

5'2011



Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование

ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА «ХПИ»**

Сборник научных трудов

Тематический выпуск

«Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»

5'2011

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. Елифанов, канд. 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, канд. 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. Братута, 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 2011

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – № 5. – 138 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 № 3 від 04.03.2011 р.

СОДЕРЖАНИЕ

Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование

Бойко А.В., Усатый А.П.

КОМБИНАТОРНЫЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩИМИ
КЛАПАНАМИ СИСТЕМЫ СОПЛОВОГО ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ..... 5

Гнесин В.И., Колодяжная Л.В.

АЭРОУПРУГОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ В
ПЯТИСТУПЕНЧАТОМ ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ В ТРЕХМЕРНОМ ПОТОКЕ
ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА..... 15

Ершов С.В., Яковлев В.А., Деревянко А.И., Гризун М.Н., Козырец Д.А.

РАЗВИТИЕ КОМПЛЕКСА ПРОГРАММ РАСЧЕТА ТРЕХМЕРНЫХ
ТЕЧЕНИЙ ВЯЗКОГО СЖИМАЕМОГО ГАЗА В ЛОПАТОЧНЫХ
АППАРАТАХ ТУРБОМАШИН 25

Русанов А.В., Пащенко Н.В.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ
ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА IAPWS-95 ПРИ РАСЧЕТАХ ТРЕХМЕРНЫХ ВЯЗКИХ
ТЕЧЕНИЙ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ПАРОВЫХ ТУРБИН..... 33

Юдин А.Ю.

АЛГОРИТМ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ
ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ
ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ 40

Хомылев С.А., Руденко В.Т., Люсина А.В.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ПЕРЕДНЕЙ КРОМКИ
НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ 45

Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В., Баранник В.С.

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ПЛОСКИХ
ТУРБИННЫХ ПРОФИЛЕЙ 51

Лапузин А.В., Субботович В.П., Юдин Ю.А.

ОСОБЕННОСТИ СТРУКТУРЫ ПАРОВОГО ПОТОКА В ПЕРИФЕРИЙНОЙ ЗОНЕ
СОВРЕМЕННОЙ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД 55

Быстрицкий Л.Н., Голощапов В.Н., Касилов В.И., Козлоков А.Ю., Шубенко А.Л.

ПОТРЕБЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ ТУРБИННОЙ СТУПЕНЬЮ ПРИ МАЛОРАСХОДНЫХ
РЕЖИМАХ РАБОТЫ 60

Черноусенко О.Ю., Никуленкова Т.В.

ПРОДЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН 200 МВт
НА БАЗЕ ДИАГРАММЫ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ СТАЛИ С НАРАБОТКОЙ
СВЕРХ ПАРКОВОГО РЕСУРСА..... 64

Сухинин В.П., Канюк Г.И., Пугачева Т.Н., Лавриненко Т.А.

АНАЛИЗ ПРИЧИН ИСЧЕРПАНИЯ РЕСУРСА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ..... 71

Панов В.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ
ТУРБОУСТАНОВКИ ПРИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА МИНИМАЛЬНОГО
ПРОПУСКА ПАРА В КОНДЕНСАТОР С ПОМОЩЬЮ
ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА 76

Бабак Н.Ю.

ОПЫТ РАБОТ ПО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЮ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАРОВЫХ
ТУРБИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ 83

Бондаренко Г.А., Юрко И.В.

СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО И ФИЗИЧЕСКОГО
ИССЛЕДОВАНИЯ ВХОДНОГО РЕГУЛИРУЮЩЕГО АППАРАТА
ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА..... 90

Сербин С.И., Мостипаненко А.Б.

РАЗРАБОТКА КОНВЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ
ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ 25 МВт 95

Герасименко В.П., Дехгани М., Каемиан С.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГТД 101

Шевелев А.А., Тарасенко А.Н., Барвинок В.С.

ПЕРЕХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХХОДОВОГО ТРУБЧАТОГО
ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА..... 105

Кошельник В.М., Фокин В.С., Кошельник А.В., Збараз Л.И.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПЛАСТИНЧАТОМ ИСПАРИТЕЛЕ..... 109

Пересёлков А.Р.

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧЕ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ВОДЫ
НА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ 118

Веселовский В.Б., Малая Ю.А., Губин А.И., Ляшенко В.И.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ
ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ УПРОЧНЕНИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ..... 121

Фатеева Н.Н.

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕЗОТКАЗНОСТИ
В СИСТЕМАХ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ЭТАПЕ ИХ СИНТЕЗА 129

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

КОМБИНАТОРНЫЙ АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩИМИ КЛАПАНАМИ СИСТЕМЫ СОПЛОВОГО ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

У статті розглянута модель розрахунку соплового паророзподілу із заданою витратою робочого тіла, у якій задача позиціонування запірних елементів регулювальних клапанів вирішується за допомогою комбінаторного алгоритму. При цьому навантаження між сегментами регулюючого ступеня розподіляється таким чином, що для кожної заданої витрати пари досягається близька до максимально можливої потужність регулюючого ступеня. Модель включена в інтегрований інформаційний простір САПР «Турбоагрегат» і призначена для розв'язання задач оптимального синтезу й аналізу конструкцій осевих турбін, у тому числі й з урахуванням режимів їхньої експлуатації.

In the given paper model of computation of nozzle steam allocation with the given flow of a working body is considered, in which the task of position of shutoff elements of regulated valves is decided with the support of combinatorial algorithm. Thus loading between the segments of a regulating stage distributes in such a manner that for each given steam flow close to maximum possible capacity of a regulating stage is reached. The model is included in the integrated information space CAD «Turboagregat» that is designed for solving the tasks of optimum synthesis and analysis of construction of axial turbines, taking into account the modes of their operation.

Постановка и актуальность проблемы.

Вопросам, связанным с проектированием оптимальных конструкций проточных частей мощных паровых турбин посвящено достаточно много работ. Среди них наиболее важными и актуальными, на сегодняшний день, представляются работы, посвященные проблемам получения решений, способных обеспечить высокоэффективную работу осевых турбин на потенциально возможном множестве эксплуатационных нагрузок [1, 2].

Безусловно, невозможно адекватно учитывать влияние переменности режимных параметров на эффективность работы осевых турбин без использования моделей расчета систем парораспределения. Принимая во внимание, что в большинстве конструкций мощных паровых турбин управление режимами работы осуществляется с помощью систем соплового парораспределения, вопросы, связанные с моделированием их работы, представляются на сегодня достаточно важными. Особую актуальность они получили благодаря принципиальной возможности современных систем управления осуществлять независимое позиционирование регулирующих клапанов [3]. Применение таких систем управления позволяет перейти к новому классу задач оптимального проектирования, решение которых обеспечит учет взаимного влияния параметров соплового парораспределения и остальной проточной части на экономичность осевой турбины.

Таким образом, решение вопросов, связанных с разработкой моделей и алгоритмов расчета систем соплового парораспределения, является весьма важной и актуальной задачей.

Цель исследования.

Известно, что при оптимальном проектировании системы соплового парораспределения, особенно с учетом переменности эксплуатационных нагрузок, среди прочих оптимизируемых параметров немаловажную роль играют и

геометрические параметры регулирующих клапанов, в том числе и величины подъема их запорных элементов.

Целью настоящего исследования и является разработка модели расчета системы соплового парораспределения, способной эффективно определять положения запорных элементов клапанов, при которых будут обеспечиваться наилучшие показатели работы регулировочной ступени для любого заданного расхода пара.

Основное содержание.

Решение поставленной задачи может быть получено с использованием известной модели [4], в которой для обеспечения прохождения заданного расхода пара положения запорных элементов клапанов находятся посредством применения соответствующих оптимизационных алгоритмов. Учитывая, что для оптимального проектирования системы соплового парораспределения совместно с проточной частью осевой турбины понадобится многократное использование таких алгоритмов, общая задача оптимизации потребует существенных временных ресурсов. Предлагаемая в статье модель расчета системы соплового парораспределения обеспечивает необходимое для пропускания заданного расхода пара позиционирование регулирующих клапанов без использования оптимизационных алгоритмов. Причем, получаемые в этом случае комбинации положений запорных элементов обеспечивают работу регулировочной ступени с близкой к максимально возможной вырабатываемой мощности для любого заданного расхода пара. По сути, разработанная модель является неким более эффективным эквивалентом, с точки зрения потребления временных ресурсов, модели, построенной на решении оптимизационной задачи [4] с критерием качества – мощность регулировочной ступени.

Предварительные расчетные исследования, связанные с оптимизацией параметров системы соплового парораспределения, проведенные с различными критериями качества, показали высокую корреляцию результатов, получаемых соответственно для критериев качества – мощность турбины и мощность регулировочной ступени.

В свете вышеизложенного, применение рассматриваемой модели для выбора и расчета положения работающих регулирующих клапанов системы соплового парораспределения в задачах оптимального проектирования осевых турбин с учетом переменности эксплуатационных нагрузок выглядит вполне оправданным и перспективным.

Наиболее важной частью разработанной модели является комбинаторный алгоритм, который позволяет определять необходимые для работы комбинации сегментов регулировочной ступени, а также величины подъема запорных элементов соответствующих регулирующих клапанов.

Известно, что на промежуточных режимах эксплуатации мощность регулировочной ступени, в основном, определяется величиной ее располагаемого теплоперепада. КПД регулировочной ступени в этих случаях играет менее важную роль. В свою очередь величина располагаемого теплоперепада регулировочной ступени существенным образом (при прочих равных условиях) связана со срабатываемым перепадом на регулирующих клапанах. Последний напрямую зависит от суммарной площади работающих сегментов. Так, при уменьшении суммарной площади работающих сегментов, сохранение заданного расхода пара может быть обеспечено только увеличением располагаемого теплоперепада регулировочной ступени.

Отмеченный факт очевиден и вытекает из зависимости для расхода пара через сопловой сегмент, например [5]

$$G_{cc} = A \cdot \mu_{cc} \cdot F_{cc} \cdot \sqrt{h_{0cc}} / V_{cc}, \quad (1)$$

где G_{cc} – расход пара через сегмент; A – константа; μ_{cc} – коэффициент расхода; F_{cc} – проходная площадь сегмента; h_{0cc} – располагаемый теплоперепад сегмента; V_{cc} – удельный объем пара в конце адиабатического расширения, соответствующий перепаду h_{0cc} .

Учитывая выше изложенное, постановка рассматриваемой задачи может быть сформулирована следующим образом: среди всевозможных сочетаний сегментов, способных совместно пропускать заданный расход пара, найти такую комбинацию сегментов, у которой будет наименьшая суммарная площадь при минимальных потерях на дросселирование. По своей сути данная задача близка задаче, связанной с минимизацией потерь от дросселирования пара, что эквивалентно работе регулировочной ступени с максимально возможными подъемами запорных элементов регулирующих клапанов. Для ее решения воспользуемся комбинаторным алгоритмом формирования массива суммарных площадей различных комбинаций сегментов регулировочной ступени. Так, например, для регулировочной ступени с четырьмя сегментами в соответствующий массив F будут внесены площади следующих комбинаций сегментов:

- Площади отдельных сегментов с номерами 1, 2, 3, 4.
- Суммарные площади оригинальных парных комбинаций сегментов с номерами 1-2, 1-3, 1-4, 2-3, 2-4, 3-4.
- Суммарные площади оригинальных комбинаций по три сегмента соответственно 1-2-3, 1-2-4, 1-3-4, 2-3-4.
- Площадь всех сегментов 1-2-3-4.

Отсортировав элементы массива F по возрастанию, получим упорядоченную последовательность из двенадцати оригинальных комбинаций сегментов и связанных с ними регулирующих клапанов.

Оценка пропускной способности рассматриваемых комбинаций работающих сегментов осуществляется с помощью модели совместного расчета соплового парораспределения и проточной части турбины [4].

Блок-схема алгоритма решения комбинаторной задачи приведена на рисунке 1. Модель, основанная на предложенном комбинаторном алгоритме управления регулируемыми клапанами, интегрирована в САПР «Турбоагрегат» и использует структурную топологию ее единого информационного пространства [6], обеспечивающую однозначную связь между сегментами регулировочной ступени и подчиненными им регулируемыми клапанами (рис. 2). Это позволило полностью снять вопросы, связанные с идентификацией соответствующих регулирующих клапанов для каждой комбинации работающих сегментов. Отмеченное обстоятельство упрощает алгоритм и обеспечивает более эффективное решение данной задачи.

Как видно из рисунка 1, на первом этапе работы алгоритма осуществляется поиск необходимой комбинации работающих сегментов с одновременной проверкой пропускной способности системы. Для этого для каждой проверяемой комбинации сегментов моделируется полное открытие всех, связанных с ней регулирующих клапанов, и проводится расчет всей системы по варианту модели с заданными

высотами подъемов регулирующих клапанов [4]. Если в результате расчета окажется, что $G_p < G_3$ (G_3 , G_p – заданное и расчетное значения расходов пара соответственно), алгоритм выберет следующую комбинацию работающих сегментов, имеющую большую суммарную площадь, и описанные выше операции повторятся.

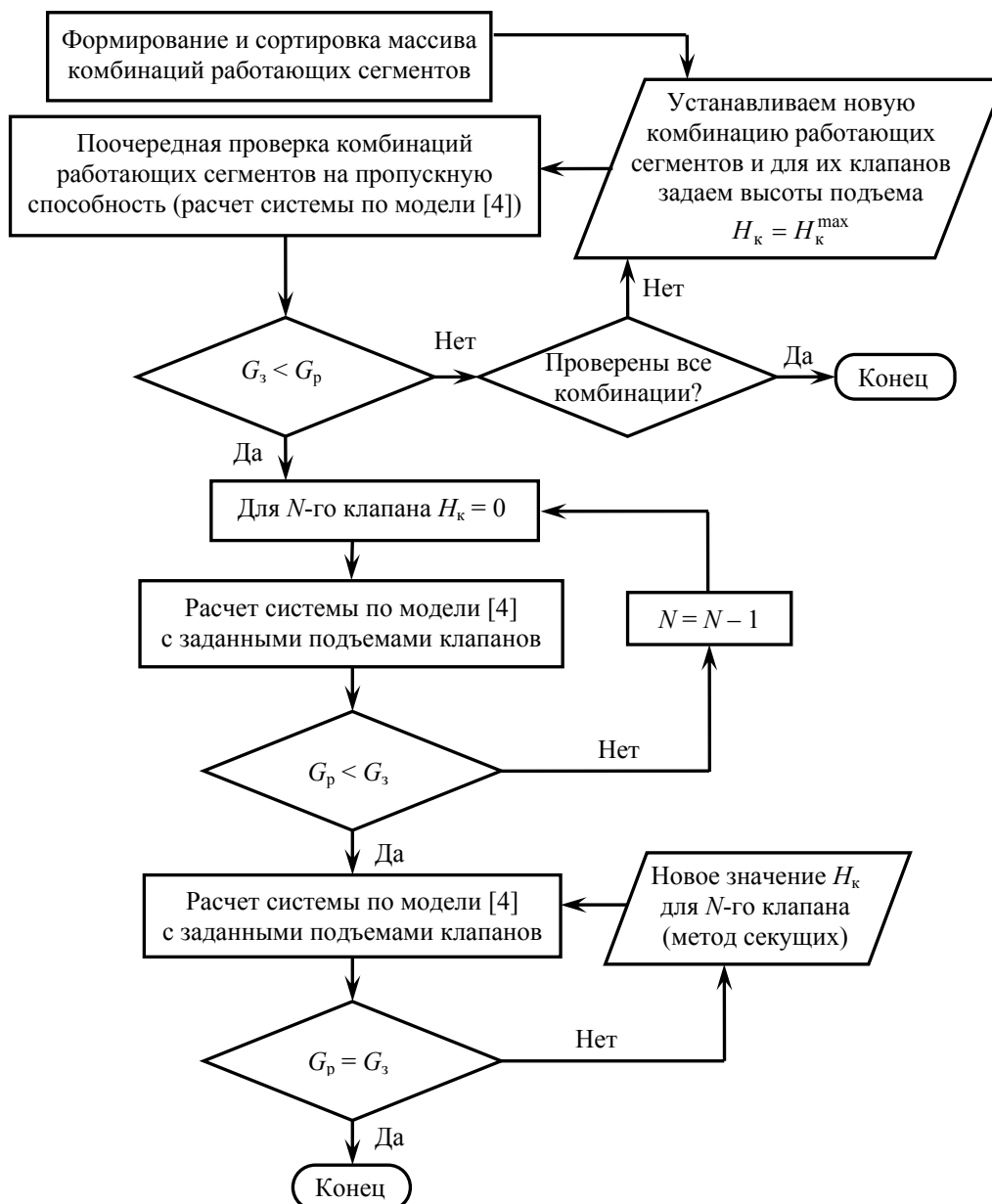


Рис. 1. Блок-схема алгоритма поиска требуемой комбинации работающих сегментов и определения положения активных регулирующих клапанов для заданного расхода пара

В случае, если будут задействованы все сегменты регулировочной ступени и окажется, что $G_p < G_3$, алгоритм завершит свою работу. При этом будет определен расход пара, равный максимальной пропускной способности данной конструкции соплового парораспределения.

После того, как будет определена необходимая комбинация работающих сегментов, алгоритм найдет регулирующий клапан (из числа активных для данной

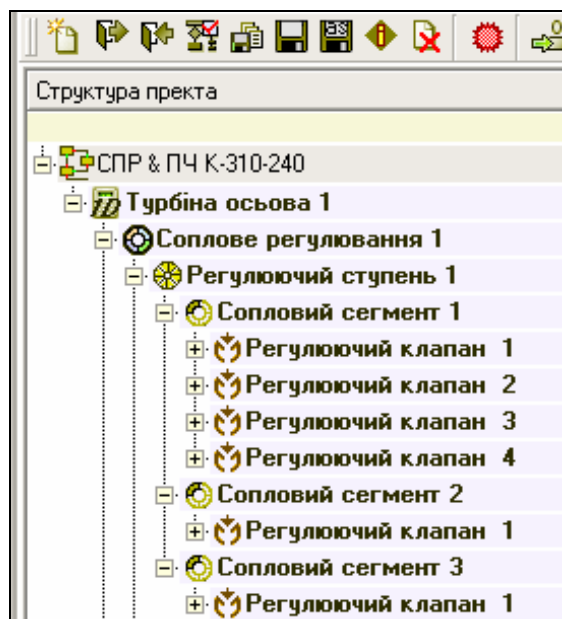


Рис. 2. Структурная топология системы соплового парораспределения

комбинации сопловых сегментов), в зоне работы которого находится заданный расход. Для нахождения такого клапана необходимо выполнение двух условий: $G_3 < G_p$ – при полностью открытом клапане и $G_p < G_3$ – при полностью закрытом клапане. Точное значение высоты подъема найденного клапана, обеспечивающее прохождение требуемого расхода пара, определяется численным решением уравнения $G_3 = G_p = f(H_k)$. Для решения этого уравнения применяется метод секущих. Следует отметить, что при расходах пара не сильно отличающихся от расчетно-номинального значения, предложенная модель находит решения, аналогичные традиционным. В то же время, на пониженных режимах получаемые решения существенно образом отличаются от традиционных, т.к. в работу

включаются совершенно иные сегменты. При этом достигается более высокая мощность регулировочной ступени и всей турбины в целом.

В качестве примера в таблице 1 приведены высоты подъема запорных элементов регулирующих клапанов, полученные с помощью традиционного и комбинаторного моделирования управления их положениями для различных расходов пара.

Рисунки 3–8 показывают отличия основных характеристик турбины и ее регулировочной ступени при традиционном моделировании позиционирования регулирующих клапанов и их позиционирования, определяемого с помощью решения рассматриваемой комбинаторной задачи.

Моделирование подъема запорных элементов регулирующих клапанов первого сегмента в обоих вариантах осуществлялось попарно, аналогично реальной конструкции системы соплового парораспределения. Все расчеты осуществлялись с неизменными значениями давления и энтальпии торможения перед стопорным клапаном, а также при постоянном значении статического давления за последней ступенью цилиндра низкого давления.

Нумерация кривых на рисунках соответствует правилам моделирования подъема запорных элементов регулирующих клапанов: 1 – комбинаторное позиционирование, 2 – традиционное позиционирование.

Для определения КПД турбины (рис. 4) использовалась следующая зависимость

$$\text{КПД}_T = \frac{N_{PC} + N_{ЦВД} + N_{ЦСД} + N_{ЦНД}}{N_{0PC} + N_{0ЦВД} + N_{0ЦСД} + N_{0ЦНД}} / G, \quad (2)$$

где N_{PC} , $N_{ЦВД}$, $N_{ЦСД}$, $N_{ЦНД}$ – мощности регулировочной ступени (РС), цилиндра высокого давления (ЦВД), цилиндра среднего давления (ЦСД) и сумма мощностей цилиндров низкого давления (ЦНД), соответственно; N_{0PC} , $N_{0ЦВД}$, $N_{0ЦСД}$, $N_{0ЦНД}$ –

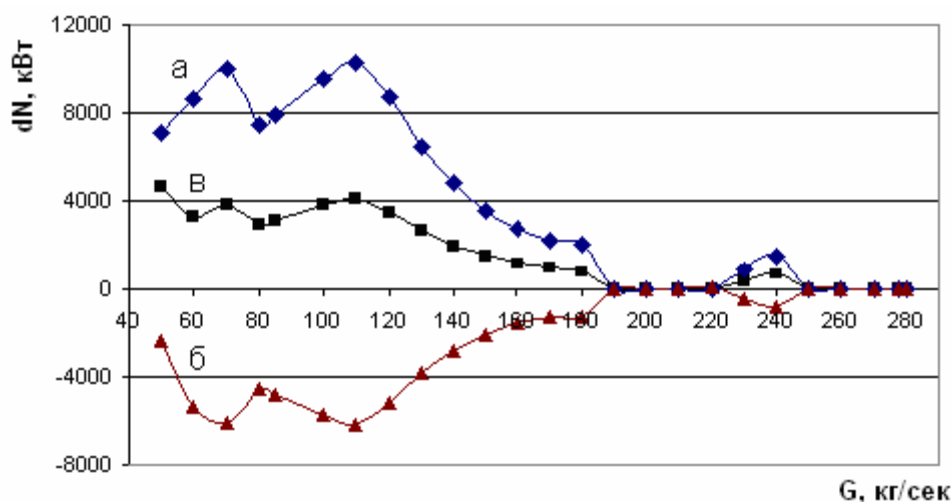
располагаемые теплоперепады, соответственно РС, ЦВД, ЦСД и ЦНД; G – расход пара через регулировочную ступень.

Как видно из рисунков 3, 4 применение комбинаторного алгоритма для определения сочетаний работающих сегментов и соответствующего позиционирования, связанных с ними регулирующих клапанов, позволяет повысить эффективность турбины и получить существенный прирост мощности, особенно на режимах, отличных от расчетно-номинального.

Таблица 1

Высоты подъема запорных элементов регулирующих клапанов системы соплового парораспределения турбины К-310-240 при моделировании традиционного и комбинаторного позиционирования

G , кг/сек	Традиционное позиционирование запорных элементов регулирующих клапанов						Комбинаторное позиционирование запорных элементов регулирующих клапанов					
	Сегм. №1				Сегм. №2	Сегм. №3	Сегм. №1				Сегм. №2	Сегм. №3
	$H_{к1}$, мм	$H_{к2}$, мм	$H_{к3}$, мм	$H_{к4}$, мм	$H_{к1}$, мм	$H_{к1}$, мм	$H_{к1}$, мм	$H_{к2}$, мм	$H_{к3}$, мм	$H_{к4}$, мм	$H_{к1}$, мм	$H_{к1}$, мм
50	5,11	5,11	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	6,42	0,0
70	7,30	7,30	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	9,34	0,0
90	9,71	9,71	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	10,40	0,0
110	11,23	11,23	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,31	0,0
130	13,32	13,32	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	21,85	2,21
150	15,32	15,32	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	21,85	4,82
170	27,01	27,01	0,63	0,63	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	21,85	7,15
190	27,01	27,01	5,77	5,77	0,0	0,0	27,01	27,01	5,77	5,77	0,0	0,0
210	27,01	27,01	29,23	29,23	0,77	0,0	27,01	27,01	29,23	29,23	0,0	0,77
230	27,01	27,01	29,23	29,23	4,32	0,0	27,01	27,01	29,23	29,23	0,0	4,22
250	27,01	27,01	29,23	29,23	8,70	0,0	27,01	27,01	29,23	29,23	0,0	17,06
270	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	2,76	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	2,76
277,8	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	7,49	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	7,49



a – регулировочной ступени; $б$ – части давления ЦВД, ЦСД и ЦНД;
 $в$ – прирост мощности турбины, полученный от применения комбинаторного алгоритма

Рис. 3. Изменение мощности турбины К-310-240

Полученные результаты достаточно хорошо объясняются с помощью рис. 5–8.

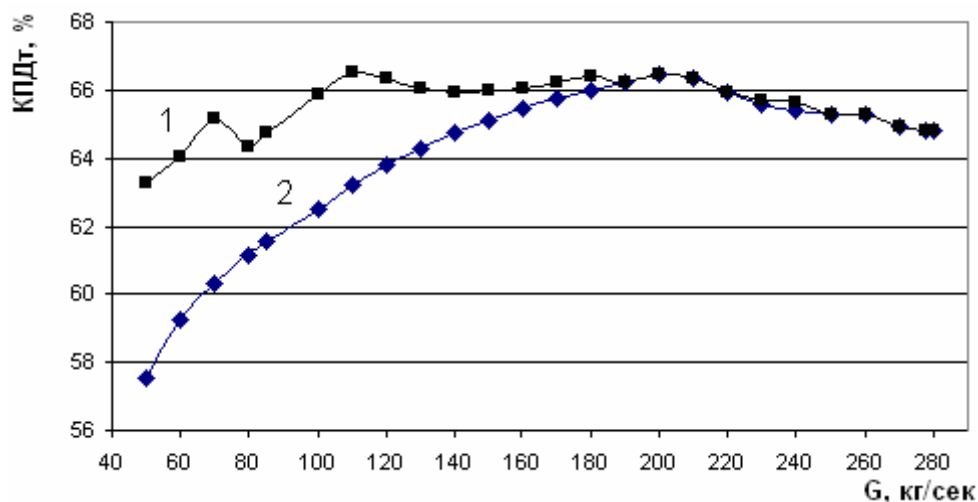


Рис. 4. КПД турбины К-310-240 при различных расходах пара

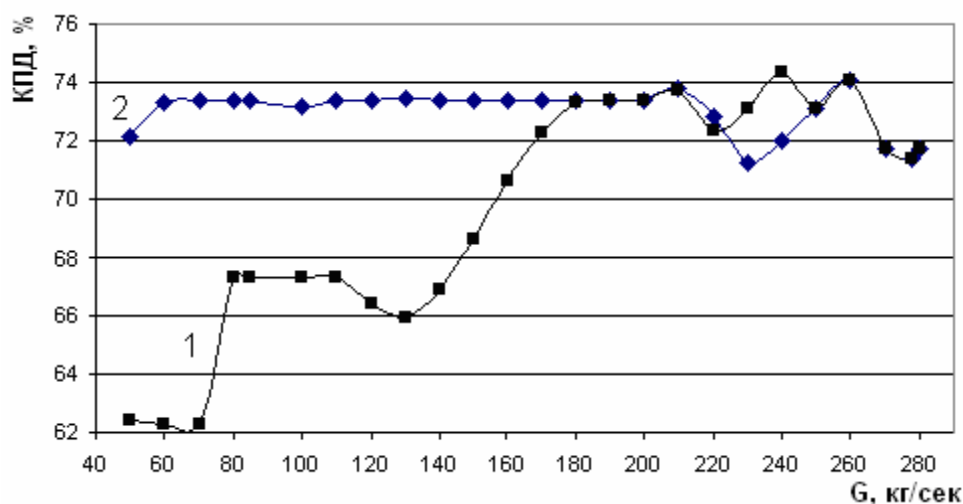


Рис. 5. КПД регулировочной ступени турбины К-310-240 при различных расходах пара

Из рисунка 5 видно, что экономичность регулировочной ступени при традиционном позиционировании запорных элементов регулирующих клапанов, в большей части диапазона изменения расхода превышает экономичность, получаемую при использовании рассмотренного выше комбинаторного определения работающих сегментов и позиционирования, связанных с ними регулирующих клапанов. Однако, благодаря тому, что комбинаторный алгоритм позволяет находить сочетания работающих сегментов с **минимальной суммарной пропускной площадью**, удастся существенным образом **повысить располагаемый теплоперепад регулировочной ступени** (рис. 6) и, **соответственно, повысить ее мощность** (рис. 7) в большей части диапазона изменения расхода. Существенное увеличение мощности регулировочной ступени, безусловно, положительно сказывается на мощности всей турбины и ее экономичности (рис. 3, 4). Кроме того, дополнительно проведенный сравнительный анализ паровых циклов (рис. 8) показал, что использование предложенного комбинаторного алгоритма управления регулируемыми клапанами позволяет не

только увеличивать мощность всей турбины на пониженных режимах, но и приводит к повышению общей экономичности цикла (табл. 2).

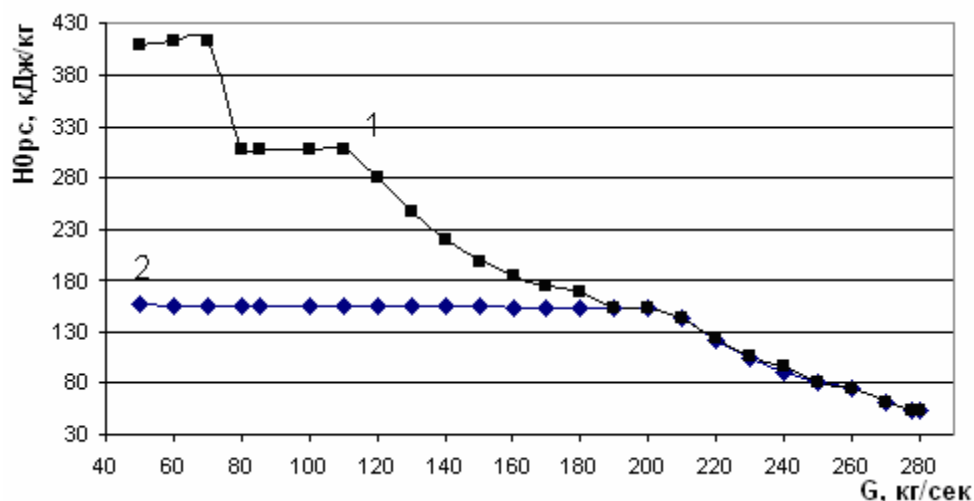


Рис. 6. Располагаемый теплоперепад регулировочной ступени турбины К-310-240 при различных расходах пара

Проведенные расчеты показали, что применение комбинаторного позиционирования запорных элементов регулирующих клапанов в сочетании с современными системами управления их положениями, способными обеспечивать индивидуальное независимое позиционирования каждого клапана, позволит более полно использовать резервы повышения эффективности системы соплового парораспределения и всей турбины в целом.

Полученные результаты также подчеркивают важность и необходимость решения задач оптимального проектирования систем соплового парораспределения с учетом графиков потенциальных режимов работы.

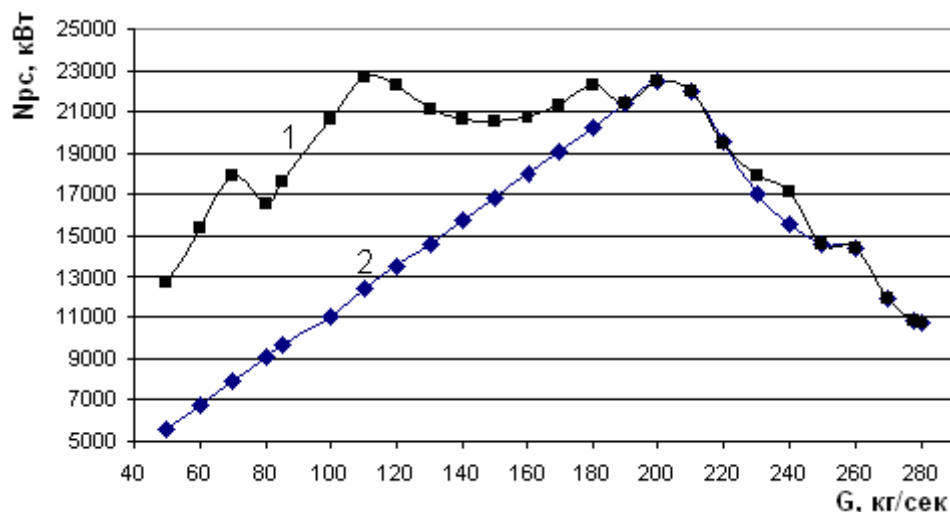


Рис. 7. Мощность регулировочной ступени турбины К-310-240 при различных расходах пара

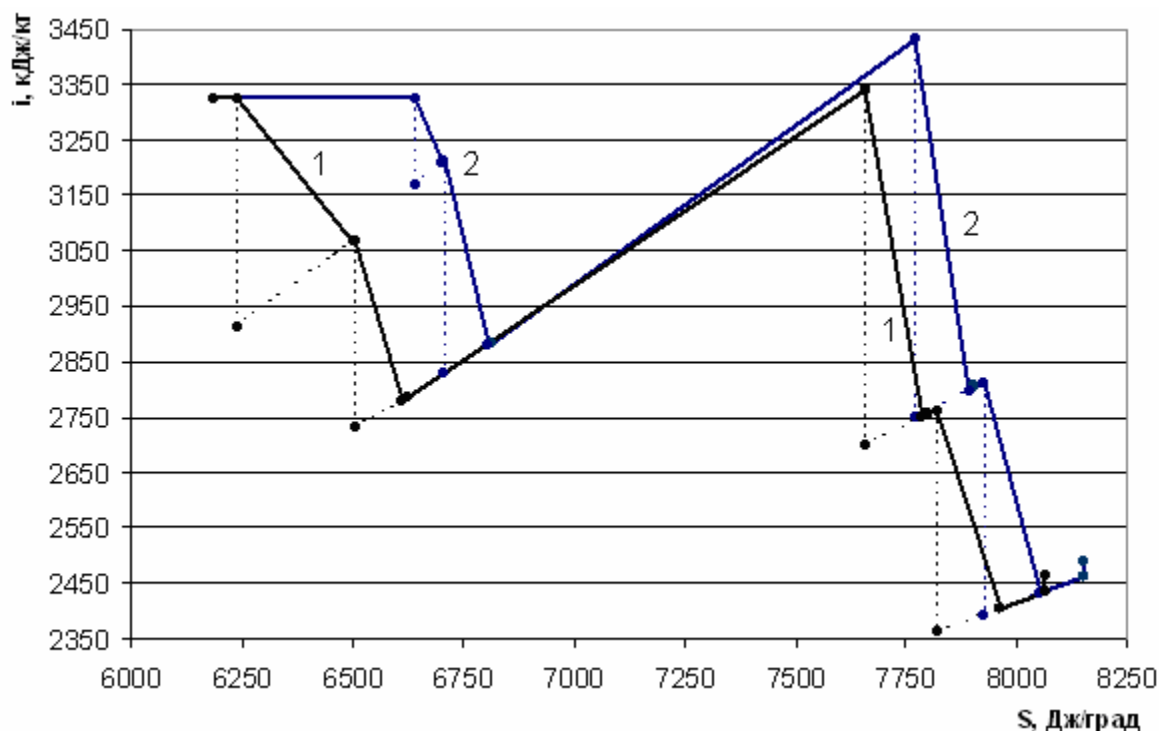


Рис. 8. $I-S$ диаграмма процессов расширения пара в турбине К-310-240 при массовом расходе пара 70 кг/сек

Эффективность паровых циклов турбины К-310-240 при массовом расходе пара 70 кг/сек

Таблица 2

Вариант	η_t , %	η_{oi} , %	η_a , %	l_t , кДж/кг	Q_t , кДж/кг
1	45,799	81,252	37,213	1368,93	2987,80
2	41,848	86,269	36,102	1209,24	2889,63
Отклонение	3,951	-5,017	1,111	159,69	98,17

Здесь η_t , η_{oi} , η_a , l_t , Q_t – термический КПД цикла, внутренний относительный КПД цикла, абсолютный КПД цикла, теоретическая работа цикла и величина подведенного к циклу тепла (за счет сжигания топлива) соответственно.

Как видно из таблицы 2, использование комбинаторного алгоритма управления регулирующими клапанами с одной стороны приводит к повышению η_t , а с другой – ведет к снижению η_{oi} и требует большего подвода тепла Q_t . Вместе с тем, существенное увеличение располагаемого теплоперепада регулировочной ступени (рис. 8) и, как следствие, теоретической работы цикла позволило получить общий положительный результат и повысить абсолютный КПД цикла на 1,111 %.

Следует отметить, что результаты оптимизации, основанные на моделировании влияния на эффективность турбины и парового цикла положений запорных элементов регулирующих клапанов, могут найти свое применение в программно-техническом комплексе электрогидравлической системы регулирования [3] в виде информации об оптимальных положениях клапанов для любого сочетания режимных параметров. К числу этих параметров, в данном случае, можно отнести расход пара, давление в

конденсаторе, величины отбора пара на регенеративный подогрев и теплофикацию и др.

В рамках данной работы не рассматривались вопросы, связанные с оценкой прочности элементов регулировочной ступени, а также вопросы, связанные с изменением абсолютной величины и направления вектора радиальных сил, действующих на ротор. Они, безусловно, должны найти свое решение при реальном проектировании ЦВД и системы соплового парораспределения.

Выводы

1. Разработан комбинаторный алгоритм управления позиционированием запорных элементов регулирующих клапанов и реализована новая постановка задачи расчета системы соплового парораспределения с заданным расходом. Модель расчета, использующая комбинаторный алгоритм, интегрирована в единое информационное пространство САПР «Турбоагрегат».

2. Проведенные расчетные исследования, подтвердили не только правомочность использования комбинаторного алгоритма в задачах оптимального проектирования систем соплового парораспределения, но и необходимость проектирования систем соплового парораспределения с использованием оптимизационных алгоритмов, учитывающих потенциальные режимы работы турбин.

3. Существенное влияние алгоритмов управления регулирующими клапанами на экономичность турбины и парового цикла в целом, подчеркивает необходимость использования данной информации при разработке систем управления режимами работы паровых турбин.

Список литературы: 1. *Boiko A.V.* Optimal design of turbines taking into consideration the mode of operation, Proceedings (2009) / A.V. Boiko, Yu.N. Govorushchenko, A.P. Usaty, and A.S. Rudenko // 8th European Turbomachinery Conference, March 23-27, 2009. – Graz, Austria. – PP. 559-569. 2. *Усатый А.П.* Островная модель генетического алгоритма в задачах оптимизации осевых турбин с учетом переменного режима работы // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – № 3. – С. 56-66. 3. *Субботин В.Г.* Электрогидравлические системы регулирования паровых турбин ОАО «Турбоатом» / В.Г. Субботин, А.С. Бураков, В.Ю. Рохленко, В.Л. Швецов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2009. – № 3. – С. 98-104. 4. *Усатый А.П.* Модели расчета систем соплового парораспределения в задачах многорежимной оптимизации // Энергосбережение энергетика энергоаудит. – Харьков, 2010. – № 4(74). – С. 23-28. 5. *Чупирев Д.А.* Проектирование и тепловые расчеты стационарных паровых турбин. – Киев: МАШГИЗ, 1953. – 258 с. 6. *Бойко А.В.* Программная реализация единого информационного пространства интегрированной системы автоматизированного проектирования «Турбоагрегат» / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Электронное моделирование. – Киев: Институт проблем моделирования в энергетике НАН України, 2009. – № 2, Том 31. – С. 43-55.

© Бойко А.В., Усатый А.П., 2011
Поступила в редколлегию 14.02.11

УДК 621.165

В.И. ГНЕСИН, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, г. Харьков
Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, г. Харьков

АЭРОУПРУГОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ В ПЯТИСТУПЕНЧАТОМ ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ В ТРЕХМЕРНОМ ПОТОКЕ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Подано результати чисельного аналізу аеропружної взаємодії лопатевих вінців п'ятиступінчатого осевого компресора у тривимірному потоці ідеального газу. Показано, що основний внесок в нестационарні навантаження вносять гармоніки з частотами, які дорівнюють добутку частоти обертання на числа лопаток сусідніх вінців, а основний внесок в коливання лопаток вносять автоколивання з частотою близькою до частоти першої власної форми.

The numerical results for aeroelastic interaction of the blade rows of five stage axial compressor in 3D ideal gas flow have been presented. There shown that the principal contribution in unsteady loads is brought by the harmonics with frequencies which are equal to the product of rotation frequency on the stator blades numbers, but principal contribution in blades oscillations is brought by autooscillations with frequency closed to the first natural frequency.

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

В настоящее время развиты подходы в исследовании аэроупругого поведения лопаточного венца турбомшины, основанные на одновременном интегрировании уравнений движения газа и колебаний лопаток [1–5].

Целью настоящей работы является численный анализ аэроупругих колебаний лопаточных венцов осевого компрессора в трехмерном потоке с учетом взаимодействия смежных ступеней.

Трехмерный трансзвуковой поток невязкого нетеплопроводного газа через отсек осевого компрессора рассматривается в физической области, включающей направляющий аппарат С0 и пять ступеней. Меридиональная проекция проточной части показана на рис. 1.

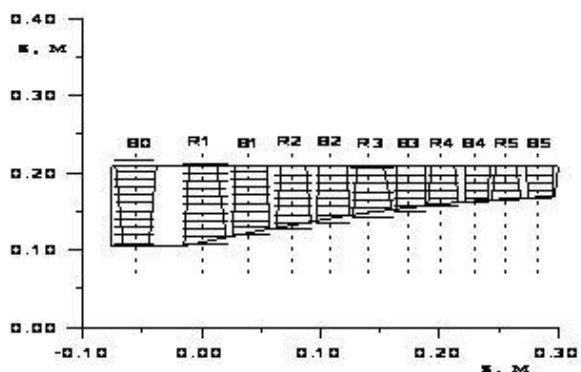


Рис. 1. Меридиональная проекция осевого компрессора

Расчетная область разделяется на 11 подобластей, каждая из которых включает один лопаточный венец, и имеющих общие зоны пересечения в осевых зазорах.

В каждый момент времени структура потока характеризуется периодичностью на минимальном угловом шаге

$$T_{\min} = \frac{2\pi (k_{C0} + k_{P1} + k_{C1} + k_{P2} + k_{C2} + k_{P3} + k_{C3} + k_{P4} + k_{C4} + k_{P5} + k_{C5})}{(z_{C0} + z_{P1} + z_{C1} + z_{P2} + z_{C2} + z_{P3} + z_{C3} + z_{P4} + z_{C4} + z_{P5} + z_{C5})},$$

где z_{C0} , z_{Pi} , z_{Ci} – числа лопаток статорных и роторных венцов ($i = 1-5$), k_{C0} , k_{Pi} , k_{Ci} – взаимно простые числа пропорциональные числам лопаток. В каждой из подобластей геометрические и аэродинамические характеристики лопаточных венцов описываются в относительной или абсолютной системах координат, жестко связанных с вращающимся или неподвижным лопаточным венцом соответственно. В этом случае расчетная область содержит $k_{C0} + k_{P1} + k_{C1} + k_{P2} + k_{C2} + k_{P3} + k_{C3} + k_{P4} + k_{C4} + k_{P5} + k_{C5}$ – сегментов, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении равную шагу соответствующего лопаточного венца. Каждый из сегментов расчетной области дискретизируется с использованием гибридной $H-H$ разностной сетки. Разностные сетки в тангенциальной плоскости для периферийных сечений ротора и статора 1-ой ступени показаны на рис. 2. Следует отметить, что H -сетка для статорных сегментов и внешняя H -сетка для роторных сегментов остаются недеформируемыми в течение всего расчета, в то время как внутренняя H -сетка для роторных сегментов деформируется на каждой итерации в соответствии с колебаниями лопатки.

Трехмерный трансзвуковой поток идеального газа описывается в относительной декартовой системе координат полной нестационарной системой уравнений Эйлера, представленной в интегральной форме законов сохранения массы, импульса и энергии [4]. Принимая, что нестационарные возмущения вызваны вращением ротора в неравномерном потоке, а поток на входе и выходе расчетной области содержит лишь малые отклонения, постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик.

Дискретная форма уравнений Эйлера получена для произвольной пространственной деформируемой сетки с использованием разностной схемы Годунова-Колгана со 2-м порядком аппроксимации по координатам и времени [4].

Динамическая модель колеблющейся лопатки с использованием модального подхода приведена к системе обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [4]. Перемещения и скорость лопатки, полученные из решения динамической задачи, на каждой итерации используются в качестве граничных условий в аэродинамической задаче.

Численное исследование выполнено для осевого компрессора, включающего направляющий аппарат и пять ступеней при номинальном режиме работы:

- число оборотов ротора $n = 15360$ об/мин;
- полное давление в абсолютной системе координат на входе в компрессор $p_0 = 101000$ Па;
- полная температура в абсолютной системе координат на входе $T_0 = 288$ °К;
- углы потока на входе в радиальном и окружном направлениях заданы;
- статическое давление на выходе за 5-ым статором $p_2 = 260000$ Па.

Числа лопаток статорных и роторных венцов: $z_{C0} = 42$, $z_{P1} = 28$, $z_{C1} = 35$, $z_{P2} = 42$, $z_{C2} = 42$, $z_{P3} = 42$, $z_{C3} = 56$, $z_{P4} = 42$, $z_{C4} = 56$, $z_{P5} = 56$, $z_{C5} = 56$. Таким образом, разностная сетка содержит $k_{C0} + k_{P1} + k_{C1} + k_{P2} + k_{C2} + k_{P3} + k_{C3} + k_{P4} + k_{C4} + k_{P5} + k_{C5} = 6 + 4 + 5 + 6 + 6 + 6 + 8 + 6 + 8 + 8 + 8 = 71$ сегмент, а угловая протяженность зоны периодичности (расчетной области) равна $T = 2\pi/7$.

