образцов, модифицированных карбонитридными частицами, более чем в 2 раза меньше, чем в аналогичных образцах, отлитых по серийной технологии (рис. 1). Измельчению зерна также способствует повышение концентрации углерода в сплаве (как в серийном, так и в модифицированном).

Таблица 2

Варианты модифицирования при различном содержании углерода

Марка сплава	Состояние материала	Вариант	Содержание углерода в исходном сплаве, %
ЖСЗДК-ВИ	Серийный сплав ЖСЗДК-ВИ (без присадки модификатора)	«1»	0,02
		«2»	0,04
		«3»	0,07
		«4»	0,10
	Модифицирование Ti[Ti(C,N)]	«1 _М »	0,02
		«2 _М »	0,04
		«3 _М »	0,07
		«4 _М »	0,10



а – вариант «1»; *б* – вариант «2»; *в* – вариант «3»; *г* – вариант «4»; *д* – вариант «1_м»;
е – вариант «2_м»; *ж* – вариант «3_м»; *з* – вариант «4_м»

Рис. 1. Макроструктура образцов из сплава ЖСЗДК-ВИ без присадки модификатора (*а, б, в, г*) и модифицированного таблетками Ti[Ti(C,N)] (*д, е, ж, з*), $\times 2$

Все увеличивающееся использование охлаждаемых турбинных лопаток из никелевых сплавов показало, что крупные зерна, пронизывающие практически полностью их тонкие сечения, приводили к снижению кратковременной прочности и сопротивления ползучести. В то же время излишнее измельчение зерен чревато уменьшением механических и служебных показателей [4].

Механические и жаропрочные свойства определяли на отдельно отлитых пальчиковых образцах диаметром 12 мм после их термической обработки по стандартному режиму:

– гомогенизация при температуре 1210 °С (выдержка 3,5 часа), охлаждение на воздухе.

Результаты испытаний механических свойств при комнатной температуре представлены в таблице 3.

Таблица 3

Механические свойства сплава ЖСЗДК-ВИ после различных вариантов модифицирования

Состояние материала	Вариант	Содержание углерода в исходном сплаве, %	Механические свойства при $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$		
			σ_b , МПа	δ , %	KCU, Дж/см ²
Серийный сплав ЖСЗДК-ВИ (без присадки модификатора)	«1»	0,02	<u>859,0–903,7</u> 881,4	<u>10,0–17,4</u> 13,7	<u>113,8–137,5</u> 125,7
	«2»	0,04	<u>925,0–1045</u> 985,0	<u>12,0–14,0</u> 13,0	<u>63,8–86,3</u> 75,1
	«3»	0,07	<u>950,0–1040,0</u> 985,7	<u>11,2–17,4</u> 15,3	<u>52,5–62,5</u> 57,9
	«4»	0,10	<u>952,0–1048,0</u> 998,3	<u>11,4–14,2</u> 12,7	<u>24,5–42,5</u> 36,4
Модифицирование Ti[Ti(C,N)]	«1 _м »	0,02	<u>975,0–985,0</u> 980,0	<u>9,6–10,8</u> 10,2	<u>55,0–71,3</u> 62,2
	«2 _м »	0,04	<u>1049,0–1066,0</u> 1057,5	<u>12,4–14,4</u> 13,4	<u>58,8–68,8</u> 63,8
	«3 _м »	0,07	<u>980,0–1079,0</u> 1058,7	<u>7,6–13,2</u> 10,3	<u>52,5–78,7</u> 59,1
	«4 _м »	0,10	<u>1027,5–1110,0</u> 1069,8	<u>11,9–14,0</u> 13,0	<u>39,8–62,5</u> 54,2
Нормы ОСТ1.90.126-91			$\geq 950,0$	$\geq 7,0$	$\geq 30,0$

Примечание. Числитель – минимальные-максимальные значения; знаменатель – средние значения.

Из данных, приведенных в таблице 3, видно, что модифицирование сплава ЖСЗДК-ВИ таблетками с ультрадисперсными частицами Ti(C,N), а также увеличение содержания углерода обуславливают повышение предела прочности сплава, при снижении пластических характеристик. Предел прочности серийного сплава с содержанием углерода 0,02...0,04 % не соответствует требованиям ОСТа. Присадка 0,05 % карбонитрида титана в сплав с 0,02...0,04 %C способствует повышению σ_b до значений, превышающих требования ОСТа.

Снижение пластичности (KCU) в немодифицированном металле с повышением концентрации углерода с 0,02 % до 0,1 % достигает 3,5 раз. В некоторых образцах с 0,1 %C значения ударной вязкости находятся ниже норм ОСТа. Отрицательное влияние углерода в модифицированном металле заметно меньше – уменьшение величины ударной вязкости не превышает 15 %, см. в табл. 3.

В сплавах с 0,02 %C и 0,04 %C наблюдается падение жаропрочности до $\tau_p = 1^{55} \dots 5^{55}$ час., табл. 4. Модифицирование приводит к существенному увеличению времени до разрушения при температуре испытания 850 °C и напряжении 350 МПа сплава ЖСЗДК-ВИ от 204⁰⁰ час. до 309³⁰ час., соответственно, что в 4...6 раз превышает требования технической документации.

Жаропрочные свойства исследуемого сплава при содержании углерода 0,07 % и 0,1 %, как серийного сплава, так и модифицированного значительно превышают требования ОСТ1.90.126-91 и составляют 141⁵⁰...398⁰⁰ час. – в исходном сплаве и 297³⁵...787³⁰ час. – с присадкой 0,05 % Ti[Ti(C,N)].

Таким образом, модифицирование сплава ЖСЗДК-ВИ способствует получению более стабильных значений механических и жаропрочных свойств. При этом следует отметить, что введение в сплав 0,05 % Ti[Ti(C,N)] практически устраняет отрицательное влияние на физико-механические свойства пониженного содержания углерода.

Металлографическим исследованием установлено, что литейный жаропрочный сплав ЖСЗДК-ВИ имеет типичную дендритную структуру. Оси дендритов – никелевая матрица (ГЦК-твердый раствор), из которой при охлаждении выделяются частицы вторичной интерметаллидной γ' -фазы.

При содержании в серийном сплаве 0,02...0,04 %С выделение первичных карбидов типа MeC и карбонитридов незначительно (рис. 2а, б). Повышение концентрации углерода, а также введение модификатора Ti[Ti(C,N)] способствуют дополнительному образованию карбидов, карбонитридов и нитридов, увеличению их количества и размеров (рис. 2в...2з) (табл. 5). Первичные карбиды типа MeC в модифицированном сплаве с различным содержанием углерода (0,02...0,1 %) выделяются в виде дискретных частиц и равномерно распределены в объеме металла (см. рис. 2д, е, ж, з). Тогда как, в образцах с содержанием углерода 0,07...0,1 %, отлитых по серийной технологии, на границах зерен обнаружены полиэдрические, а также пленочные карбиды (см. рис. 2в, з).

Таблица 4

Жаропрочные свойства сплава ЖСЗДК-ВИ после различных вариантов модифицирования

Состояние сплава	Вариант	Содержание углерода в исходном сплаве, %	Длительная прочность $t = 20^\circ\text{C}$		
			$T_{\text{исп.}}$, °C	σ_b , МПа	τ_p , час.
Серийный сплав ЖСЗДК-ВИ (без присадки модификатора)	«1»	0,02	850	340	$\frac{2^{30} - 3^{40}}{3^{10}}$
	«2»	0,04	850	340	$\frac{1^{55} - 5^{55}}{3^{55}}$
	«3»	0,07	850	340	$\frac{288^{00} - 357^{00}}{327^{20}}$
	«4»	0,10	850	340	$\frac{141^{50} - 398^{00}}{309^{40}}$
Модифицирование Ti[Ti(C,N)]	«1 _м »	0,02	850	340	$\frac{204^{00} - 297^{00}}{250^{30}}$
	«2 _м »	0,04	850	340	$\frac{304^{00} - 309^{30}}{306^{40}}$
	«3 _м »	0,07	850	340	$\frac{465^{00} - 787^{30}}{577^{15}}$
	«4 _м »	0,10	850	340	$\frac{297^{35} - 437^{40}}{367^{20}}$
Нормы ОСТ1.90.126-91			850	340	$\geq 50,0$

Примечание. Числитель – минимальные-максимальные значения; знаменатель – средние значения.

Модифицирование сплава Ti[Ti(C,N)] приводит к уменьшению микропористости и измельчению дендритной структуры. При этом уменьшается расстояние между осями дендритов второго порядка и, соответственно, размер дендритной ячейки (см. табл. 5).

Анализ результатов микротвердости матрицы (оси дендритов) исследуемых сплавов после проведения термообработки показал, что повышение концентрации углерода в сплаве ЖСЗДК-ВИ способствует увеличению значений микротвердости (табл. 6). Наряду с этим, при модифицировании частицами Ti[Ti(C,N)] наблюдается тенденция к дополнительному упрочнению сплава (см. табл. 6).