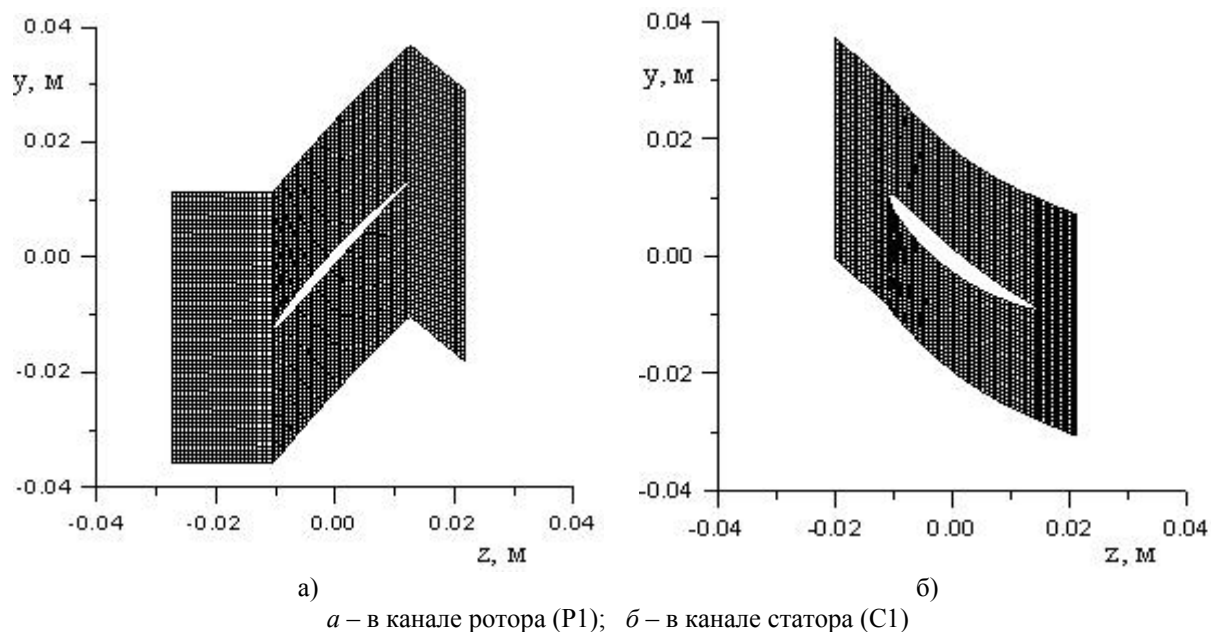


Рис. 2. Разностная сетка

Колебания рабочих лопаток определялись с учетом первых пяти собственных форм, собственные частоты которых приведены в таблице.

Таблица

Собственные частоты

Номер моды	1	2	3	4	5
ν , Гц ротор 1	540	1620	2160	3240	4320
ν , Гц ротор 2	670	2010	2680	4020	6030
ν , Гц ротор 3	1200	3600	4800	7200	8400
ν , Гц ротор 4	1150	3450	4600	8050	9200
ν , Гц ротор 5	1380	4140	5520	9660	11040

На первом этапе выполнен расчет 3-х мерного нестационарного потока через компрессор без учета колебаний лопаток в течение одного оборота ротора, на втором этапе – с учетом колебаний лопаток под действием мгновенных аэродинамических нагрузок в течение восьми оборотов ротора.

На рис. 3 представлены графики осредненных по времени распределений статического давления по радиусу в осевых зазорах за роторными венцами (штриховые линии) и за статорными венцами (сплошные линии).

Ниже представлены результаты численного исследования нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на рабочие лопатки, и колебаний лопаток для режима, характеризующегося массовым расходом 20,1 кг/сек и степенью повышения давления $\pi_k = 2,2$.

Анализ нестационарных характеристик проведен с использованием разложения в ряды Фурье

$$F(t) = F_0 + \sum_{i=1}^{\infty} F_{1i} \cdot \cos(2\pi \nu_i t) + F_{2i} \sin(2\pi \nu_i t),$$

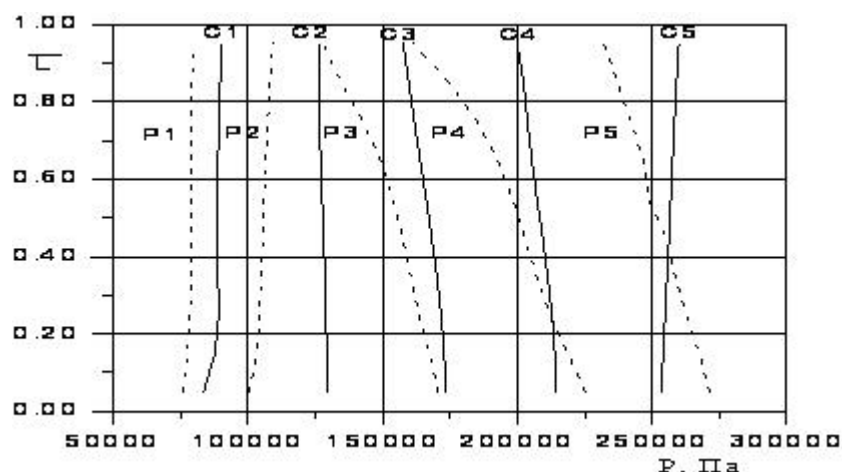


Рис. 3. Распределение статического давления по радиусу в осевых зазорах за роторными и статорными венцами

где $F(t)$ – физическая нестационарная характеристика; F_0 – среднее значение; F_{li} и F_{2i} – коэффициенты Фурье; i – номер гармоники; ν – 1-я гармоническая частота.

Так как частота вращения ротора равна $\nu_{\text{рот}} = 256$ Гц (время одного оборота $t = 0,0039$ сек), а время расчета соответствует времени поворота ротора на 8 оборотов, первая гармоническая частота равна $\nu = \frac{\nu_{\text{рот}}}{8} = 32$ Гц.

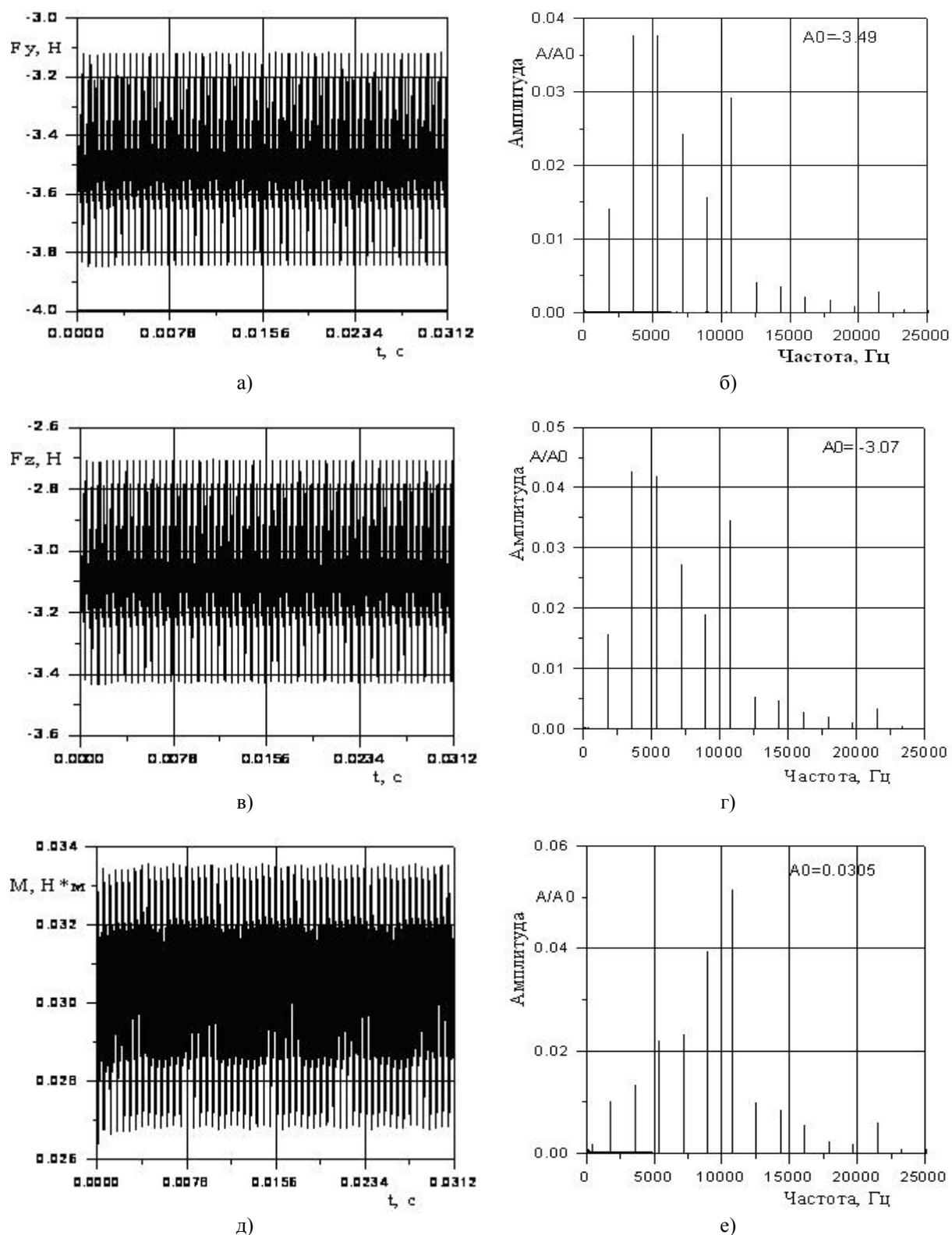
Максимальные значения нестационарных нагрузок имеют место для окружной силы в корневом сечении, для осевой силы и аэродинамического момента – в периферийном слое. Максимальные значения амплитуд нестационарных гармоник составляют $\sim (4,5-5,5)\%$ для окружной и осевой нагрузок и $(20-30)\%$ для аэродинамического момента.

На рисунках 4–6 приведены графики нестационарных аэродинамических нагрузок (окружная сила F_y , осевая сила F_z , аэродинамический момент M относительно центра тяжести), действующих в периферийных слоях рабочих лопаток 1-го, 3-го и 5-го роторных венцов, и их амплитудно-частотные спектры.

Как видно из графиков, нестационарные аэродинамические нагрузки включают высокочастотные гармоники, с частотами кратными частотам следования $\nu_{\text{рот}} \cdot z_{\text{стат}}$, соответствующим соседним статорным венцам (для лопаток 1-го лопаточного венца – 10752 Гц и 8960 Гц, для лопаток 3-го венца – 10750 Гц и 14336 Гц, для лопаток 5-го венца – 14356 Гц).

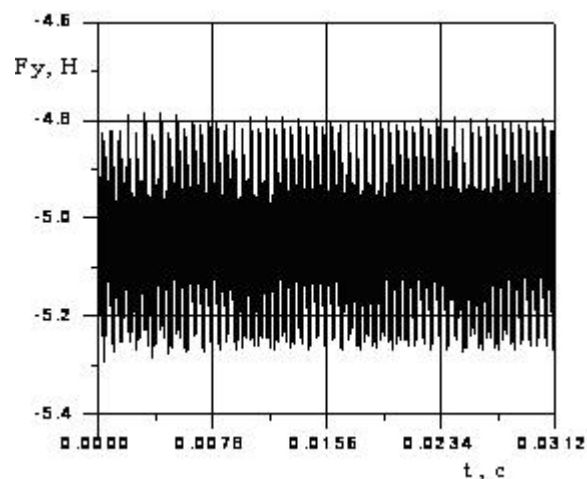
Наряду с высокочастотными возмущениями нестационарные нагрузки включают гармоники с частотами кратными частоте следования зоны периодичности (3584 Гц, 5376 Гц, 7168 Гц) и низкочастотные гармоники, вызванные колебаниями лопаток.

Колебания лопаток под действием переменных аэродинамических сил представлены в форме перемещений периферийных сечений рабочих лопаток 1-го, 3-го и 5-го лопаточных венцов. На рисунках 7–9 приведены графики перемещений периферийных сечений в окружном направлении (h_y), осевом направлении (h_z) и угол поворота вокруг центра тяжести (φ).

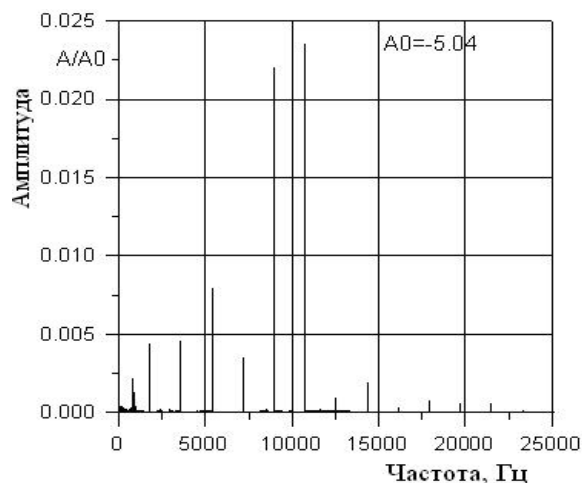


а – окружная сила; в – осевая сила; д – момент относительно центра тяжести;
б, г, е – амплитудно-частотный спектр

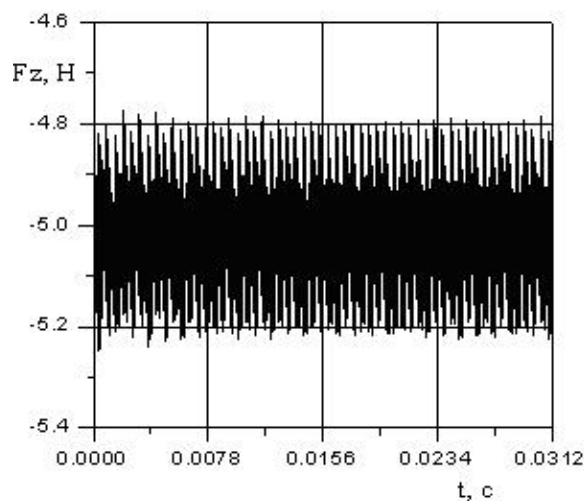
Рис. 4. Изменение нестационарной силы, действующей на периферийный слой рабочей лопатки 1-го лопаточного венца



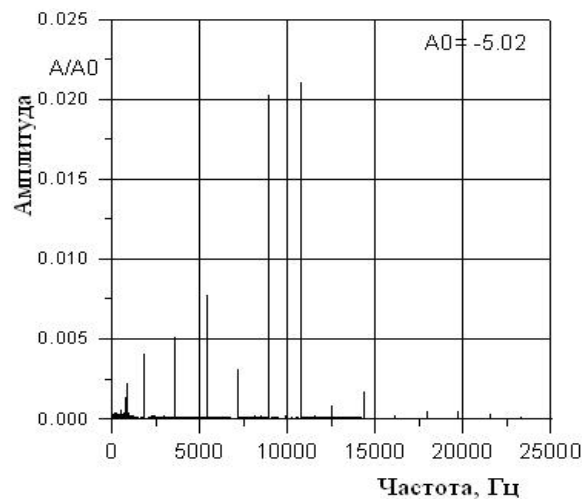
а)



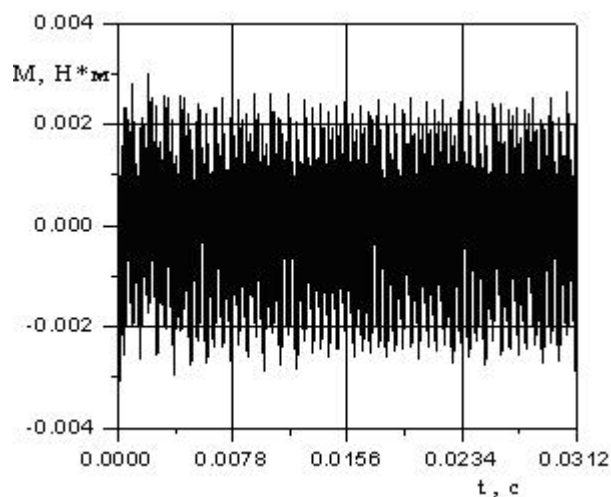
б)



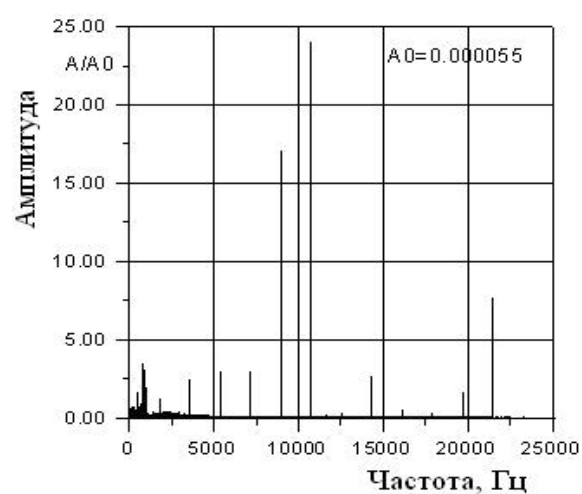
в)



г)



д)



е)

а – окружная сила; в – осевая сила; д – момент относительно центра тяжести;
б, г, е – амплитудно-частотный спектр

Рис. 5. Изменение нестационарной силы, действующей на периферийный слой рабочей лопатки 3-го лопаточного венца

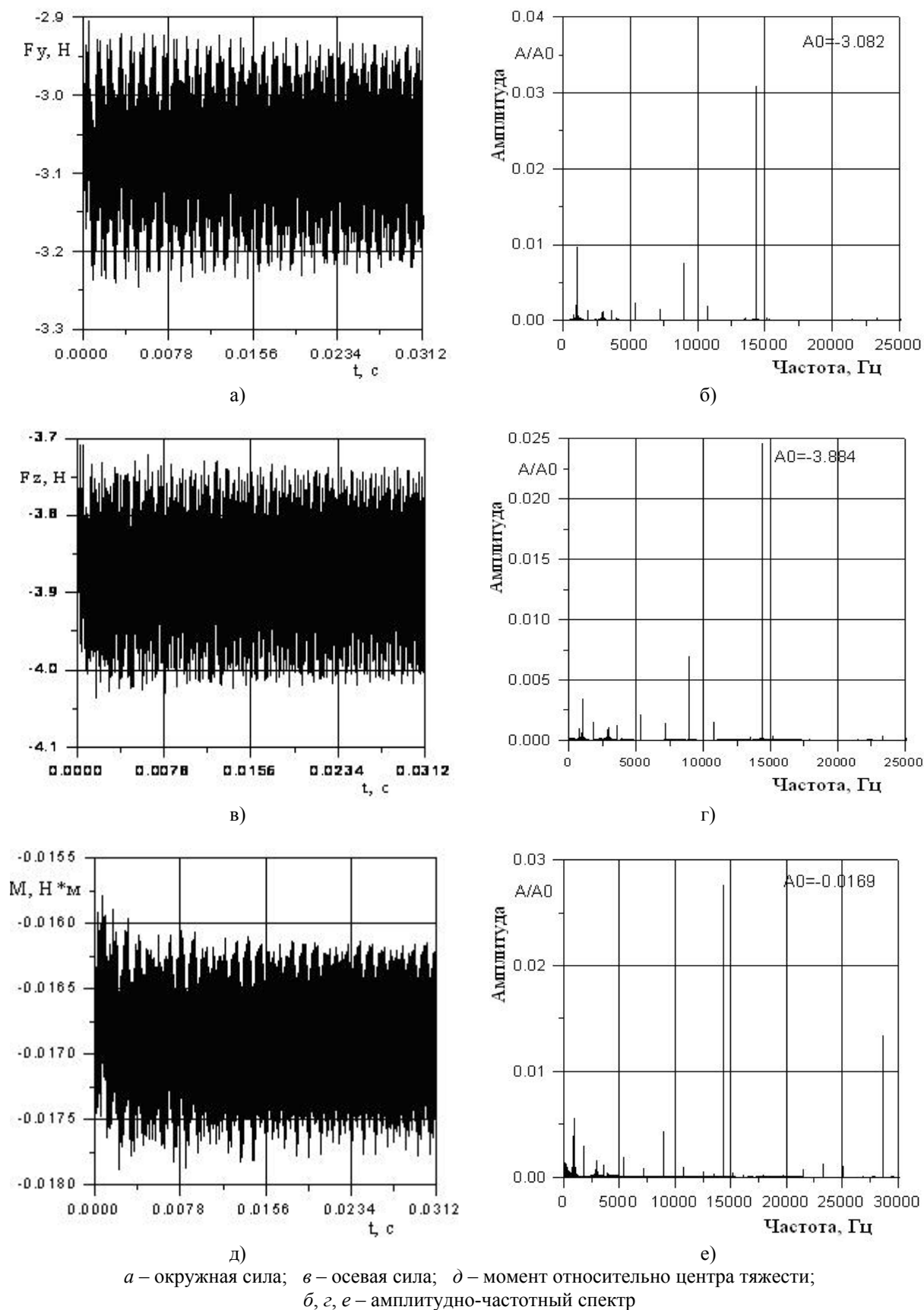
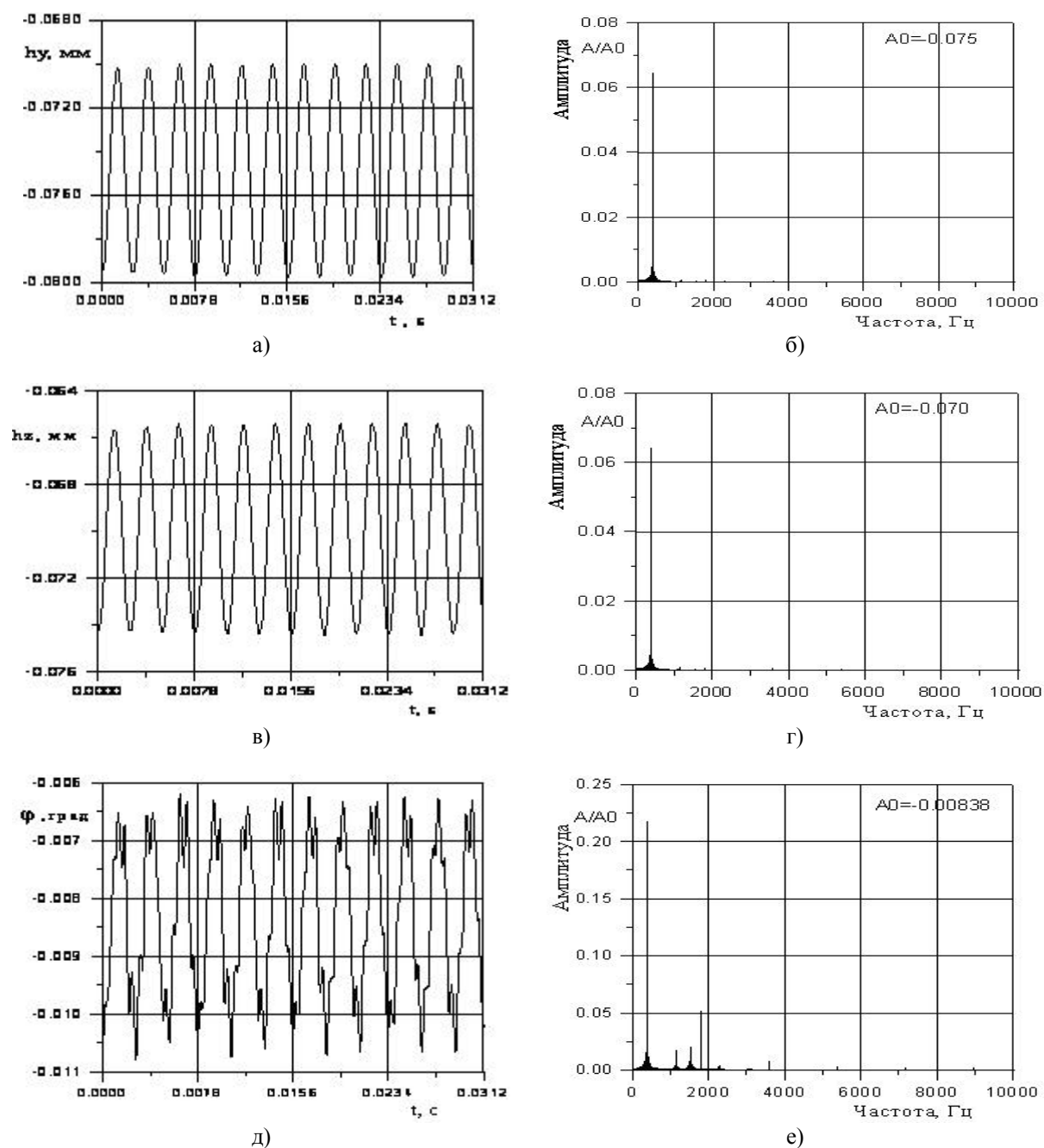


Рис. 6. Изменение нестационарной силы, действующей на периферийный слой рабочей лопатки 5-го лопаточного венца



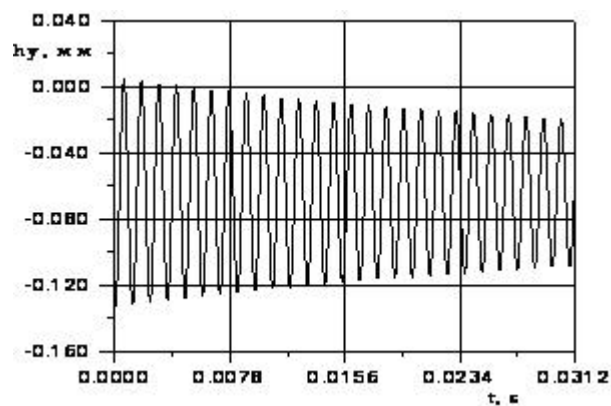
a – в окружном направлении; $в$ – в осевом направлении; $д$ – угол поворота вокруг центра тяжести; $б, г, е$ – амплитудно-частотный спектр

Рис. 7. Перемещение периферийного сечения рабочей лопасти 1-го лопаточного венца

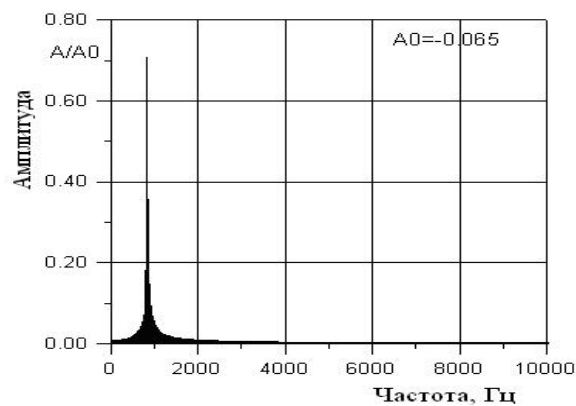
Как следует из графиков, рабочие лопасти 1-го лопаточного венца совершают устойчивые изгибные автоколебания (рис. 7а, в) с частотой близкой к собственной частоте 1-й моды (~500 Гц) и крутильные автоколебания (рис. 7д) с частотами 1-й и 3-й мод (~ 500 Гц, 1900 Гц). Низкочастотные колебания рабочих лопаток 3-го и 5-го венцов характеризуются аэродемпфированием, причем логарифмический декремент затухания колебаний $\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{A_1}{A_n}$ (n – число циклов колебаний, A_1 и A_n – амплитуды 1-го и n -го

циклов) возрастает с увеличением жесткости лопатки и составляет $\delta = 0,016$ для лопаток 3-го венца и $\delta = 0,03$ для лопаток 5-го венца.

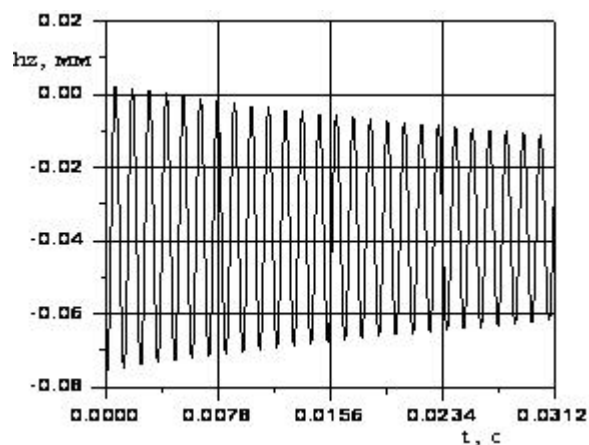
Следует отметить, что амплитуды вынужденных колебаний с высокими частотами пренебрежимо малы по сравнению с амплитудами автоколебаний.



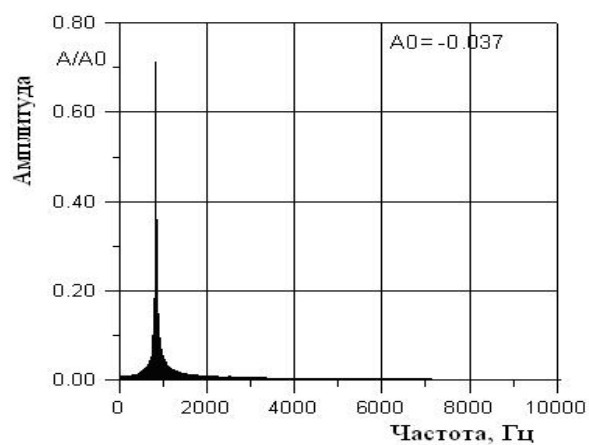
а)



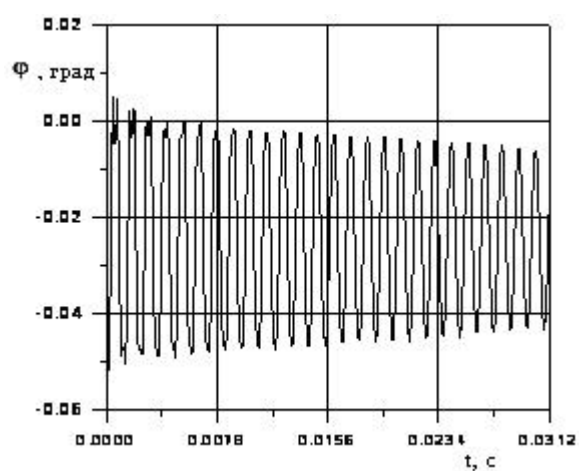
б)



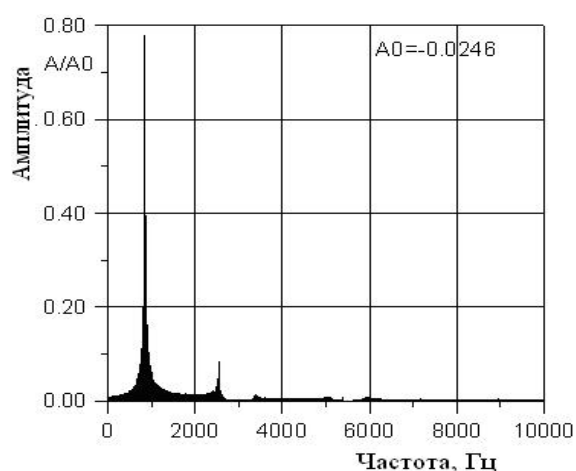
в)



г)



д)



е)

а – в окружном направлении; в – в осевом направлении; д – угол поворота вокруг центра тяжести;
б, г, е – амплитудно-частотный спектр

Рис. 8. Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки 3-го лопаточного венца

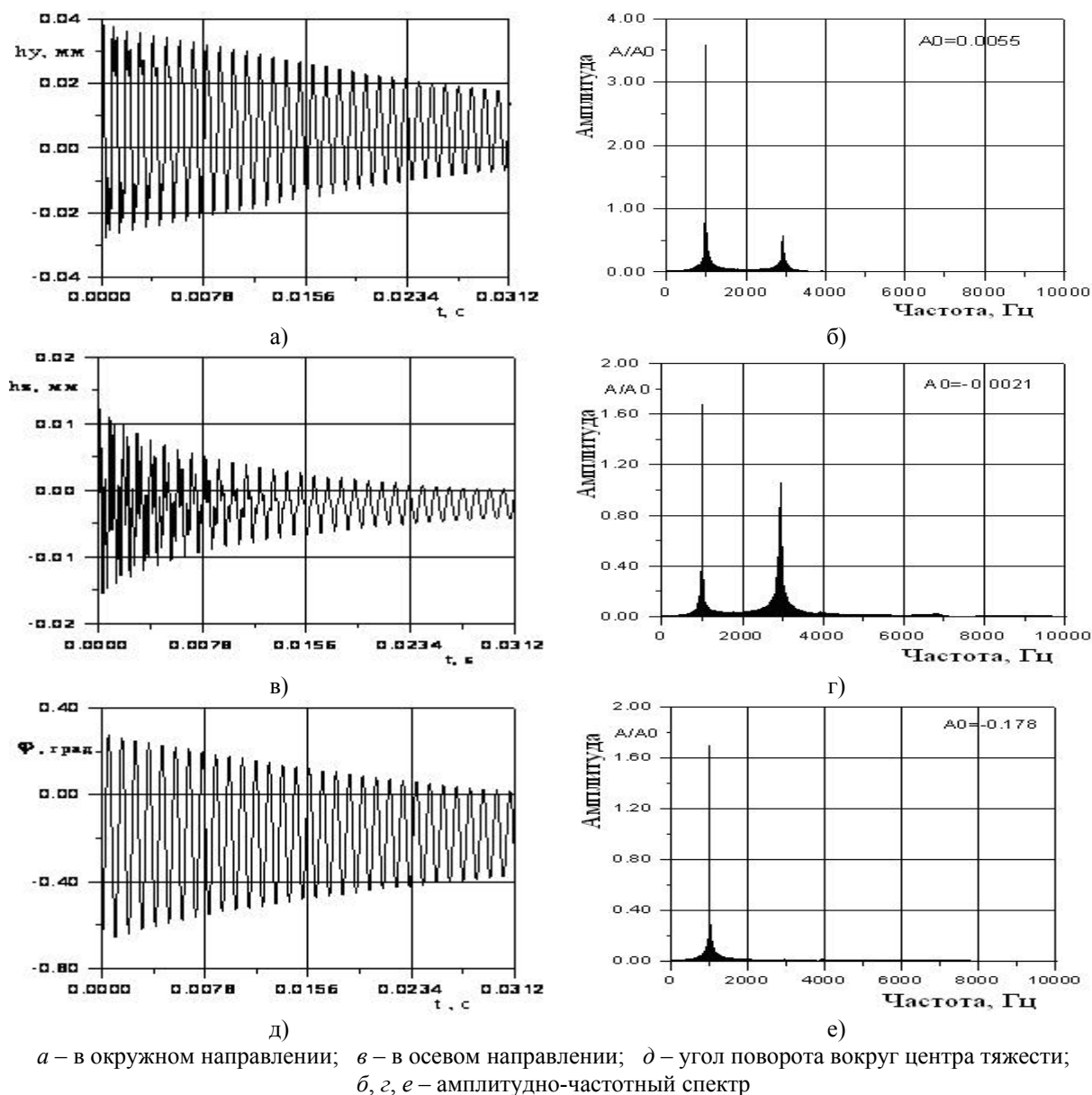


Рис. 9. Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки 5-го лопаточного венца

Список литературы: 1. *Moyroud F.* A Modal Coupling for Fluid and Structure Analysis of Turbomachine Flutter. Application to a Fan Stage / F. Moyroud, G. Jacquet-Richardet, T.H. Fransson // ASME Paper 96-GT-335. – 1996. – P. 1-19. 2. *Chew J.W.* Part-speed flutter analysis of a wide-chord fan blade / J.W. Chew, J.G. Marshall, M. Vandati, M. Imregun // Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht. – 1998. – P. 707-724. 3. *Gnesin V.I.* A coupled fluid-structure analysis for 3-D flutter in turbomachines / V.I. Gnesin, R. Rzakowski, L. Kolodyazhnaya // ASME J. 2000-GT-380, International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich, Germany. – 2000. – P. 8. 4. *Gnesin V.I.* A numerical modeling of stator-rotor interaction in turbine stage with oscillating blades / V.I. Gnesin, R. Rzakowski, L. Kolodyazhnaya. – 2004. – 19. – P. 1141-1153. 5. *Гнесин В.И.* Численное исследование аэроупругого поведения компрессорной ступени в трехмерном потоке вязкого газа / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 2. – С. 39-48.

© Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., 2011
Поступила в редакцию 25.02.11

УДК 533.6

С.В. ЕРШОВ, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, г. Харьков

В.А. ЯКОВЛЕВ, науч. сотр. ИПМаш НАНУ, г. Харьков

А.И. ДЕРЕВЯНКО, вед. инженер ИПМаш НАНУ, г. Харьков

М.Н. ГРИЗУН, аспирант НТУ «ХПИ», г. Харьков

Д.А. КОЗЫРЕЦ, аспирант НТУ «ХПИ», г. Харьков

РАЗВИТИЕ КОМПЛЕКСА ПРОГРАММ РАСЧЕТА ТРЕХМЕРНЫХ ТЕЧЕНИЙ ВЯЗКОГО СЖИМАЕМОГО ГАЗА В ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТАХ ТУРБОМАШИН

Розглянуто концепцію побудови нового CFD розв'язувача для системи рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом стосовно до тривимірних течій в'язкого стисливого газу у турбомашинах. Показано важливість застосування обмежень реалізованості та адекватних граничних умов для моделювання течій з високими додатними градієнтами тиску. Наведено результати тестових розрахунків.

The conception of the new CFD solver for 3D turbomachinery flow simulation using RANS equations is considered. Realisability constraints and special boundary conditions for adverse pressure gradient flows are shown to be important. The numerical results for some test cases are presented.

Введение

В настоящее время для расчетов пространственных течений вязкого газа в турбомашинах используются различные CFD решатели уравнений газовой динамики. Один из таких решателей – программный комплекс *FlowER* [1], разработанный в ИПМаш НАН Украины под руководством одного из авторов данной статьи, – до сих пор широко используется в ряде организаций Украины, России и Польши. С его помощью во многих случаях удается моделировать трехмерное течение в турбинах и компрессорах, и совершенствовать их конструкции. Однако возможности использования этого решателя существенно ограничены рядом его недостатков. Остановимся на некоторых из них.

С помощью решателя *FlowER* сложно, а иногда невозможно, проводить расчеты течений с большими положительными градиентами давления, например, в нагруженных компрессорных решетках, в переходных диффузорах авиационных турбин, в турбинных ступенях на режимах частичной нагрузки. Отрывы, характерные для таких течений, в расчетах оказываются значительно большими, чем в реальности.

Разностная аппроксимация, реализованная в решателе *FlowER*, хотя формально и имеет второй порядок, но только для равномерных сеток, и весьма чувствительна к изломам разностной сетки. При этом сходимость решений слишком медленная.

Ядро решателя *FlowER* написано более 15 лет назад. Диалоговый интерфейс создавался для операционной системы DOS и не работает в операционных средах Windows Vista и Windows 7, а также на 64-разрядных компьютерах. Ограничения оперативной памяти ПК на момент создания решателя *FlowER* привели к громоздкому, трудночитаемому и плохо поддающемуся модификации программному коду.

Таким образом, можно сделать вывод о необходимости разработки нового CFD решателя, лишённого перечисленных выше недостатков. Основные принципы, заложенные в основу такой разработки, представлены в настоящей статье.

Модели течения

В настоящее время для численного моделирования потока вязкого газа в проточных частях турбомашин применяются различные математические модели. Течение невязкого газа обычно описывается системой уравнений Эйлера. Для моделирования осредненного турбулентного течения, как правило, используется модель RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) – осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Нестационарное поведение крупномасштабной турбулентности моделируется с помощью модели LES (Large-Eddy Simulation). Для прямого численного моделирования турбулентности используется модель DNS, в основу которой положена система уравнений Навье-Стокса. Существуют гибридные RANS/LES модели течения, с помощью которых можно рассчитать наиболее крупные вихри с масштабом соизмеримым масштабу обтекаемых тел.

Согласно современным оценкам полноценные расчеты по моделям DNS и LES течений в решетках турбин и компрессоров при высоких числах Рейнольдса вряд ли будут возможны в ближайшие десятилетия, поэтому модель RANS еще долго будет оставаться основной моделью для прикладных исследований течений в турбомашинах [2].

Модели RANS/LES требуют на 2–3 порядка больше ресурсов компьютера, чем RANS модели, и, хотя это значительно меньше, чем затраты на расчеты по LES моделям, тем не менее, гибридный подход может привлекаться только для единичных исследовательских расчетов.

Так как разрабатываемый CFD решатель предназначается как для прикладных расчетов, так и для изучения свойств течений в решетках турбомашин, то в нем должны быть заложены две основных модели течения: RANS и RANS/LES.

Модели турбулентности

Для уравнений RANS разработано большое количество моделей турбулентности и, к сожалению, ни одна из них не обеспечивает хорошее качественное согласование результатов расчетов с экспериментальными данными для всех типов течения. Поэтому при выборе модели турбулентности необходимо стремиться к тому, чтобы она приемлемо описывала явления и процессы характерные для исследуемого течения.

Существует три класса моделей турбулентности для уравнений RANS: алгебраические и дифференциальные модели турбулентной вязкости, и модели переноса рейнольдсовых напряжений. Последние, несмотря на большой потенциал, практически не используются при решении сложных внутренних задач, так как недостаточно хорошо описывают пристеночные течения. Алгебраические модели турбулентной вязкости, по-видимому, достигли предела своих возможностей и позволяют получать удовлетворительные результаты только для простых течений. В то же время дифференциальные модели турбулентной вязкости продолжают развиваться, во многом за счет использования новых данных о турбулентности, полученных в LES и DNS моделировании, и их выбор на современном этапе предпочтителен.

Для течений в лопаточных аппаратах турбомашин хорошо себя зарекомендовали дифференциальные модели турбулентной вязкости Спаларта-Аллмараса [3] и $k-\omega$ SST [4], поэтому их целесообразно использовать в новом CFD решателе. Учет ламинарно-турбулентного перехода позволит повысить точность определения потерь в ступенях турбомашин и улучшить моделирование теплообмена на охлаждаемых лопатках. Чтобы модель турбулентности не генерировала физически нереализуемые турбулентные напряжения, необходимо использовать ограничения реализуемости [5].

Для гибридных моделей RANS/LES имеет смысл применять т.н. адаптивные модели, построенные на основе обычных моделей турбулентности, которые в зависимости от масштабов сетки и турбулентности в локальной области течения моделируют только неразрешаемые сеткой вихри и позволяют выполнить расчет разрешаемых вихрей напрямую. При таком подходе адаптивные модели будут представлять собой модификацию исходных дифференциальных моделей турбулентности.

Граничные условия

Постановка граничных условий на проницаемых и твердых границах расчетной области для уравнений RANS к настоящему времени достаточно хорошо проработана, поэтому нет смысла на ней подробно останавливаться. Численная реализация граничных условий, включающая дополнительные соотношения, которые связывают параметры на границе с параметрами в расчетной области, строится на основе системы линейных уравнений, записанных для приращений параметров на границе [6].

Постановка граничных условий на проницаемых границах, использующая соотношения на характеристиках, может приводить к возникновению в рассчитываемом потоке ложных возвратных течений. Для течений с большими положительными градиентами давления этого может быть достаточно, чтобы моделирование потока оказалось невозможным. Для устранения такого недостатка в настоящей работе в тех точках границы, где диффузионные эффекты преобладают над конвективными, и может возникнуть обратное течение, предлагается не использовать характеристические соотношения, которые в этом случае не выполняются. Задание расходной компоненты скорости в качестве граничного условия на выходной границе вместо статического давления, расхода или инварианта Римана повышает устойчивость решений.

Численные методы и алгоритмы

Для расчета течений по RANS и гибридным RANS/LES моделям обычно достаточно методов второго или третьего порядка аппроксимации. Для пространственных задач эти методы эффективнее своих аналогов повышенной точности. Методы четвертого и выше порядка могут быть полезными для расчета турбулентных вихрей с помощью моделей LES и DNS, однако они не позволяют добиться сколько-нибудь значительного уточнения решений осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Более того, конвективные члены модели турбулентности могут быть аппроксимированы даже с первым порядком [2, 7].

В разрабатываемом решателе в качестве основных закладываются ENO-схема второго порядка аппроксимации [8] и TVD-схема третьего порядка [9]. Для уточнения расчетов на изломах сетки необходимо использовать поправки, учитывающие различия направлений, вдоль которых выполняется реконструкция и экстраполяция.

В первоначальных версиях решателя *FlowER* аппроксимация диффузионных членов осуществлялась с помощью производных ENO-реконструкции, что порождало неустойчивость профиля скорости в пограничном слое. Для устранения этого недостатка в последующих версиях нормальные напряжения на гранях ячеек приближались двухточечными разностями, что в свою очередь приводило к потере аппроксимации на неравномерных сетках. В новом решателе предлагается использовать для диффузионных членов центрально-разностную аппроксимацию второго порядка.

Неявная схема Бима-Уорминга, реализованная в решателе *FlowER*, основана на устаревших идеях линеаризации и факторизации разностных аналогов исходных дифференциальных уравнений. При больших шагах по времени такой подход не обеспечивает устойчивости решения. В настоящей работе предлагается использовать неявную итерационную схему, построенную с помощью метода Ньютона. Для повышения устойчивости итерационного процесса, выполняемого на каждом шаге по времени, требуется неявная аппроксимация диффузионных членов.

За счет погрешностей вычислений в расчете положительно определенных величин могут стать отрицательными. Избежать этого можно, преобразовав приращения положительно определенных величин в приращения их логарифмов [10] или используя нелинейную коррекцию приращений, обеспечивающую сходные результаты [11].

Программная реализация

Одно из основных требований к новому CFD решателю (получившему рабочее название *F*) – это его преемственность программному комплексу *FlowER*. Препроцессор и постпроцессор CFD решателя *F* написаны на языке Fortran-90 для операционных сред семейства Windows. Графические возможности реализованы с использованием программного интерфейса к стандартным средствам ОС Windows. Тестирование разработанного кода выполнено под операционными системами Windows XP, Windows 7, Windows Server 2003, а также для эмулятора Wine операционной системы Linux Ubuntu.

В CFD решателе *F* реализованы следующие новые возможности: работа с распределенной базой данных; многократный одновременный запуск программы на одном компьютере; экспорт результатов расчетов в форматы внешних постпроцессоров (Paraview, Tecplot и др.); упрощенный доступ ко всем данным проекта; работа с сетками свыше 10 миллионов ячеек в межлопаточном канале.

Общий вид пользовательского интерфейса CFD решателя *F* показан на рис. 1–4.

Тестовые расчеты

Задача взаимодействия скачка уплотнения с турбулентным пограничным слоем является классическим примером течения с большими положительными градиентами давления. При падении косога скачка на обтекаемую газом поверхность с турбулентным пограничным слоем вблизи точки падения образуется отрывная зона. Точка отрыва расположена по отношению к точке падения выше по потоку, а точка присоединения – ниже. Отраженный скачок возникает вблизи точки отрыва. За отраженным скачком отрывная область генерирует волны разрежения, а еще ниже по потоку – волны сжатия. Такая картина течения хорошо качественно и удовлетворительно количественно прогнозируется методом расчета осредненных турбулентных течений вязкого сжимаемого газа с использованием модели турбулентности $k-\omega$ SST Ментера, ограничений реализуемости и уточненных граничных условий на выходе расчетной области [12]. При расчете с помощью стандартного решателя *FlowER*, в котором не используются ограничения реализуемости, получается физически неправдоподобная картина течения с двумя отраженными скачками уплотнения и осцилляциями давления в отрывной области (рис. 5). Следует также отметить, что получить решение по старому CFD решателю сложно или даже невозможно, если в процессе установления по времени в

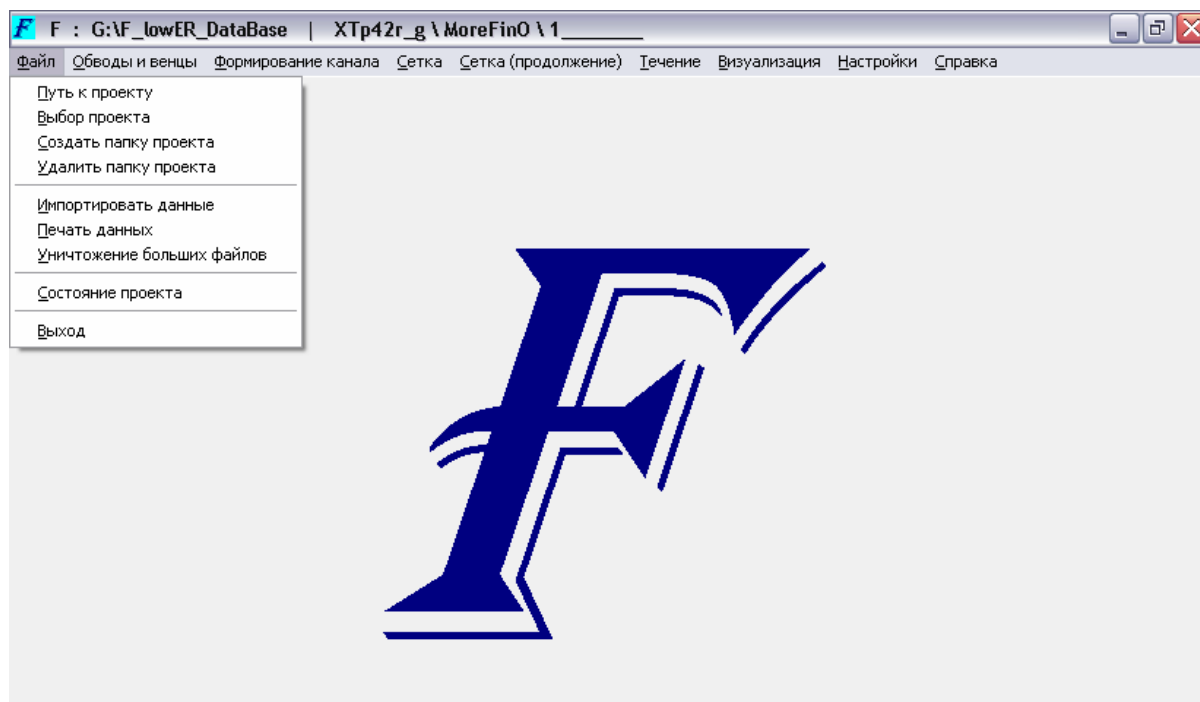


Рис. 1. Пользовательский интерфейс CFD препроцессора решателя *F*

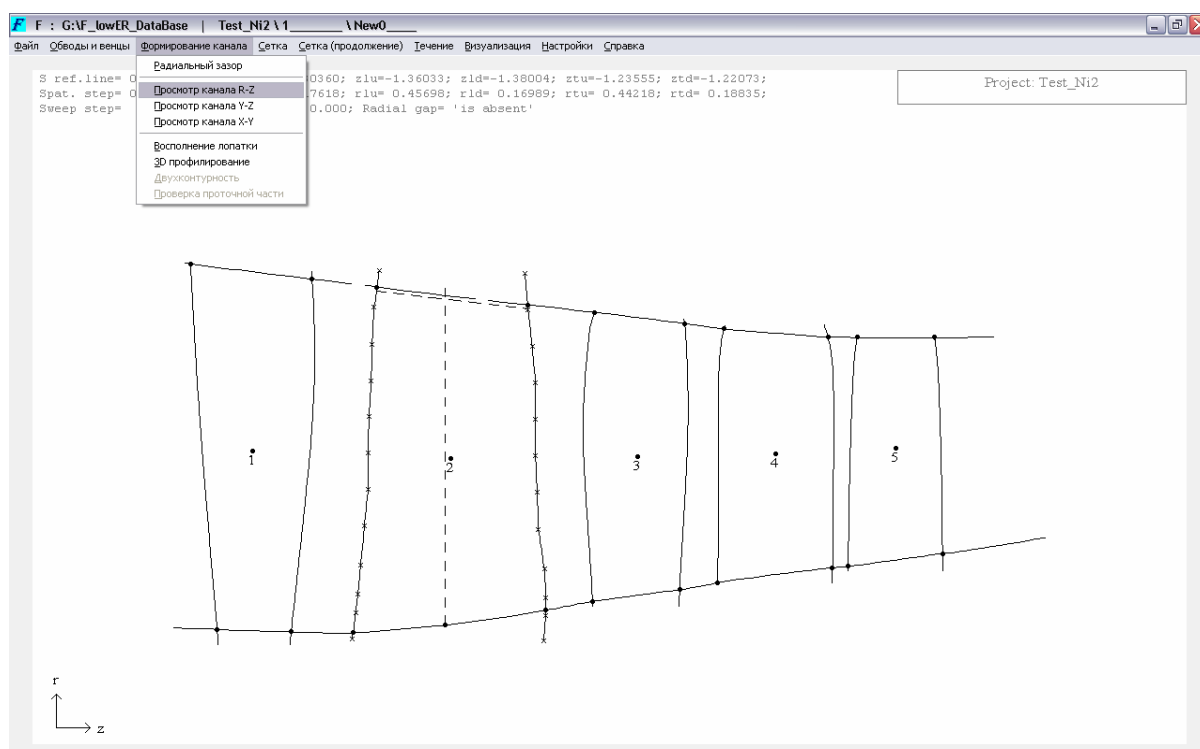


Рис. 2. Проточная часть пятивенцового компрессора (препроцессор решателя *F*)

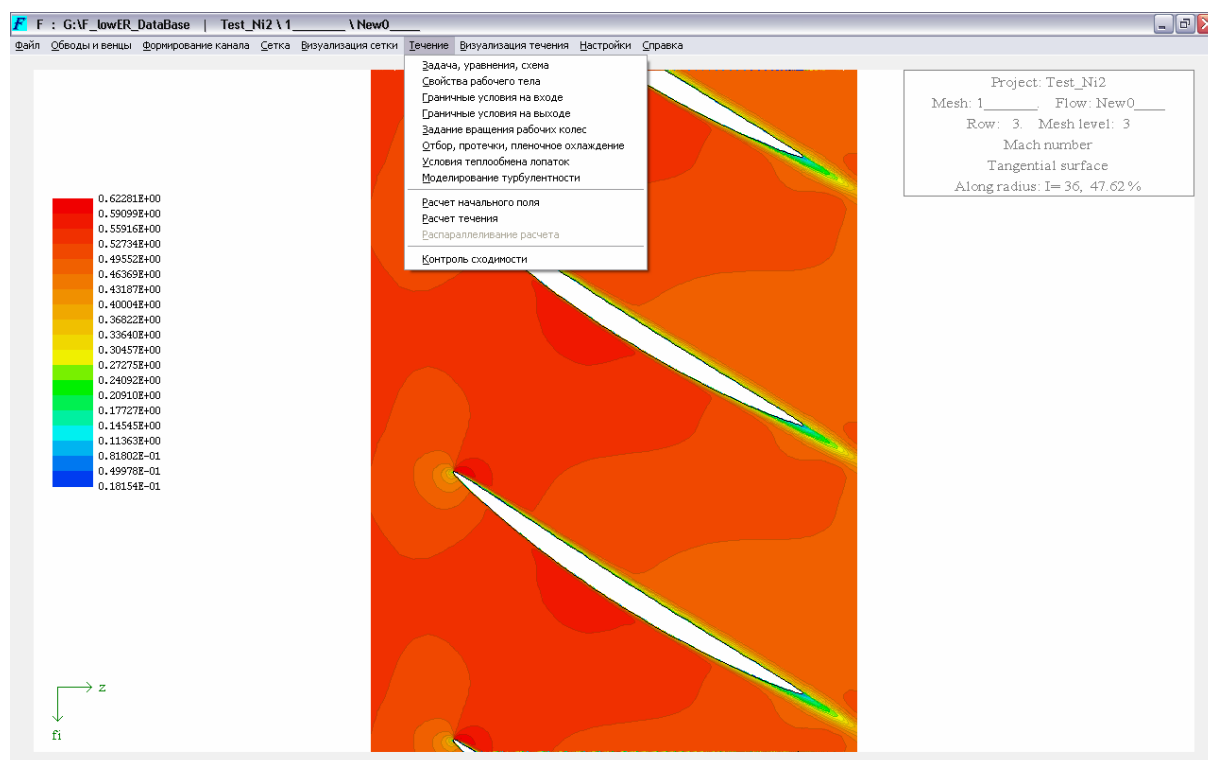


Рис. 3. Изолинии чисел Маха в решетке компрессора (постпроцессор решателя *F*)

непосредственной окрестности выходной границы расчетной области в пограничном слое наблюдается рост давления в направлении течения.

Для проточных частей компрессоров авиационных двигателей и стационарных турбоустановок характерны течения с большими положительными градиентами давления. Поэтому расчет течения вязкого газа в многоступенчатых компрессорах часто вызывает трудности. С помощью решателя *FlowER* такие расчеты обычно выполняют, используя в качестве начального приближения установившееся решение в точке, лежащей на характеристике компрессора правее от текущей. К сожалению, даже в этом случае не всегда удастся рассчитать характеристику компрессора, так как возникающие в процессе установления отрывы имеют тенденцию к неограниченному росту, что, в конце концов, может привести к аварийному останову программы. Так, для пятивенцового компрессора, приведенного на рис. 2, расчет с помощью последних версий CFD решателя *FlowER* оказался возможен только в ближайшей окрестности режима записания.

Включение в модель ограничений реализуемости, строгая запись рейнольдсовых напряжений и модификация граничных условий на проницаемых границах позволили выполнять расчеты для любого режима компрессора при достаточно произвольном начальном приближении. На рис. 6 дана характеристика компрессора, полученная таким путем. На рис. 4 приведены векторы скорости в меридиональном сечении последнего венца (спрямляющего аппарата) компрессора для расхода воздуха 52 кг/с (левая точка на характеристике). Наблюдаемый отрыв занимает в окружном направлении до 60 % канала, однако его размеры и положение не меняются по достижению установления.

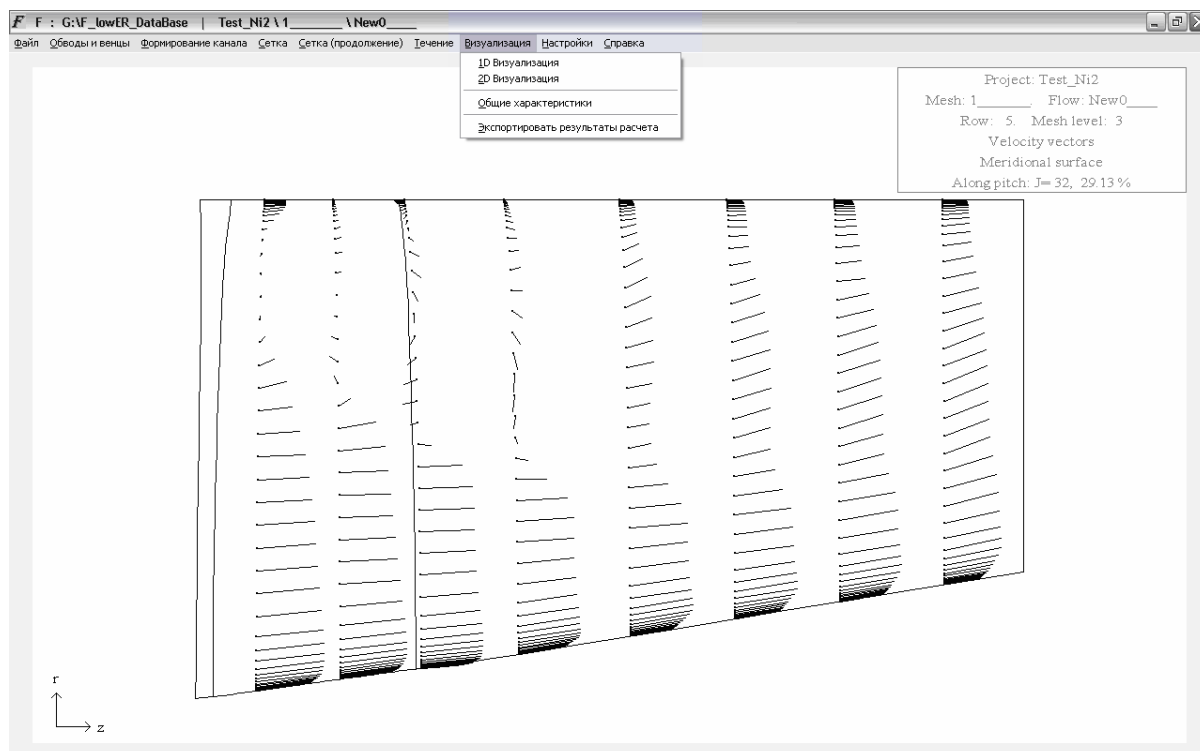
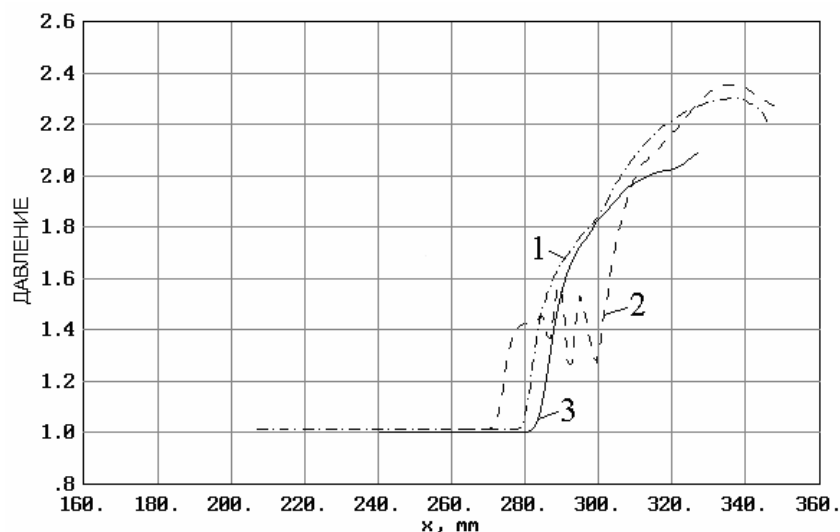


Рис. 4. Векторы скорости в меридиональном сечении пятого венца компрессора



1 – расчет по усовершенствованной модели течения настоящей работы;
2 – расчет по стандартной версии решателя *FlowER*; 3 – экспериментальные данные [13]
Рис. 5. Распределение давления в области взаимодействия

Выводы

Предложена концепция нового CFD решателя, предназначенного для расчетов течений вязкого газа в проточных частях турбомашин. Отмечена важность использования уточненных моделей турбулентности и адекватных физике течения граничных условий. Приведены мгновенные снимки экрана оболочки нового решателя и результаты тестовых расчетов для течений с большими положительными градиентами давления.

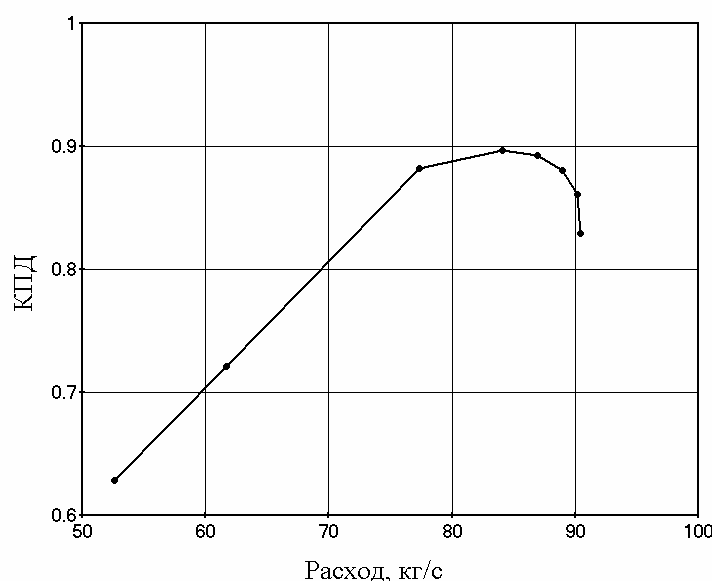


Рис. 6. Характеристика компрессора, полученная расчетным путем

Список литературы: 1. *Єршов С.В.* Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Єршов, А.В. Русанов: Свідectво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996. 2. *Hirsch Ch.* Reynolds-Averaged Navier-Stokes modelling for industrial applications and some challenging issues / Ch. Hirsch, B. Tartinville // *Int. J. Computational Fluid Dynamics*. – 2009. – V. 23, № 4. – P. 295-303. 3. *Spalart P.R.* A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows / P.R. Spalart, S.R. Allmaras // *Recherche Aerospaciale*. – 1994. – № 1. – P. 5-21. 4. *Menter F.R.* Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // *AIAA J.* – 1994. – V. 32, No 8. – P. 1598-1605. 5. *Lumley J.L.* Computational modeling of Turbulent Flows // *Adv. Appl. Mech.* – 1978. – V. 18. – P. 123-176. 6. *Єршов С.В.* Численна реалізація граничних умов на прониканих границях для уравнень газової динаміки // *Проблеми машиностроєння*. – Т. 14, 2011. – № 4. – С. 25-37. 7. *Bardina J.E.* Turbulence modeling validation, testing, and development / J.E. Bardina, P.G. Huang, T.J. Coacley // *NASA TM-110446*. – 1997. – 98 p. 8. *Єршов С.В.* Квазімонотонна схема підвищеної точності для інтегрування уравнень Ейлера і Нав'є-Стокса // *Мат. моделювання*. – 1994. – Т. 6, № 11. – С. 63-75. 9. *Zijlema M.* On the construction of a third-order accurate TVD scheme using Leonard's normalized variable diagram with application to turbulent flows in general domains // *Delft University of Technology: Technical Report DUT-TWI-94-104*. – 1994. – 25 p. 10. *Lund E.* Shape Optimization of Fluid-Structure Interaction Problems Using Two-Equation Turbulence Models / E. Lund, H. Møller, L.A. Jakobsen // *AIAA Paper*. – 2002. – № 2002-1478. – 11 p. 11. *Тилляева Н.И.* Обобщение модифицированной схемы С.К. Годунова на произвольные нерегулярные сетки // *Уч. зап. Центр. аэрогидродинам. ин-та*. – 1986. – Т. 17, № 2. – С. 18-26. 12. *Єршов С.В.* Ограничение реализуемости для модели турбулентности SST $k-\omega$ // *Проблеми машиностроєння*. – 2008. – Т. 11, № 2. – С. 14-23. 13. *Polivanov P.* Experimental Study of Unsteady Effects in Shock Wave / Turbulent Boundary Layer Interaction / P. Polivanov, A. Sidorenko, A. Maslov // *AIAA Paper*. – 2009. – № 2009-409. – 7 p.

© Єршов С.В., Яковлев В.А., Деревянко А.И., Гризун М.Н., Козырец Д.А., 2011
Поступила в редколлегию 17.02.2011

УДК 621.165:532.6

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; заместитель директора по научной работе, заведующий отделом «Гидроаэромеханики энергетических машин» ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Н.В. ПАЩЕНКО, м.н.с. ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА IAPWS-95 ПРИ РАСЧЕТАХ ТРЕХМЕРНЫХ ВЯЗКИХ ТЕЧЕНИЙ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Запропоновано підхід до апроксимації рівнянь стану води і водяної пари Міжнародного стандарту IAPWS-95 для розрахунків тривимірних течій пари в проточних частинах турбомашин, що забезпечує достатню точність визначення термодинамічних величин у всьому діапазоні роботи сучасних і перспективних парових турбін.

An approach to the approximation of the equations of state for water and steam International Standard IAPWS-95 for numerical simulation of 3-D flows of steam in the flowpart of turbomachinery, which provides sufficient accuracy of the thermodynamic quantities in the whole range of modern and advanced steam turbines.

Введение

В последние 10–15 лет при проектировании и доводке проточных частей турбомашин, в том числе паровых турбин, широко применяются методы моделирования пространственных вязких течений, основанные на численном интегрировании уравнений Рейнольдса [1–3 и др.]. Использование таких подходов позволило добиться существенного повышения газодинамической эффективности энергомашин, прежде всего за счет применения пространственного профилирования лопаточных трактов (сложный навал и обратная закрутка, профилирование меридиональных обводов, радиально-осевые ступени и др.). В большинстве программных комплексов для замыкания уравнений Рейнольдса используются достаточно простые уравнения состояния, такие как уравнение состояния совершенного газа, Таммана, Ван-дер-Ваальса и др. Во многих случаях их применение является оправданным и допустимым. Однако при рассмотрении процессов, в которых имеют место фазовые переходы рабочего тела (например, в цилиндрах низкого давления и конденсаторах паровых турбин ТЭС и ТЭЦ, а также проточных частях турбин АЭС), использование простых уравнений состояния позволяет хорошо моделировать качественную структуру потока, адекватно оценивать потери кинетической энергии, но при этом погрешность определения таких величин, как температура, расход, мощность может быть достаточно существенной. В более простых методах расчета паровых турбин (одномерных, квазиосесимметричных и др.) для описания термодинамических свойств воды и водяного пара уже длительное время используются уравнения состояния, основанные на уравнении Майера и Богомолова [4], вириальные коэффициенты для которого определяются с помощью эксперимента. На сегодняшний день в мире действует два основных Международных стандарта такого уравнения: формуляция IAPWS-95 [5] для научных расчетов и ее упрощение – формуляция IAPWS-IF97 [6] для промышленных расчетов. Прямое использование этих уравнений состояния в трехмерных расчетах на современных компьютерах невозможно, так как в этом случае время вычислительного процесса увеличивается на 1–2 порядка. Наиболее сложным уравнением состояния, используемым в моделях

трехмерных течений, является уравнение с двумя членами ряда коэффициента сжимаемости [4].

В работе рассмотрен подход к аппроксимации (восполнению) уравнений состояния IAPWS-95 кривыми второго порядка по заранее посчитанным массивам термодинамических функций. Впервые идея подобной аппроксимации была высказана в работе [7]. Предложенный метод обеспечивает достаточную точность определения термодинамических величин во всем диапазоне работы современных и перспективных паровых турбин (максимальная погрешность не превышает $\pm 0,1\%$), но при этом не требуется существенного увеличения вычислительных затрат.

Метод расчета течения

Расчеты проводятся с помощью программного комплекса FlowER [3] основанного на численном интегрировании уравнений Рейнольдса. Для учета турбулентных эффектов используется SST-модель Ментера [8]. Исходные уравнения решаются с применением неявной ENO-схемы Годунова [9]. Для замыкания уравнений Рейнольдса, а также обработки результатов расчетов используется ряд зависимостей, вид которых зависит от используемого термодинамического уравнения состояния. В программном комплексе FlowER реализованы термические уравнения состояния совершенного газа [10], Таммана [11], Ван-дер-Ваальса [4] с постоянными и переменными теплоемкостями. Вид термодинамических функций замыкания для этих уравнений состояния представлен в [12].

Аппроксимация термодинамических функций замыкания на основе уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95

Уравнения международного общества термодинамических свойств воды и водяного пара формуляции 1995 года IAPWS-95 записаны на основе фундаментального уравнения Гельмгольца и представляют собой комбинации полиномов размером до 56 членов [5]. Получить аналитические выражения обратных термодинамических функций (не от переменных p и T), необходимых для замыкания уравнений Рейнольдса, в большинстве случаев невозможно. Все вышесказанное делает неэффективным (с точки зрения вычислительных затрат) прямое использование уравнений IAPWS-95 для расчета трехмерных течений. Гораздо менее затратным является подход, предложенный в работе [7], когда функции замыкания определяются интерполированием по заранее рассчитанным массивам (таблицам) термодинамических величин. Однако, как показал опыт авторов, для обеспечения приемлемой точности определения термодинамических параметров в широком диапазоне изменения (например, в диапазоне рабочих режимов современных паровых турбин) может оказаться необходимым хранение массивов больших размерностей. Для уменьшения размерностей хранимых массивов без ущерба по точности интерполяции в работе предложено несколько приемов, описанных ниже.

Если независимыми переменными для определения термодинамических величин являются давление и/или плотность, то, в зависимости от рассматриваемого диапазона, величина шагов между точками массивов существенно изменяется. Так, например, в паровой турбине К-325-23,5 в ЦНД давление изменяется от $3 \cdot 10^3$ до $2 \cdot 10^5$ Па, а в ЦВД – от $3 \cdot 10^6$ до $2,4 \cdot 10^7$ Па, соответственно, абсолютная величина приращения по давлению для этих объектов должна быть разной (аналогично по плотности). При подобных условиях целесообразно в качестве независимых переменных рассматривать давление и плотность в логарифмической шкале.

Если базовыми (опорными) точками для определения какой-либо термодинамической величины являются значения искомой функции, то в связи со значительной (как правило) нелинейностью термодинамических функций требуется достаточно большое количество опорных точек для обеспечения приемлемой точности интерполяции. Уравнения IAPWS-95 можно представить как уравнение состояния совершенного газа с безразмерным коэффициентом сжимаемости, зависящим от двух независимых переменных, например, p и ρ . Изменение этого коэффициента гораздо менее существенно по сравнению со значениями искомых термодинамических функций. Тогда целесообразно в качестве базовых (опорных) точек хранить значения не искомых термодинамических величин, а значения соответствующих безразмерных коэффициентов сжимаемости. В этом случае искомые термодинамические величины для замыкания уравнений Рейнольдса будут определяться по аналитико-интерполяционным зависимостям:

$$T = \frac{p}{\rho R z_{-t}(\rho, p)}; \quad \rho = \frac{p}{i} z_{-\rho}(i, p); \quad \varepsilon = \frac{p}{s} z_{-\varepsilon}(\rho, p); \quad p = \rho \cdot \varepsilon \cdot z_{-p}(\rho, \varepsilon);$$

$$a = \sqrt{\frac{p}{s} z_{-a}(\rho, p)}; \quad i = \frac{p}{\rho} \left(1 + \frac{z_{-\varepsilon}(\rho, p)}{z_{-t}(\rho, p)} \right); \quad C_v = R \cdot z_{-C_v}(\rho, p); \quad C_p = R \cdot z_{-C_p}(\rho, p);$$

$$S = R \cdot z_{-S}(\rho, p); \quad \varepsilon_p = \frac{z_{-\varepsilon}(\rho, p)}{\rho \cdot z_{-t}(\rho, p)}; \quad \varepsilon_p = -\frac{p}{\rho} \frac{z_{-\varepsilon}(\rho, p)}{z_{-t}(\rho, p)}; \quad S_p = \frac{C_v}{p}; \quad S_p = -\frac{C_p}{p};$$

$$T_p = \frac{1}{\rho R \cdot z_{-t}(\rho, p)}; \quad T_p = -\frac{p}{\rho^2 R \cdot z_{-t}(\rho, p)}, \text{ где } R - \text{газовая постоянная для пара [5];}$$

$z_{-t}(\rho, p)$, $z_{-\rho}(i, p)$, $z_{-\varepsilon}(\rho, p)$, $z_{-p}(\rho, \varepsilon)$, $z_{-C_v}(\rho, p)$, $z_{-C_p}(\rho, p)$, $z_{-S}(\rho, p)$ – безразмерные коэффициенты сжимаемости для соответствующих термодинамических величин, определяемые с помощью интерполяции. При вычислении плотности, в отличие от других уравнений состояния, используемых в программном комплексе FlowER, вместо независимой переменной T применяется энтальпия, что позволяет избавиться от неоднозначности в двухфазной области течения. Формулы для определения частных производных от внутренней энергии, энтропии и температуры являются упрощенными, полученными в предположении, что коэффициенты сжимаемости в рассматриваемой точке течения являются константами. Такое допущение оправдано, так как эти величины используются в итерационных процессах для решения нелинейных уравнений, а описанное упрощение повышает устойчивость этих процессов.

Значения полных и изобарических термодинамических величин определяются итерационно с помощью методики, описанной в [12].

Величины безразмерных коэффициентов сжимаемости в базовых точках определяются как: $z_{-t} = \frac{p}{\rho R T}$; $z_{-\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{R T}$; $z_{-\rho} = \frac{i \rho}{p}$; $z_{-p} = \frac{p}{\rho \cdot \varepsilon}$; $z_{-a} = \frac{a^2}{R T}$; $z_{-C_v} = \frac{C_v}{R}$; $z_{-C_p} = \frac{C_p}{R}$; $z_{-S} = \frac{S}{R}$, где соответствующие величины p , ρ , T , ε , i , a , C_p , C_v и S вычисляются с помощью уравнений формуляции IAPWS-95 [5]. Интерполяция коэффициентов сжимаемости выполняется с помощью ENO полинома второго порядка, который обеспечивает отсутствие осцилляций.

Оценка погрешности аппроксимации термодинамических функций замыкания

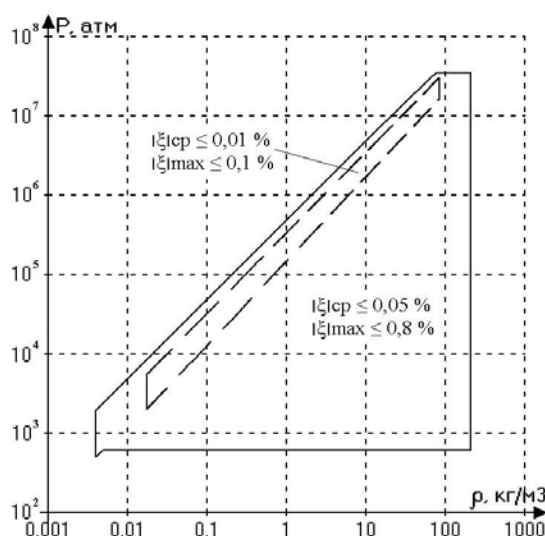


Рис. 1. Области определения термодинамических функций

превышает 0,05 %, а максимальная – 0,8 %. В области работы паровых турбин средняя погрешность аппроксимации не превосходит 0,01 %, а максимальная – 0,1 %.

Для аппроксимации безразмерных коэффициентов сжимаемости как функций двух независимых переменных использовались двухмерные массивы опорных точек размерностью 1001×1001. На рис. 1 сплошной линией показана область определения массивов от независимых переменных давления и плотности:

$$\begin{aligned} 500 \text{ Па} &\leq p \leq 3,5 \cdot 10^7 \text{ Па}; \\ 4 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3 &\leq \rho \leq 210 \text{ кг/м}^3; \\ 0,01 \text{ }^\circ\text{C} &\leq T \leq 800 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Штриховой линией обозначена область работы современных и перспективных паровых турбин. В области определения термодинамических функций средняя погрешность аппроксимации по всем величинам не

Численные результаты

Для проверки предложенной методики выполнены расчеты пространственного течения пара в отсеке низкого давления пятиступенчатой паровой турбины мощностью 360 МВт, результаты которых сравнивались с экспериментальными данными [13]. Получено удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных.

С использованием предложенной методики учета свойств воды и водяного пара, проведено численное исследование трехмерного вязкого течения в одной из модификаций трехступенчатой проточной части ЦНД паровой турбины К-200-130 [14] с длиной рабочей лопатки последней ступени $l = 755$ мм (модификация ХЦКБ «Энергопрогресс»). В табл. 1 приведены основные геометрические характеристики проточной части, а на рис. 2 представлен ее вид.

Таблица 1

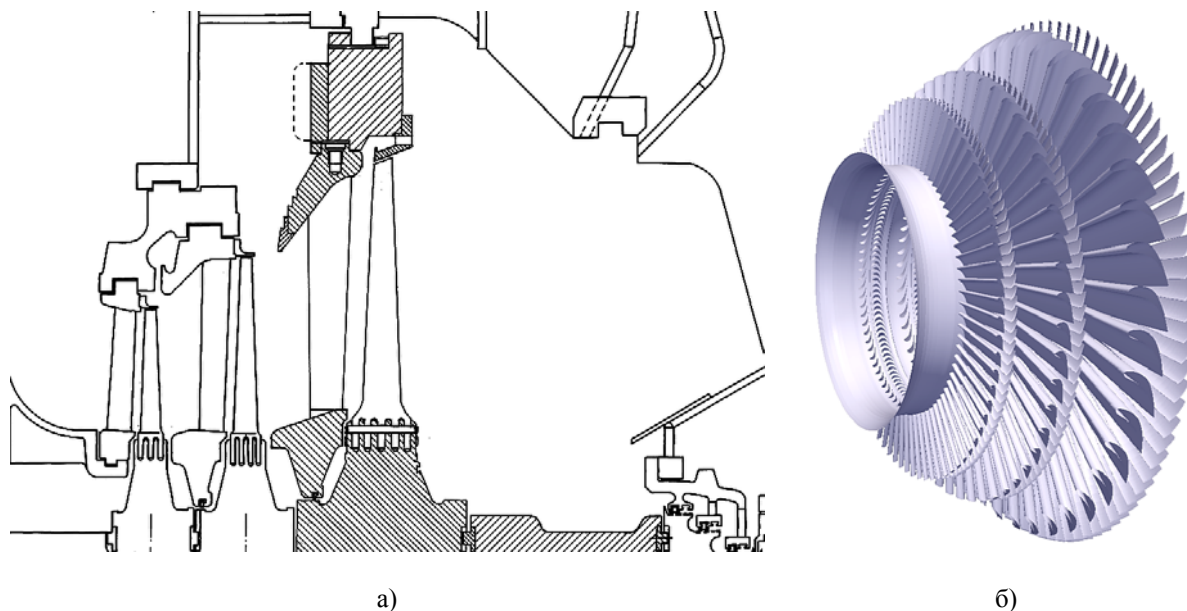
Основные геометрические характеристики ЦНД

Параметр	1-я ступень		2-я ступень		3-я ступень	
	НА	РК	НА	РК	НА	РК
l/b *	3,95	5,54	3,58	7,7	3,42	6,95
t/b *	0,77	0,65	0,75	0,72	0,77	0,59
D_{cp}/l	4,73	4,65	3,59	3,55	3,1	2,95
Z , шт	76	124	54	120	42	94
$\alpha_{1эф}, \beta_{2эф}$, градус *	11,16	14,83	12,07	17,66	14,8	31,61

* на среднем диаметре

Расчеты выполнялись при следующих условиях: полное давление на входе – 117 кПа, полная температура на входе – 493 К, расход пара в отборе – 2,276 кг/с,

статическое давление на выходе – 12,3 кПа, 8 кПа, 5 кПа, 3,5 кПа (в зависимости от режима). Для отображения физической области на расчетную использовались структурированные сетки H -типа с суммарным числом ячеек около 5 млн. При этом значение Y^+ у стенки не превышает 2,5.



а) – меридиональное сечение; б) – трехмерное изображение
Рис. 2. Проточная часть ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт

В табл. 2 и на рис. 3–4 представлены сравнения некоторых результатов газодинамических расчетов, полученных с использованием уравнений состояния Таммана, Ван-дер-Ваальса и Международного стандарта IAPWS-95, а также результатов расчетов ХЦКБ «Энергопрогресс».

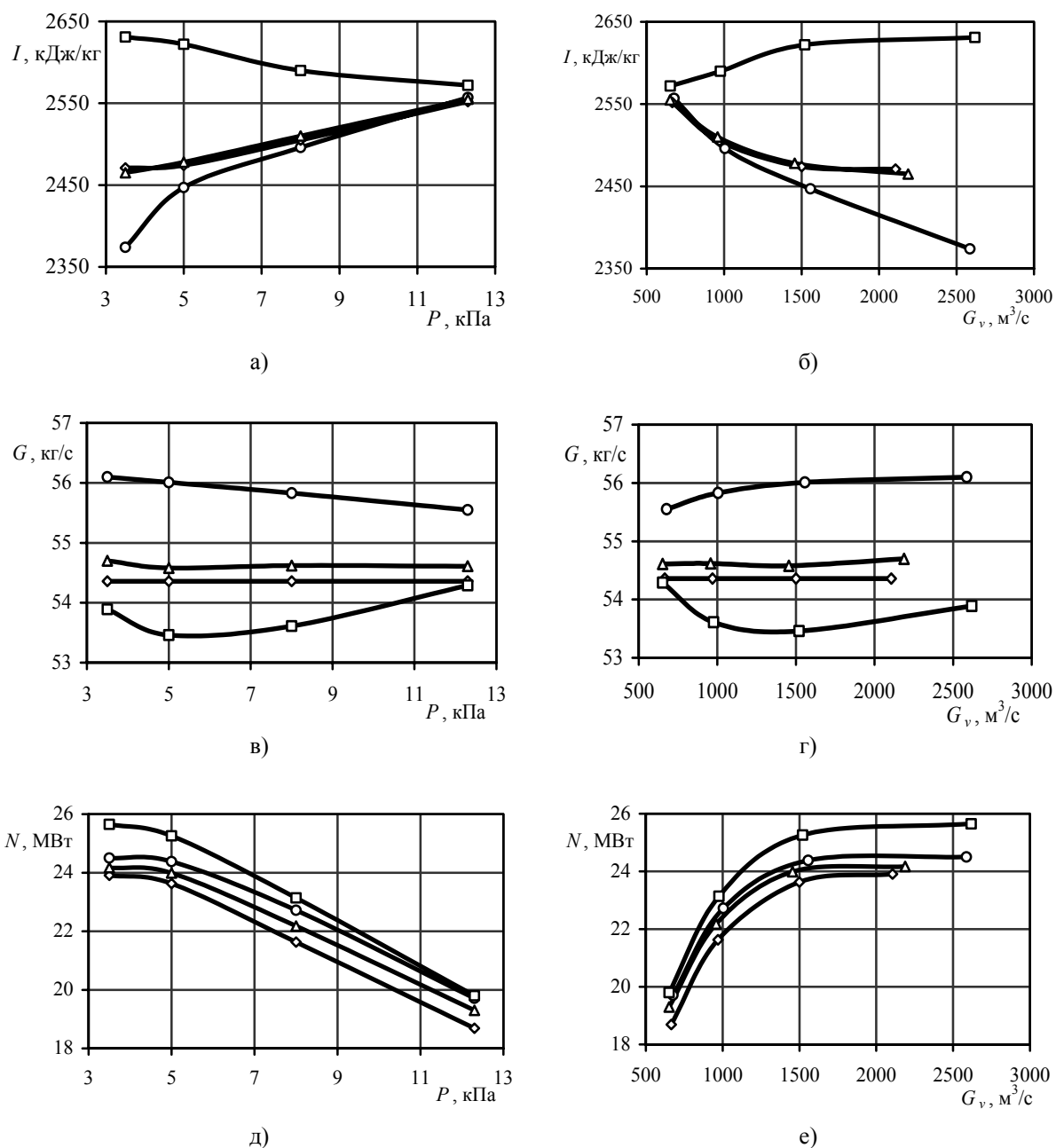
Результаты газодинамических расчетов ЦНД

Таблица 2

Параметры	Расчеты ХЦКБ «Энергопрогресс»				Уравнение состояния Таммана				Уравнение состояния Ван-дер-Ваальса				Уравнение состояния IAPWS-95			
$P_{\text{вых}}, \text{кПа}$	12,3	8	5	3,5	12,4	8	5	3	12,4	8	5	3,3	12,4	8	5	3,3
$T_{\text{вых}}, \text{К}$	323	308	299	300	325,3	314,9	308,5	292,9	337,6	328,3	323	307,2	322,9	314	306,4	299,5
$I_{\text{вых}}, \text{кДж/кг}$	2552	2505	2474	2471	2572	2590	2622	2631	2557	2496	2447	2374	2555	2510	2478	2465
$G_{\text{вых}}, \text{кг/с}$	54,36	54,36	54,36	54,36	54,29	53,61	53,46	53,89	55,55	55,83	56,01	56,1	54,61	54,62	54,58	54,7
$N_{\text{ЦНД}}, \text{МВт}$	18,69	21,63	23,63	23,91	19,8	23,14	25,26	25,65	19,71	22,72	24,38	24,5	19,3	22,18	23,99	24,17

Из представленных результатов видно, что результаты расчетов, выполненных с использованием уравнений состояния Международного стандарта IAPWS-95, достаточно существенно отличаются от расчетов, в которых используются более простые уравнения состояния (Таммана и Ван-дер-Ваальса) по таким величинам как

температура, энтальпия, расход, мощность. Также следует отметить, что наибольшее несогласование наблюдается по величине объемных расходов на режиме самого низкого давления в конденсаторе (3,5 кПа). Наилучшее согласование результатов наблюдается между расчетом с уравнением состояния IAPWS-95 и расчетом ХЦКБ «Энергопрогресс», в котором используется аналогичное уравнение состояния.



—◇— ХЦКБ «Энергопрогресс»; —□— ур. Таммана; —○— ур. Ван-дер-Ваальса; —△— ур. IAPWS-95
 а, б — энтальпия на выходе из ЦНД; в, г — расход на выходе из ЦНД; д, е — мощность ЦНД

Рис. 3. Результаты газодинамических расчетов ЦНД

Заключение

Предложен подход к аппроксимации уравнений состояния воды и водяного пара (IAPWS-95) для расчетов трехмерных течений пара в проточных частях турбомашин, который обеспечивает среднюю погрешность аппроксимации термодинамических функций в области работы современных и перспективных турбомашин менее 0,01 %, а максимальную погрешность – менее 0,1 %. Использование данного подхода позволяет обеспечить более точное моделирование трехмерных течений влажного пара в проточных частях турбин по сравнению с моделями, в которых используются более простые уравнения состояния.

Список литературы: 1. *ANSYS Products* / ANSYS, Inc. All Rights Reserved. Terms & Conditions. – Available from: <http://www.ansys.com>. 2. *FlowVision* / FlowVision: The Lean Business & Supply Chain Consulting Group. – Available from: <http://www.flowvision.com>. 3. Свідомство 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. 4. *Нащокин В.В.* Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащокин. – М.: Высшая школа, 1980. – 496 с. 5. *IAPWS*, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. – Available from: <http://www.iapws.org>. 6. *IAPWS*, Revised Release on the IAPWS Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam (The revision only relates to the extension of region 5 to 50 MPa). – Available from: <http://www.iapws.org>. 7. *Ершов С.В.* Численное моделирование трехмерных вязких течений несовершенного газа в турбомашинах. Часть 1. Постановка задачи / С.В. Ершов, А.В. Русанов // Пробл. машиностроения. – 2002. – 5(4). – С. 18-25. 8. *Menter F.R.* Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA J.* – 1994. – 32, № 11. – Р. 1299-1310. 9. *Ершов С.В.* Квазимонотонная ENO схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса // Мат. моделирование. – 1994. – 6, № 11. – С. 58-64. 10. *Зоммерфельд А.* Термодинамика и статическая физика. – М.: Иностранная литература, 1995. – 479 с. 11. *Годунов С.К.* Численное решение многомерных задач газовой динамики / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов и др. – М.: Наука, 1976. – 400 с. 12. *Русанов А.В.* Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 13. *Русанов А.В.* Использование уравнений термодинамических свойств водяного пара IAPWS-95 в 3-D расчетах / А.В. Русанов, Н.В. Пашенко // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2010. – № 5/7(47). – С. 37-41. 14. *Мамонтов Н.И.* Некоторые проблемы реконструкции и модернизации паровых турбин тепловых электростанций Украины / Н.И. Мамонтов, Т.Н. Пугачева // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 152-161.

© Русанов А.В., Пашенко Н.В., 2011
Поступила в редколлегию 14.02.11

УДК 621.165

А.Ю. ЮДИН, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

АЛГОРИТМ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ

Наведено алгоритм оптимального проектування міжлопаткового каналу турбінної решітки за допомогою аеродинамічної оберненої задачі, який враховує обмеження на міцність. Спроектована соплова решітка, профіль якої відрізняється від типових стандартних профілів наявністю хвиляподібного контуру і нижчим коефіцієнтом сумарних втрат.

The algorithm of optimal design turbine cascade with assistance aerodynamic inverse problem, which to take account limitation on strength is introduce. The new profile of stator cascade which has local wavy contours and the coefficient of total losses is much lower, than at an initial cascade of atlas profile is designed.

Аэродинамический расчет лопаток турбин основан на применении методов решения двух задач теории решеток – прямой и обратной. Обратная задача в общем случае заключается в проектировании турбинных лопаток, реализующих заданные характеристики течения в межлопаточном канале. Но до настоящего времени в практике турбостроения не известны методы решения обратной задачи в трехмерной постановке. Это объясняется, прежде всего, несовершенством математических моделей, отражающих физическую картину течения в пространственных лопаточных венцах. Чрезвычайно сложным представляется вопрос формирования даже качественного представления о влиянии пространственного поля течения на аэродинамическое качество проектируемых лопаточных венцов.

Для решения обратной задачи в двухмерной классической постановке необходимо задать распределения скорости или давления вдоль обводов профиля, которые позволили бы получить профиль лопатки с минимальными аэродинамическими потерями и необходимыми прочностными характеристиками. В настоящее время в алгоритмах оптимального проектирования лопаточных аппаратов обратная задача практически не используется, поскольку переход от задачи безусловной оптимизации при использовании прямой задачи расчета течения к задаче условной оптимизации при использовании обратной задачи ставит под сомнение сходимость самого процесса поиска оптимальной формы профиля за разумное время. Поэтому до настоящего времени традиционно оптимальное проектирование профилей осуществляется на основе многовариантных решений прямой задачи и использования статистических зависимостей для оценки геометрических характеристик профиля, определяющих его прочностные и другие свойства. Перспективным представляется проектирование межлопаточного канала и соответствующего ему профиля, обеспечивающих заданные аэродинамические характеристики течения и соответственно более низкие коэффициенты потерь [1, 2].