Таблица 5

Размеры структурных составляющих в образцах из сплава ЖСЗДК-ВИ

Состояние сплава	Вариант	Размер карбидов, мкм	Размер нитридов, мкм	Размер микропор, мкм	Расстояние между осями дендритов 2 ¹⁰ порядка, мкм
Серийный сплав ЖСЗДК-ВИ (без присадки модификатора)	«1»	2...6	1...4 (редко)	до 70	50...75
	«2»	2...6 (един.-12)	~2 - редко	5...25 (един. -50)	30...75
	«3»	4...10 (един.-16)	~1 - редко	5...25 (един. -50)	50...75
	«4»	3...14 (един.-22)	практически отсутствуют		50...70
Модифицирование Ti[Ti(C,N)]	«1 _м »	2...8 (един.-18)	1...6	до 30	45...55
	«2 _м »	2...8 (един.-18)	1...6	до 20	40...50
	«3 _м »	2...8 (един.-20)	1...8	до 20	40...50
	«4 _м »	2...8 (един.-20)	1...6	до 20	40...50

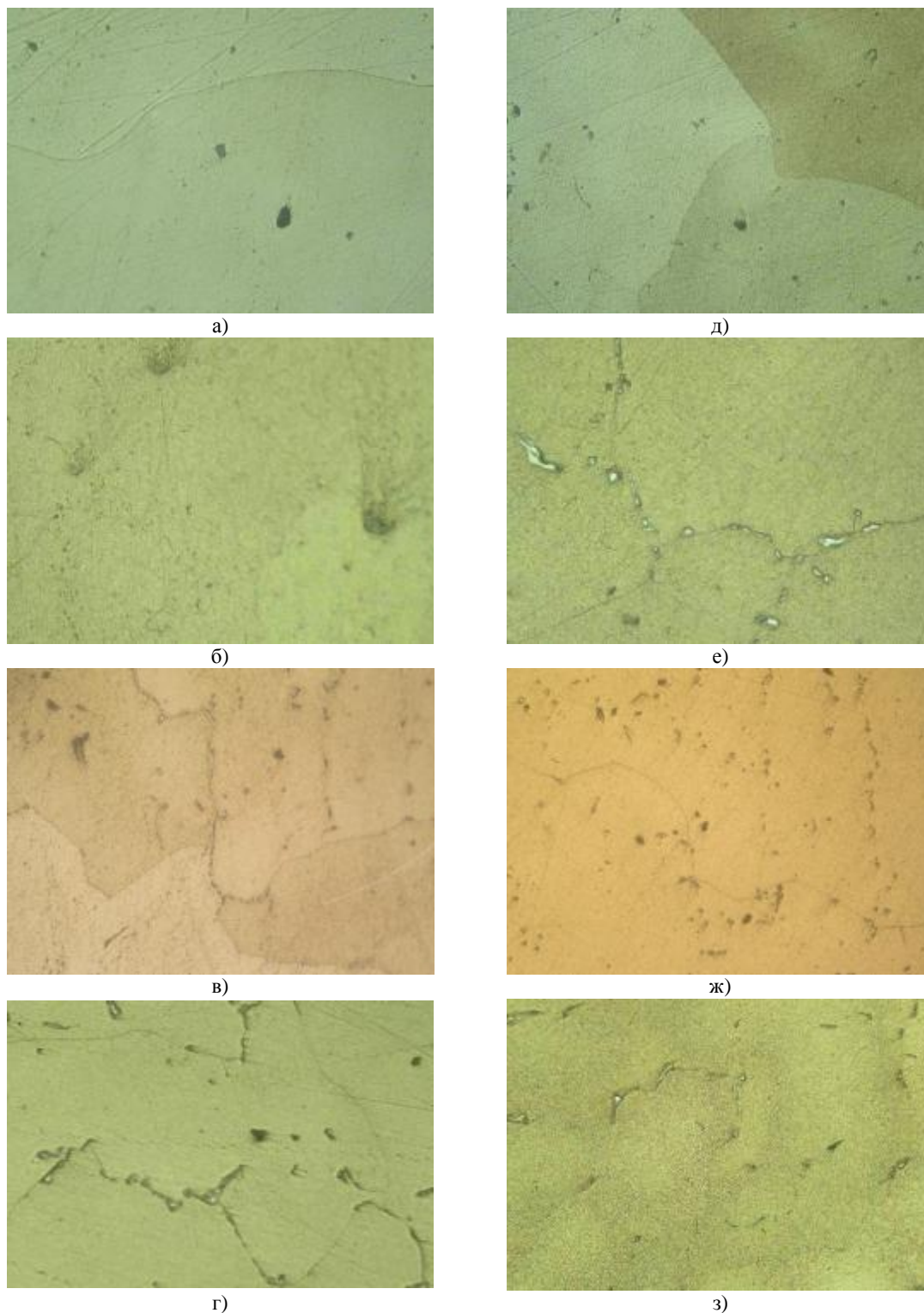
Примечание. В скобках представлены средние значения.

Таблица 6

Микротвердость образцов из сплава ЖСЗДК-ВИ после стандартной термообработки

Состояние сплава	Вариант	Микротвердость матрицы, HV, МПа
Серийный сплав ЖСЗДК-ВИ (без присадки модификатора)	«1»	4120,0...4470,0 (4295,0)
	«2»	4290,0...4470,0 (4380,0)
	«3»	5086,0...5320,0 (5241,0)
	«4»	5086,0...5320,0 (5241,0)
Модифицирование Ti[Ti(C,N)]	«1 _м »	4290,0...4663,0 (4476,5)
	«2 _м »	4290,0...4663,0 (4476,5)
	«3 _м »	5570,0...5839,0 (5654,5)
	«4 _м »	5570,0...5839,0 (5654,5)

Примечание. В скобках представлены средние значения микротвердости.



a – вариант «1»; *б* – вариант «2»; *в* – вариант «3»; *г* – вариант «4»;
д – вариант «1_м»; *е* – вариант «2_м»; *ж* – вариант «3_м»; *з* – вариант «4_м»

Рис. 2. Микроструктура образцов из сплава ЖСЗДК-ВИ без присадки модификатора (*a*, *б*, *в*, *г*) и модифицированного таблетками Ti[Ti(C,N)] (*д*, *е*, *ж*, *з*), $\times 500$

Выводы

1. В исходном сплаве ЖСЗДК-ВИ с пониженным содержанием углерода (0,02...0,04 %) значения предела прочности при комнатной температуре, а также длительной прочности при температуре 850 °С и напряжении 350 МПа находятся ниже требований ОСТ1.90.126-91.

2. Модифицирование сплава ЖСЗДК-ВИ таблетками с ультрадисперсными частицами Ti(C,N) в количестве 0,05 % способствует получению более стабильных значений механических и жаропрочных свойств и практически устраняет отрицательное влияние на физико-механические свойства пониженного содержания углерода.

3. Присадка карбонитридов титана приводит к измельчению макрозерна и уменьшению микропористости. При этом уменьшается размер дендритной ячейки и расстояние между осями дендритов второго порядка.

4. В модифицированном сплаве наблюдается повышение количества карбонитридных частиц. Карбонитриды равномерно распределены в объеме металла. Первичные карбиды приобретают более благоприятную морфологию, выделяясь в виде дискретных глобулярных частиц.

Список литературы: 1. *Сабуров В.П.* Упрочняющее модифицирование стали и сплавов // Литейное производство. – 1988. – № 9. – С. 7. 2. *Химушин Ф.Ф.* Жаропрочные стали и сплавы. – М.: Металлургия, 1969. – С. 357-359. 3. *Каблов Е.Н.* Литые лопатки газотурбинных двигателей. – Сплавы, технологии, покрытия. – М.: МИСИС, 2001. – С. 40-41. 4. Суперсплавы II: Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных установок / под ред. Ч.Т. Симса, Н.С. Столоффа, У.К. Хагеля: Пер. с англ. в 2-х книгах. Кн. I / Под ред. Р.Е. Шалина. – М.: Металлургия, 1995. – 384 с.

© Лысенко Н.А., Клочихин В.В., Тёмкин Д.А., 2010
Поступила в редколлегию 16.02.2010

УДК 536.2:621.078

В.Б. ВЕСЕЛОВСЬКИЙ, канд. фіз.-мат. наук; доц. ДНУ, м. Дніпропетровськ
Т.М. БОСЕНКО, аспірант ДНУ, м. Дніпропетровськ

**ПРО ВИСОКОШВИДКІСНИЙ ВПЛИВ НА МАТЕРІАЛИ ПРИ
ДОСЛІДЖЕННІ РЕЛАКСАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ З
УРАХУВАННЯМ ТЕПЛОВОЇ ПАМ'ЯТІ**

Определены релаксационные эффекты локально-неравновесной термодинамики, последующее влияние их на формирование температурного поля в материалах. Проанализирован поверхностный слой материалов при высокоскоростном влиянии с учетом эффектов релаксации.

The relaxation effects of locally nonequilibrium thermodynamics were obtained and a further influence of them on the formation of temperature fields in materials was determined. Subject to the relaxation effects the surface layer of materials was analyzed with high-speed impact on them.

Вступ

Технічна революція середини ХХ століття, що охопила електроніку, енергетику, обчислювальну техніку і ряд інших областей, майже не торкнулася основних виробництв, що забезпечують світ металом, енергоносіями, різними хімічними напівпродуктами, виробленими у великих об'ємах. Технології, вживані в даний час у металургії, хімії, в різних сферах енергетики, сформувалися на базі наукових концепцій початку ХХ сторіччя або навіть кінця ХІХ. Подальший розвиток промислової бази спричиняє за собою гігантське нарощування об'єму окремих виробництв, невиправдані витрати ресурсів для створення устаткування, виснаження корисних копалин, металів і палива. Наступний крок по зниженню енерговитрат – використання нерівноважних процесів, що характеризуються значним перевищенням запасу енергії на внутрішніх міражах свободи молекул у порівнянні з термодинамічно рівноважним станом. Вивчення таких систем засноване на версіях локально-нерівноважної термодинаміки, кінетичних, молекулярно-динамічних, феноменологічних та статистичних методах [1]. Феноменологічний метод дозволяє встановити деякі загальні співвідношення між параметрами, що характеризують явища в цілому. Феноменологічні закони носять вельми загальний характер, а роль конкретного фізичного середовища враховується коефіцієнтами визначеними з експериментального досліду. Інший шлях вивчення фізичних явищ заснований на внутрішній структурі речовини. Середовище розглядається як деяка фізична система, що складається з великого числа молекул, атомів або електронів із заданими властивостями та законами взаємодії. Отримання макроскопічних характеристик по заданих мікроскопічних властивостях середовища і розгляд речовин, розміри яких наближаються до величин тотожних з відстанями ефективної міжмолекулярної взаємодії складають основне завдання статистичних методів, що дозволяє більш повно представити картину процесу, що вивчається. Застосування в промисловості принципово нових технологій – електронно-променеви, плазмових, імпульсних, дозволяє підвищити продуктивність праці, підняти ефективність використання ресурсів та знизити матеріаломісткість виробництва. Екстремальні умови роботи конструкцій: високоінтенсивний імпульсний вплив, низькі та високі температури, плазмове напilenня, лазерна обробка матеріалів призвели останнім часом до необхідності побудови математичних моделей опису явищ у таких системах. Визначення систем швидкісного типу найбільш ймовірно з використанням

гіперболічних та інтегро-диференційних рівняннях (ІДР) – рівнянь теплопровідності [2].