В статье рассматривается один из возможных алгоритмов (рис. 1) оптимального проектирования турбинной решетки по минимуму суммарных потерь (профильных и концевых) на основе нового двухмерного метода расчета течения в межлопаточном канале. Метод позволяет решать прямую [3] и обратную [4] аэродинамические задачи с единой методологической позиции, что дает возможность с одинаковой точностью получать решение обеих задач.

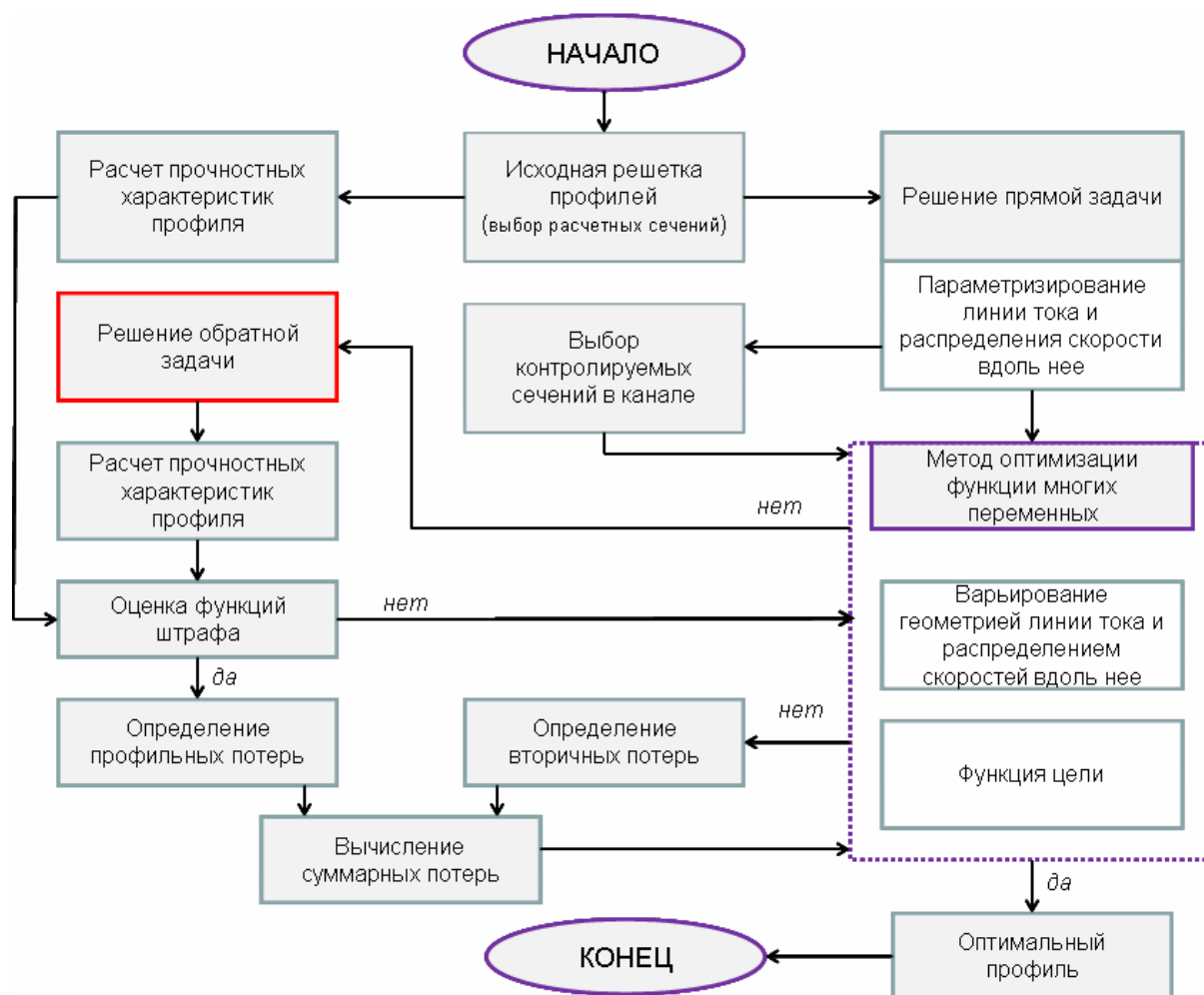


Рис. 1. Алгоритм оптимального проектирования межлопаточного канала и профиля с помощью обратной задачи

Для решения прямой задачи [3] необходимо задать массовый расход, параметры торможения на входе в канал, геометрию канала и выбрать количество расчетных сечений Z_L . Для решения обратной задачи [4] задаются массовый расход, параметры торможения на входе в канал, геометрия одной из линий тока, распределение скорости вдоль нее и количество расчетных сечений Z_L (рис. 2).

Описание последовательности операций рассматриваемого алгоритма:

- *исходная решетка профилей* (задаются координаты канала исходной решетки профилей, выбираются расчетные сечения Z_i);
- *расчет прочностных характеристик профиля* (определение площади, моментов сопротивления, если они заранее не известны и толщин профиля в расчетных сечениях исходной решетки);
- *решение прямой задачи*, (рассчитываются параметры потока в канале исходной решетки); *параметризирование линии тока и распределения скорости вдоль нее* (выбор полинома и определение его коэффициентов);
- *выбор контролируемых сечений* (Z_k) в канале (в сечениях $Z_i = Z_k$ сохраняются локальные параметры на линии равного расхода φ (рис. 2), определяющие локальную геометрию и скорость в исходном канале);

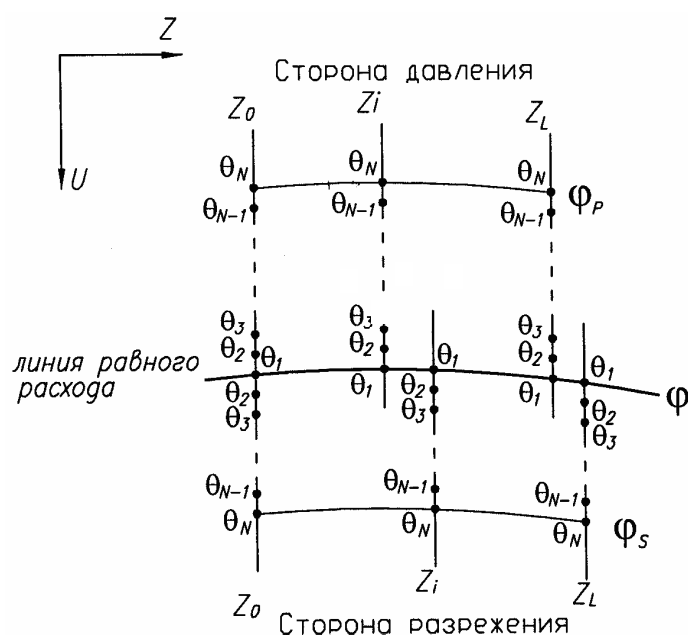


Рис. 2. К постановке обратной задачи

– метод оптимизации функции многих переменных [8] (варьируется геометрия линии тока (равного расхода) φ и распределение скорости вдоль нее);

– решение обратной задачи (определение геометрии межлопаточного канала, соответствующего ему профиля (промежуточный вариант) и аэродинамических характеристик параметров потока);

– расчет прочностных характеристик профиля (вычисление площади и моментов сопротивления промежуточного варианта профиля);

– оценка функций штрафа
(сравнение прочностных

характеристик исходного и промежуточного варианта профилей);

- определение профильных потерь;
- определение вторичных потерь;
- вычисление суммарных потерь;
- функция цели.

В процессе оптимизационного поиска сохраняются постоянными:

- массовый расход;
- параметры рабочего тела перед каналом: полное давление и удельный объем;
- граничные условия в контролируемых сечениях для скорости потока

$$W(z_k), \quad \frac{dW(z_k)}{dz}, \quad \frac{d^2W(z_k)}{dz^2},$$

- граничные условия в контролируемых сечениях для функции $\varphi = \varphi(z)$, задающей геометрию средней линии тока вдоль межлопаточного канала:

$$\varphi(z_k), \quad \frac{d\varphi(z_k)}{dz}, \quad \frac{d^2\varphi(z_k)}{dz^2}.$$

В качестве независимых переменных задачи оптимизации выбраны вещественные коэффициенты функций $W = W(z)$ и $\varphi = \varphi(z)$, задающих скорость вдоль линии тока и геометрию линии тока.

Чтобы построить функции $W = W(z)$, $\varphi = \varphi(z)$, используются многочлены Ритца [5]. Для двух рядом находящихся контролируемых сечений $z_{k(i)} = z_a$, $z_{k(i+1)} = z_b$:

$$W(z) = W_0(z) + \sum_{i=1}^n a_i W_i(z); \quad \varphi(z) = \varphi_0(z) + \sum_{i=1}^n b_i \varphi_i(z);$$

$$W_i(z) = (z - z_a)^i (z_b - z); \quad \Phi_i(z) = (z - z_a)^i (z_b - z); \quad i = \overline{1, n}.$$

Ряд важных математических задач сводится к минимизации квадратичных функционалов. Если в качестве пробных функций взять обобщенные многочлены

$v_n(x, \gamma) = \chi_0(x) + \sum_{i=1}^n \gamma_i \chi_i(x)$, то квадратичный функционал будет квадратичной функцией параметров γ_i . Задача нахождения минимума квадратичной функции посредством дифференцирования по переменным γ_i сводится к системе алгебраических линейных уравнений.

Для некоторой исследуемой функции $y(x)$ выбор функций $\chi_i(x)$, $x \in [a, b]$ связан с краевыми условиями: $y(a) = \alpha$ и $y(b) = \beta$. Поэтому выбирается какая-либо гладкая функция, удовлетворяющая этим краевым условиям, например $\chi_0(x) = \alpha + \frac{\beta - \alpha}{b - a}(x - a)$. Остальные функции выбираются так, чтобы они удовлетворяли краевым условиям: $\chi_i(x) = (x - a)^i(b - x)$, $i = \overline{1, n}$.

Выполнение граничных условий первого рода $W(z_a) = W_a$, $W(z_b) = W_b$ и $\varphi(z_a) = \varphi_a$, $\varphi(z_b) = \varphi_b$ всегда гарантировано:

$$W_0(z) = W_a + \frac{W_b - W_a}{z_b - z_a}(z - z_a); \quad \varphi_0(z) = \varphi_a + \frac{\varphi_b - \varphi_a}{z_b - z_a}(z - z_a); \quad W_i(z) = 0, \quad \varphi_i(z) = 0.$$

Критерии для выполнения оставшихся граничных условий легко найти, продифференцировав многочлены и разрешив полученные линейные уравнения.

Используя геометрические характеристики средней линии тока и распределение скорости вдоль нее, для заданной высоты решетки рассчитывается квазитрехмерный пограничный слой и вычисляется коэффициент вторичных потерь $\zeta_{вт}$ [6]; по распределению скоростей на выпуклой ($\varphi_s = \varphi_s(z)$) и вогнутой ($\varphi_p = \varphi_p(z)$) сторонах построенного профиля вычисляются толщины потери импульсов $\delta_{сп}^{**}$, $\delta_{к}^{**}$ [7] и определяется коэффициент профильных потерь $\zeta_{пр}$.

Функция цели – минимум коэффициента суммарных потерь $\zeta = \zeta_{пр} + \zeta_{вт}$.

Результат оптимального проектирования сопловой решетки турбины

Для оптимального проектирования в качестве исходной решетки выбрана сопловая решетка профилей Н4 (рис. 3). Основные геометрические характеристики сопловой решетки Н4: отношение шага к хорде $t/b = 0,64$, осевая ширина $B = 69,1$ мм, $\arcsin a/t = 13,7^\circ$. Отношение хорды профиля к высоте $b/l = 3$.

В канале решетки Н4 решена прямая задача и получены распределения параметров внутри канала. На рисунке 3 показано распределение безразмерной скорости $\bar{C} = C_i/C_0$ вдоль обводов профиля, где C_i – текущее значение скорости, C_0 – скорость на входе в решетку.

В качестве контролируемых сечений выбраны: сечение на входе в решетку и сечение в горле, а при решении задачи оптимизации варьировались параметры средней линии тока. В выходном участке межлопаточного канала от горлового сечения и ниже (косой срез) геометрия средней линии тока и распределение скорости потока вдоль нее оставались постоянными в процессе оптимизационного поиска и приняты такими, как в канале решетки профилей Н4.

Ограничения для функций штрафа: моменты сопротивления и толщины профиля в расчетных сечениях.

В результате спроектирована новая решетка профилей, распределение безразмерной скорости вдоль обводов которой показано на рис. 4. В табл. 1 приведены значения коэффициентов потерь новой решетки и Н4.

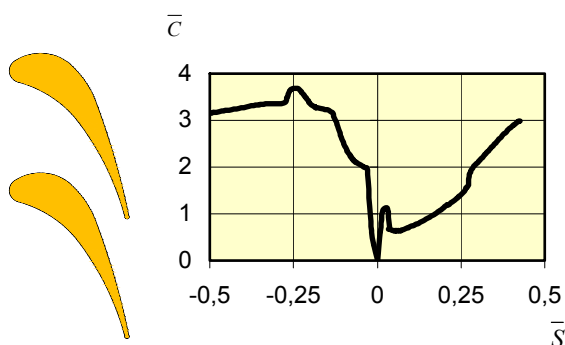


Рис. 3. Решетка профилей Н4 и распределение безразмерной скорости вдоль обвода профиля

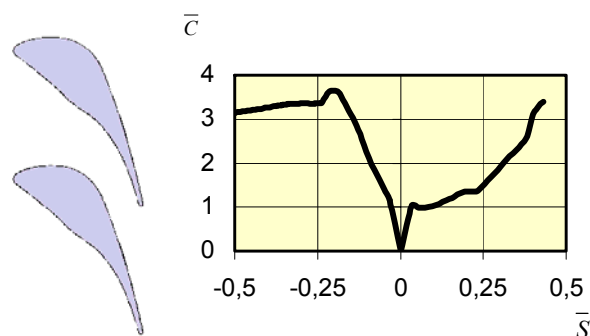


Рис. 4. Решетка новых профилей и распределение безразмерной скорости вдоль обвода профиля

Таблица 1

Расчетные коэффициенты потерь сопловых решеток при осевом угле входа потока
($t/b = 0,64$; $M = 0,5$; $Re = 9 \cdot 10^5$)

Сопловая решетка	b/l	$\zeta_{пр}, \%$	$\zeta_{вт}, \%$	$\zeta, \%$
Н4	3	3,27	5,81	9,08
Новый	3	3,3	4,27	7,57

Коэффициент суммарных потерь новой решетки меньше на 1,51 % чем у решетки Н4. Профильные потери в решетках практически одинаковые – 3,3 % в новой решетке и 3,27 % в решетке Н4, а выигрыш получен за счет существенного на 1,54 % снижения коэффициента вторичных потерь.

Приведенный алгоритм, разработанный на основе нового метода решения прямой и обратной задач, позволяет учитывать прочностные ограничения, и проектировать решетки профилей с низкими суммарными потерями.

Список литературы: 1. Деревянко А.В. Основы проектирования турбин авиадвигателей / А.В. Деревянко, В.А. Журавлев, В.В. Зикеев, В.В. Князев, С.З. Копелев, Д.В. Кудрявцев // Под ред. С.З. Копелева. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с. 2. Van den Braembussche R.A. Turbomachinery component design by means of CFD / R.A. Van den Braembussche // Task Quarterly Journal. – 2002. – Vol. 6, No 1. – P. 39-61. 3. Субботович В.П. Задача расчета скорости на поверхности лопатки турбомшины как задача оптимизации / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – С. 101-106. 4. Субботович В.П. Постановка и метод решения обратной задачи для определения формы межлопаточных каналов кольцевых решеток турбомашин / В.П. Субботович, А.Ю. Юдин // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – № 29. – С. 49-56. 5. Калиткин Н.Н. Численные методы. – М.: Наука, 1978. – 512 с. 6. Гречаниченко Ю.В. Вторичные течения в решетках турбомашин / Ю.В. Гречаниченко, В.А. Нестеренко. – Харьков: Вища школа, 1983. – 120 с. 7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1978. – 736 с. 8. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ. / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 535 с.

© Юдин А.Ю., 2011

Поступила в редколлегию 04.03.11

УДК 532.6

С.А. ХОМЫЛЕВ, ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье
В.Т. РУДЕНКО, ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье
А.В. ЛЮСИНА, ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ПЕРЕДНЕЙ КРОМКИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТУРБИННОЙ РЕШЕТКИ

Представлено результати дослідження впливу форми передньої кромки на аеродинамічну ефективність високонавантаженої турбінної решітки. Дослідження проведено розрахунковим методом у двовимірному ставленні з урахуванням в'язкості та стисливості, обчислення виконано із застосуванням програмного комплексу **FlowER**. Дано рекомендації щодо проектування високонавантажених профілів.

The article represents results of investigation of leading edge shape influence on aerodynamic efficiency of high-loaded turbine cascade. The investigation are executed by calculated method for 2D viscous compressible gas flow using the CFD code **FlowER**. The advices for design of high-loaded profile are given.

Введение

Для высоконагруженных турбинных решеток с большими углами поворота потока характерны малые углы входа и сильно изогнутая форма профиля. Численное исследование подобных решеток [1] показало, что с уменьшением угла входа происходит ухудшение обтекания передней кромки решетки и повышается вероятность отрыва потока на ней. Это делает решетку весьма чувствительной к нерасчетным углам натекания и делает ее эффективной только в узком диапазоне рабочих режимов. Таким образом, профилированию входной кромки высоконагруженных решеток должно быть уделено особое внимание.

Обзор литературы, посвященной этому вопросу, показал, что обобщения и рекомендации, данные разными авторами [2, 3 и др.] носят общий и, часто, противоречивый характер. Основные из них: а) минимальные профильные потери в решетках получены при нулевых или небольших отрицательных углах атаки; б) увеличение радиуса окружности, описывающей переднюю кромку, делает решетку менее чувствительной к нерасчетным углам натекания, но эффективность решетки в расчетных условиях снижается; в) при проектировании решеток с малым углом входа в качестве расчетного предпочтительно назначить небольшой положительный угол атаки. Эти рекомендации могут быть использованы в качестве начального приближения при проектировании решеток, однако, окончательное решение о форме передней кромки зависит от множества режимных и геометрических параметров и для каждой решетки будет индивидуально.

В данной работе приведены некоторые результаты расчетного исследования обтекания группы высоконагруженных турбинных решеток с различной геометрией передних кромок. Исследования проведены в рамках модернизации профиля рабочей лопатки высоконагруженной турбины низкого давления авиационного двигателя. Задача решалась численным моделированием плоского течения вязкого сжимаемого газа с использованием программного комплекса **FlowER 4.4**.

Объект исследования

Объектом исследования является профиль среднего сечения рабочей лопатки промежуточной ступени современной высоконагруженной турбины низкого давления (далее «решетка 1» или «исходная решетка»). Основные геометрические параметры этой

решетки представлены в табл. 1. На базе решетки 1 спроектирована серия решеток с различной геометрией передних кромок (рис. 1), которые разделены на две группы А и Б.

Геометрические параметры решетки 1

Таблица 1

Параметр	Значение
Средний расчетный угол входа потока – β_{1r}	37,6°
Конструктивный угол входа – β_{1k}	37,6°
Эффективный угол выхода – β_{2e}	23,8°
Отношение шага к хорде – t/l	0,69
Угол установки – γ	55,0°
Угол отгиба выходной кромки – δ	14,6°
Отношение максимальной толщины к хорде – C_{max}/l	0,127
Угол заострения входной кромки – ω_1	15,3°
Угол заострения выходной кромки – ω_2	5,6°
Отношение толщины входной кромки к хорде – d_1/l	0,051
Отношение толщины выходной кромки к горлу – d_2/a	0,070

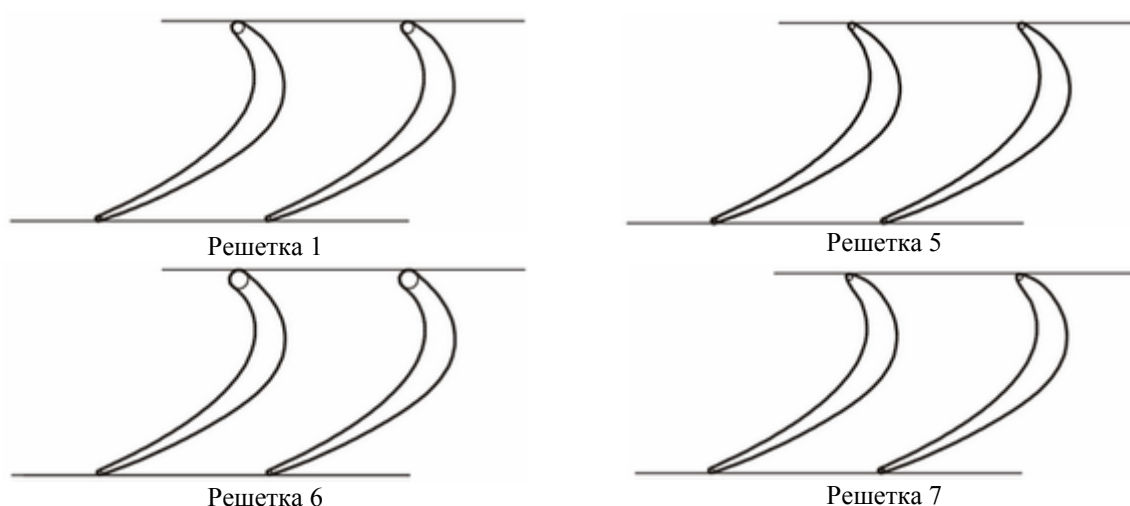


Рис. 1. Исследуемые решетки

В группу А (табл. 2) вошли решетки с 1-ой по 4-ую, для которых варьируемым параметром был конструктивный угол входа (соответственно, угол атаки) при сохранении остальных геометрических параметров. Угол входа для решетки 2 выбран по рекомендациям работы [3], а для решеток 3 и 4 – по результатам исследований [1]. Принципиальная форма этих решеток подобна решетке 1 (на рис. 1 слева сверху).

Геометрические параметры решеток. Группа А

Таблица 2

Параметр	Решетка 1	Решетка 2	Решетка 3	Решетка 4
Конструктивный угол входа – β_{1k}	37,6°	45,6°	34,6°	30,6°
Расчетный угол атаки – $(\beta_{1k} - \beta_{1r})$	0°	+8°	-3°	-7°

В решетках группы Б (№ 1, 5, 6, 7) варьировались толщина передней кромки и ее угол заострения (табл. 3). Согласно рекомендациям [2] увеличение радиуса вписанной окружности должно привести к повышению устойчивости профиля к нерасчетным углам натекания, а его уменьшение в решетке 5 – к снижению профильных потерь относительно исходной решетки в расчетной точке.

Таблица 3

Геометрические параметры решеток. Группа Б

Параметр	Решетка 1	Решетка 5	Решетка 6	Решетка 7
Угол заострения входной кромки – ω_1	15,3°	19,4°	2,5°	30,0°
Отношение толщины входной кромки к хорде – d_1/l	0,051	0,026	0,077	0,026

При профилировании решеток с 1-ой по 6-ую применена стандартная собственная методика предприятия ГП «Ивченко-Прогресс», в основе которой лежат работы ЦИАМ [4, 5 и др.]. Метод позволяет спроектировать аэродинамически совершенные профили, описанные тремя (одна на стороне давления и две на стороне разрежения) рациональными параметрическими кубическими кривыми, кромки профилей описываются дугами окружностей. Эффективность этого метода подтверждена многолетним и успешным опытом создания умеренно нагруженных турбин различной размерности и назначения.

В решетке 7 применен нестандартный подход, при котором сторона давления описана двумя кривыми, а сторона разрежения – тремя. Это позволило значительно увеличить угол заострения передней кромки, сохраняя приемлемой ее толщину.

Для каждой из решеток выполнена серия расчетов в широком диапазоне чисел Маха (от 0,6 до 1,15), которые показали, что для всех решеток оптимальный режим находится около $M_{2ад} = 0,9$. При этих числах Маха решетки были исследованы в практически значимом диапазоне углов входа потока от 27,6° до 47,6°.

Расчетный метод. Параметры моделирования

В настоящей работе использовался метод расчета течения вязкого газа, реализованный в программном комплексе FlowER. Подробное описание данного метода приведено в работе [6]. Задача решалась в двухмерной постановке, на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством $k-\omega$ (SST) модели Ментера [7]. Уравнения решались численно неявной разностной схемой второго порядка точности [6].

Расчетная область межлопаточного канала решеток описывалась конечно-разностной сеткой H -типа, включающей $N = 140 \times 80$ ячеек для $2D$ расчета. Размер ближайшей к поверхности лопатки ячейке соответствовал $y^+ \approx 1$.

В качестве исходных данных приняты: полное давление, полная температура, направление потока на входе и статическое давление на выходе из решетки. Рабочее тело – вязкий сжимаемый газ. Начальная турбулентность потока 5 %. Все рассмотренных ниже расчеты проведены на режиме $M_{2ад} = 0,9$ при числах Рейнольдса $Re = 10^6$.

Результаты численного исследования

На рис. 2 приведено распределение чисел Маха на передней кромке исследуемых решеток при расчетном угле натекания. Из приведенных данных видно:

– на профилях с 1-ый по 6-ой со стороны разрежения происходит интенсивный разгон потока, который замыкается скачком уплотнения. С увеличением угла атаки скачек усиливается. Такой характер обтекания повышает вероятность отрыва потока даже при расчетном угле входа, что и зафиксировано на решетке 2, которая обтекается здесь с положительным углом атаки;

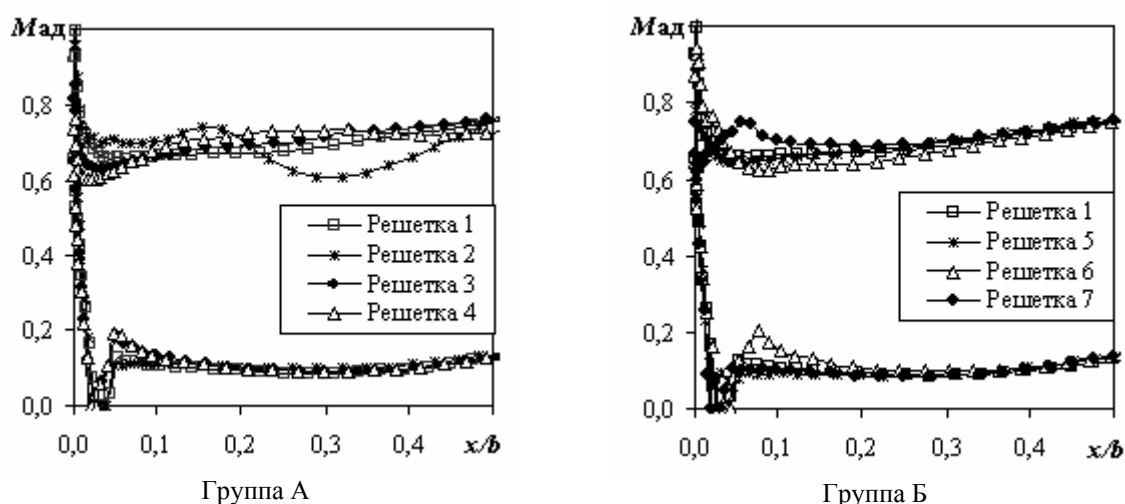


Рис. 2. Распределение адиабатических чисел Маха по обводам решеток (x – координата вдоль осевой хорды; b – осевая хорда) при $\beta_{1r} = 37,6^\circ$

– с уменьшением геометрического угла входа (в группе А) и увеличением толщины кромки (в группе Б) повышается интенсивность диффузорного участка со стороны давления. Эта особенность может ухудшить обтекание при увеличении угла входа;

– среди рассмотренных профиль 7 имеет принципиально другой характер течения. Здесь небольшой разгон потока со стороны разрежения оканчивается незначительным диффузорным участком, который не нарушает устойчивости течения. Со стороны давления торможение отсутствует.

В табл. 4 и 5 представлены относительные потери кинетической энергии ξ/ξ_0 (ξ_0 – коэффициент профильных потерь в решетке 1 при $M_{2ад} = 0,9$ и $i = 0^\circ$) в решетках группы А и Б соответственно при различных углах входа потока.

Таблица 4

Относительные потери кинетической энергии в решетках. Группа А

№ решетки	$\beta_{1r} = 27,6^\circ$	$\beta_{1r} = 32,6^\circ$	$\beta_{1r} = 37,6^\circ$	$\beta_{1r} = 47,6^\circ$
1	1,866	1,310	1,000	0,848
2	1,907	1,777	1,125	0,845
3	1,871	1,186	0,971	0,879
4	1,934	1,156	1,006	0,909

Таблица 5

Относительные потери кинетической энергии в решетках. Группа Б

№ решетки	$\beta_{1r} = 27,6^\circ$	$\beta_{1r} = 32,6^\circ$	$\beta_{1r} = 37,6^\circ$	$\beta_{1r} = 47,6^\circ$
1	1,866	1,310	1,000	0,848
5	2,177	1,342	1,022	0,859
6	2,012	1,316	1,003	0,871
7	1,843	1,158	0,955	0,847

Из данных таблицы 4 следует:

– зависимость потерь от угла входа для всех решеток имеет типичный характер – с уменьшением угла входа потока потери энергии возрастают. Для каждой из решеток

минимальные потери получены при максимальном угле входа $\beta_{1r} = 47,6^\circ$, углы атаки здесь составили от -2° для решетки 2 до -17° для решетки 4; максимальные потери получены при $\beta_{1r} = 27,6^\circ$ и углах атаки от $+18^\circ$ до $+3^\circ$ соответственно;

- при угле входа потока $\beta_{1r} = 47,6^\circ$ отличие в эффективности решеток находится в пределах 7 % и зависимость потерь от геометрического угла входа не имеет четко выраженного экстремума. Анализ течения показал, что решетки 1 и 2 имеют здесь более благоприятное обтекание, а в решетке 3 получен незначительный отрыв потока со стороны давления, который усиливается в решетке 4. Однако этот отрыв не привел к существенному увеличению потерь. Оптимальные геометрические углы входа здесь лежат в диапазоне от 39° до 45° ;

- при расчетном угле натекания $\beta_{1r} = 37,6^\circ$ влияние геометрического угла решетки становится более значительным. Эту зависимость можно описать параболой, которая имеет минимум при $\beta_{1k} = 34,3^\circ$. Худшее обтекание получено в решетке 2, где положительный угол атаки 8° вызвал отрыв потока со стороны разрежения (см. рис. 2), что и привело к заметному росту потерь;

- при уменьшении угла потока до $\beta_{1r} = 32,6^\circ$ в решетке 2 уже возникает масштабный отрыв потока, который занимает более 20 % длины стороны разрежения и сопровождается значительными потерями. Небольшой отрыв получен также в решетке 1 и, в меньшей степени, в решетке 3, где появились положительные углы атаки. Течение в решетке 4 остается безотрывным, при этом оптимальный конструктивный угол входа решетки составляет около 30° ;

- при дальнейшем уменьшении угла входа во всех решетках течение становится одинаково отрывным и неустойчивым, а их эффективность снова сближается. В решетке 2 получен наиболее масштабный отрыв, однако качественно картина течения уже меняется мало, поэтому прирост потерь получен наименьший. Наибольший прирост потерь получен для решетки 4, в которой угол атаки стал положительным и принципиально поменялся характер течения. В данном случае оптимальный геометрический угол составит 36° .

Таким образом, выбор положительного угла атаки в расчетной точке оказался неоправданным; решетка 2 обтекается с повышенными потерями на большинстве рассмотренных режимов. Выбор отрицательного угла атаки может быть более эффективным. Однако, слишком малый угол входа делает профиль более изогнутым, уменьшает геометрическую конфузурность канала, суживает диапазон эффективного применения. По совокупности факторов в группе А наиболее эффективной оказалась решетка 3, для которой расчетный угол атаки составляет -3° . Эту величину, по видимому, можно рекомендовать для рассматриваемой решетки, при этом снижение потерь по режимам может составить до 10 %.

Результаты исследования решеток группы Б (таблица 5) показали следующее:

- при угле натекания потока $\beta_{1r} = 32,6^\circ \dots 47,6^\circ$ эффективность решеток, спрофилированных стандартным методом, незначительно зависит от толщины передней кромки (в рассмотренных пределах d_1/l). Основное отличие состоит в том, что решетка 6, с утолщенной кромкой, оказалась более предрасположенной к отрыву потока со стороны давления (при отрицательных углах атаки), в то время как в решетке 5, с тонкой кромкой, более высокая вероятность отрыва со стороны разрежения;

- при положительном угле атаки 10° во всех решетках получено отрывное течение, что затрудняет количественное сравнение их эффективности, однако можно отметить, что в решетке 5 масштаб отрыва наибольший;

- применение специального профилирования передней кромки сделало распределение скоростей на входе в решетку 7 более благоприятным как со стороны разрежения (что особенно важно), так и со стороны давления (рис. 2). В результате эта решетка оказалась

наименее восприимчивой к изменению угла натекания, течение в ней сохраняется безотрывным при $\beta_{1г} = 32,6^\circ \dots 47,6^\circ$ (рис. 3), а потери энергии минимальны среди решеток данной группы.

По результатам анализа течения в решетках группы Б можно сделать вывод, что выбранные при проектировании исходной решетки значения толщины и угла заострения передней кромки являются рациональными. Дальнейшее усовершенствование формы передней кромки рассматриваемой решетки в рамках стандартного метода ограничено. Для снижения потерь на передней кромке и повышения атакоустойчивости профиля можно рекомендовать подход, примененный в решетке 7, при этом ожидаемый прирост эффективности в работе составляет от 4 до 12 %.

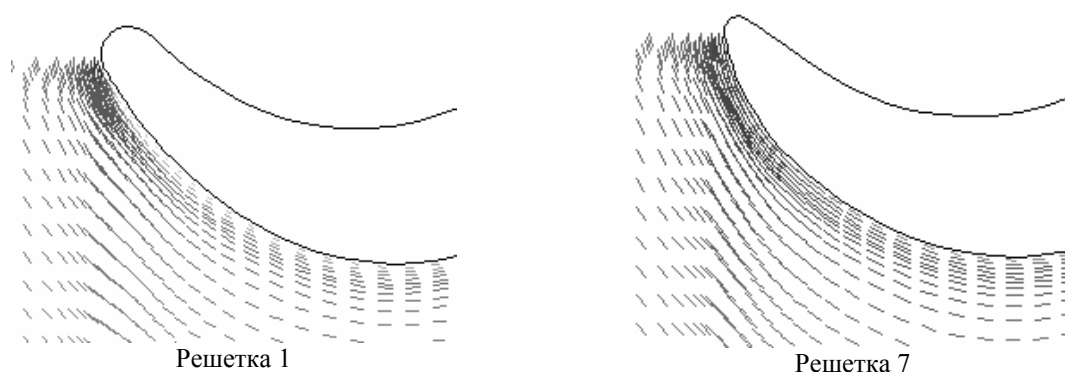


Рис. 3. Вектора скоростей на входе в решетки 1 и 7 при $\beta_{1г} = 32,6^\circ$

Выводы

Выполнено численное исследование влияние формы передней кромки на эффективность высоконагруженной турбинной решетки в широком диапазоне углов входа потока. Результаты исследования показали, что при проектировании решеток с малым углом входа в расчетных условиях при прочих равных геометрических характеристиках предпочтительно назначить небольшой отрицательный угол атаки. Это позволит несколько снизить потери при заданном угле входа и расширить диапазон эффективного применения. Тот же результат можно получить при проектировании решетки с нулевым углом атаки, но специальным профилированием передней кромки.

Список литературы: 1. *Хомылев С.А.* Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: Часть 2 – Исследование характеристик высоконагруженных решеток / С.А. Хомылев, С.Б. Резник, С.В. Ершов // *Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал.* – Харьков: НАКУ «ХАИ». – 2008. – №8(55). – С. 46-50. 2. *Локай В.И.* Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / В.И. Локай, В.А. МаксUTOва, В.А. Струнkin. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с. 3. *Аронов Б.М.* Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / Б.М. Аронов, М.И. Жуковский, В.А. Журавлев. – М.: Машиностроение, 1978. – 168 с. 4. *Карелин А.М.* Построение решетки турбинных профилей на основе рациональных параметрических кривых. Лопаточные машины и струйные аппараты // *Труды* № 1234. – Вып. 9. – М.: ЦИАМ, 1989. – С. 79-89. 5. *Венедиктов В.Д.* Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский, А.М. Карелин, А.Н. Колесов, М.Х. Мухтаров. – М.: ЦИАМ, 1990. – 393 с. 6. *Ершов С.В.* Численный метод расчета течений невязкого и вязкого газа в решетках профилей // *Ин-т пробл. машиностроения АН Украины.* Харьков, 1992. – 83 с. – Деп. в ВИНТИ 29.12.92, N 3696-B92. 7. *Menter F.R.* Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA J.* – 1994. – 32, № 11. – P. 1299-1310.

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
М.В. БУРЛАКА, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков
В.С. БАРАННИК, магистр НТУ «ХПИ», г. Харьков

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ФОРМЫ ПЛОСКИХ ТУРБИННЫХ ПРОФИЛЕЙ

Описано параметричну модель плоского профілю турбінної решітки. Приведена постановка задачі дослідження з описанням варіюваних геометричних параметрів профілю та методів, що використовувалися. Представлено порівняння результатів розрахунків потенціального та в'язкого обтікання базового профілю. Приведені результати оптимізації плоского профілю напрямної турбінної решітки з використанням двох розрахункових методів.

The parametrical model of a turbine blade profile is described. Statement of a research problem with the description of a profile varied geometrical parameters and used methods is resulted. Comparison of calculations results of a potential and viscous flow of a base profile is presented. Results of a guide blade profile optimization with use of two calculation methods are resulted.

Совершенствование формы профилей лопаток по аэродинамическому критерию качества предполагает использование некоторого способа оценки потерь кинетической энергии при их обтекании. Из расчетных методик оценки профильных потерь наиболее широкое распространение получили два способа: определение потерь на основании расчета пограничного слоя вдоль обвода профиля [1, 2]; расчет потерь по эмпирическим зависимостям, полученным в результате систематизации и обобщения экспериментальных данных по продувкам турбинных решеток различных конфигураций [1, 3].

В последнее время широкое распространение получили методы вычислительной гидродинамики (CFD), позволяющие рассчитывать трехмерные нестационарные вязкие течения. В [4] показано, как с их использованием находится оптимальная форма сложного тангенциального навала направляющей турбинной решетки. Для дальнейшего повышения аэродинамической эффективности направляющей турбинной решетки необходимо решать комплексную оптимизационную задачу, включающую определение не только навала, но и оптимальной формы профилей лопатки в различных сечениях с учетом полной пространственной структуры течения в турбинной решетке. Ввиду сложности задачи в такой постановке представляется целесообразным проведение предварительных оптимизационных исследований методического характера в упрощенной постановке, в частности, исследования влияния геометрических характеристик плоского профиля на потери и пропускную способность турбинной решетки.

Параметрическая модель профиля турбинной лопатки.

Профилирование может осуществляться с использованием различных подходов: формирование профиля окружностями, параболом, кривыми Безье или с помощью степенных полиномов. В данной работе используется методика построения профилей с применением кривых Безье [1]. В соответствии с данной методикой профиль состоит из двух окружностей, описывающих входную и выходную кромки, и трех кривых Безье, одна из которых образует сторону давления, а две другие – спинку, соответственно от выходной кромки до горла и от горла до входной кромки.

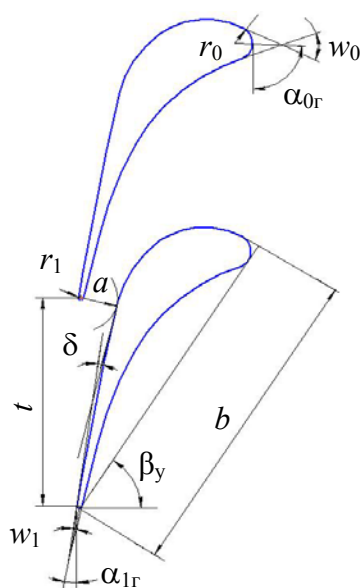


Рис. 1. Параметрическая модель профиля TC-1A

Параметрическая модель профиля показана на рис. 1. В общем случае она включает 9 параметров: t/b – отношение шага решетки к хорде лопатки, β_y – угол установки профиля, α_{0r} – геометрический угол входа, α_{1r} – геометрический угол выхода, δ – угол отгиба, w_0 – угол заострения входной кромки, w_1 – угол заострения выходной кромки, r_0 – радиус входной кромки, r_1 – радиус выходной кромки.

Постановка задачи.

В общем случае постановка задачи оптимального проектирования следующая: определить с точки зрения минимума аэродинамических потерь профиль решетки с заданными геометрическими параметрами, обеспечивающий расчетные параметры потока на выходе и удовлетворяющий требованиям прочности и технологичности [1].

Проектирование оптимального профиля осуществляется с использованием прямой задачи

аэродинамического расчета.

В данной работе решалась задача уменьшения профильных потерь заданного базового профиля при заданных параметрах потока на входе и выходе с ограничением на расход рабочего тела через решетку с использованием двух различных расчетных методов определения потерь: расчет пограничного слоя по потенциальному обтеканию профиля и расчет вязкого обтекания профиля. Большое внимание уделялось именно сравнению этих методов применительно к задачам такого рода. Прочностные и технологические ограничения не накладывались.

Из 9-ти параметров варьировались только α_{1r} и δ при прочих равных условиях. Горло решетки считалось заданным. Выбор этих параметров обусловлен тем, что их варьирование изменяет форму профиля так, что его площадь практически не изменяется. В то же время, эти параметры оказывают значительное влияние на пропускную способность и потери турбинной решетки.

Определение оптимального сочетания варьируемых параметров производилось с использованием теории планирования эксперимента и ЛП-поиска по алгоритму, представленному в работе [4]. Диапазоны варьирования параметров α_{1r} и δ задавались исходя из условия существования профиля (отсутствие самопересечений и отсутствие скачка первой производной по обводу профиля).

При определении профильных потерь с использованием расчета пограничного слоя по потенциальному обтеканию задавались следующие параметры: тип пограничного слоя – смешанный; степень турбулентности – 1 %; степень шероховатости – 6.

При определении профильных потерь по результатам расчета вязкого обтекания задавались следующие граничные условия: полное давление на входе – 1,295945 атм; полная температура на входе – 298,15 К; статическое давление на выходе – 1 атм; степень турбулентности – 1 %; модель турбулентности – SST; расчетная схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах больших градиентов параметров потока; сетка 210×98 ; параметр $y^+ < 1$; расстояние от выходных кромок до плоскости замера параметров – $0,55b$.

Все расчеты производились в двумерной постановке.

В качестве базового профиля использовался профиль ТС-1А (рис. 1). Профиль ТС-1А был выбран из-за его достаточно совершенной аэродинамической формы и малых углов выхода потока. То есть ставилась задача улучшить и так достаточно хороший профиль. А малый действительный угол выхода потока накладывал высокие требования к точности соблюдения расхода через решетку. Параметры базовой плоской турбинной решетки: $t/b = 0,6721$, $\beta_y = 58,08^\circ$, $\alpha_{0r} = 85,584^\circ$, $\alpha_{1r} = 10,255^\circ$, $\delta = 6,24^\circ$, $w_0 = 48,943^\circ$, $w_1 = 3,811^\circ$, $r_0 = 0,01535$ м, $r_1 = 0,002$ м.

Следует отметить, что эффективный угол был постоянен и равен $9,1485^\circ$ во всех вариантах геометрии профиля, так ни шаг, ни горло не менялись по отношению к базовому профилю.

Сравнение результатов расчетов исходного профиля по двум методам.

На рис. 2 приведены зависимости числа Маха по обводу профиля, полученные двумя расчетными методами.

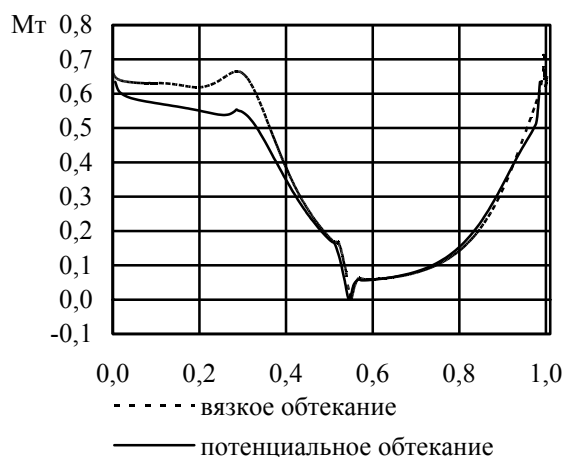


Рис. 2. Распределение числа Маха по обводу профиля

Как видно, распределения числа Маха практически совпадают на стороне давления, а на стороне разрежения они очень близки вначале с некоторым различием в области горла и косого среза. При таком характере распределений теоретического числа Маха по обводу профиля можно сказать, что оба метода расчета дают достаточно близкие результаты. Их различие в области горла и косого среза, видимо, связано с влиянием сжимаемости и вязкости, которые не-доучитываются при расчете потенциального обтекания, а также погрешностью параметризации.

Расчет профильных потерь показал, что потери при вязком обтекании отличаются от потерь при потенциальном обтекании в большую сторону. Для потенциального обтекания профильные потери составили 3,3962 %, для вязкого – 5,2123 %. Для обеспечения ограничения на расход в турбинной решетке, характерным параметром был принят действительный угол выхода потока $\alpha_{1д}$. Расчеты показали, что действительные углы выхода потока также существенно отличаются и составляют соответственно $9,8325^\circ$ и $9,0502^\circ$.

Результаты оптимизации.

Для определения оптимальной формы профиля по алгоритму [4] обоим расчетным методам потребовалось три шага, так как при первом и втором приближении контрольные расчеты показали, что не была достигнута требуемая точность формальной макромодели. Один шаг оптимизации включал 9 расчетов по плану плюс 1 контрольный расчет, то есть в общей сложности было проведено по 30 расчетов для обоих методов расчета.