Метою є дослідження релаксаційного температурного поля – РТП (стану) поверхневого шару конструкцій при використанні на практиці матеріалів з модифікованою поверхнею, що реагує на релаксаційні ефекти, спричинені імпульсним впливом на поверхню термічного шару релаксування на основі інтегральних рівнянь теплопровідності. Це дозволить в подальшому збільшити час експлуатування приладів з модифікованою поверхнею при екстремальних впливах, зменшити витрати на заміну усього виробу, використовуючи тільки поверхневий шар.

Методика проведення дослідження

Значні потенційні можливості мають методи високоенергетичної обробки на основі інтеграції лазерного випромінювання з плазмовим струменем. Найбільш значущим чинником, що впливає на формування експлуатаційних характеристик виробів при впливу концентрованих потоків енергії – є температура в зоні обробки – або РТП матеріалу. Характер таких теплових процесів визначається просторовим розподілом щільності, часом впливу та іншими характеристиками. При впливі на матеріал високоінтенсивного імпульсного пучка електронів або іонів, шар поверхні товщиною порядку пробігу частинок у матеріалі (10–100 мкм), швидко нагрівається до температури фазових переходів, наприклад, до температури плавлення. Після впливу імпульсу, нагрітий шар матеріалу швидко охолоджується відведенням тепла в товщу матеріалу за допомогою теплопровідності. У результаті цих процесів властивості поверхневого шару змінюються (модифікація поверхні), змінюється мікроструктура – розмір зерна зменшується від сотень мікрон до доль мікрона, можливий перехід в аморфний стан; змінюється фазовий склад, при цьому можлива поява метастабільних фаз і з'єднань, які при звичайних методах термообробки матеріалів утворюватись не можуть; гомогенізується фазовий склад, наприклад, подрібнюються і однорідно розподіляються карбіди в сталях. Швидкість нагрівання і охолодження залежить від властивостей матеріалу і параметрів пучка. Швидкість нагрівання може досягати величини ~1010 град/с. Максимальна швидкість охолодження (~108 град/с) досягається при адіабатичному режимі опромінювання, коли енергія, що вноситься пучком у матеріал, протягом тривалості імпульсу, залишається в межах поверхневого шару, тобто, не встигає переноситися в товщу матеріалу теплопровідністю [2].

Таким чином, одному з основних завдань у цьому напрямі є розвиток теоретичної обґрунтованості явищ, що спостерігаються при надшвидкій обробці матеріалів, що дозволяє зменшити витрати при проведенні дослідів та розрахунок температурних полів у конструкціях, що дозволяє надалі проводити дослідження в розрахунку глибини проникнення руйнуючого (згубного) теплового потоку або впливу зовнішніх джерел високої інтенсивності (зокрема, імпульсного впливу). Подальший розвиток експерименту в області високотемпературних досліджень пов'язаний як з вирішенням багатьох методичних проблем, так і зі створенням якісної аналітичної теорії для подальшого розвитку її на практиці. З наукової точки зору вивчення комплексу кінетичних і теплофізичних властивостей чистих металів і подвійних металевих сплавів на їх основі в широкому інтервалі температур цікаво тим, що ці метали і сплави є зручними модельними об'єктами. Аналіз експериментальних даних про теплофізичні та кінетичні властивості цих речовин при високих температурах дозволяє встановити основні механізми переносу і розповсюдження тепла і заряду в цих умовах не тільки в чистих металах, але й у вказаних сплавах, а також перевірити

можливість застосування теоретичних уявлень, прийнятих в даний час для перехідних металів [3, 4].

Моделювання релаксаційних процесів теплопровідності визначатиметься для шару матеріалу, що підвержен найбільш суттєвим термічним впливам, як зовнішнім, так і внутрішнім. Для цих процесів температура визначається локально-нерівноважною температурою Θ або РТП матеріалу в зоні обробки. Моделювання релаксаційних процесів теплопровідності визначається для шарового матеріалу. Шар матеріалу, який під час термовпливу знаходиться у термічному нерівноважному стані називатимемо термічним шаром релаксування Δ_r (ТШР), що має межі, визначені з умов існування релаксаційних ефектів гіперболічного рівняння теплопровідності (ГРТ) при екстремальному впливі на матеріали. Розглядається екстремальний вплив на матеріали, у випадку наявності релаксування теплового процесу. Припускаючи, що при релаксуванні процесу теплоємність матеріалу та швидкість теплової хвилі обмежені, введемо наступні припущення взаємодії теплової хвилі з матеріалом або системою матеріалів:

- процес розповсюдження тепла має хвильовий характер теплопровідності;
- швидкість розповсюдження тепла є величиною скінченною в матеріалі;
- процес розповсюдження теплового потоку прийматиметься одномірним у напрямі дії вектора теплового потоку в матеріалі та визначатиметься величина РТП у межах ТШР Δ_r впливу теплової хвилі при релаксаційному характері протікання процесу;
- час релаксації теплового потоку – це час, за який тепла хвиля поширюється в матеріалі або системі матеріалів та встановлюється термодинамічна рівновага між поступаючою енергією та енергією матеріалу;
- релаксування теплової хвилі призводить до сингулярних обурень у матеріалі, що відображається в рівнянні теплопровідності появою релаксуючого параметру при старших похідних шуканої термодинамічної величини;
- процес взаємодії між шарами матеріалів, що мають різні теплофізичні характеристики, такий, що хвиля не слабшає в напрямі свого розповсюдження [2, 5].

Згідно правила Маттіссена, якщо в релаксації якого-небудь стану беруть участь декілька незалежних процесів, то швидкості релаксації, відповідні цим процесам, додаються. Зокрема, якщо розпад збудженого стану визначається непружним електронним розсіянням (t_{inel}) і транспортними процесами (t_{trans}), то повний час релаксації визначається як [6]:

$$\frac{1}{\tau} = \frac{1}{\tau_{inel}} + \frac{1}{\tau_{trans}}. \quad (1)$$

Встановлено, що транспорт електронів у монокристалічних плівках йде із швидкістю, порівнянною зі швидкістю електронів на рівні Фермі 10^8 см·с⁻¹. Оскільки розмір плями опромінення є величиною макроскопічною – близько 100 мкм, а глибина проникнення світла близько 100 \AA , тому транспортування відбувається перпендикулярно поверхні, оскільки транспорт у напрямі, паралельному поверхні, компенсується транспортом у протилежному напрямі. Враховуючи ці умови протягом 20–30 фс після максимуму першого імпульсу транспортні ефекти в металах помітно знижують час релаксації, що при розрахунках поля релаксації в матеріалі веде до обліку середнього значення часу релаксації як теплового потоку, так і внутрішньої енергії, що за значенням дорівнює часу життя проміжного стану електрона та

відповідає термодинамічним величинам відповідно: τ_r – для теплового потоку і τ_e для внутрішньої енергії.

Термічним шаром релаксування (ТШР) називається шар матеріалу, направлений за нормаллю до поверхні впливу та визначений рівністю $\Delta_r = \sum_{k=1}^{i-1} |Q_k| (\Delta X_k)$, де Q_k – зовнішнє джерело обурень, ΔX_k – довжина релаксуючого шару при k -тому впливі на матеріал [5].

Врахування чинників збурення РТП у межах ТШР Δ_r передує аналітичне обґрунтування, на висновках яких проводились числові розрахунки на виявлення величини обурень, для подальшого впровадження в технологічний процес виробництва за для отримання нових термічно-стійких сплавів. Для розрахунків були вибрані двошарові матеріали із зоною релаксування по всій товщині кожного шару.

Важливою особливістю є використання узагальненого закону Фур'є, що враховує ефекти релаксацій, що виражаються у функціях релаксації теплового потоку $\alpha(t)$ і внутрішньої енергії $\beta(t)$. Наслідком обліку даних функцій приходимо до розуміння теплової пам'яті. Комплекс теплової пам'яті виражається передісторією впливу на матеріал, що з математичної точки зору виражається інтегральною сумою функцій релаксацій $\alpha(t)$, $\beta(t)$, що приводить до розгляду рівняння нестационарної теплопровідності – інтегро-диференціального рівняння теплопровідності, окремим випадком якого є гіперболічне рівняння теплопровідності (ГРТ), що не враховує релаксацію внутрішньої енергії [7, 8]. Модель інтегро-диференційного типу також усуває парадокс про нескінченну швидкість розповсюдження теплової хвилі у матеріалі [9].

При моделюванні процесів із спадковістю для випадку одномірного впливу зовнішніх обурень вважатимемо:

1. внутрішня енергія $e(T)$ (або щільність теплової енергії) залежить не тільки від температури у теперішній момент часу t , але і від температури в деякий передуючий даному інтервалу часу $(t - s)$;

2. тепловий потік q залежить не тільки від температури і градієнту температури у теперішній проміжок часу, але і від їх значень у попередні проміжки часу $(t - s)$; тому e і q розглядаються як функціонали:

$$e = Fe[T(x, t), T(x, t - s)]; \quad (2)$$

$$q = F_q[\nabla T(x, t), \nabla T(x, t - s)]. \quad (3)$$

Що надає можливість розглядати наступні лінійні вирази:

$$e(t) = \beta(0)T(x, t) + \int_0^t \beta'(s)T(x, t - s) ds; \quad (4)$$

$$q(t) = -\alpha(0) \text{grad } T(x, t) - \int_0^t \alpha'(s) \text{grad } T(x, t - s) ds, \quad (5)$$

де $\alpha'(s)$ і $\beta'(s)$ – ядра інтегральних операторів, x – товщина РТП. Функції релаксації можуть бути апроксимовані різними виразами, остаточний вигляд яких з числовими постійними надійно визначається тільки експериментально. Лінійні вирази (4)–(5) підставляємо в рівняння збереження енергії:

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \operatorname{div} q = 0. \quad (6)$$

Отримуємо:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\beta(0)T(x, t) + \int_0^t \beta'(s)T(x, t-s) ds \right] = \operatorname{div} \left[\alpha(0)\operatorname{grad}T(x, t) + \int_0^t \alpha'(s)\operatorname{grad}T(x, t-s) ds \right]. \quad (7)$$

Якщо покласти $\alpha'(s)=0$, $\beta'(s)=0$, то це означає, що передісторія стану середовища не виявляє ніякого впливу на теплопровідність у будь-яку наступну мить часу, тому можна покласти:

$$\alpha(0) = \lambda, \quad \beta(0) = c\rho. \quad (8)$$

Звідки предметом дослідження є рівняння [2, 9]:

$$\begin{aligned} \beta(0)\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} + \int_0^t \beta'(s)\frac{\partial T(x, t-s)}{\partial t} ds + \beta(0)\frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial t^2} = \\ = \alpha(0)\frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} + \int_0^t \alpha'(s)\frac{\partial^2 T(x, t-s)}{\partial x^2} ds. \end{aligned} \quad (9)$$

Рівняння (9) – рівняння теплопровідності для твердих матеріалів з урахуванням теплової пам'яті при одномірному високошвидкісному (екстремальному) впливі на матеріал.