Оптимизация с использованием различных методов расчета дала различные результаты (таблица 1). Оптимизация с определением потерь по потенциальному обтеканию привела к базовому профилю. В свою очередь, оптимизация с определением потерь по CFD расчету позволила получить профиль с меньшими профильными потерями. При этом профильные потери в абсолютной величине уменьшились на

0,278 %, а действительный угол потока удалось с достаточно высокой точностью сохранить как в базовом профиле (разница в относительных величинах составила 0,007 %).

Таблица 1

Результаты оптимизации

Метод расчета	№ шага оптимизации	Диапазоны варьирования		Параметры профиля			
		α_{1r}	δ	α_{1r}	δ	ζ	α_{1d}
Потенц. обтекание	Исходный	–	–	10,255	6,24	3,3962	9,0502
	1	8–12,1	0,4–14,52	8,4107	8,6663	3,1918	8,8589
	2	8–11	6–10	9,7545	6,4272	3,3721	9,0276
	3	10–11	6–7	10,004	6,24	3,3820	9,0499
Вязкое обтекание	Исходный	–	–	10,255	6,24	5,2123	9,8325
	1	8–12,1	0,4–14,52	10,4061	6,73	5,1643	9,8436
	2	8–11	6–10	10,4587	9,9951	4,9536	9,8293
	3	9,5–11	9–11	10,4980	10,9920	4,9343	9,8318

Оба расчетных метода показали, что действительный угол выхода потока α_{1d} во всех вариантах геометрии профиля отличался от эффективного угла решетки. Эта разница могла достигать 1°, что при угле выхода потока 9°, означает отклонение в 11 %. Последнее означает, что ориентирование на эффективный угол при расчете расхода может дать недопустимо большую погрешность.

В свою очередь, действительные углы выхода потока, полученные двумя рассматриваемыми способами, также различаются между собой. Среднее отклонение по действительным углам выхода потока при потенциальном и вязком обтекании составило 0,846°.

Выводы.

- Угол выхода потока из решетки существенно зависит от ее формы и может отличаться от эффективного, особенно при расчете решеток с малыми углами выхода потока (в данном примере до 11 %).
- Значения профильных потерь и действительных углов выхода потока, полученные путем расчета пограничного слоя по потенциальному обтеканию и из CFD-расчета довольно значительно отличаются между собой, что требует проведения дополнительных исследований с привлечением экспериментальных данных.
- Оптимизация на основании плоских CFD-расчетов вязкого обтекания по используемому алгоритму позволила получить профиль с меньшими профильными потерями при том же действительном угле выхода потока. При упрощенном подходе уменьшения профильных потерь достичь не удалось.

Список литературы: 1. Бойко А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: Монография / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 365 с. – ISBN 966-593-228-4. 2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1970. – 904 с. 3. Мамаев Б.Н. Профильные потери в турбинной решетке / Б.Н. Мамаев, А.Г. Клебанов // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 38-42. 4. Бойко А.В. Методы параметрической оптимизации навала направляющих турбинных лопаток / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 2. – С. 13-21.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В., Баранник В.С., 2011
Поступила в редколлегию 22.03.11

УДК 621.165

А.В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков

Ю.А. ЮДИН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

ОСОБЕННОСТИ СТРУКТУРЫ ПАРОВОГО ПОТОКА В ПЕРИФЕРИЙНОЙ ЗОНЕ СОВРЕМЕННОЙ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД

Наведені результати експериментальних досліджень структури парового потоку в периферійній зоні крупномасштабної моделі сучасного останнього ступеня типового ЦНТ потужної парової турбіни. По параметрам, що вимірювалися за сопловою решіткою та за робочим колесом, визначені коефіцієнт витрати та витрата периферійної витіки над робочим колесом на різних режимах роботи ступеня.

Experimental investigation structure of flow at peripheral zone of large-scale model modern last stage standard LPC powerful steam turbine is resulted. Behind nozzle and rotor blades parameters was measured. Coefficients flow rate and flow rate of peripheral leakage over rotor blade at different regime of operation stage are defined.

К настоящему времени технический прогресс в области паротурбостроения достиг такого высокого уровня, когда резервы повышения КПД оборудования в значительной мере уже исчерпаны. Дальнейшее развитие возможно лишь на основе совершенствования сложнейших газодинамических процессов, происходящих в турбине. Пока еще контроль газодинамических расчетов, выполняемых с использованием современных программных комплексов, должен проводиться с использованием экспериментальных данных и, в частности, данных о структуре потока в периферийной зоне последней ступени ЦНД. В этой зоне отводится пар $G_{вл}$ в систему влагоудаления, имеется периферийная радиальная утечка $G_{пу}$ через зазор над рабочим колесом, которая влияет не только на КПД ступени, но и на газодинамические характеристики осерадиального диффузора выходного патрубка ЦНД.

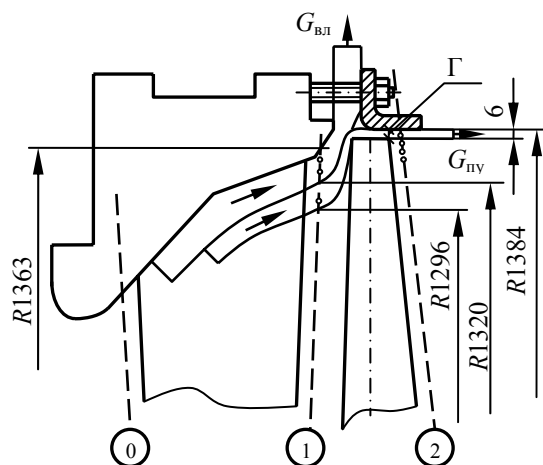


Рис. 1.

На одной из тепловых электростанций Украины НТУ «ХПИ» и ОАО «Турбоатом» провели испытания модели 1:2 современной последней ступени типового ЦНД одной из мощных паровых турбин в условиях близких к натурным [1–3]. Получить достоверную информацию о работе ступени можно было только путем измерений в перегретом паре. Ориентируемые пятиканальные газодинамические зонды и термопары располагались в трех контрольных сечениях (рис. 1). Особенностью измерений в сечении 1 являлось перемещение зонда, как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях, что позволило определить параметры пространственного

неосесимметричного парового потока в межвенцовом зазоре.

В статье рассмотрена работа ступени на четырех режимах (табл. 1). Давление за ступенью P_{2cp} и частота вращения n поддерживались постоянными. Параметры пара

перед ступенью на среднем радиусе (P_{0cp}^* , t_{0cp}^*) выбирались такими, чтобы смоделировать на среднем радиусе хотя бы один критерий, характеризующий работу ступени во влажном паре на расчетном режиме. На режиме 1 – это угол β_{1cp} , на режиме 2 – отношение скоростей $(u/c_\phi)_{cp}$, на режиме 4 – числа Маха $M_{C_{1cp}}$, $M_{W_{2cp}}$, режим 3 – промежуточный. Расход пара через ступень G находился путем замера расхода его конденсата.

Таблица 1

Режимы испытаний

Режим	n , об/мин	P_{2cp} , ата	t_{0cp}^* , °C	P_{0cp}^* , ата	$H_{рсп}$, кДж/кг	G , кг/с	α_{2cp} , град
1	3000	0,04	131	0,097	140	13,6	114
2				0,128	180	17,8	67
3				0,155	205	21,4	51
4			190	0,192	280	25,8	41

При обработке и анализе распределения параметров в периферийной зоне последней ступени потребовались специальные подходы. Распределение осредненных в тангенциальном направлении параметров потока в сечении 1 представлено на рис. 2.

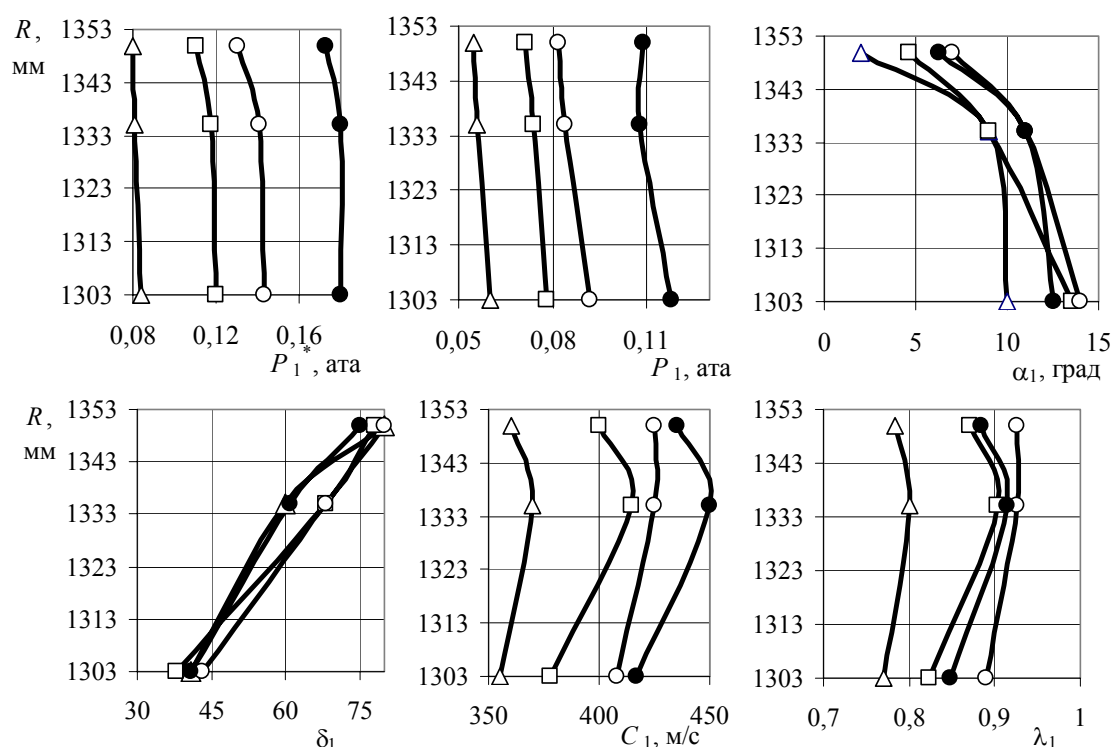


Рис. 2. Параметры потока в сечении 1 на режимах 1 (Δ), 2 ($\square$), 3 ($\circ$), 4 ($\bullet$)

Периферийные протечки пара через осевой и радиальный зазоры обуславливают искривление поверхностей тока выпуклостью к оси ступени, о чем свидетельствует отрицательный градиент давления выше радиуса $R = 1272$ мм. Расход пара через периферийный радиальный зазор над РК $G_{пу}$, как будет показано ниже, составляет (2,6–3,5) % от расхода G . Расход пара через открытый осевой зазор $G_{вл}$ в эксперименте

не определялся и по ориентировочным оценкам находится на уровне 4 % от G . Поэтому при расчете характеристик периферийной протечки в сечении 1 были использованы параметры пара между поверхностями тока $\bar{G} = 0,93$ и $\bar{G} = 0,96$, которые проходят соответственно через радиусы $R = 1296$ мм и $R = 1320$ мм. Представительным для дальнейших расчетов принят радиус $R = 1308$ мм.

На радиусе $R = 1308$ мм окружная составляющая скорости в несколько раз превышает расходную и радиальную составляющие. По мере роста давления торможения перед ступенью скорость C_1 монотонно увеличивается от 360 до 430 м/с (рис. 2). Важно отметить, что безразмерная скорость λ_1 перестает изменяться при переходе от режима 3 к режиму 4, что указывает на «запирание» периферийной зоны ступени, то есть на независимость отношений расходов $G_{\text{пу}}/G$ и $G_{\text{вл}}/G$ от давления $P_{0\text{ср}}^*$ при отношении давлений $P_{0\text{ср}}^*/P_{2\text{ср}} > 4$.

На рис. 3 представлены параметры в периферийной зоне сечения 2, измеренные с помощью зонда и термопары, протарированных в дозвуковом потоке. В центре потока утечки на радиусе $R = 1381$ мм температура торможения практически совпадает с температурой торможения на входе в ступень. Характер распределения вдоль радиуса t_2^* , P_2^* свидетельствует о том, что зона потока, искаженного протечкой через радиальный зазор, всего в ~ 2 раза превышает величину зазора.

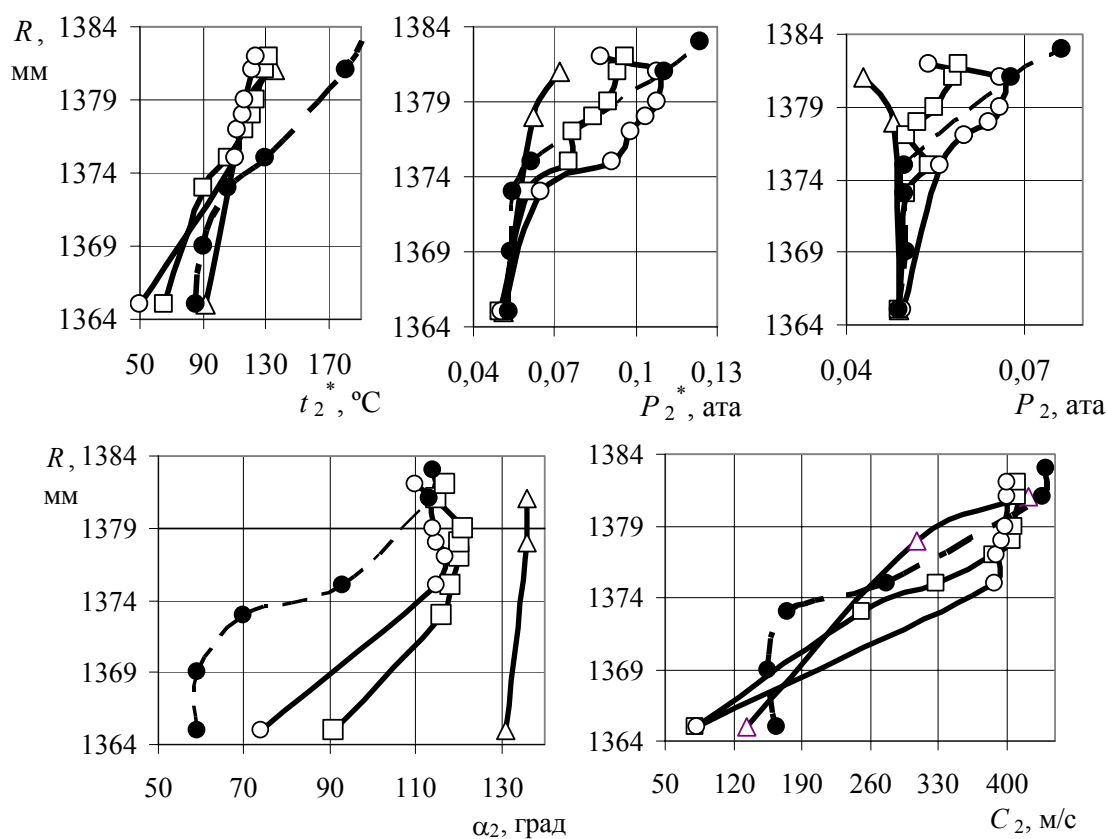


Рис. 3. Параметры потока в сечении 2 на режимах 1 (Δ), 2 ($\square$), 3 ($\circ$), 4 ($\bullet$)

По мере увеличения перепада в ступени $H_{\text{ср}}$ и снижения угла на среднем радиусе ступени $\alpha_{2\text{ср}}$ снижается и угол α_2 в центре потока утечки. На режиме 1 $\alpha_2 = 136^\circ$, а на режимах 3 и 4 $\alpha_2 = 113^\circ$. Таким образом, при переходе из сечения 1 в

сечение 2 поток утечки раскручивается на угол $\Delta\alpha = 180^\circ - \alpha_1 - \alpha_2$ равный 34° на режиме 1 и на 55° на режиме 4. Раскрутка обусловлена огромными гидравлическими потерями на указанном участке, который снаружи ограничен неподвижным цилиндрическим козырьком, а внутри рабочим колесом, окружная скорость которого (433 м/с) превышает окружную составляющую C_{1u} . На режиме 1 в условиях дозвукового течения через зазор (отношение давлений $\pi_t = P_2/P_1^*$, определяющее теоретическую скорость истечения, практически совпадает с критическим отношением давлений для перегретого пара) коэффициент гидравлических потерь ζ в потоке утечки равен 0,69

$$\zeta = (P_1^* - P_2^*) / (P_1^* - P_1).$$

При переходе к режимам 2 и 3 степень взаимодействия потока утечки с потоком в межлопаточных каналах рабочего колеса усиливается, что приводит к увеличению $\Delta\alpha$ и ζ (табл. 2).

Приведенный в табл. 2 расход периферийной утечки вычислялся по формуле

$$G_{\text{пу}} = 0,031 \frac{P_2^* q_2}{\sqrt{T_2^*}} F_3 \sin \alpha_2,$$

в которой F_3 – площадь зазора ($0,052 \text{ м}^2$).

Таблица 2

Параметры потока утечки

Режим	P_1^* , ата	P_1 , ата	P_2^* , ата	P_2 , ата	π_t	ζ	$G_{\text{пу}}$, кг/с	$G_{\text{пу}}/G$
1	0,0835	0,0595	0,067	0,045	0,54	0,69	0,352	0,026
2	0,12	0,077	0,09	0,057	0,48	0,7	0,63	0,0354
3	0,143	0,091	0,105	0,064	0,45	0,73	0,76	0,0355
4	0,18	0,116	«0,11»	«0,067»	«0,37»	«1,09»	«0,742»	«0,0288»

В процессе анализа результатов экспериментов были обнаружены проблемы в обработке результатов измерений в сечении 2 на режиме 4. На этом режиме поток периферийной утечки становится сверхзвуковым, а зонд установленный за ПС тарировался только на дозвуковых режимах. Поэтому параметры в табл. 2, обработанные по дозвуковой тарировке, не отвечают действительным и взяты в кавычки «» (при переходе от режима 3 к режиму 4 коэффициент ζ и относительный расход $G_{\text{пу}}/G$ не должны изменяться). Ниже приведен способ определения действительных параметров по имеющимся данным.

Скорректируем параметры потока утечки в сечении 2 на режиме 4, полагая известными его расход $G_{\text{пу}} = 0,0355 \cdot 25,8 = 0,92 \text{ кг/с}$ и коэффициент потерь $\zeta = 0,73$ на участке течения 1-Г (рис. 1). В горловом сечении Г давление торможения определим по формуле $P_\Gamma^* = P_1^* - \zeta(P_1^* - P_1) = 0,133 \text{ ата}$.

При сверхзвуковом обтекании зонда перед ним возникает ударная волна. В прямом скачке уплотнения давление торможения снижается от P_Γ^* до $P_2^* = 0,11 \text{ ата}$, которое надежно фиксируется с помощью центрального приемного отверстия зонда. По формуле

$$\frac{P_2^*}{P_\Gamma^*} = \lambda_h^2 \left(\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_h^2 \right) / \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_h^2} \right) \right)^{1/(k-1)}$$

для $k = 1,33$ находим безразмерную скорость набегающего потока ($\lambda_n = 1,56$), а затем газодинамические функции π_n и q_n ($\pi_n = 0,182$, $q_n = 0,689$). Таким образом, на режиме 4 в сечении 2 поток утечки имеет следующие осредненные параметры: $P_2^* = 0,133$ ата, $P_2 = 0,024$ ата, $C_2 = 760$ м/с и проходит через кольцо площадью F_3/q_2 .

Сравним полученные выше данные с результатами расчетов по формуле [4]

$$(G_{\text{пу}}/G)_p = \mu_3 (F_3/F_1) \sqrt{\rho_n/(1-\rho_{\text{ср}})},$$

в которой коэффициент расхода μ_3 обычно принимается равным 0,5; F_3 , F_1 – площади необрабатанного радиального зазора и сопловой решетки; ρ_n , $\rho_{\text{ср}}$ – реактивности на периферийном и на среднем радиусах соответственно. Все необходимые для расчета параметры представлены в табл. 3. Значения ρ_n взяты на поверхности тока, находящейся в сечении 2 на радиусе $R = 1365$ мм, где влияние протечки на давление P_2 отсутствует (рис. 3).

Таблица 3

Оценка погрешностей расчетного определения $G_{\text{пу}}/G$

Режим	F_3/F_1	H_p , кДж/кг	ρ_n	$\rho_{\text{ср}}$	$(G_{\text{пу}}/G)_p$	$G_{\text{пу}}/G$	погр.	π_t	μ
1	0,054	140	0,34	0,3	0,0188	0,026	28%	0,54	0,545
2		180	0,35	0,43	0,0211	0,0354	40%	0,48	0,666
3		205	0,48	0,51	0,0267	0,0355	25%	0,45	0,668
4		280	0,58	0,6	0,0325	0,0355	8%	0,133	0,68

Из табл. 3 следует, что расчет по формуле [4] на (8–40) % занижает расход периферийной протечки. В последней колонке таблицы 3 приведены значения экспериментально определенного коэффициента расхода для потока утечки $\mu = G_{\text{пу}}/G_{\text{пу}t}$. Для сверхзвукового режима 4 он определялся по формуле $\mu = \frac{P_2^*}{P_1^*} \sin \alpha_2$, а

дозвуковых – $\mu = \frac{P_2^*}{P_1^*} \frac{q_2}{q_{2t}} \sin \alpha_2$.

На дозвуковых режимах 1–3 приведенный расход q_2 практически равен 1, а приведенный расход $q_{2t} = f(\pi_t, k)$ равен 1 из-за низкого отношения давлений $\pi_t = P_2/P_1^*$.

Таким образом, на транс- и сверхзвуковых режимах течения пара через радиальный зазор коэффициент расхода определяется зависимостью $\mu = (1 - \zeta(1 - \pi_1)) \sin \alpha_2$. Наиболее существенно на μ влияет угол α_2 и отношение давлений $\pi_1 = P_1/P_1^*$.

Список литературы: 1. Гаркуша А.В. Аэродинамика проточной части паровых турбин. – М.: Машиностроение, 1983. – 184 с. 2. Пономарев В.Н. Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов работы от номинальной нагрузки до холостого хода: Дисс. ... докт. техн. наук. – Харьков, 1977. – 435 с. 3. Бодрунов А.П. Исследование работы последних ступеней мощных паровых турбин в условия близких к натурным: Дисс. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1976. – 187 с. 4. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.

© Лапузин А.В., Субботович В.П., Юдин Ю.А., 2011
Поступила в редколлегию 03.03.11

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. НТУ «ХПИ», г. Харьков
А.Ю. КОЗЛОКОВ, зам. гл. инженера ОАО «Харьковская ТЭЦ-5», г. Харьков
А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, г. Харьков

ПОТРЕБЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ ТУРБИННОЙ СТУПЕНЬЮ ПРИ МАЛОРАСХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

На основі експериментальних досліджень турбінних ступенів запропоновано уточненні залежності для визначення витраті потужності холостого ходу.

The dependence, which based on results of experimental investigation of turbine stages, for determination of energy consumption at mode of operation lower than idle-running was suggested.

Экономичность работы энергоблоков крупных ТЭЦ, в составе которых работают теплофикационные турбины Т-250/300-240 УТЗ, Т-100/120-130 УТЗ и их модификации, при работе по тепловому графику существенно зависит от работы цилиндров низкого давления (ЦНД), а именно, от величины пропуска пара через них. При работе ступени в режиме холостого хода и ниже (малорасходные режимы) ступени переходят в режим потребления мощности. Малорасходные режимы работы ступеней сопровождаются возникновением привтулочного отрыва как за рабочим колесом (РК), так и внутри его каналов, и возникновением вращающегося вихря в межвенцовом зазоре ступени. Эти вихревые образования вызывают значительные затраты мощности на вращение РК, определение которых в ступенях ЦНД при малорасходных режимах его работы актуально.

Для анализа работы ступени в широком диапазоне изменения режимов используется критерий, представляющий относительный объемный расход рабочей среды $\overline{G \cdot v_2} = \frac{G \cdot v_2}{(G \cdot v_2)_{\text{ном}}}$ через ступень, где $(G \cdot v_2)_{\text{ном}}$ – объемный расход среды при максимальном КПД ступени на её венце η_u^{max} .

Для определения режима холостого хода ступени В.Н. Пономарёвым была опубликована зависимость [1], представляющая первую составляющую формулы в правой части.

$$(\overline{G \cdot v_2})_{\text{х.х}} = \frac{\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{ном}}^2}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{ном}}^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{\text{ном}} \cdot \eta_u^{\text{max}}} + 0,1443 - 0,391 \cdot \rho_{\text{ср}}, \quad (1)$$

где v_1, v_2 – удельные объёмы рабочей среды перед и за РК на среднем радиусе;
 u – окружная скорость на среднем радиусе ступени;
 c_0 – скорость потока, определяемая по срабатываемому тепловому перепаду в ступени.

Влияние режима работы на изменение степени реактивности на среднем радиусе ($\rho_{\text{ср}}$) для ступеней ЦНД паровых турбин было получено путём обработки

результатов экспериментальных исследований моделей ступеней с разным отношением D_{cp}/l (см. табл. 1).

Это позволило расширить определение границы малорасходных режимов, добавив к зависимости В.Н. Пономарёва влияние степени реактивности при номинальном режиме.

Потребление энергии турбинной ступенью на малорасходных режимах работы при наличии расхода через неё исследованы Л.Н. Быстрицким как для ступеней с цилиндрическими, так и коническими меридиональными обводами [2].

Таблица 1

Основные характеристики исследованных турбинных ступеней
при номинальном режиме работы и режиме холостого хода ($N_{ст} = 0$)

Ступень	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>III</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>
D_{cp}/l	2,58	2,58	2,58	2,87	2,87	3,24	4,57
$\bar{r}_{\text{вт}}$	0,441	0,441	0,441	0,483	0,483	0,528	0,641
t/b	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136
$\alpha_{1\text{эф.ср}}$, град	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0
$\beta_{1\text{эф.ср}}$, град	116	116	116	103	103	86	62
$\beta_{2\text{эф.ср}}$, град	23	23	23	24,5	24,5	26	28,5
$\gamma_{\text{н}}$, град	0	0	30	0	50	0	0
$(u/c_0)_{\text{ном}}$	0,635	0,67	0,530	0,675	0,505	0,61	0,54
η_u max	0,712	0,716	0,678	0,740	0,652	0,757	0,748
$\rho_{\text{ср}}$	0,40	0,41	0,30	0,39	0,34	0,365	0,31
$\left(\overline{G \cdot v_2}\right)_{\text{х.х}} \left(\overline{G \cdot v_2}\right)_{\text{х.х}}^{\text{эксп}}$	0,515	0,540	0,480	0,525	0,450	0,495	0,460
$\left(\overline{G \cdot v_2}\right)_{\eta_u}$	0,527	0,556	0,453	0,529	0,439	0,495	0,438
$\left(\overline{G \cdot v_2}\right)_{\text{х.х}}^{\text{расч}}$	0,515	0,540	0,480	0,521	0,450	0,497	0,461
$C_0 \left(\overline{G \cdot v_2} = 0\right)$	0,125	0,138	0,108	0,133	0,133	0,129	0,123

Основываясь на исследовании потерь энергии на вентиляцию, анализ которых приведен в [2, 3], для определения потребления энергии турбинной ступенью при работе на малорасходных режимах ($\overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{х.х}$) была принята зависимость, предложенная Траупелем [4], Вт

$$N_{з.э} = C \cdot \frac{\pi D_{cp}}{2} \cdot l_{рл} \cdot \rho \cdot u_{ср}^3, \quad (2)$$

где D_{cp} – средний диаметр ступени, м;

$l_{рл}$ – высота рабочей лопатки, м;

ρ – плотность протекающей рабочей среды, кг/м³;

$u_{ср}$ – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре, м/с;

C – коэффициент пропорциональности, зависящий от относительного объёмного расхода, который для широкого класса ступеней может быть представлен как

$$C = C_0 \cdot \bar{C}.$$

Зависимость $\bar{C}$ имеет универсальный характер для ступеней с различным отношением D_{cp}/l в диапазоне изменения $0 \leq \overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$ была аппроксимирована полиномом третьей степени (см. рис. 1)

$$C = C_0 \cdot \left[1 - 0,30 \cdot (\overline{G \cdot v_2}) + 0,60 \cdot (\overline{G \cdot v_2})^2 - 1,30 \cdot (\overline{G \cdot v_2})^3 \right], \quad (3)$$

где $\overline{G \cdot v_2} = \overline{G \cdot v_2} / (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$.

Значение C_0 , соответствующее нулевому расходу рабочей среды через ступень (т.е. её работе только в вентиляционном режиме) зависит от конструкции ступени.

Анализ исследований вентиляционных потерь в турбинных ступенях, приведенный в [5], показал, что на их уровень существенно, кроме отношения D_{cp}/l влияют: конфигурации расположения рабочего колеса в проточной части (свободное пространство, рабочее колесо между НА с одной или двух сторон), ширина рабочих лопаток B_{cp} и угол выхода потока на среднем диаметре $\beta_{2\phi}^{cp}$.

На рис. 2 представлено изменение коэффициента только вентиляционных потерь C_0 при $\overline{G \cdot v_2} = 0$ для ступеней с цилиндрическими обводами, представленные в [2–4] по результатам испытаний Л.Н. Быстрицкого [2] и Траупеля [4].

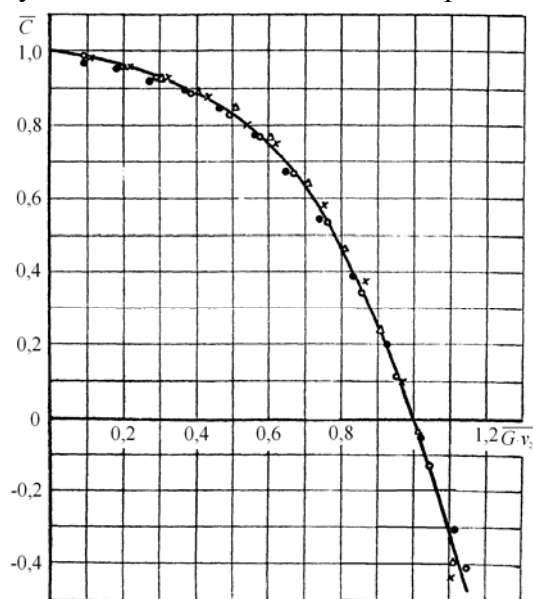
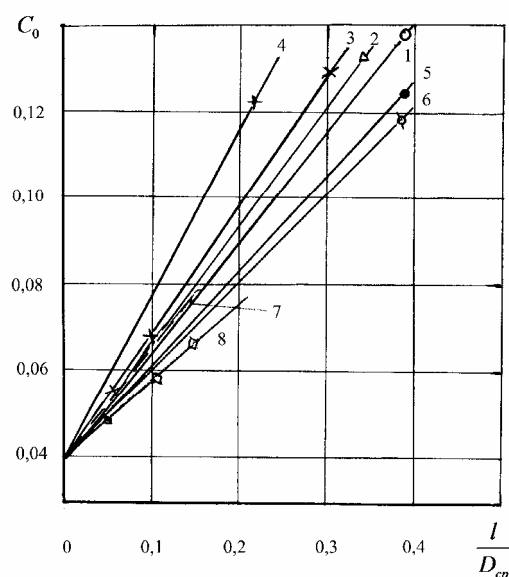


Рис. 1. Изменение коэффициента нагрузки $\bar{C}$ для исследованных ступеней в диапазоне изменения малорасходных режимов



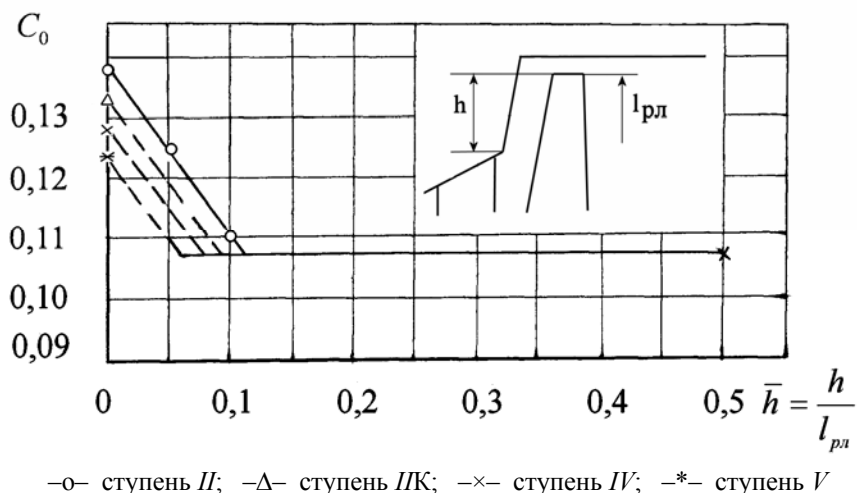
1 – —○— ступень II; 2 – —Δ— ступень III; 3 – —×— ступень IIIK; 4 – —+— ступень IV; 5 – —●— ступень I; 6 – —φ— ступень IJK; 7 – --- $B_{cp}/l = 0,1$ [5]; 8 – —◇— $B_{cp}/l = 0,15$ [5]

Рис. 2. Изменение коэффициента только вентиляционных потерь C_0 от относительной высоты рабочей лопатки

Закономерность изменения C_0 для ступеней, выполненных с цилиндрическими меридиональными обводами, при различных отношениях l_{pl}/D_{cp} может быть аппроксимирована зависимостью

$$C_0 = 0,04 + \left[0,09 + 5,629 \cdot (1 - 1,0786 \cdot \tan \beta_{2\phi}^{cp}) \cdot \left(\frac{B_{cp}}{D_{cp}} \right) \right] \cdot \frac{l_{pl}}{D_{cp}}. \quad (4)$$

Анализ характера изменения коэффициента C_0 для ступеней *IIK* и *IIIK* (см. табл. 1) с коническими меридиональными обводами показал, что на величину C_0 угол γ_n , не влияет, а основное влияние оказывает выступ в межвенцовом зазоре между меридиональным обводом направляющего аппарата и верхним сечением рабочих лопаток (см. рис. 3). Он влияет на величину массы рабочего тела, вовлекаемую в циркуляционное движение, и, как следствие, на величину коэффициента только вентиляционных потерь C_0 .



—○— ступень *II*; —△— ступень *IIK*; —×— ступень *IV*; —*— ступень *V*
Рис. 3. Влияние величины выступа в межвенцовом зазоре на коэффициент только вентиляционных потерь

Как видно, наибольшее влияние на вентиляционные потери оказывает размер выступа до глубины $\bar{h} = 0,11$, при этом C_0 уменьшается до 0,107. Результаты оценки влияния размера выступа на ступень *IV* (выступ перекрывал половину высоты рабочей лопатки) показали, что значение C_0 уменьшилось до 0,107. Дальнейшее увеличение $\bar{h}$ на величину вентиляционных потерь не повлияло.

Выводы

На основе анализа результатов экспериментальных исследований турбинных ступеней в диапазоне изменения отношения $D_{ср}/l_{рл} = 2,58...7,5$ получены зависимости, позволяющие определять потребление мощности ступенью (потери на вентиляцию) в области малорасходных режимов, определяемой как $\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{х.х.}$.

Список литературы: 1. Пономарёв В.Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных режимах / В.Н. Пономарёв // Энергомашиностроение. — 1976. — № 2. — С. 11-13. 2. Быстрицкий Л.Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением $D_{ср}/l$ в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода. Диссерт. на соиск. канд. техн. наук. — Харьков, 1975. — 203 с. 3. Быстрицкий Л.Н. Анализ расчётных зависимостей для определения вентиляционных потерь в турбинных ступенях / Л.Н. Быстрицкий, В.Н. Голощапов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков, А.Л. Шубенко // Харьков. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2006. — № 1/2(19). — С. 183-189. 4. Ecker R. Last L.P blades for large steam turbines / R. Ecker // Prace Inst.masz.przeplyw. — 1969. — № 4. — С. 42-44. 5. Suter P. Untersuchngen uber den Ventilationsverlust von Turbinenadern / P. Suter, W. Traupel // Mitteilungen aus dem Institut fur Thermische Turbomaschinen. — Zurich, 1959. — № 4. — S. 15-28.

© Быстрицкий Л.Н., Голощапов В.Н., Касилов В.И., Козлоков А.Ю., Шубенко А.Л., 2011
Поступила в редколлегию 14.02.11

УДК 621.165.65-192

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

ПРОДЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН 200 МВт НА БАЗЕ ДИАГРАММЫ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ СТАЛИ С НАРАБОТКОЙ СВЕРХ ПАРКОВОГО РЕСУРСА

Проведено розрахункове і експериментальне дослідження довготривалої міцності металу роторної сталі 25Х1М1ФА парових турбін енергоблоків потужністю 200 МВт, що відпрацювали у реальних умовах більше 220 тис. годин. Розрахункове дослідження базується на врахуванні пошкоджуваності по даних не руйнуючого контролю енергетичного обладнання і експериментальних дослідженнях довготривалої міцності реального РСТ. Експериментальне дослідження базується на вивченні пошкоджуваності по даних не руйнуючого контролю енергетичного обладнання і розрахункових дослідженнях залишкового ресурсу високотемпературних елементів парових турбін потужністю 200 МВт.

The settlement and experimental research of long durability of metal rotor's steels 25Х1М1ФА steam turbines of power units by capacity 200 MWt, the 220 thousand which have fulfilled in actual practice more is spent. Races-even research it is based on the account of damaged according to not destroying control of the power equipment to experimental researches of long durability real rotor. Experimental research is based on studying of damaged according to not destroying control of the power equipment and to settlement researches of a residual resource of high-temperature elements of steam turbines by capacity 200 MWt.

Введение

Современное состояние ТЭС Украины следует рассматривать как критическое. Паровые турбины мощностью 200 МВт, установленные на ТЭС Украины, часто работают в переменной части графика электрических нагрузок, а также в режиме частых пусков и остановов. Это обусловлено тем, что маневренные возможности находящихся в эксплуатации конденсационных агрегатов исчерпаны и недостаточны для покрытия переменной части графика электрических нагрузок.

При прогнозировании остаточного ресурса роторы паровых турбин являются ответственными элементами, определяющими ресурс. Условия их эксплуатации – высокий уровень температур и напряжений, обуславливают характер протекания процессов ползучести и малоциклового усталости. Кроме того, происходят необратимые изменения роторной стали 25Х1М1ФА, отработавшей в реальных условиях более 220 тыс. ч., которые позволяют определить значения номинальных допустимых напряжений для соответствующего заданного ресурса.

Для продления эксплуатации энергоблоков 200 МВт определяют остаточный ресурс роторов паровых турбин на основе отраслевого стандарта [1]. Основная сложность продления срока эксплуатации роторов заключается в отсутствии экспериментальных данных о длительной прочности для роторной стали 25Х1М1ФА, отработавшей в реальных условиях более 220 тыс. ч. Поэтому, единственным достоверным критерием уточнения коэффициентов запаса прочности по напряжениям и деформациям для металла, отработавшего парковый ресурс, может быть экспериментальное исследование состояния роторной стали.

Целью работы было расчетное и экспериментальное исследование длительной прочности металла роторной стали после длительной эксплуатации с целью уточнения коэффициентов запаса прочности и определения остаточного ресурса роторов цилиндров ЦСД паровой турбины К-200-130.

Расчетное исследование напряженно-деформированного состояния ротора паровой турбины К-200-130 при оценке длительной прочности.

Расчетное исследование проводилось для наиболее нагруженных участков роторов паровой турбины К-200-130 в соответствующих зонах проточных частей турбоустановки. Наиболее высокий уровень температурных суммарных напряжений в роторах ЦВД и ЦСД при пусковых режимах у корневой части дисков регулирующей и 13-й ступеней, на ободе дисков в зоне хвостовиков лопаток, в зоне диафрагменных уплотнений последующих ступеней, а также в зоне тепловых канавок передних концевых уплотнений роторов. Здесь, в условиях максимальных напряжений и температур, наиболее интенсивно протекают процессы ползучести и микроразрушения металла.

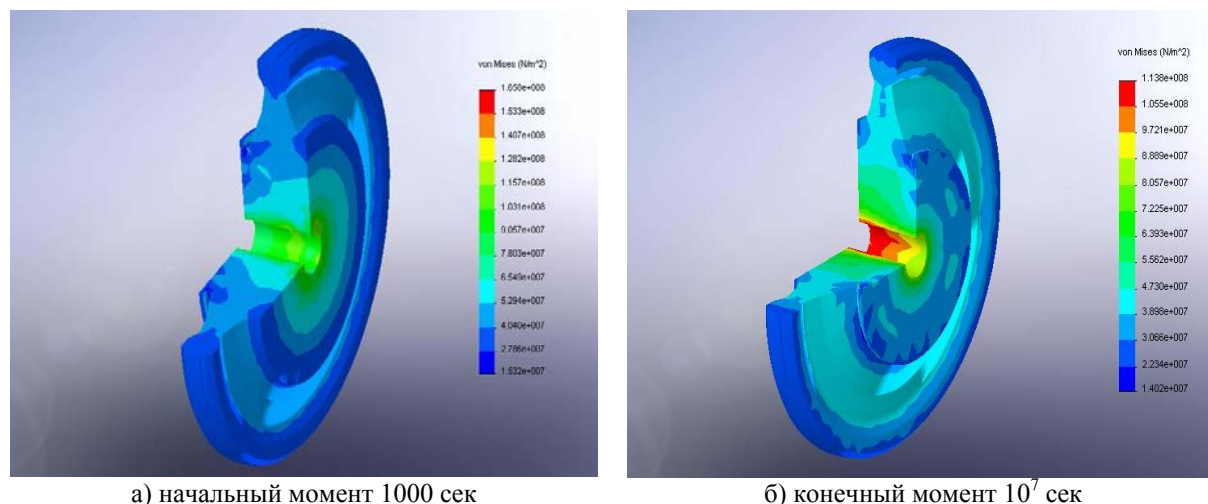
Опыт длительной эксплуатации роторов показывает, что предлагаемые в [2] нормы коэффициента запаса по длительной прочности являются завышенными. По действующему руководящему техническому материалу РТМ [2] коэффициент запаса по длительной прочности равен 1,6, а окружная деформация ползучести на расточке ротора не превышает 0,5 % при гарантированном ресурсе ротора 200 тыс. ч. Регламентирование деформации ползучести предполагает её периодический замер в процессе эксплуатации. НТУУ «КПИ» совместно с ИПП НАНУ [3] были проведены экспериментальные исследования по влиянию старения на изменение физико-механических свойств конструкционных легированных сталей при эксплуатационных температурах с целью уточнения запасов прочности металла РВД и РСД по деформациям. Согласно данным работы [3] анализ реального состояния стали 25Х1М1ФА показал, что по деформациям допустимый предел снижения циклической прочности имеет место в диапазоне амплитуд деформации от 0,0 % до 0,493 %. Следовательно, для этой стали в указанном диапазоне амплитуд напряжений коэффициент запаса прочности по деформации может быть установлен на уровне $n_\epsilon = 1,25$.

Термоупругие расчеты напряженно-деформированного состояния РСД паровой турбины К-200-130 показали, что определяющим остаточный ресурс элементом является 13-я ступень РСД в зонах осевого канала и придисковых галтелей.

На рис. 1 приведено напряженно-деформированное состояние 13-й ступени РСД паровой турбины К-200-130 в начальный момент времени (1000 сек) и в конце расчетного периода (10^7 сек). При расчетах находили главные напряжения, интенсивности напряжений на протяжении всего срока, соответствующего стационарным эксплуатационным режимам во всех точках разбивки.

Из приведенных расчетов следует, что местные эквивалентные напряжения в начальный период времени максимальны в зоне осевой расточки ротора в области 13-ой ступени и составляют 165,8 МПа (рис. 1а). Через 100 тыс. часов с начала эксплуатации в результате ползучести местные эквивалентные напряжения уменьшаются и составляют 113,8 МПа в зоне осевого канала (рис. 1б).

Местное эквивалентное напряжение 13-ой ступени РСД паровой турбины К-200-130 на осевой расточке уменьшается до 128 МПа, а изменение напряжений в роторе соответственно приводит к увеличению перемещений. В начальный момент времени перемещения находятся на уровне 0,05 мм, а с течением времени (момент времени $9,9 \cdot 10^6$ сек) увеличиваются до 0,55–0,75 мм. Перемещения максимальны в зоне осевого канала 13-ой ступени РСД паровой турбины К-200-130, что подтверждают данные экспериментальных исследований.



а) начальный момент 1000 сек
б) конечный момент 10^7 сек
Рис. 1. Напряженно-деформированное состояние 13-ой ступени РСД турбины К-200-130

Необходимо иметь в виду, что определение остаточного ресурса роторов выполняется согласно оценке кратковременной статической прочности роторов по максимальному значению номинального эквивалентного напряжения σ_e [4], а также по номинальным напряжениям от центробежных сил (ЦБС) без учета температурных напряжений и их концентрации.

Расчетная оценка поврежденности и остаточного ресурса ротора паровой турбины К-200-130

Величина расчетного остаточного ресурса представляет собой разность между расчетным ресурсом и наработкой детали на момент проведения работ по продлению срока службы [5]. Производится оценка накопленной поврежденности и расчетного ресурса ротора по стадии зарождения трещины.

Продление ресурса паровых турбин согласно методике, регламентируемой нормативным документом РД [4], базируется на определении эквивалентных местных напряжений ползучести $(\sigma'_{эj})_{\max}$ по программным комплексам *ANSYS* и времени до наступления предельного состояния под действием эквивалентных напряжений $(\sigma'_{эj})_{\max}$ при температурах T'_j , определяемом с помощью диаграммы длительной прочности материала [10]. При определении остаточного ресурса роторов необходимо учитывать, что диаграмма длительной прочности материала ограничивается 170 тыс. ч. эксплуатации.

Было проведено экспериментальное исследование по определению длительной прочности, деградации статической и циклической прочности металла роторной стали после длительной эксплуатации с целью определения возможности продления эксплуатации сверх паркового ресурса роторов (220 тыс. часов). Для образцов металла РСД, отработавшего более 275 тыс. часов, получена диаграмма длительной прочности роторной стали 25X1M1ФА. С помощью экспериментально полученной диаграммы длительной прочности материала определено время до наступления предельного состояния, которое равно 370 тыс. ч. Реальные значения повреждаемости могут иметь тенденцию к снижению при наработке оборудования более 200 тыс. часов, когда имеет место некоторая деградация свойств металла.