Удосконалення методів операційного обчислення для отримання структурних розв'язків, дозволяє уніфікувати моделювання релаксаційних процесів теплопровідності для подальшого практичного застосування. Розроблено математичну модель теплообміну при інтенсифікації процесу впливу на шарові матеріали з урахуванням теплової пам'яті при часах релаксування системи. Інтегральне рівняння теплопровідності для шарових матеріалів з урахуванням теплової пам'яті включає рівняння (9) та крайові умови [10], та має вигляд [11]:

$$\begin{aligned} \tau_{0,v}\frac{\partial \Theta(x, t)}{\partial t} + \tau_{0,v}\int_0^t \beta'_v(s)\frac{\partial \Theta_v(x, t-s)}{\partial t} ds + \tau_{r,v}\frac{\partial^2 \Theta_v(x, t)}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 \Theta_v(x, t)}{\partial X^2} + \\ + \int_0^t \alpha'_v(s)\frac{\partial^2 \Theta_v(x, t-s)}{\partial x^2} ds + W_v^*(x, t), \end{aligned} \quad (10)$$

де v – номер шару матеріалу.

Результати дослідження

За допомогою операційного методу одержано розв'язок задач нестационарної теплопровідності з ІДР в основі. Для числової реалізації одержаного розв'язку необхідно задати наступні вхідні дані: товщину пластини L , м; ТШР X ; коефіцієнт температуропровідності матеріалу пластини a , м²/с; коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·К); час релаксації теплового потоку τ_r , с; час релаксації внутрішньої енергії τ_e , с. Причому для проведення порівняльної характеристики інтегро-диференціального закону розподілу температури з гіперболічним законом будемо розрізняти відповідно $a_{\text{пам}}$ та $a_{\text{гип}}$ [3]. У якості матеріалів для дослідження беремо сталь-10, мідь та графіт МГ. Для кожного матеріалу задамо однакові початкові умови: $T(x, 0) = T_0$; $\frac{\partial T}{\partial t}(x, 0) = 0$. Дослідження проведено при граничній температурі для трьох випадків: 500 °С, 1000 °С, 1500 °С. Початкова температура складає $T_0 = 0$ °С,

максимальна температура впливу $T_{\max} = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$; товщина пластини $L = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; час впливу теплового імпульсу $t_{\text{pik}} = 10^{-8} \text{ с}$. Як бачимо з рис. 1 та рис. 2 за прийнятих крайових умов для пластини з розв'язку ІДР має особливості на початкових стадіях нагрівання, що виражається у виявленні двох відхилень температури, виражених явним стрибком на величину t_{pik}^r при врахуванні релаксації теплового потоку, та t_{pik}^l при врахуванні релаксації внутрішньої енергії (данні приведені в табл. 1).

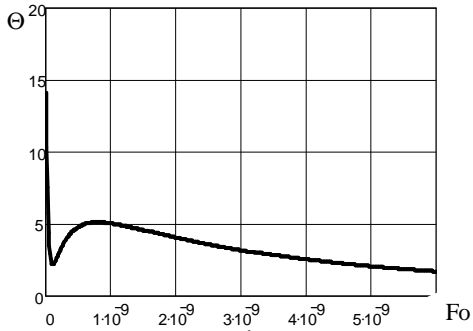


Рис. 1. $\Theta = \Theta(X, Fo)$ РТП поверхневого шару пластини – сталь-10, ТШР $\Delta_r = 10^{-3} \text{ м}$ при $T = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$ при часах релаксації системи

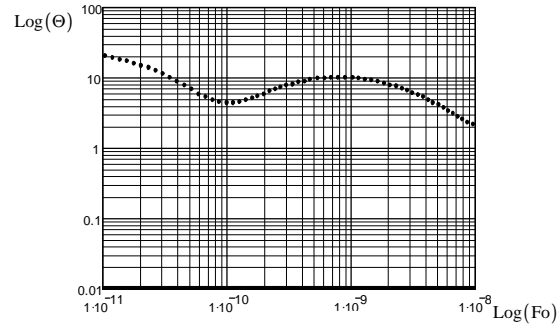


Рис. 2. Порівняльний аналіз розв'язків інтегро-гіперболічного (.....) та параболічного (—) рівнянь. $\Theta = \Theta(X, Fo)$ РТП поверхневого шару пластини – сталь-10, ТШР $\Delta_r = 10^{-3} \text{ м}$ при $T = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ зовнішньої поверхні в логарифмічних координатах

Таблиця 1

Характеристика параметрів двошарової пластини

Парам-р матеріал	$\tau_e, \text{ с}$	$\tau_r, \text{ с}$	$t_{\text{pik}}^r, \text{ }^\circ\text{C}$			$t_{\text{pik}}^l, \text{ }^\circ\text{C}$		
			500 $^\circ\text{C}$	1000 $^\circ\text{C}$	1500 $^\circ\text{C}$	500 $^\circ\text{C}$	1000 $^\circ\text{C}$	1500 $^\circ\text{C}$
Сталь-10	10^{-10}	10^{-9}	18,34	29,12	42,54	9,76	11,24	17,21
Сталь-10	10^{-10}	10^{-9}	9,51	18,91	24,16	4,35	6,71	9,98

Фізична інтерпретація даного феномену полягає у врахуванні теплової пам'яті минулих станів впливу (нагрівання або охолодження), які в математичній постановці виражені у вигляді функцій релаксації теплового потоку та внутрішньої енергії. Завдяки отриманому розв'язку в загальному випадку було доведено, що ІДР можна представити у вигляді суперпозиції розв'язків параболічного, гіперболічного та інтегрального часткових розв'язків, що дає змогу на порівняльних рисунках зробити оцінку впливу на розподіл РТП як від зовнішніх чинників (а саме теплового навантаження), так і від внутрішніх чинників (а саме внутрішньої енергії), що відображалися на матеріалі в попередні моменти часу, змінюючи при цьому як механічні, так і фізичні властивості матеріалу, нажаль класична феноменологія теплопровідності цього не враховує, що і виявляється саме при інтенсивному теплообміні.

За прийнятих граничних умов зміна температури у порівнянні з початковим її значенням спостерігається лише в поверхневому шарі пластини, як це видно з рисунків. Саме тому доцільніше одержати розв'язок для поверхневого шару пластини – термічного шару релаксування, оптимальне значення товщини якого неважко

визначити, поступово зменшуючи значення ТШР. Результати, отримані з урахуванням ефектів релаксацій, показують, що хвилі, які розповсюджуються в локально-нерівноважних умовах, наділені істотно новими особливостями. У зоні тепловиділення і поблизу неї температура може значно перевищувати рівноважну адіабатичну температуру.

Аналіз отриманих результатів

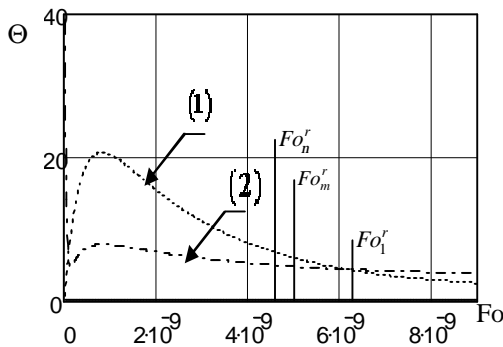
Проведено аналіз розв'язків рівняння (10) в мить пікового значення та при часах релаксаційної та теплової складових:

$$\ln \tilde{A}_v = Fo \cdot \left(\frac{Fo_{e,v} - Fo_{r,v}}{Fo_{e,v} \cdot Fo_{r,v}} \right) + \ln \tau_{0v}, \tag{11}$$

де $Fo = \frac{a\tau}{R_0^2}$ – безрозмірний час процесу, R_0 – лінійний розмір, $Fo_{r,v} = \frac{a\tau_{r,v}}{R_0^2}$ –

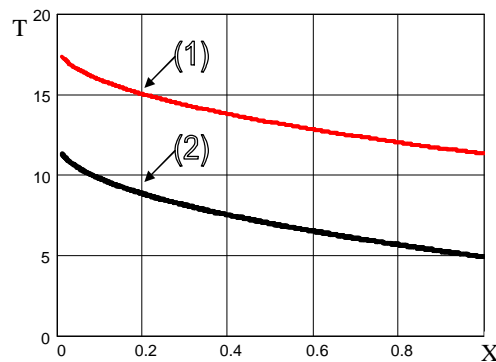
безрозмірний час релаксації теплового потоку; $Fo_{e,v} = \frac{a_v \tau_{e,v}}{R_0^2}$ – безрозмірний час

релаксації внутрішньої енергії. З (11) можливо визначити величину максимального теплового потоку, який впливає на матеріал, при цьому визначається мінімальне значення внутрішньої енергії для запобігання руйнування шару. Розв'язок (11) дозволяє визначити температурне поле багат шарового матеріалу, представляючи розв'язок у вигляді суперпозиції параболічної, гіперболічної та інтегро-диференціальної складових та має фізичну основу тільки на проміжках часу, які відповідають часам релаксації внутрішньої енергії та релаксації теплового потоку в залежності від кількості шарів: при збільшенні шарів матеріалу межі застосування ІДР зменшуються та при досягненні критичного шару стають тривіальними (рис. 3). Це пов'язано із зменшенням впливу релаксаційних процесів у матеріалі та прагнення до нуля виразів з малим параметром при старших похідних при збільшенні характерного розміру матеріалу. При $0 < Fo < Fo_r$ отримані результати демонструють, що при пульсаційному режимі (рис. 4) величина релаксаційної (несталої) температури $\Theta = \Theta(X, Fo)$ із збільшенням кількості імпульсів на матеріал з часом досягає критичного значення T_{max} . Величина T_{max} визначається з ІДР теплопровідності з урахуванням теплової пам'яті.



(1) – ГРТ; (2) – ІДР з урахуванням передісторії теплового впливу

Рис. 3. Порівняльний аналіз розв'язків гіперболічного та ІДР рівнянь



(1) – РТП поверхневого шару;

(2) – РТП на внутрішній поверхні

Рис. 4. РТП в двошаровій пластині по товщині при часах релаксації системи, ТШР $\Delta_r = 10^{-3}$ м при $T = 500$ °С зовнішньої поверхні

Завдяки рівнянню (10) та отриманих з нього розв'язкам, частинним представленням у загальному випадку було доведено, що ІДР можна представити у вигляді суперпозиції розв'язків параболічного, гіперболічного та інтегрального часткових розв'язків. Це надає змогу на даних порівняльних рисунках зробити оцінку впливу на розподіл температури як від зовнішніх чинників (а саме – теплового навантаження), так і від внутрішніх чинників (внутрішньої енергії), що впливали на матеріал у попередні моменти часу, змінюючи при цьому як механічні, так і фізичні його властивості. Класична феноменологія теплопровідності цього не враховує, що і виявляється саме в процесі інтенсивного теплообміну. У даний час отримані теоретичні і експериментальні результати по контактному термічному опору (КТО) тільки для конкретних з'єднань і умов теплообміну. Розроблено три математичні моделі (ММ) контактного теплообміну (КТ) залежно від умов теплового впливу. ММ побудовані на основі розгляду КТ для двошарової системи необмежених пластин. Перша ММ описується системою параболічних рівнянь і уніфікованими граничними умовами (ГУ) [12]. Друга ММ описує високоінтенсивні, імпульсні теплові впливи і представлена системою гіперболічних рівнянь. На відміну від першої ММ, тут вводиться додаткова початкова умова і час релаксації τ_r . Третя ММ включає залежність стану матеріалу від зміни термомеханічних величин: теплового потоку і внутрішньої енергії. ММ описується системою ІДР. Окрім τ_r , введені час релаксації внутрішньої енергії τ_e і функції релаксації. Операційним методом отримано структурне розв'язання задач розрахунку КТ. Перехід від ММ 1, 2, 3 здійснюється додатковим включенням у розв'язання складових з множниками τ_r , τ_e . Для визначення параметрів КТО у різній фізичній реалізації застосовані метод аналітичного продовження і екстремальні методи. Екстремальним методом визначені КТО різних типів з'єднань: посадка з натягом; різьбове з'єднання для матеріалів сталь-сталь, сталь-графіт.

Висновки

Проведені на основі цих моделей дослідження показали, що локально-нерівноважні ефекти роблять визначальний вплив на механізм і основні закономірності розповсюдження високошвидкісних хвиль у середовищах зі спадковістю. Розвинені методи носять достатньо загальний характер і можуть служити основою для побудови локально-нерівноважних моделей процесів переносу, що протікають у шарових матеріалах. Інтегральне формулювання і відповідний їй другий закон термодинаміки приводять до появи в рівняннях переносу нелокальних членів, співпадаючих з (або рівних по порядку величини) членами в рівняннях переносу, отриманих у термодинамічних і статистичних методах на основі локального формулювання законів збереження. Це означає, що підхід до дослідження динаміки нелокальних систем повинен бути заснований на законах збереження в інтегральній або який-небудь іншій нелокальній формі.

Проведено інтерпретацію отриманих розв'язків на прикладі параметричних досліджень для ефективного захисту покриттів за умов екстремального впливу на конструкцію з урахуванням теплової пам'яті. Визначено ефективний шар при одномірному екстремальному впливі. Визначено ефективне застосування ІДР для визначення критичного шару релаксування при імпульсно-періодичному впливі потужними випромінювачами.

Отримані числово-параметричні результати були порівняні із аналітичними розрахунками та експериментальними даними інших авторів. Аналіз порівняння

показав, що при обліку теплової пам'яті при часах релаксації виявляються відхилення локально-нерівноважного температурного поля, утворюючи розривні зони, які визначають стабільність конструкції на кожному із шарів. Кількість зон відповідає кількості релаксаційних функцій – функцій релаксації теплового потоку та внутрішньої енергії. Визначена величина відхилення для кожної релаксаційної функції. Подальший розвиток використання релаксаційних процесів призводить до сумісного використання ГРТ та ІДР з урахуванням теплової пам'яті, де використання ІДР з тепловою пам'яттю обмежується областю прогрівання або охолодження зони впливу зовнішніх чинників, вся інша область досліджується за допомогою ГРТ.

Список літератури: 1. *Фортов В.Е.* Мощные ударные волны и экстремальные состояния вещества / В.Е. Фортов // *Успехи физич. наук.* – 2007. – Т. 177, № 4. – С. 347-368. 2. *Босенко Т.М.* Математическое моделирование и исследование решений задач теплопроводности для составных тел с учётом тепловой «памяти» / Т.М. Босенко // *Вісник Дніпропетровського університету.* – Д.: Зб. наук. пр. ДНУ. – 2009. Т. 17, № 13. – С. 88-98. 3. *Веселовский В.Б.* Решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных плоских тел с неидеальным тепловым контактом / В.Б. Веселовский // *Прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов.* – К.: Наук. думка, 1984. — С. 140-144. 4. *Альваро Ф.* Распространение теплового импульса в ограниченной проводящей среде: термоэлектрическое детектирование / Ф. Альваро, С. Карбалло, Ю.Г. Гуревич, Г.Н. Логвинов, Ю.В. Дрогобицкий, О.Ю. Титов // *Физика твёрдого тела.* – 1999. – Т. 41, вып. 4. – С. 606-611. 5. *Босенко Т.М.* Дослідження та оцінка збіжності асимптотичних розв'язків інтегро-диференціального рівняння теплопроводності за локально-нерівноважних умов / Т.М. Босенко // *Вестник ХНТУ.* – Херсон. – Вып. 2 (35). – 2009. – С. 117-121. 6. *Жуков В.П.* Фемтосекундная динамика электронов в металлах / В.П. Жуков, Е.В. Чулков // *Успехи физ. наук.* – 2009. – Т. 179, № 2. – С. 113-146. 7. *Карташов Е.М.* Новые интегральные соотношения в теории нестационарного теплопереноса на основе уравнения гиперболического типа / Е.М. Карташов, О.И. Ремизова // *РАН Энергетика.* – 2002. – № 3. – С. 146-156. 8. *David J.N.* Wall. Invariant imbedding and hyperbolic heat waves / J.N. David // *J. Math. Phys.* – 38 (3). March. – 1997. – P. 1723-1749. 9. *Веселовский В.Б.* Розв'язання задач теплопроводності для складених тіл при екстремальних впливах / В.Б. Веселовский, Т.М. Босенко // *Вісник Тернопільського державного технічного університету.* – 2009. – Т. 14, № 1. – С. 168-179. 10. *Веселовский В.Б.* Решение задач теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учетом тепловой памяти / В.Б. Веселовский, Т.М. Босенко, К.В. Горелова // *Вестник ХНТУ.* – Херсон. – Вып. 2 (28). – 2007. – С. 87-92. 11. *Веселовский В.Б.* Математическое моделирование импульсного нагрева твёрдых тел / В.Б. Веселовский, Т.М. Босенко // *Металлургическая теплотехника.* – Д.: Сб. науч. тр. НМетАУ. – 2008. – С. 39-46. 12. *Веселовский В.Б.* Контактное термическое сопротивление в многослойных элементах конструкций / В.Б. Веселовский // *Гидрогазодинамика и процессы тепломассообмена.* – К.: Наук. думка, 1986. – С. 120-125.

© Веселовський В.Б., Босенко Т.М., 2010
Надійшла до редколегії 15.02.10

УДК 621.311

П.Г. ГАКАЛ, канд. техн. наук; доц. НАУ «ХАИ», г. Харьков

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ

Запропоновано здійснювати оптимізацію систем терморегулювання космічних апаратів з використанням теорії нечітких множин, що дозволяє проводити формування глобального показника ефективності на базі часткових показників в умовах їх нечіткого завдання.

It was proposed to carry out a thermal control system of spacecrafts optimization using fuzzy sets theory, that allowing to provide a global efficiency factor forming on the base of particular efficiency factors in the case of them fuzzy setting.

Мировой тенденцией развития космических аппаратов (КА) является расширение их функциональных возможностей, что приводит к росту потребляемой мощности, большая часть которой выделяется в элементах оборудования КА в виде теплоты. Для отвода теплоты от элементов оборудования КА, переноса ее к месту теплосброса с последующим сбросом в окружающую среду (ОС), а также для поддержания требуемого температурного режима работы оборудования используются системы терморегулирования. Рост энерговооруженности и линейных размеров новых космических аппаратов в условиях жестких конструктивных и массогабаритных ограничений приводит к усложнению условий отвода теплоты от элементов оборудования КА, условий переноса теплоты к месту теплосброса с последующим отводом ее в ОС. В результате ухудшения температурного режима работы оборудования КА снижаются его функциональные возможности, надежность работы и ресурс как отдельных элементов оборудования КА, так и всего КА в целом. Поэтому, проблема создания высокоэффективных систем терморегулирования КА становится решающей, а ее решение – важной научно-практической задачей.