Оценка напряженно-деформированного состояния показала, что максимальные эквивалентные местные напряжения ползучести, рассчитанные по программным

комплексам *ANSYS*, находятся в диапазоне 126–135 МПа. Время до наступления предельного состояния под действием таких эквивалентных напряжений, определяемое с помощью диаграммы длительной прочности материала [10], равно 350 тыс. ч.

Расчетная оценка поврежденности, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального ресурса ротора РСД согласно рекомендациям [4] для энергоблоков ТЭС представлена на рис. 2.

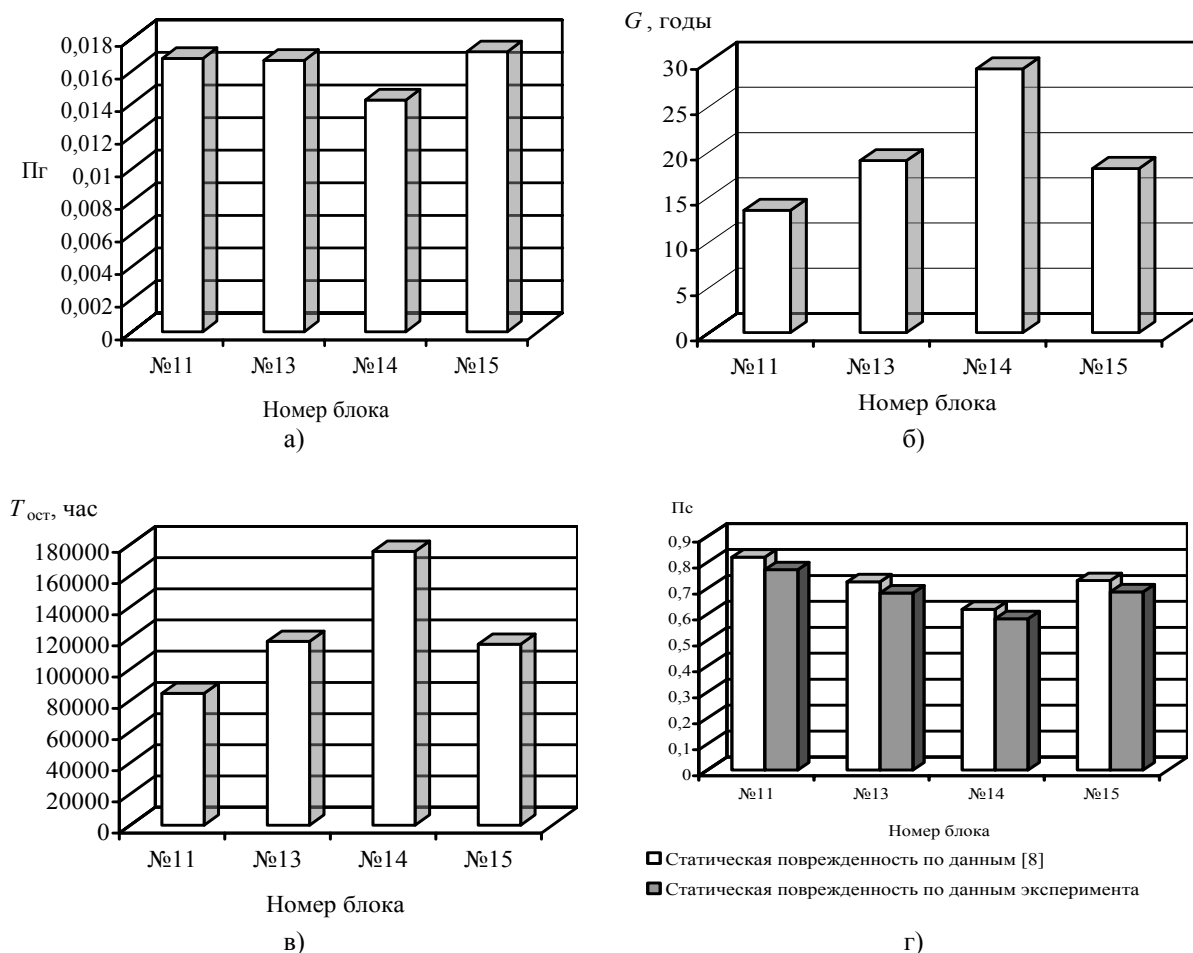


Рис. 2. Расчетная оценка годовой поврежденности (а), остаточной допускаемой наработки (б), индивидуального ресурса (в) и статической поврежденности (г) роторов РСД энергоблоков ТЭС

Расчетная оценка статической поврежденности РСД энергоблоков находится в диапазоне 0,8208–0,6200, когда время до наступления предельного состояния под действием эквивалентных напряжений определяется с помощью диаграммы длительной прочности материала [10], а с учетом данных эксперимента лежит в диапазоне 0,7723–0,5833. Полученная расчетная оценка поврежденности, остаточной наработки в годах и остаточного ресурса может рассматриваться как максимально низкий прогноз индивидуального ресурса для элементов паровой турбины К-200-130 энергоблоков ТЭС, поэтому срок эксплуатации роторов среднего давления можно установить на уровне до 370 тыс. ч.

Выводы по состоянию роторов паровой турбины К-200-130 и постановка задачи экспериментального исследования стали 25Х1М1ФА

Массивные высокотемпературные детали турбин, такие как ротора, обладают сложной геометрией. Поэтому расчет полного температурного поля ротора представляет собой весьма сложную проблему, требующую решения трехмерной задачи нестационарной теплопроводности, при переменных во времени и пространстве ГУ.

В условиях эксплуатации материал РВД и РСД в области конструктивных концентраторов напряжений подвергается статическому и циклическому деформированию в широком диапазоне изменения деформаций и напряжений, поэтому надежность роторов и турбины в целом может ограничиваться исчерпанием ресурса вследствие усталости и ползучести.

Расчетное исследование напряженно-деформированного состояния роторов ЦВД и ЦСД, проведенное в трехмерной постановке с учетом разгрузочных отверстий, показало, что наиболее нагруженными на переменных режимах работы являются придисковая галтель за 13-й ступенью ротора ЦСД, обод диска 13-ой ступени и вал в зоне передних концевых уплотнений. По результатам расчетных исследований роторы ЦСД имеют более высокий уровень пусковых напряжений, чем роторы ЦВД [7–9]. Это обусловлено тем, что, во-первых, металл РСД в зоне паровпуска и передних концевых уплотнений омывается паром, имеющим достаточно высокую температуру, во-вторых, большими диаметрами РСД по сравнению с РВД.

Если принять запас прочности по поврежденности равным 5, согласно рекомендации РД [4], ресурс ротора будет исчерпан. Но расчетная оценка статической поврежденности роторов паровой турбины К-200-130 показала, что при общем уровне эквивалентных местных напряжений ползучести $(\sigma'_{э})_{\max}$ для стационарного режима 70–150 МПа время до наступления предельного состояния t'_{pj} , определяемое с помощью диаграммы длительной прочности материала [10], может составить 250–350 тыс. часов. При этом необходимо исследовать влияние длительной эксплуатации на свойства стали ротора. Экспериментальные данные работы [11] свидетельствуют, что после 55 тыс. часов эксплуатации металл ротора среднего давления турбины К-200-130 из стали 25Х1М1ФА пластические свойства не изменил, предел усталости остался на исходном уровне. Поэтому необходимо провести экспериментальное исследование длительной прочности металла роторной стали после длительной эксплуатации с целью уточнения коэффициентов запаса прочности и определения остаточного ресурса роторов.

Испытания на ползучесть и длительную прочность стали 25Х1М1ФА при температуре 500 °С

Для испытаний гладких цилиндрических образцов из роторной стали 25Х1М1ФА были выбраны зоны ротора среднего давления, в которых расчетные условные упругие напряжения достигали максимальных значений. Образцы роторной стали 25Х1М1ФА были вырезаны из РСД паровой турбины К-200-130, наработка которого составила 275031 часов при общем числе пусков 1182.

Проблема оценки и прогнозирования ползучести и высокотемпературной длительной прочности металлов тепловых электростанций, а также остаточной долговечности на сроки до 300 000 часов остается сложной и в достаточной мере нерешенной. С учетом этого, на примере анализа данных о свойствах стали 25Х1М1ФА

(рис. 3) для зоны расположенной в районе обоймы № 1 ближе к поверхности ротора перед диском 13-й ступени приведены экспериментальные и расчетные данные длительной прочности [13, 14]. Эти данные позволили установить следующее значение условного предела длительной прочности стали 25X1M1ФА σ_{10} на базе 10 тыс. часов, равное 195 МПа. Прогноз по МБД-1 на срок службы 100 тыс. часов дал значение 128 МПа.

Испытания выполнялись в соответствии с [6] на установке АИМА-5-2 [2], которая предназначена для испытаний металлов на ползучесть и длительную прочность [12] при постоянной температуре и нагрузке в соответствии с ГОСТ 10145-81, ГОСТ 3248-81.

Испытывались цилиндрические образцы с диаметром рабочей части 10 мм и расчетной длиной 100 мм при нагрузках до 2700 кгс и температуре 500 °С. Образец устанавливали в печь, в захваты испытательной машины. Нагрев осуществляли в течение 6 часов, выдержка при заданной температуре составляла 2 часа. После разрушения образца определяли его относительное удлинение δ и относительное сужение ψ . В результате испытаний устанавливали зависимость между напряжением и временем до разрушения при заданной постоянной температуре.

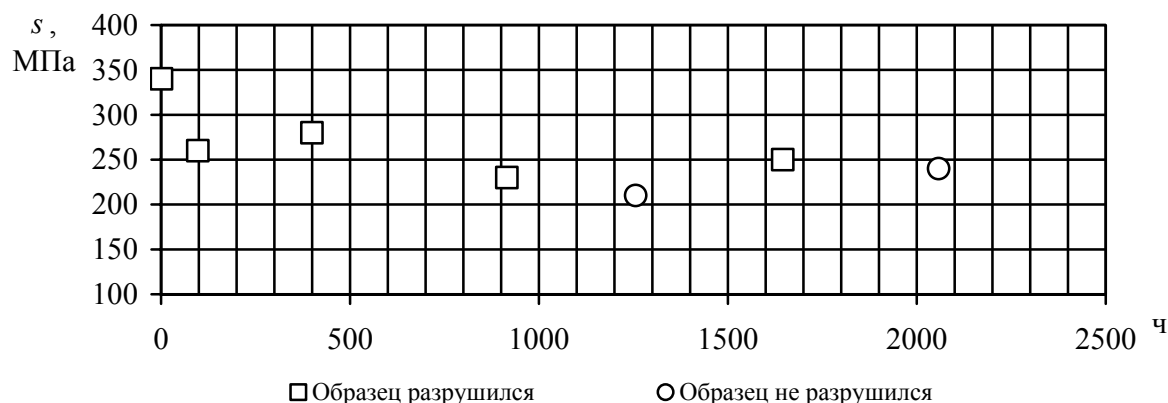


Рис. 3. Длительная прочность стали 25X1M1ФА при температуре 500 °С

Выводы

1. При расчете долговечности деталей энергетического оборудования, работающего в условиях многочисленных переходных режимов, определяющим является выбор коэффициентов запаса прочности и правильное определение исчерпания ресурса в процессе эксплуатации. Оно исключает внезапное хрупкое разрушение вследствие достижения трещиной критического размера или потерю герметичности, а также преждевременный вывод из работы без повреждений [15].

2. Экспериментальные исследования образцов стали ротора среднего давления позволили получить кривые ползучести и длительной прочности стали 25X1M1ФА при температуре 500 °С. Минимальный прогнозируемый условный предел длительной прочности σ_{10} составил 128 МПа.

3. Проведена расчетная оценка длительной прочности и эквивалентного местного напряжения высокотемпературных роторов паровых турбин, основанная на использовании программного комплекса *Solid works* для создания пространственных аналогов элементов турбомашин и программного продукта *COSMOS works* для

определения значений эквивалентного местного напряжения и оценки длительной прочности.

4. По результатам экспериментального (100 тыс. часов при регламентированных ПТЭ стационарных режимах) и расчетного исследования статической поврежденности и остаточного ресурса срок эксплуатации роторов среднего давления паровой турбины К-200-130 можно продлить на 70 тыс. ч.

Список литературы: 1. 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. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція). 2. Машина для испытаний металлов на ползучесть и длительную прочность АИМА-5-2. – Техническое описание и инструкция по эксплуатации. 1979. – 56 с. 3. Отчет по договору 15/2.098 от 09.10.2007. «Экспериментальная оценка индивидуального остаточного ресурса основных элементов турбины К-200-130 (корпуса ЦВД, ЦСД и ротор СД) ЦИК Кураховская ТЭС». – Киев: НТУУ «КПИ», 2008. 4. 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. 5. СО 153-34.17.440-2003. Инструкция по продлению срока эксплуатации паровых турбин сверх паркового ресурса. – М., 2008. 6. ГОСТ 10145-81. Металлы. Метод испытания на длительную прочность. 7. Черноусенко О.Ю. Обобщение и анализ результатов расчетного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВД и ЦСД турбины К-200-130 блока 200 МВт // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 107-111. 8. Черноусенко О.Ю. Інформаційна технологія визначення індивідуального ресурсу високотемпературних конструкцій енергомашинобудування / О.Ю. Черноусенко, Е.В. Штефан, А.В. Башта // Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. – Київ: НАУ, 2008. – Вип. 49. – Т. 2. – С. 171-176. 9. Черноусенко О.Ю. Концептуальные основы создания автоматизированной системы технической диагностики энергоблоков ЭС // Доклады XV міжнародної конференції з автоматичного управління, 23-26 вересня 2008 р. Доповнення. – Одеса: ОНМА, 2008. – С. 22-23. 10. Ланин А.А. Жаропрочные металлы и сплавы: справочные материалы / А.А. Ланин, В.С. Балина // СПб.: Энерготех, 2006. – Серия «Вопросы энергетики», вып. 8. 11. Гинзбург Э.С. Влияние длительной эксплуатации на сопротивляемость металла ротора паровой турбины многоциклового нагружению / Э.С. Гинзбург, В.Ф. Резинских, А.А. Беляков и др. // Теплоэнергетика. – 1983. – № 12. – С. 37-39. 12. Машина для испытаний металлов на ползучесть и длительную прочность АИМА-5-2. Программа и методика аттестации. 2001. – 10 с. 13. Черноусенко О.Ю. Определение длительной прочности металла роторной стали и оценка продления эксплуатации роторов паровых турбин мощностью 200 МВт сверх паркового ресурса (Часть 1) / О.Ю. Черноусенко, В.В. Кривенюк, Е.В. Штефан // Энергетика и электрификация. – 2010. – № 4. – С. 34-40. 14. Черноусенко О.Ю. Определение длительной прочности металла роторной стали и оценка продления эксплуатации роторов паровых турбин мощностью 200 МВт сверх паркового ресурса (Часть 2) / О.Ю. Черноусенко, В.В. Кривенюк, Е.В. Штефан // Энергетика и электрификация. – 2010. – № 6. – С. 41-47. 15. Трухний А.Д. Расчет деталей паровых турбин на термическую усталость // Теплоэнергетика. – 1984. – № 2. – С. 74-76.

© Черноусенко О.Ю., Никуленкова Т.В., 2011

Поступила в редколлегию 09.02.11

УДК 621.165:539.4

В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков
Г.И. КАНЮК, д-р техн. наук; проф. УИПА, г. Харьков
Т.Н. ПУГАЧЕВА, канд. техн. наук; доц. УИПА, г. Харьков
Т.А. ЛАВРИНЕНКО, ассистент УИПА, г. Харьков

АНАЛИЗ ПРИЧИН ИСЧЕРПАНИЯ РЕСУРСА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Розглянуті питання, пов'язані з вичерпанням ресурсу високотемпературних вузлів турбоагрегату. Наведено фактори, що визначають тривалість надійної експлуатації турбоустановки: вичерпання тривалої пластичності з-за повзучості матеріалу; накопичення пошкоджень у критичних зонах роторів через малоциклову втому.

Questions, related to exhausting of resource of high temperature knots of turbine, are considered. Factors, determining duration of reliable exploitation of turbine, are resulted: exhausting of the protracted plasticity from the creep of material; accumulation of damages in the critical areas of rotors from a small of cycle of fatigue.

Введение

Обширный парк энергооборудования, значительную долю которого составляют агрегаты, введенные в строй в конце 50-х и начале 60-х годов прошлого столетия, находится, в основном, в состоянии глубокой выработки ресурса. Особенностью этих агрегатов является работа на паре высоких и сверхкритических параметров (13–16 МПа, 540 °С и 24 МПа, 545 °С). В деталях, непосредственно контактирующих с паром таких параметров, под воздействием высоких температур и нагрузок возникает ползучесть материалов. В результате, за длительное время эксплуатации, в материале накапливается необратимая пластическая деформация, которая растет непрерывно в процессе работы турбоагрегата. Это явление приводит к двойному негативному эффекту: с одной стороны, при достаточно длительной наработке могут произойти недопустимые изменения размеров (например – удлинение рабочей лопатки и критическое уменьшение зазоров в надбандажном уплотнении); с другой стороны – структурные изменения объема металла, который подвергся пластической деформации.

Главной особенностью процесса работы деталей в условиях ползучести является то, что в результате истощения длительной пластичности и охрупчивания материала в критических зонах накапливаются повреждения в виде микротрещин, которые затем, сливаясь, образуют одну или несколько магистральных трещин, являющихся очагами последующего разрушения.

Деформация в любой момент времени выражается уравнением

$$\varepsilon = \varepsilon_y + \varepsilon_{пл},$$

где ε_y – упругая деформация; $\varepsilon_{пл}$ – пластическая деформация.

В процессе работы идет накопление пластической деформации ($\varepsilon_{пл}$), в результате чего упругая деформация (ε_y), вызванная рабочими напряжениями постепенно преобразуется в пластическую (необратимую). В результате материал охрупчивается и становится более восприимчивым к воздействиям внешних нагрузок или другого рода напряжений с образованием трещин. Очагами для их возникновения могут являться дислокации (дефекты кристаллической решетки), неплотности, поры, неметаллические включения и пр.

Проблема достоверной оценки срока службы высокотемпературных турбоагрегатов в настоящее время приобрела первостепенный характер, поскольку, во

избежание приближающегося массового выхода из строя оборудования необходимо предпринять своевременные меры по восстановлению его работоспособности. Следует подчеркнуть, что в период создания первых высокотемпературных турбоагрегатов информация о ползучести материалов в деталях, работающих в области высоких температур, была недостаточно полной. Сведения о закономерностях изменения ползучести и длительной прочности могут быть получены на основе феноменологических подходов, поскольку значения взаимосвязанных характеристик жаропрочности выявляются только опытным путем.

С внедрением в практику турбостроения пара сверхкритических параметров потребовалось решение задачи уточнения ресурса службы, определяемого, в основном, критериями длительной прочности и ползучести. Поскольку, как и все прочие характеристики металла, длительная прочность и ползучесть определяются опытным путем, к тому же в течение длительного времени, а к началу строительства турбин на сверхкритические параметры пара данные по длительным характеристикам имелись на базе 10^4 или, в лучшем случае, $3 \cdot 10^4$ часов, принятые характеристики основывались на экстраполяции имевшихся опытных данных (с весьма ограниченной временной базой). Естественно, что оправданный консервативный подход должен был привести к некоторому занижению значений пределов длительной прочности и ползучести, полученных экстраполированием на базе 10^5 часов – соответственно принятому расчетному ресурсу турбин на сверхкритические параметры пара (23,5 МПа, 565 °С), что обусловило повышение фактических запасов.

Образовавшийся дополнительный (скрытый) запас по пределу длительной прочности, который не является сознательно заложенным в конструкцию, обусловил замедление охрупчивания металла, и таким образом, снижение вероятности более раннего появления критических трещин – основных факторов разрушения детали из-за истощения ресурса.

Сложившееся к настоящему времени положение с определением расчетного (для вновь проектируемых), действительного и остаточного ресурсов (для находящихся в эксплуатации) турбин сводится к необходимости критической оценки заложенных проектных решений на основе анализа длительного опыта эксплуатации турбин. При этом, на фоне целого ряда турбоустановок, значительно превысивших расчетный ресурс, имеются случаи повреждений и разрушений различных элементов до истощения ресурса.

На протяжении нескольких десятков лет одно из первых мест, по числу повреждений и разрушений в процессе эксплуатации, занимали рабочие лопатки паровых турбин. Причины имевших место повреждений лопаток и их элементов можно классифицировать по следующим признакам:

- 1) механические повреждения лопаток, в том числе из-за неудовлетворительного вибрационного состояния;
- 2) эрозионно – коррозионные повреждения;
- 3) усталостные повреждения хвостовой части лопаток;
- 4) нарушение целостности бандажных связей.

Изложение основного материала

Повреждений рабочих лопаток из-за явлений ползучести или термоциклических воздействий в процессе эксплуатации не отмечено.

Благодаря методам контроля исходного материала для заготовок, а также индивидуальному контролю геометрии и сборки на колесе, силовых повреждений лопаток в нормальных условиях эксплуатации не наблюдается.

В результате многочисленных работ в области конструкционной прочности и вибрационной надежности рабочих лопаток и их элементов за последние 10–15 лет число повреждений резко сократилось, и они носят случайный характер. Немаловажную роль в этом сыграло совершенствование методов конструирования, повышение усталостной прочности за счет снижения концентрации напряжений, и внедрение конструкций лопаток с высокоэффективным демпфированием колебаний.

Значительное количество работ посвящено вопросам напряженно-деформированного состояния и длительной прочности хвостовых соединений (включая периферийную зону обода диска для крепления хвостовиков рабочих лопаток). Надежность этих соединений определяется рядом разнородных факторов проектного, технологического и эксплуатационного характера. В этих направлениях был достигнут значительный прогресс, определяемый целым рядом теоретических и экспериментальных исследований, которые позволили разработать комплекс мер по повышению конструкционной прочности хвостовых соединений.

Главным фактором, повышающим сопротивление конструкций хвостовых соединений переменным нагрузкам от паровых усилий, воздействующих на активную часть лопатки, является максимально возможная плотность сборки, при которой поворот каждого хвостовика в окружном направлении относительно опорных поверхностей приводит к появлению реакций на торцевых поверхностях хвостовиков. Демпфирование колебаний лопаток препятствует проникновению внешних усилий в глубь хвостовых соединений. Внедрение в конструкции турбин лопаточного аппарата с цельнофрезерованными (полочными) бандажами с окружной непрерывной перевязкой повысило демпфирующую способность системы и резко снизило возможность проникновения переменных усилий в зону хвостовиков. Это решение вывело на новый уровень надежность всех элементов лопаточного аппарата. За последние 15–20 лет повреждения рабочих лопаток по показателям механической прочности практически отсутствуют.

Повреждения хвостовиков рабочих лопаток чаще всего связаны с недостаточно плотной сборкой лопаток на колесе и реже с дефектами конструкции. В обоих случаях излом носит усталостный характер. Для ступеней, работающих в зоне фазового перехода и во влажном паре, образование трещин в хвостовике при недостаточном запасе конструкционной прочности и повышенной агрессивности среды может происходить по механизму коррозионной усталости, коррозионного растрескивания.

При конструировании и расчете хвостовых соединений в высокотемпературной зоне назначается допустимое напряжение исходя из условий, чтобы накопленная за ресурс службы пластическая деформация из-за ползучести не превышала нормированной величины (различные фирмы допускают величину деформации в пределах 0,3–1 %).

В угловых переходах рассматриваемой зоны диска напряжения с учетом концентрации могут достигать уровня предела длительной прочности, при котором не обеспечиваются нормативные запасы. В результате ускоренной ползучести напряжения перераспределяются, однако остаются достаточно высокими, обуславливая ускорение охрупчивания и повышение вероятности трещинообразования с последующим повреждением диска до истечения назначенного срока службы.

В процессе эксплуатации имели место случаи повышенной пластической деформации части обода диска 1-ой ступени цилиндра среднего давления турбины мощностью 500 МВт при температуре рабочего тела 540 °С. При этом в зоне замковой лопатки был зафиксирован максимальный уровень деформации обода диска,

достигший 1 мм в радиальном направлении. Наиболее вероятной причиной этого следует считать повышенную нагрузку, передаваемую замковой лопаткой соседним с ней лопатками. В обе стороны от замка деформация снижалась на расстоянии 7–8 лопаток в обе стороны от него, и далее по окружности колеса состояние оставалось нормальным.

Механизм повреждения можно представить в следующем виде. Из-за деформации участка обода на величину, выходящую за рамки проектной, между хвостовиками в зоне замка открывались зазоры и возникали условия для проникновения вглубь хвостового соединения переменных усилий от воздействия пара на лопатки.

С другой стороны, в результате длительной работы (наработки) материала диска в условиях высокой нагрузки и температуры произошло определенное снижение пластических свойств материала, которое не повышало опасности повреждения при статических нагрузках. Воздействие циклических нагрузок на фоне высоких статических напряжений и охрупченного (в определенной степени) материала диска и, таким образом, сниженной усталостной прочности, могло привести к повреждению грибка обода в соответствии с механизмом усталости. В результате произошел отрыв части обода диска с 16-ю лопатками.

Роторы цилиндров высокого и среднего давления высокотемпературных турбин относятся к самым напряженным элементам турбины. Такой ротор (как правило, цельнокованой конструкции), работает в условиях объемного сложнапряженного состояния, обусловленного действием центробежных сил лопаточного аппарата и собственных масс при стесненности деформаций больших объемов металла. Напряженное состояние конструкции усугубляется возникновением термоциклических напряжений в процессе пуска-остановочных и переходных режимов.

При анализе зафиксированных повреждений и отказов установлено, что имели место трещины в роторах ВД и СД в зонах повышенной концентрации напряжений, в основном, по причинам термоциклических нагрузок. В частности на РВД турбины К-300-240 после 63 тысяч часов эксплуатации была обнаружена трещина протяженностью 740 мм, выходящая в центральный осевой канал. Происхождение трещины квалифицировано (на основании специальных исследований) как результат высокой концентрации напряжений в придисковой галтели 2-й ступени и ускоренного расхолаживания турбины при остановках.

При обследовании внутренней поверхности нескольких роторов трещины носили, в одних случаях единичный характер, в других – множественный. При этом, основная часть трещин наблюдалась в «горячей» зоне, причиной чего являются температурные факторы и, по-видимому, недостаточные запасы по длительной прочности от действия максимальных тангенциальных напряжений на расточке роторов. Продление ресурса эксплуатации, в данном случае, достигалось расточкой центрального канала до полного удаления трещин. Выявленные дефекты квалифицируются как результат нарушений технологического процесса изготовления поковки.

Другим обстоятельством, сыгравшим главную роль в процессе накопления повреждаемости, сыграло то, что многие из предназначенных для работы в базовом режиме агрегаты, по ряду причин эксплуатируются в переменной части графика нагрузки. Это резко повысило влияние процесса малоциклового усталости в зонах концентрации напряжений на появление трещин в, так называемых, терморазгрузочных канавках, в придисковых галтелях и передних концевых уплотнениях.

Ресурс паровых турбин лимитируется, в основном, сроком работы роторов, которые эксплуатируются в весьма тяжелых условиях. Роторы подвержены воздействию высоких напряжений и температур, возможные повреждения в них зачастую являются результатом действия механизма ползучести. В результате работы свойства металла подвергаются с течением времени необратимым изменениям, что в свою очередь снижает сопротивление малоцикловой усталости.

Выводы и перспективы

Основными факторами истощения ресурса энергооборудования являются высокотемпературная ползучесть металла и малоцикловая усталость, связанная с циклическими напряжениями в пуско-остановочных режимах. Оба эти процесса разделяются на инкубационную стадию (от начала эксплуатации до зарождения трещины) и стадию развития трещины. В ряде случаев (преимущественно применительно к лопаткам и некоторым другим деталям) имеет место эрозионный и коррозионный износ, который может быть оценен только на основе экспериментальных данных о стойкости используемых материалов.

При определении долговечности на стадии проектирования учитывают истощение ресурса за счет длительного статического нагружения и малоцикловой (термической) усталости материала, а также, при необходимости, ограниченную работоспособность на стадии развития трещины (живучесть).

Повреждение роторов паровых турбин может быть обусловлено разными причинами: отклонение технологических свойств металла (наличие металлургических дефектов), нарушение технологии изготовления, отклонение от действующих стандартов и ошибки при проектировании, нарушение пуско-остановочных графиков, нарушение эксплуатационных инструкций, низкое качество ремонтов.

Наиболее высока вероятность появления трещин в зонах концентрации напряжений. Такими зонами в роторах турбин являются ободы дисков с пазами под хвостовики лопаток, осевой канал и терморазгрузочные канавки в зонах уплотнений, галтели диска 1-ой и 2-ой ступени, скругления пароразгрузочных отверстий в дисках. Напряженное состояние ободов дисков с Т-образными пазами зависит, в основном, от величины центробежных сил лопаток и геометрии самого паза (величины радиусов закруглений в угловых переходах). Термонапряженное состояние на поверхности осевого канала может изменяться в широком диапазоне, в зависимости от характера переходных режимов, однако напряжения здесь всегда сохраняются ниже предела текучести материала ротора.

Для терморазгрузочных канавок термические напряжения являются определяющими, однако, не лимитируя ресурс турбин, работающих в базовом режиме, они становятся определяющими при эксплуатации турбин в маневренных и высокоманевренных режимах.

Список литературы: 1. Костюк А.Г. Длительная прочность роторов паровых турбин в зоне концентрации напряжений / А.Г. Костюк // Теплоэнергетика. – 2006. – № 10. – С. 9-15. 2. Борздыка А.М. Методы горячих механических испытаний металлов / А.М. Борздыка. – М.: Металлургиздат, 1962. – 488 с. 3. Исследование жаропрочных сталей и сплавов: сб. / под ред. И. Миркина. – Л.: Металлургиздат, 1960. – 352 с.

© Сухинин В.П., Канюк Г.И., Пугачева Т.Н., Лавриненко Т.А., 2011
Поступила в редколлегию 15.02.11

УДК 621.165

В.В. ПАНОВ, аспирант Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»; инженер филиала Харьковского ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ ПРИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА МИНИМАЛЬНОГО ПРОПУСКА ПАРА В КОНДЕНСАТОР С ПОМОЩЬЮ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Розглянуто питання підвищення економічності роботи турбоустановки на режимах з мінімальним пропуском пари в конденсатор. Для корисної утилізації теплоти цієї пари, а також для виключення ефекту вентиляції та поліпшення умов роботи останніх ступенів турбіни пропонується використати парокompresійний тепловий насос (ПКТН). Приведена методика розрахунку економії палива при включенні в теплову схему ПКТН.

Problem of turbo-installation operational efficiency increasing at the modes with minimal steam passage into the condenser was studied. It is proposed to use the vapor compression heat pump (VCHP) for the useful utilization of this steam's heat as well as for the elimination of ventilation effect and improvement of operational conditions of the last turbine's stages. Design procedure of fuel economy at the VCHP inclusion into the heat diagram is shown.

В теплофикационных турбинах на режимах работы со значительными теплофикационными отборами расход пара в конденсатор уменьшается. При этом расход пара должен быть не меньше определенной минимальной величины. Минимальный пропуск пара в конденсатор служит для обеспечения охлаждения последних ступеней части низкого давления (ЧНД) турбины и определяется конструкцией и размером облопачивания последних ступеней, режимом работы турбины, давлением в камере теплофикационного отбора, а так же плотностью регулирующей диафрагмы ЧНД.

Теплота пара, поступающего в конденсатор, передается циркуляционной (охлаждающей) воде, полезно не используется в цикле электростанции и безвозвратно теряется. При малых расходах пара в конденсатор циркуляционной воде передается так же тепло пара, поступающего в теплообменники сальникового подогревателя и холодильников эжекторов, находящихся на линии рециркуляции. На режимах работы турбины с расходом пара в конденсатор большим, чем минимальный, указанные теплообменники охлаждаются основным конденсатом и тепло сконденсировавшегося в них пара полностью используется в цикле (передается основному конденсату). На режимах работы турбины с минимальным пропуском пара в конденсатор количество основного конденсата оказывается недостаточным для обеспечения охлаждения теплообменников сальникового подогревателя и холодильников эжекторов, вследствие чего включается линия рециркуляции, передающая тепло охлаждающей воде.

На малорасходных режимах последние ступени ЧНД чаще всего работают в «вентиляционном» режиме, т.е. с потреблением мощности. В таком случае энтальпия и температура пара выше на выходе из «вентилирующих» ступеней, чем на входе в них, что зачастую приводит к превышению максимально допустимой температуры выхлопного патрубка турбины. Проблема перегрева патрубка решается установкой системы охлаждения (мелкодисперсный впрыск воды за последней ступенью ЧНД),

однако все указанные факторы приводят к снижению экономичности работы турбоустановки.

Для использования тепла минимального пропуска пара в конденсатор типовым решением является выполнение конденсатора со встроенным пучком, который охлаждается обратной сетевой или подпиточной водой (при этом основной трубный пучок конденсатора отключен).

При охлаждении встроенного пучка подпиточной водой с температурой 5...20 °С обеспечивается сохранение нормального вакуума, мощность ступеней ЧНД при этом может быть как положительна, так и отрицательной, что зависит от размеров лопаток, расхода и температуры подпиточной воды.

При охлаждении встроенного пучка обратной сетевой водой, имеющей температуру 45...70 °С, давление в конденсаторе возрастает до величин от 0,013 МПа (0,13 ата) до 0,038 МПа (0,39 ата). На таком режиме мощность последних ступеней ЧНД отрицательна. Потери мощности существенно возрастают с увеличением высот рабочих лопаток.

Что касается реального опыта эксплуатации турбин в таком режиме на ТЭЦ, следует заметить следующее:

1. охлаждение встроенного пучка подпиточной водой при минимальном пропуске пара в конденсатор не позволяет полезно утилизировать все тепло пара, поскольку расходы подпиточной воды непостоянны и, как правило, очень незначительны;

2. охлаждение встроенного пучка обратной сетевой водой нецелесообразно вследствие того, что тем самым дополнительно ухудшается режим работы последних ступеней ЧНД и усиливается эффект вентиляции.

Таким образом, указанными методами не удастся одновременно полезно использовать тепло минимального конденсационного пропуска пара и устранить эффект вентиляции последних ступеней ЧНД.

В результате тепловых расчетов турбин типа ПТ было установлено, что устранить эффект вентиляции в ЧНД при малорасходных режимах возможно путем подачи во встроенный пучок охлаждающей воды с температурой 5...10 °С. Так, если применить парокompрессионный тепловой насос, который подает в конденсатор турбины воду в необходимом количестве и с указанной температурой, одновременно обеспечилась бы возможность полезной утилизации тепла минимального пропуска пара в конденсатор и сохранение нормальных условий работы последних ступеней ЧНД.

Ниже приведена методика определения эффективности применения теплового насоса для рассмотренного режима работы турбины с минимальным пропуском пара в конденсатор.

Изменение мощности и расхода тепла теплофикационной турбины подчиняется общему уравнению

$$Q_{\text{ТУРБ.}} = 0,8598 \cdot N_{\text{э}} + Q_{\text{ОТБ.}} + Q_{\text{М.Г.И}} + Q_{\text{КОНД.}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{ТУРБ.}}$ – расход тепла на турбину, Гкал/ч;

$Q_{\text{ОТБ.}}$ – суммарная нагрузка отопительных отборов турбины, Гкал/ч;

$N_{\text{э}}$ – электрическая мощность турбины, МВт;

$Q_{\text{м.г.и}}$ – потери механические, в генераторе и на излучение, Гкал/ч;

$Q_{\text{конд.}}$ – потери тепла в конденсаторе, Гкал/ч.

Тепловой насос (ТН) утилизирует тепло вентиляционного пропуска пара в конденсатор $Q_{\text{конд.}}$. При исключении потерь в конденсаторе мощность ЧНД турбины изменяется на величину ΔN_1 , МВт из-за изменения давления в конденсаторе P_k , которое будет определяться температурой подаваемой от ТН охлаждающей воды.

При минимальном пропуске пара в конденсатор увеличение температуры охлаждающей воды ухудшает вакуум, что приводит к дополнительному увеличению вентиляционных потерь в последних ступенях ЧНД. В этом случае ΔN_1 будет отрицательной. При понижении температуры охлаждающей воды, вакуум в конденсаторе улучшается, теплоперепад на ступенях ЧНД увеличивается и вентиляционные потери мощности могут снизиться на столько, что ΔN_1 может оказаться положительной. Изменению мощности ΔN_1 способствует дополнительное изменение количества тепла, поступающего в конденсатор $0,8598 \cdot \Delta N_1$, Гкал/ч. Таким образом, общее количество тепла, поступившего в конденсатор, равно

$$Q'_{\text{конд.}} = Q_{\text{конд.}} - 0,8598 \cdot \Delta N_1. \quad (2)$$

Знак «минус» перед слагаемым $0,8598 \cdot \Delta N_1$ имеет следующий смысл. Так, если величина ΔN_1 отрицательна, то это значит, что потеря электрической мощности за счет вентиляции перешла в дополнительное тепло, поступившее в конденсатор и значение слагаемого « $-0,8598 \cdot (-\Delta N_1)$ » будет положительным. Если изменение выработки электрической мощности ЧНД турбины ΔN_1 положительно, то это означает, что пар дополнительно сработал в ступенях ЧНД, его энтальпия уменьшилась и, следовательно, уменьшилось количество тепла, поступающего в конденсатор на величину $0,8598 \cdot \Delta N_1$.

Следует заметить, что все вычисления проводятся по отношению к базовому режиму работы турбины, по сравнению с которым требуется определить целесообразность и эффективность утилизации потери тепла в конденсаторе.

Согласно тепловому балансу ПКТН его тепловая мощность $Q_{\text{т}}^{\text{ТН}}$ представляет собой сумму мощности охлаждения $Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}$ (количество тепла, отбираемое тепловым насосом у низкопотенциального источника) и потребляемой на привод компрессора электроэнергии $N_{\text{э}}^{\text{ТН}}$, которая переходит в тепло в количестве $0,8598 \cdot N_{\text{э}}^{\text{ТН}}$

$$Q_{\text{т}}^{\text{ТН}} = Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}} + 0,8598 \cdot N_{\text{э}}^{\text{ТН}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{т}}^{\text{ТН}}$, $Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}$, Гкал/ч; $N_{\text{э}}^{\text{ТН}}$, МВт.

Тепловой насос охлаждает водой конденсатор и, согласно (2), утилизирует тепло $Q'_{\text{конд.}}$. То есть мощность охлаждения ТН $Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}$ равна

$$Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}} = Q'_{\text{конд.}} = Q_{\text{конд.}} - 0,8598 \cdot \Delta N_1. \quad (4)$$

Подставив выражение для $Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}$ в (3), получим

$$Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} = Q_{\text{конд.}} - 0,8598 \cdot \Delta N_1 + 0,8598 \cdot N_{\text{э}}^{\text{ТН}}. \quad (5)$$

Потребляемая компрессором ТН электрическая мощность $N_{\text{э}}^{\text{ТН}}$ зависит от $Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}$ и коэффициента преобразования COP

$$N_{\text{э}}^{\text{ТН}} = f(Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}; COP).$$

Согласно определению коэффициента преобразования COP

$$COP = \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}}{0,8598 \cdot N_{\text{э}}^{\text{ТН}}}, \quad (6)$$

откуда

$$0,8598 \cdot N_{\text{э}}^{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}}{COP}. \quad (7)$$

Подставив (7) в (3), получим

$$Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} = Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}} + \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}}{COP}. \quad (8)$$

После преобразований имеем

$$Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}}{\left(1 - \frac{1}{COP}\right)} = \frac{Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}} \cdot COP}{COP - 1}. \quad (9)$$

Записав выражение (3) в виде

$$N_{\text{э}}^{\text{ТН}} = \frac{(Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} - Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}})}{0,8598}$$

и подставив вместо $Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}$ выражение (9), получим

$$N_{\text{э}}^{\text{ТН}} = \frac{\left(\frac{Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}} \cdot COP}{COP - 1} - Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}}\right)}{0,8598} = \frac{Q_{\text{охл.}}^{\text{ТН}} \cdot \left(\frac{1}{COP - 1}\right)}{0,8598}. \quad (10)$$

Учитывая (4), окончательно получим выражение для потребляемой компрессором ТН электрической мощности, равной

$$N_{\text{э}}^{\text{ТН}} = \frac{(Q_{\text{конд.}} - 0,8598 \cdot \Delta N_1) \cdot \left(\frac{1}{COP - 1} \right)}{0,8598}. \quad (11)$$

Полученная формула позволяет по известным величинам, $Q_{\text{конд.}}$, ΔN_1 , и COP вычислить потребляемую компрессором ТН электрическую мощность $N_{\text{э}}^{\text{ТН}}$.

По характеру изменения тепловой нагрузки ТЭЦ отопительный период можно разделить на два периода:

- работа без пиковой ступени подогрева сетевой воды, когда температура наружного воздуха выше температуры, при которой включается пиковая ступень $t_{\text{н.в.}} > t_{\text{п}}$;
- работа со включенной пиковой ступенью, когда температура наружного воздуха ниже температуры, при которой включается пиковая ступень $t_{\text{н.в.}} \leq t_{\text{п}}$.

1. Период работы с выключенной пиковой ступенью: $t_{\text{н.в.}} > t_{\text{п}}$

Вся тепловая нагрузка ТЭЦ обеспечивается отопительными отборами турбины. Тепловой насос, утилизируя потерю тепла в конденсаторе, может предварительно (до основных сетевых подогревателей) нагревать обратную сетевую воду, что приведет к уменьшению количества пара, отбираемого из теплофикационных отборов турбины, а следовательно, и количества тепла на величину $Q_{\text{т}}^{\text{ТН}}$. Так как турбина работает по тепловому графику, то уменьшение теплофикационного отбора приводит к уменьшению расхода тепла на турбину.

Вследствие уменьшения расхода тепла на турбину на $Q_{\text{т}}^{\text{ТН}}$ электрическая мощность турбины уменьшится на

$$\Delta N_2 = \text{Э} \cdot 10^3 \cdot Q_{\text{т}}^{\text{ТН}}, \quad (12)$$

где Э – удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, $\frac{\text{кВт}}{\text{ккал/ч}}$.

Общее уменьшение мощности турбины будет равным

$$\Delta N_{\text{турб.}} = (-\Delta N_1) + \Delta N_2 + N_{\text{э}}^{\text{ТН}} + N_{\text{э}}^{\text{ц.н.}} - N_{\text{э}}^{\text{с.н.}}, \quad (13)$$

где $N_{\text{э}}^{\text{ц.н.}}$ – электрическая мощность циркуляционных насосов, обеспечивающих прокачку охлаждающей воды в контуре «конденсатор турбины – испаритель ТН», МВт;

$N_{\text{э}}^{\text{с.н.}}$ – электрическая мощность отключенных циркуляционных насосов конденсатора турбины (собственные нужды), которые стало возможным отключить благодаря работе ТН, МВт.

Для компенсации недовыработки этой мощности потребуется замещающая конденсационная мощность и дополнительный расход тепла на замещающей турбине

$$Q_{\text{зам.}} = q_{\text{зам.}} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta N_{\text{турб.}} = q_{\text{зам.}} \cdot 10^{-3} ((-\Delta N_1) + \Delta N_2 + N_{\text{э}}^{\text{TH}} + N_{\text{э}}^{\text{Ц.Н.}} - N_{\text{э}}^{\text{С.Н.}}), \quad (14)$$

где $q_{\text{зам.}}$ – удельный расход тепла на замещающей конденсационной турбине, ккал/(кВт·ч).

В целом, уменьшение расхода тепла на теплофикационную турбину будет равно

$$\Delta Q_{\text{турб.}} = Q_{\text{т}}^{\text{TH}} + 0,8598 \cdot \Delta N_2 = Q_{\text{т}}^{\text{TH}} + 0,8598 \cdot \text{Э} \cdot 10^3 \cdot Q_{\text{т}}^{\text{TH}} = Q_{\text{т}}^{\text{TH}} \cdot (1 + 0,8598 \cdot \text{Э} \cdot 10^3). \quad (15)$$

Общее изменение расхода тепла (с учетом расходов тепла на теплофикационной турбине и на замещающей турбине) равно

$$\Delta Q'_{\text{турб.}} = \Delta Q_{\text{турб.}} - Q_{\text{зам.}} = Q_{\text{т}}^{\text{TH}} \cdot (1 + 0,8598 \cdot \text{Э} \cdot 10^3) - q_{\text{зам.}} \cdot 10^{-3} \cdot ((-\Delta N_1) + \Delta N_2 + N_{\text{э}}^{\text{TH}} + N_{\text{э}}^{\text{Ц.Н.}} - N_{\text{э}}^{\text{С.Н.}}). \quad (16)$$

За период работы с выключенной пиковой ступенью экономия условного топлива за счет утилизации тепла пара в конденсаторе с помощью теплового насоса составит

$$\Delta B_1 = \frac{\int_0^{T_1} \Delta Q'_{\text{турб.}} dT_1}{7000 \cdot \eta_{\text{к.у.}}}, \text{ тыс. т. у.т./период } T_1, \quad (17)$$

где T_1 – суммарное время работы с выключенной пиковой ступенью, часов; $\eta_{\text{к.у.}}$ – КПД котельной установки; значение 7000 – низшая теплотворная способность условного топлива, ккал/(кг.у.т.).

2. Период работы с включенной пиковой ступенью $t_{\text{н.в.}} \leq t_{\text{п}}$

Тепловой насос, утилизируя тепло конденсатора и предварительно подогревая обратную сетевую воду, позволяет уменьшить нагрузку пиковой ступени, при этом расход тепла на турбину остается постоянным. В этом случае поступление подогретой обратной сетевой воды в основные бойлеры приводит к повышению давления в регулируемом теплофикационном отборе и уменьшению электрической мощности турбины на величину ΔN_3 .