Процесс оптимизации системы терморегулирования (СТР) подразумевает создание глобального показателя эффективности на основе частных показателей. Однако для СТР не всегда удается однозначно выделить какой либо один главный показатель эффективности. Этот процесс характеризуется совокупностью частных показателей, находящихся во взаимном противоречии друг с другом, когда улучшение по одному из показателей ведет к ухудшению по другому и наоборот. Кроме того, показатели эффективности и ограничения имеют различную значимость («вес») в каждой конкретной задаче, они часто имеют трудноформализуемую или даже неформализуемую природу, задаются неопределенно, на вербальном уровне, в форме утверждений общего характера о предпочтительности. Для работы с выражениями такой природы Л. Заде [1] было предложено использовать теорию нечетких множеств, которая позволила математически формализовать неопределенности неслучайной природы. Согласно определению Л. Заде, нечеткое множество – это класс объектов, в котором нет резкой границы между теми объектами, которые входят в это множество, и теми, которые в него не входят. Степень соответствия того или иного объекта тому или иному множеству было предложено характеризовать степенью принадлежности (желательности) объекта к данному классу. То есть, если существует универсальное множество $X = \{x\}$ (конечное и бесконечное), то нечеткое множество A в x будет характеризоваться парой $A = \{x, \mu_A(x)\}$, где $\mu_A(x)$ – степень принадлежности объекта

x к A . Функция принадлежности $\mu_A(x)$ является обобщением понятия характеристической функции обычного множества, поскольку переходит в нее в предельном случае, когда содержит лишь две точки 0 и 1, то есть когда множество четкое (0 – объект x не входит в данное множество, 1 – входит). Следовательно, нечеткость будет выражаться численной величиной функции желательности, изменяющейся в диапазоне $0 \dots 1$.

При постановке задачи инженерного синтеза формируется множество альтернатив, а также множество ограничений, которые необходимо учитывать при выборе между различными альтернативами. С учетом введенного понятия функции желательности, каждой альтернативе ставим в соответствие некоторую функцию желательности, с помощью которой каждой альтернативе будет ставиться в соответствие выигрыш (или проигрыш). То есть, если $X = \{x\}$ – заданное множество в пространстве альтернатив, то нечеткая цель будет отождествляться с нечетким фиксированным множеством G в X с функцией желательности $\mu_G(x)$. Аналогично определяется нечеткое ограничение C в X , которое также будет характеризоваться парой $C = \{x, \mu_C(x)\}$. Таким образом, в качестве показателя эффективности будет использоваться функция желательности $\mu_G(x)$ с учетом ограничения C , которая также характеризуется функцией желательности $\mu_C(x)$.

Глобальный показатель эффективности включает в себя частные показатели эффективности, каждый из которых также характеризуется своей функцией желательности. Рассмотрим формирование глобального показателя эффективности на базе частных показателей, так называемую свертку показателей в случае неравнозначных показателей. В этом случае каждому показателю эффективности ставится в соответствие коэффициент относительной важности α_i , и глобальный показатель эффективности может формироваться следующими способами:

- максиминный подход и его модификации

$$\mu_D(\mathbf{x}) = \min(\alpha_1 \mu_1(\mathbf{x}), \alpha_2 \mu_2(\mathbf{x}) \mathbf{K} \alpha_N \mu_N(\mathbf{x}))$$
 или

$$\mu_D(\mathbf{x}) = \min(\mu_1^{\alpha_1}(\mathbf{x}), \mu_2^{\alpha_2}(\mathbf{x}) \mathbf{K} \mu_N^{\alpha_N}(\mathbf{x})), \text{ где } \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \alpha_i = 1, \text{ важным свойством}$$

данной свертки является сохранение нормировки $\mu_D(\mathbf{x})$ на единицу, если все $\mu_1(\mathbf{x}), \mathbf{K}, \mu_N(\mathbf{x})$ также нормированы;
- аддитивный подход
$$\mu_D(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^N \alpha_i \mu_i(\mathbf{x});$$
- мультипликативный подход
$$\mu_D(\mathbf{x}) = \prod_{i=1}^N \alpha_i \mu_i(\mathbf{x}).$$

Как отмечается в [2], аддитивная и мультипликативные стратегии свертки не всегда позволяют получить точку оптимума, удовлетворяющую всем выдвигаемым требованиям, особенно требованию принадлежности точки оптимума множеству Парето. В этом случае необходимо использовать максиминную стратегию. Однако в случае, когда функции желательности не пересекаются, использование максиминной свертки может привести к неудовлетворительному результату. В этом случае необходимо использовать аддитивный или мультипликативный подходы.

Применим теорию нечетких множеств для решения задачи структурно-параметрической оптимизации системы терморегулирования (СТР)

телекоммуникационного спутника. Для отвода теплоты необходимы активные СТР с принудительной прокачкой теплоносителя. В активной СТР насос прокачивает теплоноситель через участок теплосбора, где он воспринимает теплоту от приборов, и переносит ее к месту теплосброса, где теплота отводится в окружающее пространство. Далее теплоноситель вновь поступает на вход в насос. В космосе отвод теплоты осуществляется излучением посредством радиационных теплообменников (РТО). В работе [3] сделан вывод о том, что в спутниках с большим тепловыделением наиболее предпочтительным является использование СТР на базе двухфазных контуров теплопереноса (ДФ СТР), которая имеет меньшую массу, а также обладает преимуществами по энергопотреблению, точности термостабилизации в сравнении с системой на базе однофазного контура теплопереноса. В ДФ СТР на участке теплосбора теплоноситель кипит, изменяет свое агрегатное состояние. В РТО теплоноситель конденсируется. Вследствие того, что скрытая теплота парообразования во много раз превосходит теплоемкость, а коэффициенты теплоотдачи при пузырьковом кипении и конденсации значительно превышают коэффициенты теплоотдачи в однофазном теплоносителе и достигается выигрыш по массе, энергопотреблению, точности термостабилизации ДФ СТР в сравнении с системой на базе однофазного контура теплопереноса.

На рис. 1 изображена принципиальная схема перспективного телекоммуникационного спутника. Приборы, от которых необходимо отводить теплоту, размещены с двух сторон двух совершенно идентичных внутренних приборных панелей (ПП). Каждая ПП разбита на три зоны (рис. 2), которые различаются составом приборов и, соответственно, температурой термостабилизации. Все приборы, установленные на ПП, имеют постоянное тепловыделение в течении всего времени полета.

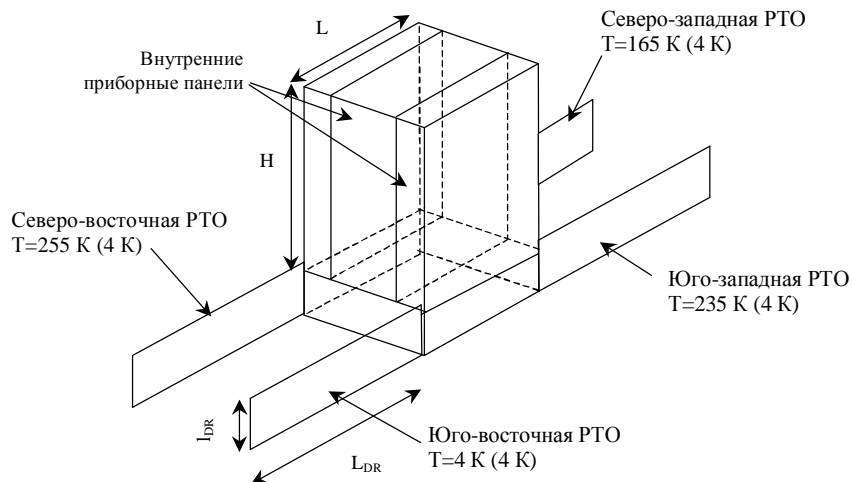


Рис. 1. Принципиальная схема перспективного телекоммуникационного спутника фирмы THALES ALENIA SPACE

Техническое задание на систему терморегулирования:

- температура термостатирования (см. рис. 2):
 - § приборы ЕРС – +5 °С...+50 °С;
 - § приборы ТWT и ОМУХ – +40 °С...+70 °С;
- общее тепловыделение – $Q = 13$ кВт;

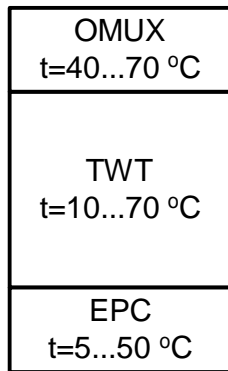


Рис. 2. Схема размещения приборов на внутренней ПП с температурами термостабилизации каждой зоны

- надежность должна быть выше 0,9;
- расстояние теплопереноса – 50 м;
- условия теплоотвода, характеризуются условной температурой окружающей среды (см. рис. 1):

- «горячая» орбита:
 - § юго-восточный РТО – 4 К;
 - § юго-западный РТО – 235 К;
 - § северо-восточный РТО – 255 К;
 - § северо-западный РТО – 165 К;
- «холодная» орбита:
 - § юго-восточный РТО – 4 К;
 - § юго-западный РТО – 4 К;
 - § северо-восточный РТО – 4 К;
 - § северо-западный РТО – 4 К;

- ширина панели РТО – 1,65 м;
- длина панели РТО не должна превышать 5 м.

В процессе структурно-параметрического синтеза системы терморегулирования используем следующие показатели и критерии эффективности:

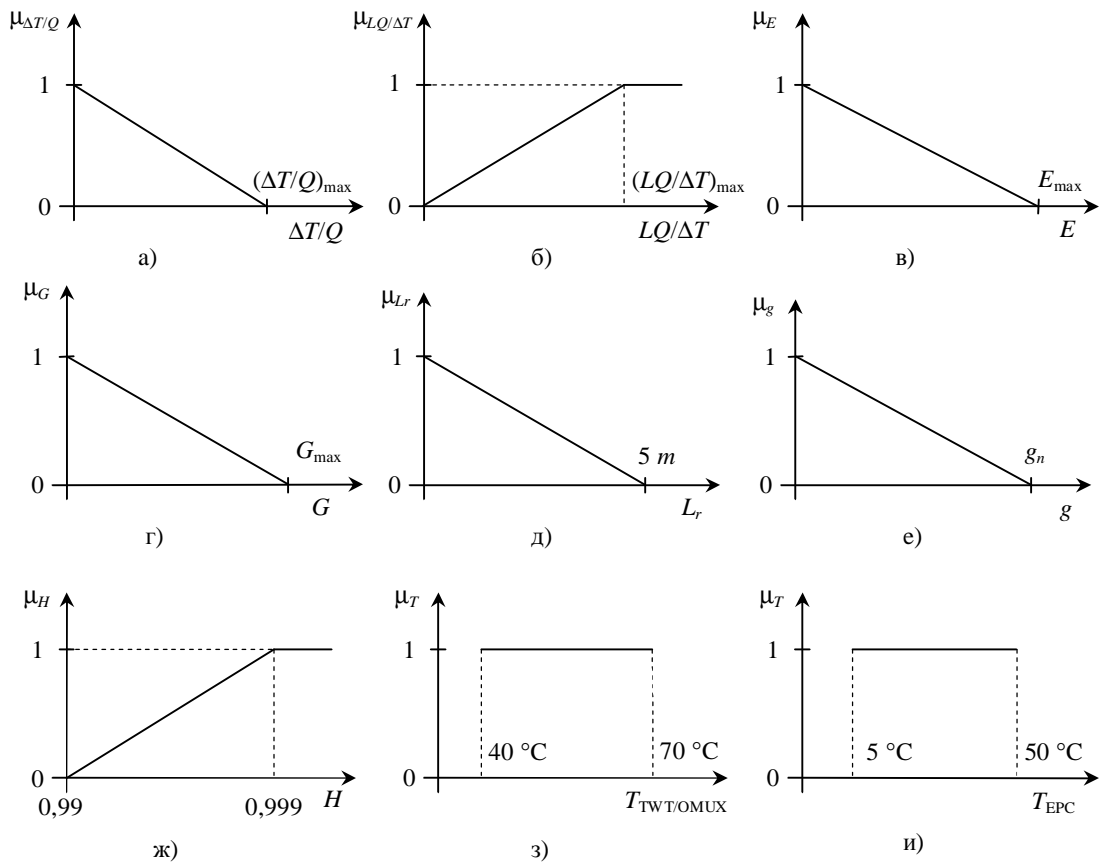
- 1) термическое сопротивление $\frac{\Delta T}{Q}$ должно быть минимальным;
- 2) теплотранспортная способность $\frac{QL}{\Delta T}$ – максимальна;
- 3) энергопотребление на собственные нужды E – минимально;
- 4) температура приборов ЕРС, ТWT, ОМУХ не должна выходить за заданные в техническом задании параметры;
- 5) длина РТО L , не должна превышать 5 м;
- 6) вес системы G должен быть минимальным;
- 7) влияние гравитации должно не сильно влиять на результаты испытания на Земле;
- 8) надежность H должна быть максимальной.

На рис. 3 представлены функции желательности для перечисленных выше показателей и критериев эффективности. Так как условие нахождения температур приборов в заданном диапазоне безусловно должно выполняться для всех альтернативных вариантов системы, то матрицу приоритетов для поиска коэффициентов относительной важности строим только для следующих показателей:

1) термическое сопротивление ($\mu_{\Delta T/Q} = 1 - \frac{\Delta T/Q}{(\Delta T/Q)_{\max}}$, $(\Delta T/Q)_{\max} = 5 \frac{\text{К}}{\text{кВт}}$);

2) теплотранспортная способность ($\mu_{QL/\Delta T} = \frac{L \cdot Q/\Delta T}{(L \cdot Q/\Delta T)_{\max}}$, $(L \cdot Q/\Delta T)_{\max} = 50 \frac{\text{м} \cdot \text{кВт}}{\text{К}}$);

3) энергопотребление на собственные нужды ($\mu_E = 1 - \frac{E}{E_{\max}}$, $E_{\max} = 1 \text{ кВт}$);

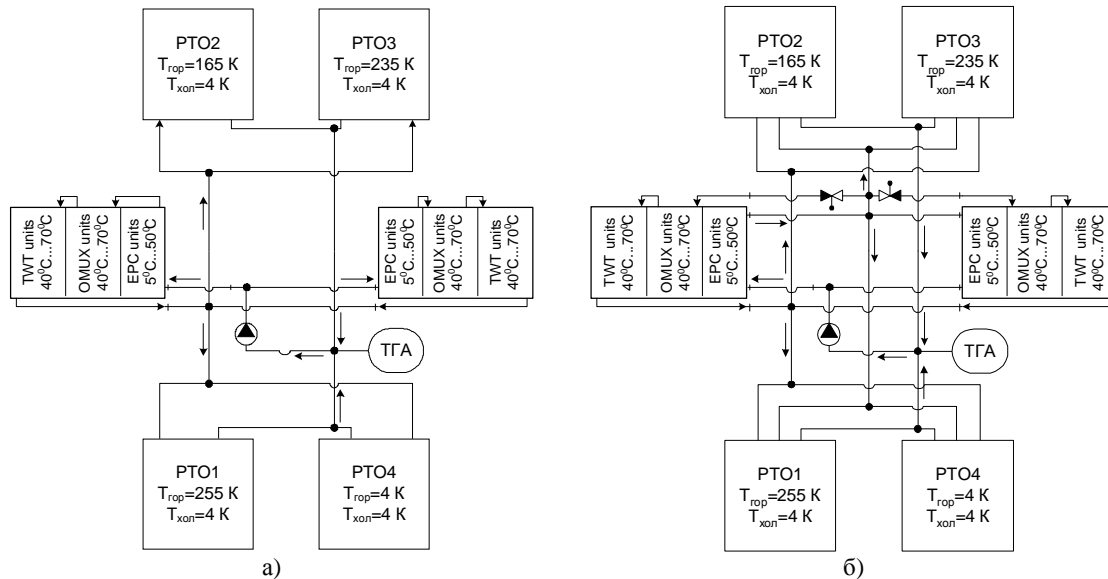


a – термическое сопротивление; *б* – теплопроводная способность;
в – энергопотребление на собственные нужды; *г* – вес; *д* – длина панели радиатора-излучателя;
е – возможность испытания на Земле; *ж* – надежность;
з – температура приборов TWT и OMUX; *и* – температура приборов EPC

Рис. 3. Функции желательности для показателей эффективности

- 4) длина радиатора-излучателя ($\mu_{L_r} = 1 - \frac{L_r}{(L_r)_{\max}}$, $(L_r)_{\max} = 5$ м);
- 5) вес системы (функция желательности $\mu_G = 1 - \frac{G}{(G)_{\max}}$, $(G)_{\max} = 400$ кг);
- 6) влияние гравитации на результаты испытаний на Земле ($\mu_g = 1$ – влияние не существенное, $\mu_g = 0,75$ – влияние слабое, $\mu_g = 0,5$ – влияние достаточно существенное, $\mu_g = 0$ – влияние существенное);
- 7) надежность ($\mu_H = \frac{1}{0,099} H - \frac{0,9}{0,099}$).

Нормализованные коэффициенты относительной важности («веса») w_{TCS} , для показателей эффективности определены с использованием методики Т. Саати [2] и равны: $\mathbf{w}_{TCS} = (0,064 \ 0,054 \ 0,095 \ 0,209 \ 0,184 \ 0,037 \ 0,357)$. То есть, наибольший приоритет имеют: длина радиатора-излучателя – 0,209, вес – 0,184, надежность – 0,357.



а – однофазная и двухфазная система с параллельным соединением панелей и радиаторов-излучателей; б – двухфазная система с параллельным соединением панелей и радиаторов-излучателей и выделением секции радиатора-излучателя для приборов ЕРС

Рис. 4. Альтернативные схемы системы терморегулирования

При структурно-параметрической оптимизации рассматриваем следующие варианты системы: однофазная и двухфазная СТР с параллельным соединением панелей и РТО (рис. 4а), двухфазная СТР с параллельным соединением панелей и РТО и выделением в каждом радиационном теплообменнике секции для отвода теплоты только от приборов ЕРС (рис. 4б). Во всех вариантах теплоноситель – аммиак.

В первых двух схемах теплоноситель прокачивается насосом через внутренние панели, соединенные параллельно. Затем на выходе из панелей поток объединяется и направляется в радиационные теплообменники, которые также соединены параллельно. После РТО поток направляется на вход в насос. В третьей схеме (рис. 4б) в составе РТО отдельно выделены секции для термостатирования приборов зоны ЕРС жидким теплоносителем. На выходе из зоны ЕРС поток разделяется: одна часть поступает в секцию ЕРС радиационного теплообменника, другая – к приборам ТWT и ОМУХ. Теплоноситель, проходя через зоны ТWT и ОМУХ, отбирает теплоту от приборов, установленных в этих зонах и испаряется. На выходе из обеих приборных панелей двухфазный поток смешивается и поступает в секции РТО, предназначенные для отвода теплоты только от приборов зон ТWT и ОМУХ. После смешения жидкость поступает на вход в насос. Благодаря секции термостатирования приборов ЕРС температуру насыщения удалось поднять, без снижения паросодержания на выходе из приборных панелей. В зоне ЕРС теплоноситель не нагревался выше 36 °С (находился в однофазном состоянии). Однако, так как в зону приборов ТWT и ОМУХ подавался не весь аммиак, а только его часть, паросодержание на выходе из приборных панелей удалось поднять до 0,8. При этом температура насыщения поддерживалась на уровне 56 °С. В результате более высокой температуры насыщения, более равномерного профиля температуры РТО, площадь, вес РТО и термическое сопротивление системы должны уменьшиться, теплотранспортная способность возрасти в сравнении с вариантом системы, представленной на рис. 4а. При структурно-параметрической

оптимизации, наряду с различными схемами циркуляции теплоносителя также рассматривалось два типа РТО – со встроенным трубопроводом и на тепловых трубах (ТТ).

Радиационный теплообменник на тепловых трубах имеет больший вес по сравнению с радиатором-излучателем со встроенным трубопроводом, однако он более надежен. Причина в том, что в случае пробоя метеоритом встроенного трубопровода система выйдет из строя из-за потери теплоносителя, в то время как пробой одной или даже нескольких тепловых труб не приведет к потере теплоносителя в контуре циркуляции системы. Надежность многосекционного радиационного теплообменника определяется по формуле [5]

$$P_r = \sum_{a=z_0}^z \frac{z!}{a!(z-a)!} (1-P)^{z-a} P^a,$$

где P – надежность секции радиатора-излучателя; z – общее число секций радиатора-излучателя; z_0 – число секций, не пробитых за ресурс.

Для РТО со встроенным трубопроводом $z=1$ и $z_0=1$. Количество тепловых труб (секций) в РТО равно порядка 20. Теплотранспортная способность тепловых труб выбрана такой, что даже в случае выхода из строя в результате пробоя 5 тепловых труб, радиатор-излучатель останется работоспособным. То есть, $z=20$ и $z_0=15$. Поэтому, если принять, что надежность или встроенного трубопровода или тепловой трубы одинакова и равна 0,99, то надежность радиатора-излучателя будет: для случая встроенного трубопровода – 0,99, для РТО на тепловых трубах – 0,999.