Общее уменьшение электрической мощности турбины на режиме с включенной пиковой ступенью составит

$$\Delta N_{\text{турб.}} = (-\Delta N_1) + \Delta N_3 + N_{\text{э}}^{\text{TH}} + N_{\text{э}}^{\text{Ц.Н.}} - N_{\text{э}}^{\text{С.Н.}}. \quad (18)$$

Для компенсации уменьшения электрической мощности необходим дополнительный расход тепла на замещающей конденсационной турбине

$$Q_{\text{зам.}} = q_{\text{зам.}} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta N_{\text{турб.}} = q_{\text{зам.}} \cdot 10^{-3} ((-\Delta N_1) + \Delta N_3 + N_{\text{э}}^{\text{TH}} + N_{\text{э}}^{\text{Ц.Н.}} - N_{\text{э}}^{\text{С.Н.}}). \quad (19)$$

При этом экономия тепла на пиковом котле составит

$$\Delta Q_{\text{п.к.}} = Q_{\text{т}}^{\text{тн}} + 0,8598 \cdot \Delta N_3. \quad (20)$$

Итого часовая экономия тепла на режиме с включенной пиковой ступенью составит

$$\Delta Q = \Delta Q_{\text{п.к.}} - Q_{\text{зам.}} = Q_{\text{т}}^{\text{тн}} + 0,8598 \cdot \Delta N_3 - q_{\text{зам.}} \cdot 10^{-3} \cdot ((-\Delta N_1) + \Delta N_3 + N_3^{\text{тн}} + N_3^{\text{п.н.}} - N_3^{\text{с.н.}}). \quad (21)$$

За весь период работы пиковой ступени $t_{\text{н.в.}} \leq t_{\text{п}}$ экономия условного топлива будет равна

$$\Delta B_2 = \frac{\int_0^{T_2} \Delta Q dT_2}{7000 \cdot \eta_{\text{к.у.}}}, \text{ тыс. т. у.т./период } T_2, \quad (22)$$

где T_2 – суммарное время работы с включенной пиковой ступенью, часов.

Суммарная годовая экономия условного топлива за счет утилизации тепловым насосом теплоты конденсационного пропуска пара равна

$$\Delta B = \Delta B_1 + \Delta B_2, \text{ тыс. т. у.т./год.} \quad (23)$$

Предлагаемая методика позволяет оценить экономию условного топлива при утилизации тепла минимального пропуска пара в конденсатор с помощью парокомпрессионного теплового насоса, в зависимости от технических характеристик ТН и режима работы турбины, для которой он будет применяться.

Список литературы: 1. Капелович Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок. – М.: Энергия, 1975. – 288 с. 2. Бененсон Е.И. Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 270 с.

© Панов В.В., 2011

Поступила в редколлегию 15.02.11

УДК 65.0+621.165

Н.Ю. БАБАК, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, г. Харьков

ОПЫТ РАБОТ ПО ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЮ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАРОВЫХ ТУРБИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Наведено характеристику та узагальнено досвід з розробки трьох енергозберігаючих проектів (два з них реалізовано) по встановленню парових турбін малої потужності на підприємствах: коксохімічної, гірничої галузей та комунальної енергетики України.

The characteristics and the experience to develop three energy conservation projects (two of them implemented) the installation of steam turbines for small power plants: coke, mining industries and municipal energy sector of Ukraine.

Введение

Актуальность работ, посвященных энергосбережению при производстве и потреблении тепловой и электрической энергии, очевидна, подкрепляется постановлениями правительства Украины [1]. Определены приоритетные направления энергосбережения: реконструкция и модернизация действующего энергооборудования (в том числе путем замены) с целью повышения его КПД; внедрение установок комбинированного использования тепловой и электрической энергии (когенерация).

Для решения перечисленных задач могут успешно использоваться электрогенерирующие установки малой мощности, создаваемые на базе: двигателей внутреннего сгорания, паровых машин, осевых и радиальных паровых и газовых турбин, винтовых турбин и др. техники. Помимо повышения технико-экономических показателей при установке электрогенерирующих машин (они обычно работают параллельно с электрической сетью) повышается надежность энергообеспечения, обеспечивается энергетическая независимость, что является также весьма важным для предприятия.

Специалисты Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины (ИПМаш НАНУ) более 10 лет занимаются разработкой технических предложений (технико-экономических обоснований – ТЭО) по усовершенствованию энергосбережения на промышленных и коммунальных предприятиях посредством установки паровых турбин малой мощности (0,5–25 МВт), внедрением этих разработок [2–7]. Ведутся эти работы в отделе оптимизации процессов и конструкций турбомашин ИПМаш НАНУ под руководством член-корреспондента НАН Украины А.Л. Шубенко (оценка целесообразности установки малых паровых турбин выполнена для ~25 энергетических объектов Украины). Для расчета тепловых схем энергоузлов используется комплекс программ SCAT2000 [8], разработанный в институте.

Часть информации по проблеме не нашла свое отражение в публикациях [2–7], накоплены новые данные, что и обусловило появление настоящей работы.

Состояние вопроса в Украине

До начала финансового кризиса 2008 г. во Всемирной сети было размещено более двух десятков публикаций о начатых работах, а также планах по реализации в Украине проектов по энергосбережению с установкой малых паровых турбин. Эти работы выполнялись, главным образом, на предприятиях химической (ЗАО «Крымский Титан», ОАО «Крымский содовый завод», оба г. Армянск, АР Крым, ЗАО «Северодонецкое объединение «АЗОТ», г. Северодонецк, ОАО «Концерн Стирол», г. Горловка,

ОАО «Суммыхимпром», г. Сумы и др.), коксохимической (ОАО «Макеевкокс», г. Макеевка, ОАО «Баглейкокс», г. Днепродзержинск и др.) и металлургической (ОАО «Запорожсталь», г. Запорожье, ОАО «АрселорМиттал Кривой Рог», ОАО «Днепровский металлургический комбинат имени Дзержинского», г. Днепродзержинск) отраслей, были также проекты, относящиеся к коммунальной энергетике (например, для ГП «Винницкие тепловые сети», г. Винница). В проектах, основном, предлагались и реализовывались варианты установки паровых турбин мощностью 4–25 МВт производства Калужского турбинного завода (ОАО «КТЗ», «Силовые машины», РФ) или ОАО «Турбоатом» (г. Харьков). Финансовый кризис приостановил выполняемые проекты и задержал начало реализации планируемых.

В 2011 г. наметилось некоторое оживление в области работ по энергосбережению. Продолжилось, например, строительство комплекса паровой турбины К-12-10ПА на ОАО «РовноАзот», началась реконструкция котельной в мини-ТЭЦ на ОАО «Макеевкокс» (г. Макеевка).

Кризис повысил интерес к установке демонтируемых паровых турбогенераторов малой мощности, стоимость поставки которых в 4–5 раз ниже, чем у новых (в 2010 г. ИПМаш НАНУ было получено две заявки на поиск таких машин). Это, главным образом, массовые турбины советского производства мощностью 6–12 МВт, на начальные параметры пара: 3,8 МПа, 340 °С, чаще конденсационного типа. В Украине и России имеется ряд фирм (например, ООО «Векта», г. Желтые Воды, Украина [8]), которые, имея информацию о продаваемых машинах, выполняют услуги по покупке, демонтажу и поставке под заказ паровой турбины, запрашиваемого типа.

Состояние покупаемой демонтированной турбины (отсутствие коррозии, прогиба ротора и т.д.) заказчик обычно оценивает с привлечением независимых экспертов (из специализированной ремонтной или проектной организации).

Вопрос остаточного ресурса такой турбины решается достаточно просто. Согласно действующих нормативных документов для оборудования, эксплуатируемого при начальных температурах ниже 450 °С, ресурс (корпуса, ротора) может быть продлен (при отсутствии явных дефектов) без проведения специальных экспериментальных и расчетных исследований.

Приобретаемая демонтируемая турбоустановка оснащается современными приборами и АСУТП при реализации проекта ее новой установки. Практика свидетельствует, что на старых ТЭЦ отсутствует современное компьютеризированное теплотехническое оборудование. Освоение и эксплуатация такого оборудования имеет свою специфику.

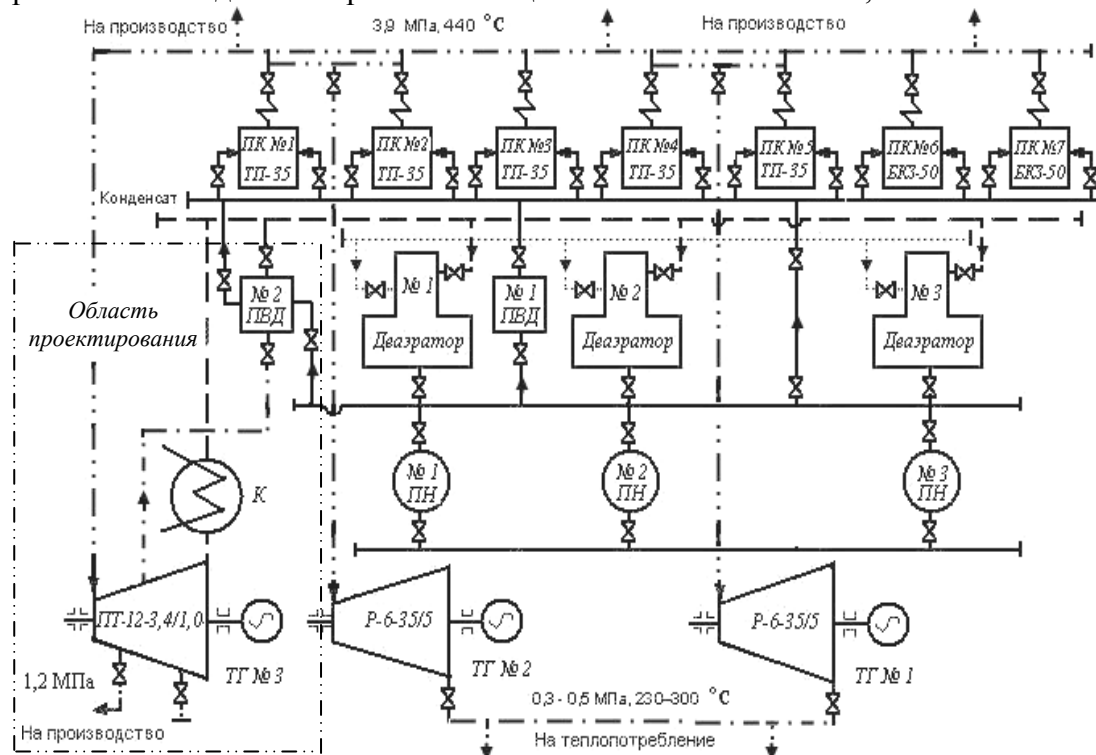
Проблемы при покупке демонтированных турбин, (в основном они выпущены 15–20 лет назад, см., например, прайс-лист [8]) возможны из-за отсутствия полного комплекта оборудования и монтажной документации, которые приходится приобретать на заводе-изготовителе. Это может приводить к заметным дополнительным затратам. Подобные проблемы возникли при выполнении Научно-техническим концерном (НТК) «ИПМаш НАНУ» генподрядных услуг по строительству комплекса турбины К-12-10ПА для ОАО «РовноАзот».

Примеры решения задач энергосбережения на базе установки паровых турбин малой мощности

Далее представлены общие характеристики трех энергосберегающих проектов (первые два были реализованы) по установке малых паровых турбин, в которых принимали участие специалисты ИПМаш НАН Украины.

Примером успешного внедрения на предприятии энергосберегающих мероприятий (от ТЭО до пуска комплекса паровой турбины) может служить проект расширения ТЭЦ ОАО «Ясиновский КХЗ» («ЯКХЗ») (г. Макеевка) [3, 4]. Разработанные ИПМаш НАНУ для этого завода технические предложения по энергосбережению с установкой паровой конденсационной турбины ПТ-12/13-3,4/1,0-1 (ПТ-12) мощностью 12 МВт на параметры пара: 3,4 МПа, 435 °С были успешно реализованы в 2004–2006 гг. при участии НТК «ИПМаш НАНУ» в качестве генподрядчика. Генпроектировщик – ОАО «ДнепрВНИПИэнергопром», г. Днепропетровск. Принципиальная тепловая схема реконструированной ТЭЦ ОАО «ЯКХЗ» представлена на рис. 1.

Турбина ПТ-12 производства ОАО «КТЗ», установленная на этой ТЭЦ, традиционного исполнения, конденсационного типа с регулируемым производственным и теплофикационным отборами пара. Функционирует она в комплексе с генератором Т-12-2-У3 и циркуляционной системой охлаждения на базе башенной градирни с расходом технической воды 3200 т/ч. Для привода турбины используется острый пар, который вырабатывается на котлах заводской ТЭЦ (установлено 7 котлов, см. рис. 1) при сжигании коксового газа. При пуске завода в 50-х годах прошлого века на ТЭЦ ОАО «ЯКХЗ» были установлены две турбины с противодавлением Р-6-35-5. Потребляемая заводом электрическая мощность составляет ~14–14,5 МВт.



Принятые на схеме сокращения

К – конденсатор;
 ПК – паровой котел;
 ПВД – подогреватель высокого давления;
 ПН – питательный насос;
 ТГ – турбогенератор

Принятые на схеме обозначения

— · — — пар высокого давления;
 — · — — пар низкого давления;
 — — — — питательная вода;
 - - - - - конденсат;
 — химически очищенная вода

Рис. 1. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ ОАО «Ясиновский КХЗ» после расширения

Пуск комплекса турбины ПТ-12 позволил заводу полностью перейти на потребление собственной электроэнергии. Избытки электроэнергии (~1,5–1,7 МВт) направляются в сеть. Удельные инвестиции на реализацию проекта составили ~530 USD/кВт (в ценах 2005 г). Окупился проект за 3 года.

Несмотря на общие положительные результаты, эксплуатация комплекса паровой турбины ПТ-12 на ТЭЦ ОАО «Ясиновский КХЗ» выявила ряд недостатков: неэффективно в жаркий летний период работает система оборотного охлаждения конденсатора; имели место просчеты в реализации электрической схемы подключения нового турбогенератора.

Примером использования для энергосбережения современной, высокооборотной турбины может служить проект расширения Ахтырской ТЭЦ (ООО «Брок-Энергия» г. Ахтырка, Сумская обл.). ТЭО выполнялось НТК «ИПМаш НАНУ» совместно с ООО «Котлотурбопром» ХЦКБ «Энергопрогресс» (г. Харьков). На этой централи установлен малый энергоблок, который включает паровую турбину Р-0,75-0,4/0,03 (Р-0,75) мощностью 0,75 МВт (изготовлена ЗАО «Энерготех», г. Санкт-Петербург) и малый паровой котел производительностью 10 т/ч пара с параметрами 1,4 МПа, 230 °С. Этот проект реализован в 2008–2010 гг. с целью улучшения показателей работы станции в летний период [4, 5]. На Ахтырской ТЭЦ ранее были установлены: паровые котлы ТС-35у (3 шт.), пиковые водогрейные котлы КВГМ-50 (2 шт.), паровые турбины АТ-6 и АП-6 мощностью по 6 МВт.

В отопительный период турбина Р-0,75 питается паром из производственного отбора станционной турбины АП-6, в летний период – от малого парового котла (см. рис. 2, где представлена схема включения турбины Р-0,75 (ТГ-3) в летний период). Экономический эффект достигается за счет дополнительной выработки электроэнергии и подогрева воды на горячее водоснабжение (летом) паром с более низкими параметрами (отработавшим в турбине Р-0,75).

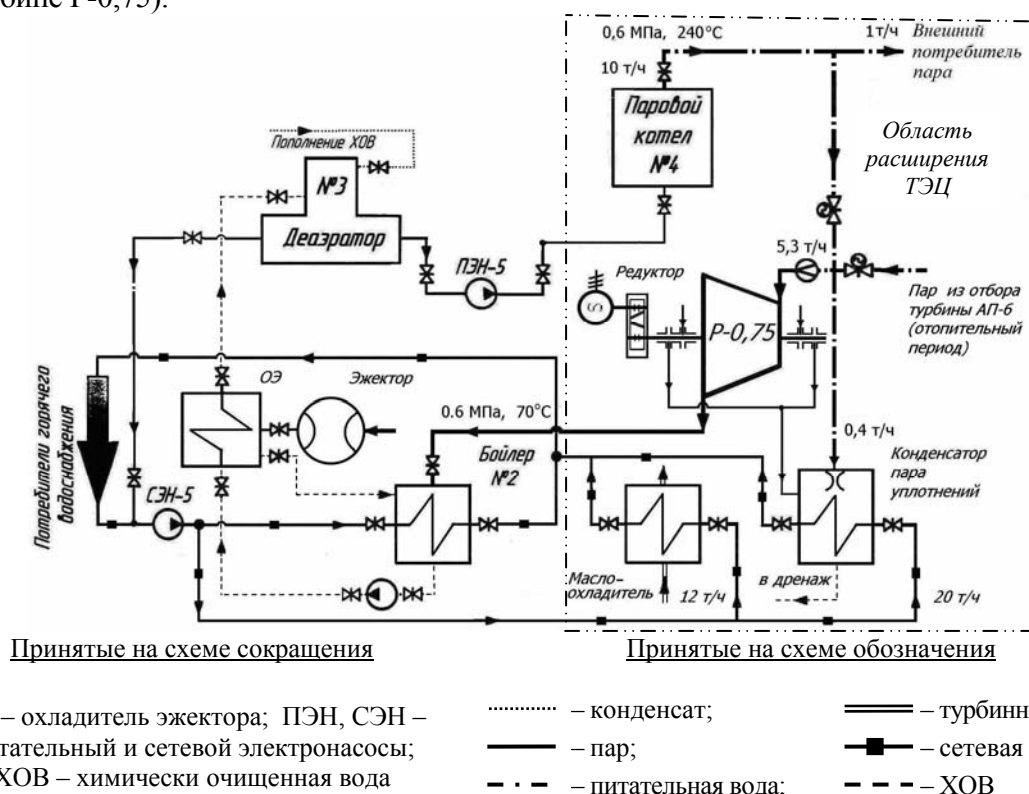


Рис. 2. Тепловая схема Ахтырской ТЭЦ в летний период после установки турбины Р-0,75 и малого парового котла (станционный № 4)

Расчетный срок окупаемости проекта установки турбины Р-0,75 ~2,1 года, инвестиции составили ~3 565 тыс. грн. (стоимость «промышленного» природного газа 2570,7 грн/тыс. м³, газа для населения 872,8 грн/тыс. м³, электроэнергии в сети 0,7015 грн/(кВт·ч), все цены 2009 г., в том числе НДС). Генпроектировщик – ОАО «Укрگیпроцукор» (г. Винница). НТК «ІПМаш НАНУ» являлся генподрядчиком этих работ.

Вопросам выбора малого парового котла для работы турбины Р-0,75 на Ахтырской ТЭЦ в летний период посвящена публикация [5]. Стоимость проекта установки малого котла «под ключ» ~1500 грн., срок окупаемости проекта ~3 года. Вместо малого котла (по специальному проекту) с давлением пара на выходе 0,6 МПа и пароперегревателем (230 °С) был установлен котел, работающий на насыщенном паре со стандартным давлением 1,4 МПа.

Пробная эксплуатация турбины Р-0,75 на Ахтырской ТЭЦ осуществлялись с рядом отклонений от проекта: в летний период с нагрузкой 0,2–0,3 МВт для обеспечения только собственных нужд ТЭЦ (из-за высокой цены природного газа), с повышенным давлением пара на выходе (0,05 МПа) по сравнению с расчетным (0,03 МПа) из-за повышенных потерь в выхлопном тракте. Перечисленное привело к увеличению в 1,4 раза срока окупаемости проекта по сравнению с расчетным.

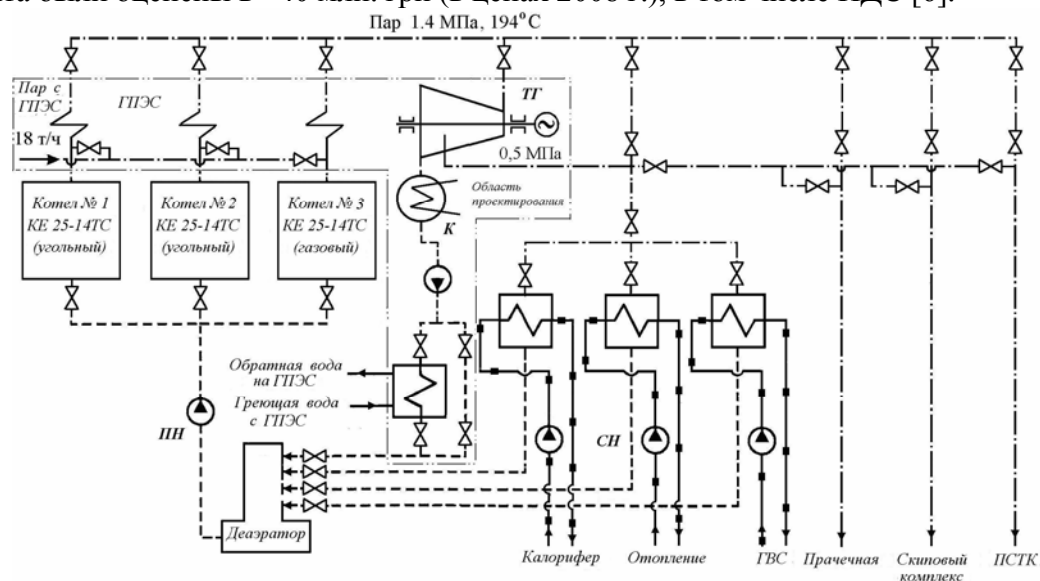
В 2008 г. НТК «ІПМаш НАНУ» выполнено ТЭО по энергосбережению для ОАО «Угольная компания «Шахта Красноармейская Западная № 1», (г. Красноармейск, Донецкая обл.) [6]. Исследовалась экономическая целесообразность реконструкции котельной главной промышленной площадки (ГПП) шахты в мини-ТЭЦ посредством установки малой паровой турбины. Рассматривалось три варианта установки конденсационных турбин разной мощности. В качестве рационального технического решения принят вариант установки турбины Т-12-1,2-0,12 (Т-12) электрической мощностью 12 МВт с регулируемым теплофикационным отбором. Принципиальная тепловая схема этой мини-ТЭЦ после реконструкции представлена на рис. 3.

На шахтной котельной установлены 3 котла КЕ-25-14, один работает на шахтном метане (среднее содержание метана в метано-воздушной смеси 35,38 %), два на твердом топливе (см. рис. 3). Тепловая нагрузка котельной в отопительный период 14,95 Гкал/ч (январь), в летний – 0,76 Гкал/ч (только горячее водоснабжение). Котлы базового энергоузла шахты работают с давлением пара 0,2–0,5 МПа. Котел № 1 несет нагрузку в течение всего года. В отопительный сезон один угольный котел КЕ-25-14ТС работает в пиковом режиме, второй – в резерве.

Особенностью этого проекта является совместная работа шахтной газопоршневой электростанции (ГПЭС) электрической мощностью 36 МВт (ее строительство началось в 2008 г.) и реконструируемой в мини-ТЭЦ котельной ГПП шахты. На мини-ТЭЦ с целью энергосбережения поступает с ГПЭС 18 т/ч насыщенного пара с давлением 1,3 МПа и горячая вода для подогрева питательной воды котлов (~2,47 Гкал/ч) [6].

Результаты исследований показали, что в случае, если на рассматриваемой шахтной мини-ТЭЦ использовать в качестве топлива донецкий уголь марки Г, вместо дешевого шахтного метана (его предполагается использовать на ГПЭС), простой расчетный срок окупаемости проекта установки паровой турбины Т-12 составит 5,7 года (стоимость угля 325 грн/т, электроэнергии в сети 0,42 грн/(кВт·ч), цены 2008 г., в том числе НДС). При расчете себестоимости электроэнергии, вырабатываемой этой мини-ТЭЦ, учитывалось влияние сборов за вредные выбросы (последние увеличивают

себестоимость вырабатываемой электроэнергии на 5–7 коп). Инвестиции на реализацию проекта были оценены в ~40 млн. грн (в ценах 2008 г.), в том числе НДС [6].



Принятые на схеме сокращения

Принятые на схеме обозначения

ГВС – горячее водоснабжение; ГПЭС – газопоршневая электростанция; К – конденсатор; ПН, СН – питательный и сетевой насосы; ПСТК – погружно-стволовой комплекс; ТГ – турбогенератор

— — — — пар; — — — — конденсат; — — — — сетевая вода; — — — — вода с ГПЭС

Рис. 3. Принципиальная тепловая схема мини-ТЭЦ ГПП шахты «Красноармейская Западная № 1» после реконструкции в мини-ТЭЦ

В проектах, как правило (если не оговорено в техническом задании), предоставляются результаты расчета трех основных режимов работы паровой турбины. Предприятие-производитель предоставляет диаграмму режимов работы турбины, с помощью которой с использованием графических зависимостей и поправок можно оценить изменение характеристик турбоустановки или предлагает заключить дополнительный договор на услуги по расчету таких характеристик. Выполняя генподрядный договор на установку малой турбины (научно-техническое сопровождение), специалисты ИПМаш НАН Украины, используя программу расчета тепловых схем SCAT2000, решают задачи по анализу и выбору режимов рациональной загрузки теплотехнического оборудования [2–7, 9]. Это в ряде случаев дает заметный экономический эффект, позволяет обоснованно подойти к вопросу выделения средств на ремонт энергетического оборудования.

Заключение

За счет использования при внедрении малых паровых турбин уже имеющегося на энергоузле оборудования стоимость 1 кВт установленной мощности «под ключ» составляет от 800 до 1200 USD* (в ценах 2010 г.) в зависимости от мощности и типа турбины. Это в полтора – два раза меньше чем при строительстве новой ТЭЦ.

* Указанная удельная стоимость внедряемого энергокомплекса на базе паровой турбины малой мощности заметно отличается от данных проектов, представленных в статье ранее. Это вызвано тем, что в последние 5 лет заметно выросли цены на металл и оборудование, в еще большей мере – на строительные-монтажные работы.

Себестоимость электроэнергии, вырабатываемой мини-ТЭЦ, особенно при установке турбин с противодавлением, может быть в несколько раз ниже, чем в сети. Кроме непосредственной экономической выгоды от получения более дешевой электроэнергии, при переводе котельных в мини-ТЭЦ повышается надежность обеспечения электроэнергией (турбогенераторы работают параллельно с сетью).

Опыт работ по составлению ТЭО и оказанию генподрядных услуг по установке малых паровых турбин на предприятиях Украины свидетельствует:

- о наблюдаемом неуклонном увеличении цен на оборудование и строительно-монтажные работы, что приводит к росту инвестиций на реализацию энергосберегающих проектов;

- отличие реального простого срока окупаемости энергосберегающего проекта от расчетного на стадии ТЭО обычно укладывается в (10–15) %, что при сроках окупаемости реализуемых энергосберегающих проектов (обычно не более 3–4 лет) составляет не более 0,3–0,5 года (увеличение инвестиций при реализации проекта частично компенсируется текущим ростом цен на электроэнергию и топливо);

- основные факторы, влияющие на экономическую эффективность энергосберегающего проекта с установкой малых паровых турбин (утилизация неиспользуемых вторичных энергоресурсов не рассматривались): стоимость топлива, годовая наработка и объем загрузки турбины, энергетический потенциал пара на входе в машину.

Следует считать актуальным создание в Украине серийного производства быстроходных паровых турбин малой мощности в блочном (рамном) исполнении.

Перспективным направлением дальнейших исследований, связанных с реализацией проектов энергосбережения с применением турбин малой мощности, является использование турбин на органических теплоносителях (турбины ORC цикла).

Список литературы: 1. Наказ Міністерства Фінансів України від 04.07.2006 № 631 «Про визначення пріоритетних напрямів енергозбереження» // Офіційний вісник України від 16.08.2006. – 2006. № 31. – С. 206. 2. *Шубенко А.Л.* Использование паровых турбин малой мощности для энергосбережения на энергоузлах предприятий / А.Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, М.И. Роговой, А.В. Сенецкий // Компрессорное и энерг. машиностроение. – 2008. – № 3. – С. 14-17. 3. Реализация технико-экономического предложения по выработке дополнительной электроэнергии на ТЭЦ Ясиновского коксохимического завода / Ю.В. Филатов, С.А. Медянцева, А.Л. Шубенко и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 4. – С. 8-17. 4. Повышение технико-экономических показателей мини-ТЭЦ посредством установки малой конденсационной турбины на паре производственного отбора / А.М. Пивень, В.В. Васильев, И.В. Гаркавенко и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2008. – № 10. – С. 22-31. 5. Энергосбережение на мини-ТЭЦ в летний период за счет установки малого парового котла для работы новой паровой турбины Р-0,75-0,4/0,03 / А.Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, М.И. Роговой и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 1. – С. 9-18. 6. Реконструкция базовой котельной шахты в мини-ТЭЦ в условиях интеграции с газопоршневой электростанцией / Л.М. Лукач, С.Ю. Резников, А.Л. Шубенко и др. // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 2. – С. 3-11. 7. *Лыхвар Н.В.* Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики / Н.В. Лыхвар, Ю.Н. Говорущенко, В.А. Яковлев // Пробл. машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 1. – С. 30-41. 8. Прайс-лист по энергетическому оборудованию, предлагаемому к реализации [Электронный ресурс]: сайт фирмы, занимающейся поставкой и монтажом энергетического и промышленного оборудования / г. Желтые Воды: ООО «Векта» – Режим доступа: http://www.vekta.dp.ua/?page_id=6–. Последнее обращение: 02.10.2010. – Загл. с экрана. 9. *Лыхвар Н.В.* Решение задачи рационального распределения нагрузок между турбинами промышленного энергоузла / Н.В. Лыхвар, Н.Ю. Бабак // Пробл. машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 6. – С. 9-15.

© Бабак Н.Ю., 2011

Поступила в редколлегию 11.02.11

УДК 621.515

Г.А. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; проф. Сумского государственного университета (СумГУ), г. Сумы

И.В. ЮРКО, аспирант Сумского государственного университета (СумГУ), г. Сумы

СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО И ФИЗИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВХОДНОГО РЕГУЛИРУЮЩЕГО АППАРАТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Шляхом порівняння результатів дослідження потоку і характеристик вхідного регулюючого апарату з поворотними лопатками відцентрового компресора, отриманих при чисельному і фізичному експериментах, в повністю порівнянних умовах, показана коректність моделі.

There are shown the correctness of the numerical model by comparing the results of the study flow and characteristics of the variable inlet guide vane with rotating blades for a centrifugal compressor, which is obtained by numerical and physical experiments.

Входные регулирующие аппараты (ВРА) – это устанавливаемые на входе в проточную часть турбокомпрессора осевые или радиальные решетки с поворотными лопатками, позволяющие достаточно эффективно регулировать производительность компрессора в широком диапазоне. В настоящее время наблюдается устойчивая тенденция к использованию такого метода регулирования для одноступенчатых центробежных компрессоров различного применения: нагнетателей, воздухо– и газодувок, дымососов и др. С появлением многовальных мультипликаторных компрессоров вместо многоступенчатых, регулирование посредством ВРА таких машин стало доминирующим благодаря конструктивной схеме многовального компрессора, где каждая ступень располагается автономно вокруг центрального приводного зубчатого колеса. В таких машинах ВРА используют как на первой ступени, так и, при необходимости, на последующих.

Комплексные исследования регулирования ступени посредством ВРА [1], показали, что в лопаточной решетке имеют место значительные потери энергии, особенно при сильном отклонении углов установки лопаток от исходного положения. Эти потери приводят к значительному снижению КПД ступени (до 2–3 % и более), что сегодня не может считаться допустимым.

Детальные экспериментальные исследования ступеней с ВРА в силу многообразия конструкций ступеней и ВРА не представляются возможными. Появление достаточно надежных программных комплексов существенно облегчают задачу исследования и оптимизации. Например, такой подход использован при оптимизации направляющей решетки турбинной ступени [2]. В работе, в частности, доказана возможность использования численного исследования изолированной решетки вместо физического эксперимента.

Основываясь на этих и других данных, в настоящей работе была поставлена цель проверить возможность использования численного исследования осевого ВРА, по сути, являющегося также направляющей решеткой. Однако, если сопловой аппарат турбины представляет собой неподвижно установленные в оптимальном положении лопатки с аэродинамически совершенным профилем, то ВРА – решетка с лопатками симметричных профилей с переменным углом установки. Обтекание лопаток при

переменных углах поворота заведомо не оптимально и тем больше, чем больше отклонение угла поворота от исходного (обычно совпадающего с направлением течения). ВРА имеют специфические конструктивные особенности: консольные ВРА не имеют внутренней обечайки, ВРА с центральным телом обычно выполняют с лопатками, состоящими из двух частей – неподвижный предкрылок и поворотный хвостовик (см. рис. 1).

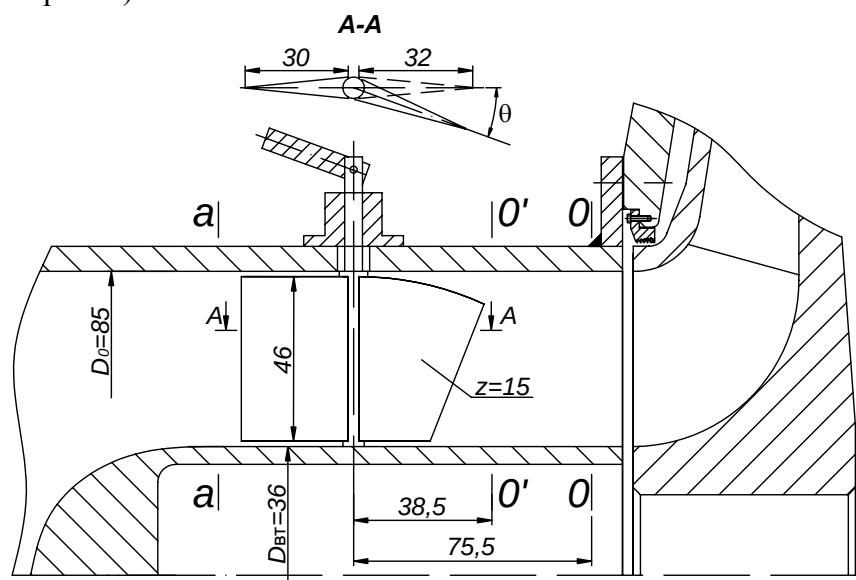


Рис. 1. Входной регулирующий аппарат в составе ступени

Кроме того, при повороте лопаток, установленных в цилиндрическом входном патрубке образуется зазор между торцом лопатки и внутренней поверхностью патрубка. Всё это свидетельствует о существенном отличии течения в решетке ВРА от направляющей решетки турбины и необходимости постановки численного исследования ВРА.

Объектом исследования был выбран входной регулирующий аппарат (см. рис. 1), достаточно подробно исследованный на воздушном аэродинамическом стенде статических продувок [1]. Исследование структуры потока в сечении за ВРА производилось зондированием комбинированной насадкой по шагу решетки в нескольких сечениях по высоте лопатки. Полученные данные по структуре потока за ВРА в виде эпюр радиального распределения кинематических параметров и потерь, линий тока, а также интегральные характеристики ВРА – коэффициенты потерь и расхода, использованы ниже при верификации расчетной модели.

В соответствии с поставленной целью были сформулированы задачи:

- создать численную модель ВРА;
- решить методические вопросы;
- выполнить численное исследование потока за решеткой ВРА при различных углах поворота лопаток;
- сравнить результаты численного и физического исследований.

Расчетное исследование проводилось с использованием программного комплекса FlowVision [3].

Исзуемая область течения ограничивалась сечениями $a-O$ (см. рис. 1) и периферийными и втулочными обводами входного патрубка. По заданным геометрическим параметрам в программе SolidWorks были построены твердотельные

модели входного регулирующего аппарата с углами установки закрылка θ равными 0° , 15° , 30° и 45° (см. рис. 2а, б). Так как течение в каналах ВРА носит осесимметричный характер, то для расчёта был использован сектор модели, равный 1/5 части. Это позволило при одном и том же времени расчёта увеличить число ячеек в области течения, позволив тем самым более детально изучить структуру потока, формируемого в ВРА. Для обоснования возможности использования сектора для расчёта, были вычислены значения интегральных характеристик для сектора и для полной модели ВРА. Сравнение полученных значений показало, что разница между ними не превышает погрешности вычисления.

Схематическое расположение граничных условий представлено на рис. 2в. На входе в расчетную область (контрольное сечение а–а) в качестве граничного условия была задана статическая температура $T_a = 290$ К и полное давление $p_a^* = 100000$ Па. На выходе из расчетной области (контрольное сечение 0–0) задавалась нормальная массовая скорость. Граничному условию «СтенкаВРА» и «ЛопаткиВРА» был присвоен тип границы «Стенка». При решении сектора было добавлено ещё одно граничное условие — периодика, которое связывает две боковые стенки между собой для корректного расчета. Периодическое граничное условие позволяет передавать значения рассчитываемых переменных с одной части на другую, что позволяет учитывать боковые перетекания рабочей среды. Была выбрана «Shear Stress Transport» (SST) модель турбулентности как наиболее подходящая для задач течения газа в каналах турбомашин [4]. Для детального исследования течения в ВРА была использована прямоугольная адаптивная локально-измельченная сетка (АЛИС). Расчетная область разбита на 200000 расчетных ячеек, со вторым уровнем адаптации по граничному условию «ЛопаткиВРА». Шаг интегрирования задан числом $CFL = 5$. Максимальный шаг интегрирования задавался не больше чем 1/10 пролётного времени частицы от входа к выходу. Условием завершения расчёта служило равенство массовых расходов на входе в расчетную область и на выходе из неё.

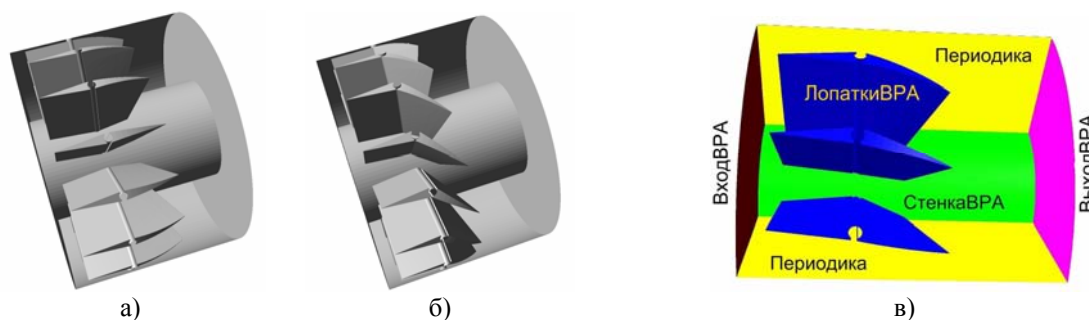


Рис. 2. Твёрдотельные модели ВРА при $\theta = 0^\circ$ (а) и $\theta = 45^\circ$ (б) и граничные условия (в) модели

Численное исследование производилось при тех же значениях угла поворота хвостовиков, что и в опытах [1]: $\theta = 0^\circ$, 15° , 30° , 45° . На рис. 3 представлены некоторые наиболее характерные результаты численного исследования в виде полей потерь в сечении 0'–0'.

Обращает на себя внимание существенное увеличение неравномерности полей с увеличением угла поворота лопаток. Закрученный в ВРА поток под действием центробежных сил отжимается к наружному обводу, активная высота лопаток уменьшается, достигая примерно половины при $\theta = 45^\circ$. Резко увеличивается размер области и интенсивность концевых явлений у торцов лопаток, особенно у наружного обвода. Это обусловлено как вторичными явлениями в каналах решетки, так и

наличием перетекания потока через зазоры между торцами лопаток и цилиндрическими стенками (см. рис. 3в). Приведенные поля в полной мере отражают физические представления о газодинамике потока в решетках.

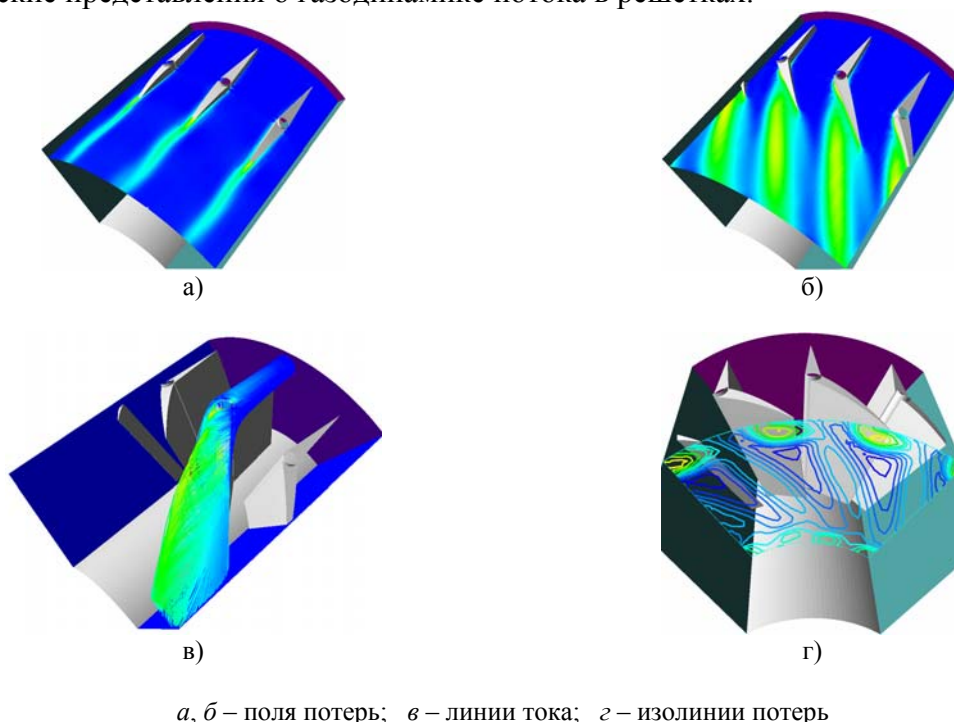


Рис. 3. Распределение потерь у периферии и в контрольном сечении

Для получения количественной оценки в виде эпюр распределения параметров потока вдоль высоты лопатки, была разработана и импортирована в программный комплекс «FlowVision» вспомогательная Excel программа обработки численных данных в выбранных сечениях. Расчетные сечения выбирались в тех же местах, что и в опытах, а применяемые расчетные формулы были аналогичны использованным при обработке опытных данных.

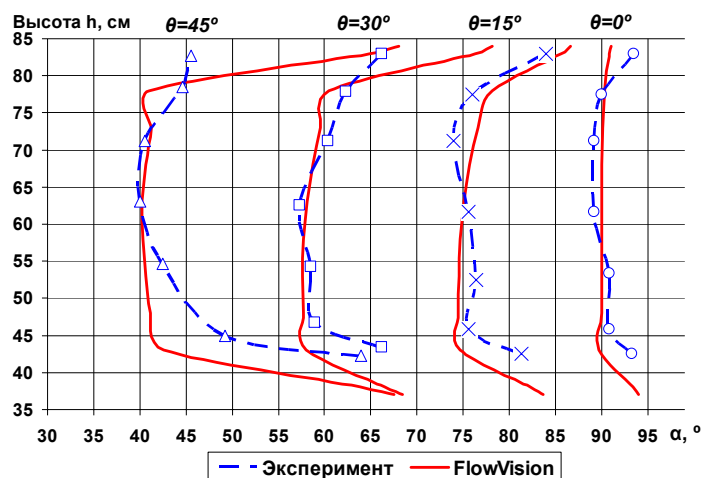


Рис. 4. Распределение углов выхода потока по высоте лопатки при разных углах поворота хвостовика

Сравнение расчетных и опытных данных приведено на рис. 4 и рис. 5.

При сравнении результатов следует иметь в виду, что ВРА не является аэродинамически совершенной лопаточной решеткой в том понимании, как это вкладывается, например, в сопловые решетки турбин. В ВРА имеет место излом обтекаемых профилей, образование торцевых зазоров, возникают зоны отрывов потока, интенсивного вихреобразования, внутренних перетечек и др. В

таких условиях вряд ли достижима высокая точность численных исследований.

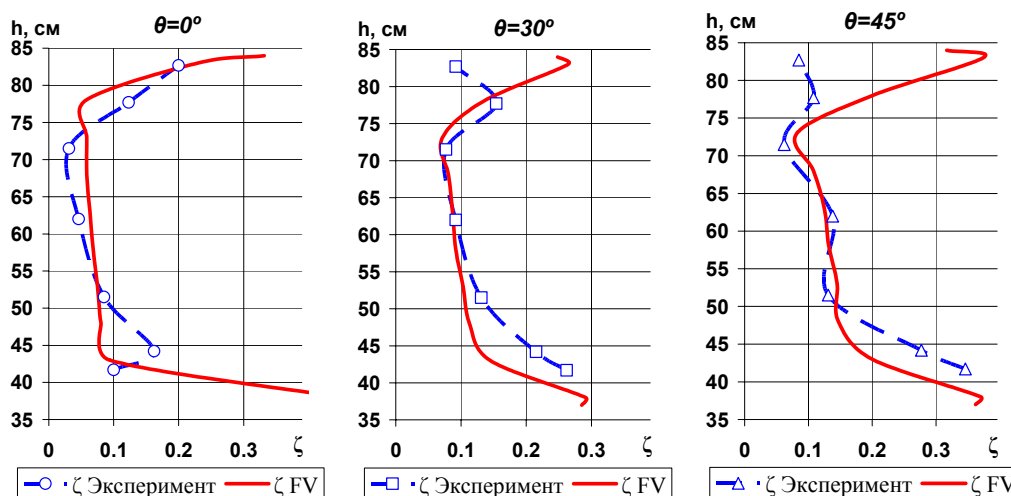


Рис. 5. Коэффициент потерь при разных углах поворота хвостовика

Если при малых углах поворота лопаток совпадение углов выхода потока α и коэффициента потерь ζ можно считать хорошим, то с увеличением угла поворота наблюдается некоторое расхождение расчетных и экспериментальных значений, увеличивающееся по мере поворота лопаток. Здесь нужно отметить, что эксперименты были проведены с использованием пятиканальных шаровых зондов диаметром 2,5 мм, т.е. измерения нельзя считать точечными. При обработке результатов измерений использовались тарировочные характеристики зонда, что так же вносило погрешность. Основная же погрешность в опытах имела место при осреднении результатов точечных измерений при травесировании зондом потока по шагу, особенно при очень большой неравномерности потока в измерительном сечении при больших углах поворота лопаток ВРА. Особенно заметно это проявилось в приконцевых областях и зонах кромочных следов лопаток. Тем не менее, проведенное сравнение расчетных и экспериментальных результатов демонстрирует достаточную для практических целей корректность расчетной модели.

На основании проведенного исследования можно сделать вывод о возможности применения численного моделирования с использованием программного комплекса FlowVision для расчетов, исследования и оптимизации входных регулирующих аппаратов центробежных компрессоров.