Таким образом, рассматривается 6-ть альтернативных вариантов системы:

- вариант 1 – однофазная СТР (рис. 4а) с РТО со встроенным трубопроводом;
- вариант 2 – однофазная СТР (рис. 4а) с РТО на тепловых трубах;
- вариант 3 – двухфазная СТР (рис. 4а) с РТО со встроенным трубопроводом;
- вариант 4 – двухфазная СТР (рис. 4а) с РТО на тепловых трубах;
- вариант 5 – двухфазная СТР (рис. 4б) с РТО со встроенным трубопроводом;
- вариант 6 – двухфазная СТР (рис. 4б) с РТО на тепловых трубах.

Результаты вычислений интегральных частных показателей эффективности для каждого альтернативного варианта системы представлены в табл. 1. Функции желательности для каждого показателя эффективности и каждой альтернативы с учетом «веса» показателей приведены в табл. 2. Как следует из представленных результатов, функции желательности частных показателей эффективности не пересекаются. Поэтому глобальный показатель эффективности построен на базе аддитивного подхода, то есть $\mu_D(x) = \sum_{i=1}^n \alpha_i(x) \mu_i(x)$ и представлен в последней колонке табл. 2.

Таблица 1

Интегральные частные показатели эффективности для 6-ти вариантов системы

Вариант	G , кг	L_r , м	E , Вт	H	ΔT , К	$\Delta T/Q$, К/кВт	LQ/DT , м·кВт/К
1	301,0	4,3	388,0	0,990	27,7	2,1	23,5
2	388,0	4,9	231,0	0,999	27,7	2,1	23,5
3	244,6	3,8	28,9	0,990	40,1	3,1	16,2
4	312,5	3,9	23,2	0,999	40,1	3,1	16,2
5	250,5	3,7	82,6	0,990	19,5	1,5	33,3
6	318,3	3,8	66,4	0,999	19,5	1,5	33,3

Таблица 2

Функции желательности для частных показателей эффективности с учетом «веса» каждого показателя и глобальный показатель эффективности для 6-ти вариантов системы

Вариант	μ_G	μ_{Lr}	μ_E	μ_H	$\mu_{\Delta T/Q}$	$\mu_{LQ/\Delta T}$	μ_D
1	0,0450	0,0290	0,058	0,18	0,037	0,026	0,41
2	0,0055	0,0042	0,073	0,36	0,037	0,026	0,54
3	0,0710	0,0520	0,093	0,18	0,025	0,018	0,47
4	0,0400	0,0470	0,093	0,36	0,025	0,018	0,61
5	0,0690	0,0550	0,087	0,18	0,045	0,036	0,50
6	0,0380	0,0500	0,089	0,36	0,045	0,036	0,64

В результате анализа определено, что решение *D* соответствует максимуму функции желательности, то есть системе на базе двухфазного контура теплопереноса с РТО на тепловых трубах и выделением в каждом радиационном теплообменнике секции для отвода теплоты от приборов ЕРС (вариант б). Несмотря на то, что этот вариант проигрывает некоторым другим вариантам по массе, длине радиационного теплообменника, по другим показателям (надежность, термическое сопротивление, теплотранспортная способность) он имеет существенное преимущество, что и обусловило его выбор.

Таким образом, в результате применения теории нечетких множеств был сформирован глобальный показатель эффективности, учитывающий все частные показатели, имеющие различную природу. С использованием глобального показателя эффективности была выполнена структурно-параметрическая оптимизация двухфазной системы терморегулирования перспективного телекоммуникационного спутника. Предложенный глобальный показатель эффективности позволил разработать структурную схему системы, определить характеристики элементов системы, которые в максимальной степени удовлетворяют всем выдвинутым выше частным показателям эффективности.

Список литературы: 1. Zadeh L.A. Fuzzy sets // Information and Control. – 1965. – Vol. 8. – P. 338-358.
 2. Севастьянов П.В. Многокритериальная идентификация и оптимизация технологических процессов / П.В. Севастьянов, Н.В. Туманов. – Мн.: Навука і тэхніка, 1990. – 224 с. – Библиогр. с.: 215-223.
 3. Никонов А.А. Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов / А.А. Никонов, Г.А. Горбенко, В.Н. Блинков. – М.: Машиностроение, 1991. – 302 с. – Библиогр. с.: 286-295. 4. Фаворский О.Н. Вопросы теплообмена в космосе / О.Н. Фаворский, Я.С. Каданер. – М.: Высшая школа, 1967. – 248 с. – Библиогр. с.: 243-246.

© Гакал П.Г., 2010

Поступила в редколлегию 15.02.10

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT**National technical university «Kharkiv polytechnical institute» – 125 years anniversary****Levchenko Ye.V., Shvetsov V.L., Kozheshkurt I.I., Lobko A.N.**OJSC «TURBOATOM» EXPERIENCE OF DESIGNING AND MODERNIZATION OF
TURBINES FOR NPPs 5**Rusanov A.V., Levchenko Ye.V., Shvetsov V.L., Kosyanova A.I.**THE INCREASE OF THE WORK EFFICIENCY OF THE SECOND STAGE OF THE HIGH-PRESSURE
CYLINDER OF TURBINE K-325-23,5 AT THE UNSETTLED ANGLES OF THE ACCUMULATION12**Chernousenko O.Yu., Bovsunovsky A.P., Shtefan E.V., Gudov R.I.**SETTLEMENT AND AN EXPERIMENTAL RESEARCH OF MULTI CYCLIC WEARINESS ROTOR OF
STEAM TURBINE BY CAPACITY 200 MWT FROM TORSION FLUCTUATIONS19**Sukhinin V.P., Fursova T.N.**THE IS INTENSE-DEFORMED CONDITION OF TAIL CONNECTIONS STRONGLY LOADED OF
SHOVELS OF STEAM TURBINES25**Shubenko A.L., Lykhvar M.V., Senetsky A.V.**POSSIBILITIES OF INCREASE OF EFFICIENCY OF SMALL STEAM-TURBINES HEC AT THE
EXPENSE OF THEIR EXPANSION BY GAS-TURBINES BUILDINGS ON30**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»37**Serbin S.I., Kirchuk E.Yu.**

DEVELOPMENT AND INVESTIGATION OF PLASMA-FUEL NOZZLE CHARACTERISTICS43

Mamontov N.I., Kobtsev O.M., Voyevodin Y.T., Pugachova T.N.OPTIMIZATION OF DARNITSKAJA HPP EXTRACTION DIAGRAM AND SELECTION OF THE NEW
TURBINE EQUIPMENT FOR THE HPP EXPANSION50**Subotovich V.P., Temchenko S.A.**

INVERSE PROBLEM FOR THE AXIAL RING DUCT56

Bystritskiy L.N., Goloshchapov V.N., Kasilov V.I., Kozlov A.Yu.THE OPERATION OF TURBINE STAGE WITH THE SMALL D_{mid}/l ON THE ENERGY CONSUMPTION
MODE61**Litvinenko O.A., Baryshnikova O.M.**RESEARCH OF HYDRODYNAMICS AND HEAT EXCHANGE IN THE EVAPORATIONS SYSTEM OF
THE BOILER66**Fatieieva N.M., Fatyeyev O.M.**ABOUT DISTRIBUTING OF THE RATIONED RELIABILITY INDEXES IN SYSTEMS OF
HYDROPNEUMOUNITS ON THE STAGE OF THEIR SYNTHESIS69

Shokotov M., Yantovski E.	
THE EMISSIONLESS GAS TURBINE UNIT AND ITS EFFICIENCY	75
Gerodes G., Brailko S.	
THE EXPERIENCE OF GERMANY IN USAGE OF ENERGY-EFFICIENT AND RENEWABLE ENERGY TECHNOLOGIES	82
Ivanchenko L.N.	
CALCULATION OF A BOUNDARY LAYER ON A BLADE OF A GAS TURBINE USING THE TURBULENCE MODELS, WHICH TAKES INTO ACCOUNT OF THE FREE-STREAM TURBULENCE LEVEL.....	85
Pustovalov V.N., Zagoruiko G.E., Naumenko S.P.	
HEAT TRANSFER IN WIDE NEAR DISK CAVITIES OF GAS TURBINES	88
Tarasov A.I., Tran Cong Sang	
HYDRAULIC NETWORKS MODELING WITH COMPRESSIBILITY HEAT CARRIER	92
Bratuta E.G., Ganzha A.N., Marchenko N.A.	
PROCEDURE ANALYSIS OF HEAT-AIR CURTAIN WITH OPERATION TAKING INTO ACCOUNT HEATER UNIT.....	102
Shevchenko V.V., Minko A.N.	
COMPARATIVE ESTIMATION MASSOGABARITNYH PARAMETER TURBO-ALTERNATOR WITH AIR And HYDROGEN SYSTEM	108
Lysenko N., Klochikhin V., Tyomkin D.	
INFLUENCE OF INOCULATION WITH TITANIUM CARBONITRIDE ON THE STRUCTURE AND PROPERTIES OF HEAT-RESISTANT LOW CARBON ALLOY ЖСЗДК-ВИ.....	113
Veselovskiy V.B., Bosenko T.M.	
ABOUT HIGH-SPEED IMPACT ON THE MATERIALS DURING THE INVESTIGATION OF RELAXATION PROCESSES WITH TAKING INTO ACCOUNT THE THERMAL MEMORY	121
Gakal P.G.	
SPACECRAFT THERMAL CONTROL SYSTEM OPTIMISATION WITH FUZZY SETS USING	130

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»

№ 3, 2010 р.

Науковий редактор А.В. Бойко
Технічний редактор С.П. Науменко

Відповідальний за випуск
В.М. Луньова

Видання російською мовою

Підписано до друку 19.03.2010 р. Формат 60x90 ¹/₈. Папір офсетний 70 г/м².
Друк – Minolta. Обл. – вид. арк. 9,9.
Наклад 200. Зам. № 0738/03.10.

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 «Друкарня Мадрид»
61024, м. Харків, вул. Ольмінського, б. 8
т. (057) 717-41-79