Список литературы: 1. Бондаренко Г.А. Об экономичности работы ступени центробежного нагнетателя с различными типами входных регулирующих аппаратов / Г.А. Бондаренко, Г.Н. Зиневич // Энергомашиностроение, 1982. – № 2. – С. 7-10. 2. Бойко А.В. О возможности замены физического эксперимента на плоской решетке турбинных лопаток вычислительным / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 36-43. 3. Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision. Версия 2.05.04. Руководство пользователя. – М., 1999-2008. – 310 с. 4. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. – 1994. – 32, № 8. – P. 1598-1605.

© Бондаренко Г.А., Юрко И.В., 2011
Поступила в редколлегию 01.03.11

УДК 621.914

С.И. СЕРБИН, д-р техн. наук; проф. Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

А.Б. МОСТИПАНЕНКО, канд. техн. наук; Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, г. Николаев

РАЗРАБОТКА КОНВЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ 25 МВт

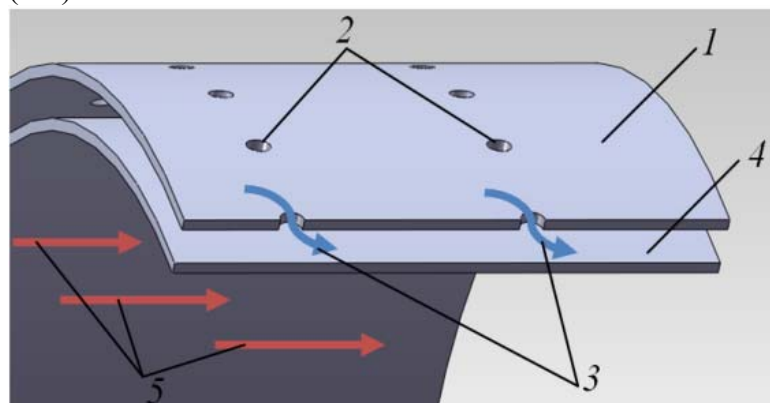
Викладена методика комплексного проектувального розрахунку конвективної системи охолодження жарової труби з використанням методів числового моделювання процесів в камері згорання.

The complex calculations method of the convective cooling system including the results of computational fluid dynamics of the combustion processes was described.

Современный рынок газотурбинной техники предъявляет высокие требования к экономичности, надежности и экологичности двигателей. Поэтому для достижения заданных параметров мощности и КПД конкурирующие фирмы вынуждены повышать температуру газов T_3 перед турбиной, что непосредственно ведет к повышению теплонапряженности жаровых труб камер сгорания. Эффективные системы охлаждения стенок жаровых труб являются необходимым атрибутом надежной работы всего газотурбинного двигателя.

Различают системы охлаждения пленочные, конвективные и конвективно-пленочные. В условиях нехватки охлаждающего воздуха особенно хорошо зарекомендовали себя системы охлаждения конвективного типа, когда наружная стенка 1 выполняется с мелкими отверстиями 2, через которые охлаждающий воздух 3 струйками натекает и ударяется о внутреннюю стенку 4 (рис. 1). На внутренней стенке со стороны продуктов сгорания 5, как правило, нанесен слой термобарьерного покрытия.

Эффективность применения подобных систем доказана ведущими зарубежными газотурбостроительными фирмами, такими как Siemens, Mitsubishi и Rolls-Roys [1–3], которые активно используют их в разработках перспективных образцов камер сгорания (КС).



1 – наружная стенка; 2 – отверстия охлаждения;
3 – охлаждающий воздух; 4 – внутренняя стенка;
5 – продукты сгорания в жаровой трубе

Рис. 1. Схема конвективной системы охлаждения

Однако вопросы, возникающие при проектировании подобных систем, не решены до конца. Одним из них является определение приведенного коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке жаровой трубы (ЖТ), который бы учитывал конвективный и радиационный теплообмен. Существующие методики для его корректного определения требуют таких

данных как: температура и состав продуктов сгорания, скорости потоков у стенок, давление и потери в жаровой трубе и охлаждающих каналах. От точности этих данных будет зависеть и эффективность проектирования подобной системы.

Предложенная авторами в данной статье методика позволяет произвести тепловой расчет конвективной системы охлаждения на базе данных численного моделирования рабочих процессов в камерах сгорания.

В качестве примера рассмотрен вариант замены пленочной системы охлаждения на конвективную для серийной жаровой трубы камеры сгорания ГТД мощностью 25 МВт производства НПКГ «Зоря-Машпроект» (г. Николаев) [4]. Замена позволила сократить относительный расход воздуха на охлаждение жаровой трубы с 11,4 до 10,2 %.

Предложенная конвективная система охлаждения (рис. 2) представляет собой кольцевой канал толщиной 5 мм, в который через отверстия подается воздух из межтрубного пространства. Отверстия расположены равномерно в шахматном порядке. Расположение отверстий может изменяться в зависимости от необходимости более интенсивного охлаждения отдельных участков жаровой трубы.

Сброс воздуха из кольцевого канала конвективной системы охлаждения в жаровую трубу осуществляется через торцевую щель за первым рядом отверстий вторичного воздуха и щели вокруг гильз на отверстиях вторичного воздуха, осуществляя тем самым их охлаждение.

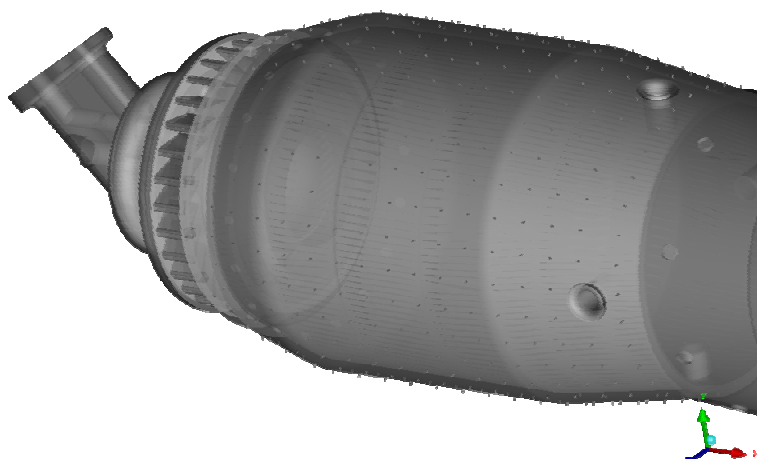


Рис. 2. Внешний вид жаровой трубы с ГТД мощностью 25 МВт с конвективной системой охлаждения

Предварительно проведен расчет суммарной площади отверстий для системы конвективного охлаждения. Исходными данными служили следующие величины:

- температура охлаждающего воздуха (759 К) принята по результатам экспериментальных измерений;
- расход охлаждающего воздуха $G_{\text{охл.ЖТ.}}$ (0,3386 кг/с) принимался равным 10,2 % от суммарного расхода воздуха через жаровую трубу;
- значения полного давления в межтрубном пространстве камеры сгорания $P_{\text{вх}}$ (1,612 МПа) и полного давления с внутренней стороны стенки жаровой трубы $P_{\text{вых}}$ (1,538 МПа) получены в результате численного моделирования рабочего процесса в исходном варианте КС [5].

Известно, что расход воздуха через круглый канал определенной площади можно рассчитать следующим образом

$$G_{\text{охл.ЖТ}} = a \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{вх}}^2 - P_{\text{вых}}^2}{\xi \cdot F^2 T}},$$

где $\xi = 1,55$ – коэффициент потерь в круглых отверстиях;

F – площадь сечения канала;

a – коэффициент, учитывающий свойства газа (воздуха), который определяется по формуле

$$a = \sqrt{\frac{g^2}{R}} = \sqrt{\frac{9,81^2}{287}} = 0,579.$$

Следовательно, суммарная площадь отверстий охлаждения в жаровой трубе равняется $414,59 \text{ мм}^2$. Считаем, что диаметр одного отверстия может быть равен $d = 0,8 \text{ мм}$ или $d = 1 \text{ мм}$, тогда получаем общее количество отверстий в зависимости от диаметра $n = 825$ или $n = 528$.

Далее проведен расчет приведенного коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке жаровой трубы по методикам, изложенным в [6, 7], учитывающий радиационный и конвективный теплообмен. Полученная зависимость приведенного коэффициента теплоотдачи от температуры стенки для наиболее горячего участка показан на рис. 3.

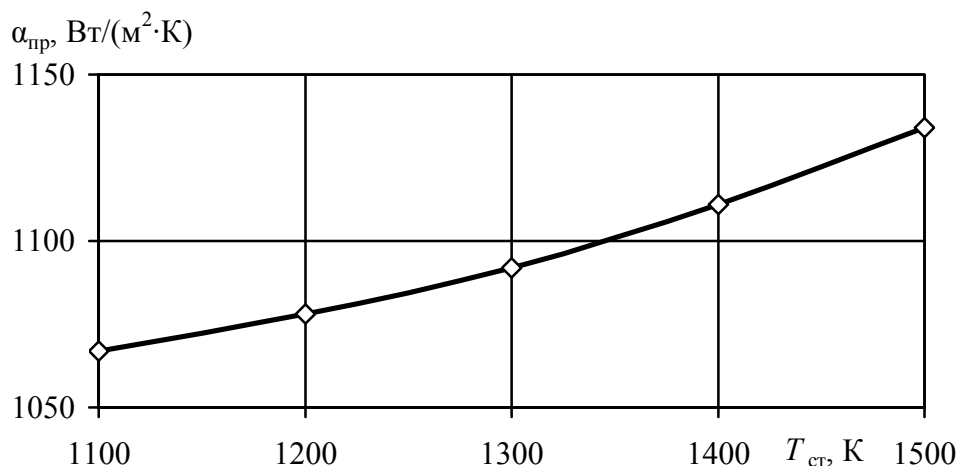


Рис. 3. Зависимость приведенного коэффициентов теплоотдачи от температуры стенки для наиболее теплонапряженного участка жаровой трубы

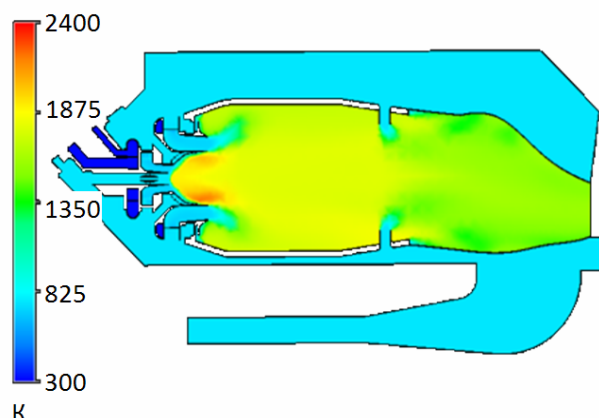


Рис. 4. Поле температур в камере сгорания с конвективной системой охлаждения

Исходные данные, такие как температура (рис. 4) и скорость потока у внутренней стенки жаровой трубы, а также состав продуктов сгорания по сечениям были получены путем предварительного численного трехмерного моделирования процессов в камере сгорания.

Таблица 1

Расчет температуры материала стенки жаровой трубы для наиболее горячего участка

Определяемая величина	Конвективная система охлаждения с диаметром отверстий 1 мм	Конвективная система охлаждения с диаметром отверстий 0,8 мм
Средняя температура материала жаровой трубы, К	1313	1155
Максимальная температура материала жаровой трубы, К	1363	1225
Средняя температура керамического термобарьерного покрытия, К	1383	1252
Максимальная температура керамического термобарьерного покрытия, К	1462	1356
Средняя температура керамического термобарьерного покрытия со стороны жаровой трубы, К	1443	1332
Температура продуктов сгорания внутри жаровой трубы у стенки, К	1764	1764
Приведенный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке, Вт/(м ² ·К)	1560	1560
Подогрев охлаждающего воздуха, град	43	87
Расположение отверстий	Шахматное	Шахматное
Количество отверстий, шт.	528	825
Количество отверстий в ряду, шт.	33	30
Количество рядов, шт.	16	27,5
Материал стенки жаровой трубы	ВЖ159	ВЖ159
Рабочая температура материала жаровой трубы, К	1523	1523
Толщина материала жаровой трубы, мм	1,5	1,5
Материал керамического термобарьерного покрытия	ZrO ₂ + Y ₂ O ₅	ZrO ₂ + Y ₂ O ₅
Толщина керамического термобарьерного покрытия, мкм	500	500

В качестве материала стенки жаровой трубы выбран сплав ВЖ159 с рабочей температурой 1523 К. С внутренней стороны жаровой трубы стенка канала покрыта термобарьерным покрытием толщиной 500 мкм. Покрытие представляет собой диоксид циркония ZrO₂ стабилизированный пятиокисью иттрия Y₂O₅.

Окончательный гидравлический и тепловой расчет предложенной конвективной системы охлаждения производился методами численного моделирования в составе полноразмерной модели модифицированной камеры сгорания.

Результаты теплового расчета температуры стенки жаровой трубы для наиболее горячего участка приведены в табл. 1, рис. 5а, б, и рис. 6а, б.

Видно, что максимальная температура стенки жаровой трубы с керамическим термобарьерным покрытием ниже рабочей температуры сплава, что доказывает работоспособность данной системы охлаждения, однако более рациональным является использование системы охлаждения с диаметром отверстий 0,8 мм.

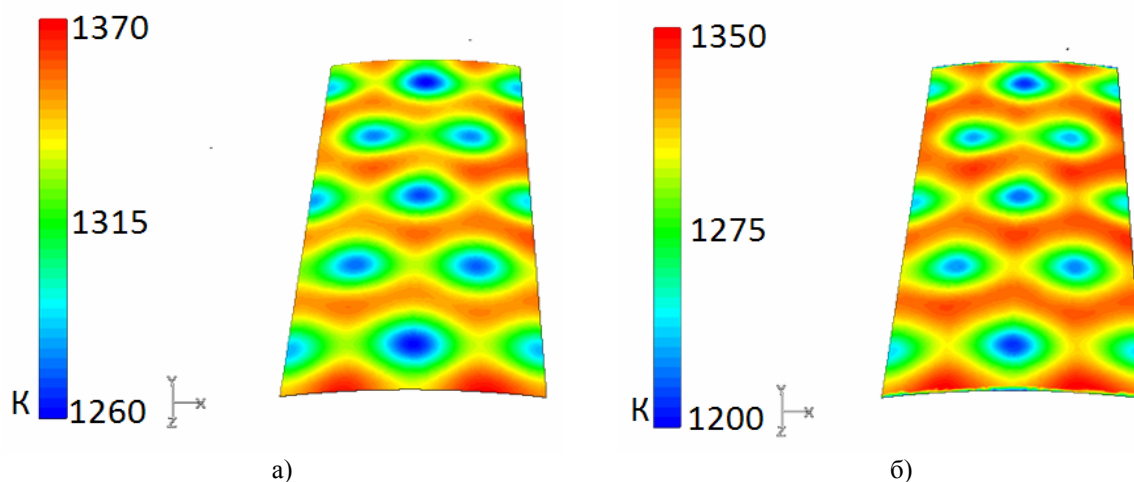


Рис. 5. Распределение температур на поверхности «керамическое покрытие-материал стенки» (а) и «материал стенки-охлаждающий воздух» (б) для наиболее горячего участка конвективной системы охлаждения с диаметром отверстий 1 мм

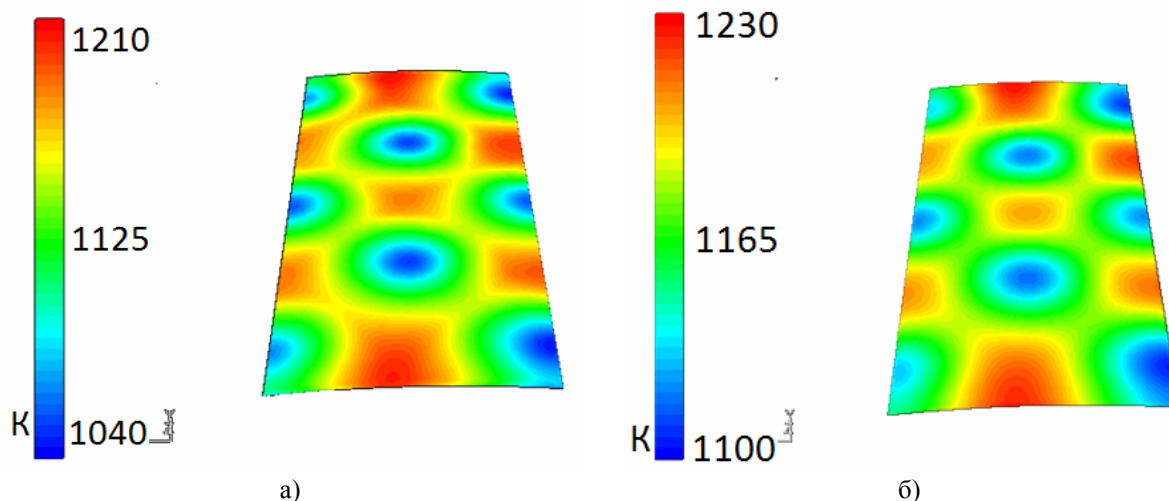


Рис. 6. Распределение температур на поверхности «керамическое покрытие-материал стенки» (а) и «материал стенки-охлаждающий воздух» (б) для наиболее горячего участка конвективной системы охлаждения с диаметром отверстий 0,8 мм

Таким образом, рациональный вариант конвективной системы охлаждения включает 825 отверстий диаметром 0,8 мм. Отверстия расположены равномерно в

шахматном порядке по 30 отверстий в 27 рядах и 1 ряд из 15 отверстий. Расположение отверстий может изменяться в зависимости от необходимости более интенсивного охлаждения отдельных участков жаровой трубы.

Приведенная методика позволяет определить не только осредненный уровень температуры стенок жаровой трубы, но и получить ее распределение по глубине и площади стенки. На ее основе возможно проводить оптимизацию геометрических параметров конвективных систем охлаждения для перспективных конструкций камер сгорания ГТД.

Список литературы: 1. *Khawar J.S.* The nature of NO_x formation within an industrial gas turbine dry low emission combustor / J.S. Khawar, E. Buchanan // ASME, 2005. – GT2005-68070. – 8 p. 2. *Smith D.* DOE Peer Review Meeting Rolls-Royce Overview [Электронный ресурс] / D. Smith // Rolls-Royce Corporation. – Indianapolis, 2002. – Режим доступа: <http://www.p2pays.org/ref/20/19270.pdf>. – Заголовок с экрана. 3. *Tsukagoshi K.* Latest Operating Experience and Technologies of Large Industrial Gas Turbine / Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. / K. Tsukagoshi, S. Shiozaki // Second International Conference on Gas Turbine Technologies Organized by CAME-GT with the participation of the Gas Turbine Society of Japan and the Association of European Manufacturers of Industrial Gas Turbines. – Slovenia, 2004. – Режим доступа: <http://www.came-gt.com/2InternatConf/Tech%20Session%201%20KTsukagoshi.ppt>. – Заголовок с экрана. 4. *Буданова Н.А.* Создание низкоэмиссионных камер сгорания для газотурбинных двигателей ДН70, ДН80, ДБ90 / Н.А. Буданова, В.Г. Ванцовский, Е.В. Коротич // Судовое и энергетическое газотурбостроение. – Т.1. Научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – С. 31-35. 5. *Мостипаненко А.Б.* Повышение экологической безопасности газотурбинных установок использованием технологии малоэмиссионного сжигания топлив / А.Б. Мостипаненко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2007. – №1 (412). – С. 100-108. 6. *Антоновский В.И.* Расчет теплового излучения пламени в камерах сгорания газотурбинных установок [Электронный ресурс] / В.И. Антоновский, А.П. Пеков, С.М. Хайрулин // Первый межведомственный научно-технический семинар по проблемам низкоэмиссионных камер сгорания газотурбинных установок. – 2004. – Режим доступа: <http://www.sonbi.ru/tsiam/conf/lemission/doc/23.pdf>. – Заголовок с экрана. 7. *Пчелкин Ю.М.* Камеры сгорания газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Турбиностроение» / Ю.М. Пчелкин – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1981. – 280 с.

© Сербин С.И., Мостипаненко А.Б., 2011
Поступила в редколлегию 24.02.11

УДК 621.452.3.037.015.2

В.П. ГЕРАСИМЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», г. Харьков
М. ДЕХГАНИ, магистр НАКУ «ХАИ», г. Харьков
С. КАЕМИАН, магистр НАКУ «ХАИ», г. Харьков

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГТД

Розглянуто основні проблеми порушення газодинамічної стійкості. Отримано умови порушення статичної та динамічної стійкості. Звернено увагу на необхідність урахування акустичного імпедансу за динамічних умов порушення газодинамічної стійкості.

Fundamental problems of gasdynamic instability have been considered. The criteries of static and dynamic instability are received. The attention take into consideration acoustic impedance of gasdynamic instability.

В практике эксплуатации авиационной техники среди сравнительно частых причин отказов происходит нарушение устойчивой работы газотурбинных двигателей (ГТД), что сопровождается аварийными ситуациями. Помпаж и вращающийся срыв – наиболее типовые формы неустойчивости. Несмотря на обширные исследования этих явлений, остается актуальной разработка мер по их предотвращению. Активное и пассивное их подавление – основные практические шаги в этом направлении. Такие меры возможны путем устранения причин нарушения устойчивости или применения регулирования и управления по расширению бессрывной работы компрессоров. При изучении причин нарушения устойчивости компрессорных систем существует несколько подходов в пояснении механизмов этого нарушения. На ранних стадиях исследований первопричиной нарушения устойчивости чаще всего объяснялось развитие срыва потока в лопаточных венцах компрессоров при достижении критических углов натекания. Под нарушением устойчивости здесь подразумевалось возникновение вращающегося срыва [1]. Позже нарушение устойчивости трактовалось как развитие колебаний в компрессорных колебательных системах [2]. Эти две формы неустойчивости приобрели названия «локальной» и «глобальной» неустойчивостей, соответственно. Во втором случае анализа выявлено два возможных режима: нарушение статической и динамической устойчивости.

Целью данной статьи является анализ способов прогнозирования неустойчивых режимов работы ГТД для их предотвращения. Существующие антипомпажные системы ГТД построены на множестве различных предпосылок, начиная от расчетно-статистических данных определения предельных условий, при которых может произойти нарушение устойчивости, до регистрации собственно самой неустойчивости. Однако такое многообразие систем, к сожалению, не дает абсолютной гарантии защиты от возможных отказов. Очевидно, что повышение надежности срабатывания противопомпажных систем может быть достигнуто как за счет их резервирования, так и за счет использования упреждающих подсистем предпомпажного диагностирования. Предпомпажное диагностирование и прогнозирование неустойчивости предполагает углубление исследований о первопричинах развития неустойчивости. В последнее время все чаще противопомпажные системы строят на определении режимов работы компрессора в системе ГТД, используя его действительные характеристики. Привязку к характеристикам компрессора при определении условий нарушения устойчивости в частности применяют при рассмотрении компрессора в гидравлической сети двигателя как колебательной

системе [3].

Многие закономерности поведения гидравлических систем с компрессором можно выявить на простейшей системе, состоящей из компрессора, трубопровода, ресивера и дросселя (турбины или сопла) [1]. Для такого случая достаточно одномерной постановки задачи по координате x . Приняв нумерацию сечений в гидравлической системе соответственно: 1 – перед компрессором; 2 – за компрессором; 3 – за трубопроводом (перед ресивером); 4 – за турбиной или дросселем, можно записать уравнение движения

$$\frac{dC_x}{dt} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx}, \quad (1)$$

для участка трубы за компрессором

$$\rho \frac{dC_x}{dt} = \frac{p_2 - p_3}{l} \quad \text{или} \quad \frac{dG_K}{dt} = \frac{A}{l} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right) - \left(\frac{p_3}{p_1} \right) \right], \quad (2)$$

где A – площадь поперечного сечения трубы; l – длина трубы; G_K – расход воздуха через компрессор; p – давление; ρ – плотность; f_x – внешние силы, например на лопатках компрессора.

Аналогично расход газа через турбину-дроссель за ресивером запишется

$$\frac{dG_T}{dt} = \frac{A_T}{l_T} p_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right) - \left(\frac{p_4}{p_1} \right) \right]. \quad (3)$$

Из уравнения неразрывности $\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla C = 0$ накопление массы в ресивере запишется как разность расходов через компрессор и турбину в виде

$$G_K - G_T = V_p \frac{d\rho_p}{dt}, \quad (4)$$

где V_p – объем ресивера; ρ_p – плотность в ресивере.

При политропном изменении состояния воздуха в ресивере $\frac{p_p}{\rho_p^n} = \text{const}$, т.е.

$\frac{dp_p}{dt} = n \frac{p_p}{\rho_p} \frac{d\rho_p}{dt}$ можно записать

$$G_K - G_T = \frac{V_p}{n} \frac{\rho_p}{p_p} \frac{dp_p}{dt}. \quad (5)$$

При отсутствии подвода энергии в ресивере полное давление на входе и выходе из него можно принять одинаковым, притом равным статическому давлению в ресивере в каждый момент времени вследствие малой скорости течения в нем.

Предположение постоянства статического давления по объему объясняется малостью размеров ресивера в сравнении с длиной звуковой волны. Тогда можно принять показатель политропы в ресивере равным показателю адиабаты $n = k$ и уравнение (5) запишется как

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{p}{\rho} \frac{k}{V_p} (G_k - G_T). \quad (6)$$

Если ввести обозначения производных (тангенсов углов наклона к характеристикам компрессора и турбины-дросселя) в точке их пересечения, соответственно для случая малых возмущений приняв их равными установившемуся режиму работы:

$$\frac{d(p_2/p_1)}{dG_k} = X, \quad (7)$$

$$\frac{d(p_3/p_1)}{dG_T} = Y. \quad (8)$$

Продифференцировав уравнение (2) с учетом зависимостей (3), (6), (7), (8) можно получить выражение вида [1, 3]

$$\frac{d^2 G}{dt^2} + 2\alpha \frac{dG}{dt} + \beta G = 0. \quad (9)$$

Такое выражение представляет собой уравнение движения линейного осциллятора

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\alpha \frac{dx}{dt} + \beta x = 0, \quad (10)$$

где $x = G$ – массовый расход газа; коэффициент α характеризует демпфирование (затухание) системы, а β – ее жесткость.

Эти коэффициенты зависят от тангенсов углов наклона характеристик компрессора X и дросселя Y в точке равновесия [2]. Следуя такому подходу можно получить дифференциальное уравнение колебаний второго порядка, характеристическое уравнение которого имеет вид [3]

$$\lambda^2 + \lambda \left[\left(\frac{a^2}{V_p} \frac{L}{A_{\text{вх}}} \frac{1}{Y} - X \right) \frac{A_{\text{вх}}}{L} \right] + \omega^2 \left(1 - \frac{X}{Y} \right) = 0, \quad (11)$$

где $a^2 = \frac{kp}{\rho}$ – квадрат скорости звука; k – показатель адиабаты; p – давление; ρ – плотность; V_p – объем ресивера; L и $A_{\text{вх}}$ – длина и характерная площадь проточной части двигателя; $\omega = a \sqrt{A_{\text{вх}} / (LV_p)}$ – собственная частоты системы как резонатора Гельмгольца; X и Y – производные характеристик компрессора и турбины-дросселя в точке их пересечения на установившемся режиме работы.

Это характеристическое уравнение свелось к виду движения линейного

осциллятора (10)

$$\lambda^2 + 2\alpha\lambda + \beta = 0, \quad (12)$$

которое является удобным при анализе нарушения устойчивости. Здесь коэффициент α характеризует демпфирование (затухание) системы. При $\alpha \leq 0$ система динамически неустойчива, что соответствует примерно точке максимума на характеристике компрессора при $X \approx 0$. Коэффициент β характеризует жесткость системы. При $\beta \leq 0$ система статически неустойчива, что соответствует равенству производных $\dot{Y} = \dot{X}$. В зависимости от значений коэффициентов α и β и знака дискриминанта $D = \alpha^2 - \beta$ получаются разные корни характеристического уравнения (11) и разные фазовые портреты колебательной системы. Условия нарушения статической и динамической устойчивости подразумеваются малыми возмущениями.

В реальных условиях нарушение устойчивости происходит при некоторых конечных возмущениях, что смещает точки на характеристике компрессора в сторону увеличения расхода [4]. Так в случае наличия периодических возмущений на входе в компрессор проявляется акустический импеданс [5]. При этом рабочая точка пересечения характеристик компрессора и гидравлического сопротивления сети – турбины будет смещаться не по характеристике сети (квадратичной параболе $R_x C^2$), а по линии акустического импеданса rC . При этом колебание давления имеет вид

$$P(t) = R_x C^2 + rC, \quad (13)$$

где $C = C_1 \sin \omega t$ – скорость потока.

При очень пологой характеристике импеданса увеличивается вероятность возникновения помпажа. Увеличение наклона кривой импеданса и уменьшение амплитуды пульсаций способствует улучшению условий устойчивости системы компрессор-сеть. Однако такое описание проявления акустического импеданса несколько идеализировано, поскольку импеданс реальных сетей существенно более сложен и имеет реактивный характер, заключающийся в наличии смещения фаз между давлением и скоростью (расходом). При резонансе этот сдвиг составляет 90° (во времени), а следовательно колебательный процесс происходит не по прямой характеристике акустического импеданса, а по эллипсу.

Список литературы: 1. *Грейтцер*. Помпаж и вращающийся срыв в осевых компрессорах. Часть 1. Теоретическая модель системы сжатия / Грейтцер // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки. – 1976. – Т. 98, № 2. – С. 62-72. 2. *Герасименко В.П.* Анализ нарушения устойчивой работы газоперекачивающих агрегатов / В.П. Герасименко // Проблемы нафтогазової промисловості. – Київ: 2008. – Вып. 7. 3. *Герасименко В.П.* Нарушение устойчивости гидравлических систем с компрессором / В.П. Герасименко, Н.Б. Налесный // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. – Харків: УкрНДІгаз. – 2007. – Вып. XXXV. – С. 115-120. 4. *Дьярмати*. Нелинейный анализ циклов помпажа / Дьярмати // Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчетов – 1977. – Т. 99, № 1. – С. 359. 5. *Sparks C.R.* On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems / C.R. Sparks // Trans. of the ASME Journal of engineering for power. – October, 1983. – V. 105. – P. 891-901.

© Герасименко В.П., Дехгани М., Каемиан С., 2011
Поступила в редколлегию 08.02.11

УДК 62-714: 621.184.54

А.А. ШЕВЕЛЕВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков

А.Н. ТАРАСЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ», г. Харьков

В.С. БАРВИНОК, студент НТУ «ХПИ», г. Харьков

ПЕРЕХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХХОДОВОГО ТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

На основі чисельного моделювання проведено параметричний аналіз перехідних процесів трубчатого двухходового теплообмінного апарату (ТА). Теплообмінний апарат розглядається як об'єкт з розподільними параметрами. Виконані рішення дозволили отримати перехідні характеристики ТА залежно від темпу зміни температури гріючого теплоносія для ряду характерних значень водяних чисел теплоносіїв.

On the basis of numeral design the self-reactance analysis of transients of tubular two-thread heat-exchange vehicle is conducted. A heat-exchange vehicle is examined as an object with distributive parameters. The executed decisions allowed to get transitional descriptions of heat-exchange vehicle depending on the rate of change of temperature of warming heat-carrying agent for the row of characteristic values of aquatic numbers of heat-carrying agents.

Воздухоподогреватели с приведенной схемой движения теплоносителей (рис. 1) условно можно отнести к прямоточным теплообменным аппаратам (ТА). Их применение позволяет исключить прогорание труб при температуре продуктов сгорания более 450 °С [1]. Из-за высокой температуры нагретого воздуха воздухоподогреватели с перекрестно-прямоточной схемой движения теплоносителей практически исключают низкотемпературную коррозию на поверхностях нагрева при работе парогенераторов на природном газе и даже на мазуте.

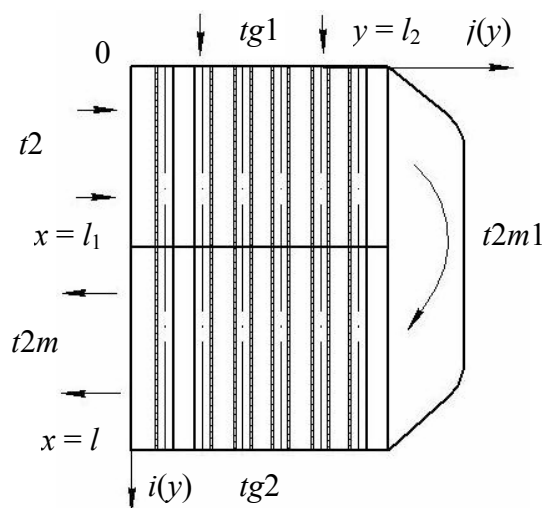


Рис. 1. Упрощенная схема двухходового трубчатого ТА

исследовалась в работах [3, 5], однако, в этих работах рассматривались теплообменники с параметрами теплоносителя, которые постоянны.

В данной работе рассматривается теплообменник, когда его параметры изменяются в зависимости от координаты и времени.

В литературе [2, 3] отсутствуют данные по исследованию динамики ТА с прямоточной схемой движения теплоносителей, как исключение являются некоторые работы авторов [2], которые были получены на основе явных численных методов, требующих проверки на устойчивость.

Целью настоящей работы является разработка методики для определения и анализа динамических характеристик двухходового ТА с перекрестным движением теплоносителей с применением численного метода, который базируется на неявных схемах бегущего счета [4].

Математическая модель задачи.

Модели теплообменников «газ-газ», как объектов с распределенными параметрами

Расчетным элементом является область трубы и межтрубного пространства размером Δx и Δy , где Δy соответствует продольному шагу S_2 .

Дифференциальные уравнения сохранения энергии для контрольного объема трубчатого ТА с перекрестным движением теплоносителей, можно выразить в форме:

– для теплоносителей

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} + A_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} + B_1(t_1 - t) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + A_2 \frac{\partial t_2}{\partial y} + B_2(t_2 - t) = 0; \quad (2)$$

– для стенки

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + C_1^*(t - t_1) + C_2^*(t - t_2) = 0, \quad (3)$$

где коэффициенты уравнений (1) – (3) определяются соотношениями:

$$A_1 = U_1; \quad (4)$$

$$A_2 = \frac{4 \cdot S_1 \cdot S_2 \cdot \left(1 - \frac{d_2}{S_1}\right) \cdot U_2}{4 \cdot S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_2^2}; \quad (5)$$

$$B_1 = \frac{4 \cdot \alpha_1}{c_1 \cdot \rho_1 \cdot d_1}; \quad (6)$$

$$B_2 = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2}{(4 \cdot S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_2^2) \cdot c_2 \cdot \rho_2}; \quad (7)$$

$$C_1^* = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho}; \quad (8)$$

$$C_2^* = \frac{\alpha_2 \cdot d_2}{d \cdot \delta \cdot c \cdot \rho}; \quad (9)$$

Для решения системы разностных уравнений (1)–(3) требуется начальные и граничные условия.

Начальные условия:

$$t_1(x, y, 0) = \varphi_1(x, y); \quad (10)$$

$$t_2(x, y, 0) = \varphi_2(x, y); \quad (11)$$

$$t(x, y, 0) = \varphi(x, y), \quad (12)$$

где φ_1 , φ_2 , φ – известные функции распределения температуры соответственно теплоносителей и труб в начальный момент времени.

В качестве граничных условий достаточно задать температуры теплоносителей на входе в ТА.

Граничные условия можно записать следующим образом:

1) для первого теплоносителя $\tau > 0, x = 0, 0 \leq y \leq l_2$

$$t_1(0, y, \tau) = \varphi_1(y, \tau); \quad (13)$$

2) для второго теплоносителя при $\tau > 0$

– первый ход $y = 0, 0 \leq x \leq l_1$

$$t_2(x, 0, \tau) = \varphi_2(x, \tau); \quad (14)$$

– второй ход $y = l_2, l_1 \leq x \leq l$

$$t_2(x, l_2, \tau) = \varphi_2(x, \tau); \quad (15)$$

где φ_1, φ_2 – известные функции изменения температуры теплоносителей на входе в ТА.

В данной работе рассматривался экспоненциальный закон изменения температуры первого теплоносителя при входе в аппарат.

При этом условие (13) будет записано

$$t_1(0, y, \tau) = (t_{\max} - t_n) [1 - \exp(-m_1 \cdot \tau)] + t_n \quad (16)$$

при скачкообразном изменении ($m_1 \rightarrow \infty$)

$$t_1(0, y, \tau) = t_{\max}. \quad (17)$$

То есть динамический процесс ТА для внезапного изменения температуры рассматривается как частный случай экспоненциального закона при $m_1 \rightarrow \infty$.

Численный алгоритм. Модифицированные разностные схемы бегущего счета для системы дифференциальных уравнений (1) – (3) могут быть записаны следующим образом [6]:

– для первого теплоносителя

$$\frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^k}{\Delta \tau} + A_1 \frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i-1,j}^{k+1}}{\Delta x} + B_1 (t_{1,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k) = 0, \quad (18)$$

$$0 < i \leq N, \quad 0 < j \leq N_2;$$

– для второго теплоносителя

$$\frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k}{\Delta \tau} + A_2 \frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j-1}^{k+1}}{\Delta y} + B_2 (t_{2,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^{k+1}) = 0, \quad (19)$$

$$0 < j \leq N_2, \quad 0 < i \leq N_1;$$

– тоже для разделительной стенки

$$\frac{t_{i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k}{\Delta \tau} + C_1^* (t_{i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^{k+1}) + C_2^* (t_{i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k) = 0, \quad (20)$$

$$0 < i < N, \quad 0 < j < N_2.$$

При решении на втором ходе нагреваемого теплоносителя выражение (13) следует изменить

$$\frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k}{\Delta \tau} + A_2 \frac{t_{2,i,j+1}^{k+1} - t_{2,i,j}^{k+1}}{\Delta y} + B_2 (t_{2,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^{k+1}) = 0, \quad (21)$$

$$0 \leq j \leq N_2 - 1, \quad N_1 + 1 \leq i \leq N.$$

Результаты численного эксперимента. Для исследования был выбран стальной трубчатый двухходовой по воздуху воздухоподогреватель из труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм. Дымовые газы проходят внутри труб. Воздух движется в межтрубном пространстве перпендикулярно движению газов (перекрестное движение). Концы труб закреплены в трубных досках. При помощи промежуточных трубных досок и перепускных коробов осуществлено двухходовое движение воздуха.

Коэффициенты теплообмена на стороне газов α_1 определялись по соотношениям для развитого движения газа в трубе. Для потока в межтрубном пространстве учитывалось изменение α_2 по рядам труб [7].

В расчетном исследовании температура продуктов сгорания при входе в воздухоподогреватель не превышала 500°C . Температура воздуха на входе принималась постоянной, равной 20°C .

Температура воздуха на входе во вторую ступень определялась как средняя температура на выходе из первой ступени.

Выполненные решения позволили получить переходные характеристики ТА в зависимости от темпа изменения температуры греющего теплоносителя для ряда значений водяных чисел теплоносителей. На рис. 2, 3 приведены результаты расчета двухходового воздухоподогревателя для одного из режимов переходных процессов.

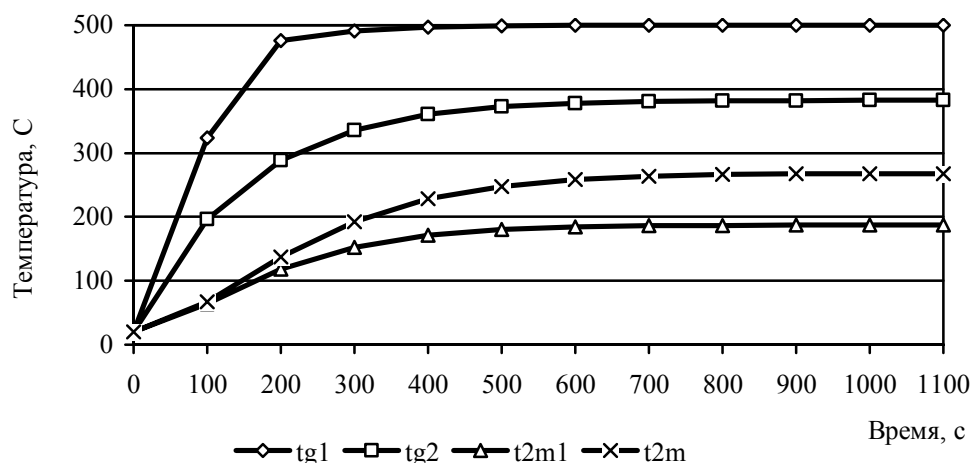


Рис. 2. Изменение температуры теплоносителей ВП

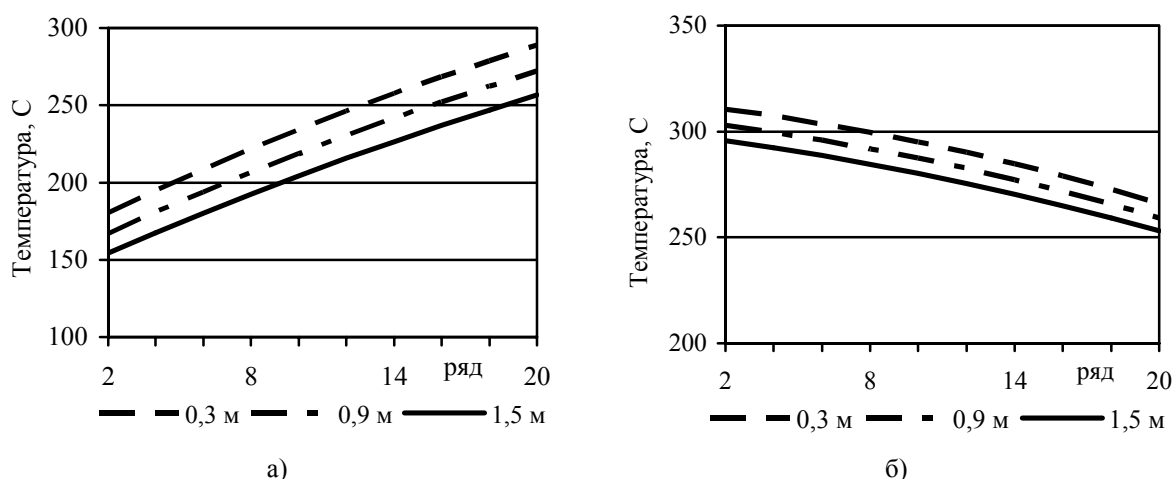


Рис. 3. Распределение температуры стенки труб 1 ступени (а) и 2 ступени (б) по высоте ВП

Список литературы: 1. Сидельковский Л.Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 528 с. 2. Федоров В.И. Метод элементарных балансов для расчета нестационарных процессов поверхностных теплообменных аппаратов / В.И. Федоров, З.А. Марценюк. — Киев: Наукова думка, 1977. — 140 с. 3. Шевяков А.А. Управление тепловыми процессами с распределенными параметрами / А.А. Шевяков, Р.В. Яковлева. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 205 с. 4. Шевелев А.А. Эффективный численный метод определения динамических характеристик трубчатых теплообменных аппаратов / А.А. Шевелев, А.Н. Тарасенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. — Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. — № 3. — С. 163-167. 5. Девятков Б.Н. Теория и методы анализа управляемых распределенных процессов / Б.Н. Девятков, Н.Д. Демиденко. — Новосибирск: Наука, 1983. — 271 с. 6. Шокин Ю.И. Метод дифференциального приближения / Ю.И. Шокин, Н.Н. Яненко. — Новосибирск: Наука, 1985. — 372 с. 7. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.

© Шевелев А.А., Тарасенко А.Н., Барвинок В.С., 2011
 Поступила в редколлегию 18.02.11

УДК 621.1.016.4:542.48

В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков

В.С. ФОКИН, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков

А.В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Л.И. ЗБАРАЗ, инженер КП «Харьковские тепловые сети», г. Харьков

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ПЛАСТИНЧАТОМ ИСПАРИТЕЛЕ

Пропонується використовувати в теплотехнологічних системах у якості випарників теплообмінників пластинчатого типу зі збільшеною шириною каналів. Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень теплообмінних процесів кипіння в вертикальних каналах, запропоновано нові критеріальні залежності для розрахунку інтенсивності теплообміну.

Lamellar heat exchangers with enlarged channel width are suggested to use as evaporators for thermal technological schemes. The results of theoretical and experimental investigations of heat exchange during boiling in vertical channels are presented. The new criterial dependences for calculation of heat exchange intensity are proposed.

Процессы кипения жидкости в трубах и каналах различной формы широко используются в теплотехнологических установках и теплообменных аппаратах различного целевого назначения, в том числе, в испарителях систем теплоснабжения, в выпарных аппаратах, в системах испарительного охлаждения высокотемпературных топливных печей металлургического и стекольного производства и т.д. В последнее время наблюдается место тенденция расширения области применения пластинчатых теплообменников, которые, по сравнению с трубчатыми аппаратами, имеют улучшенные массогабаритные показатели, отличаются высокой технологичностью при изготовлении, монтаже и эксплуатации [1]. Повышение энергоэффективности систем пароснабжения промышленных предприятий технологическим паром от ТЭЦ, использование низкопотенциального пара систем испарительного охлаждения высокотемпературных топливных печей связано с необходимостью разработки компактных и эффективных теплообменников-паропреобразователей пластинчатого типа [2, 3].

Проектирование и внедрение пластинчатых теплообменников в теплотехнологические схемы в качестве испарителей требует определения параметрических характеристик аппаратов, в которых реализуются сложные для исследования процессы с фазовыми переходами, включая кипение и конденсацию. Анализ публикаций показал необходимость проведения научных исследований в этом направлении. Нами предложено использовать в качестве испарителя пластинчатые теплообменные аппараты. В данной работе представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований процессов теплообмена в испарителе пластинчатого типа с вертикальными каналами. Предложено увеличить ширину каналов для этих аппаратов до 8–10 мм, что позволило учесть особенности развития процессов кипения в плоских вертикальных каналах. Практический интерес представляет определения паросодержания смеси на выходе из пластинчатого испарителя, определение интенсивности теплообмена при кипении жидкости в вертикальных каналах в определенном интервале давлений рабочей среды.

Отметим, что эти вопросы являются актуальными для систем испарительного охлаждения высокотемпературных агрегатов различного целевого назначения,

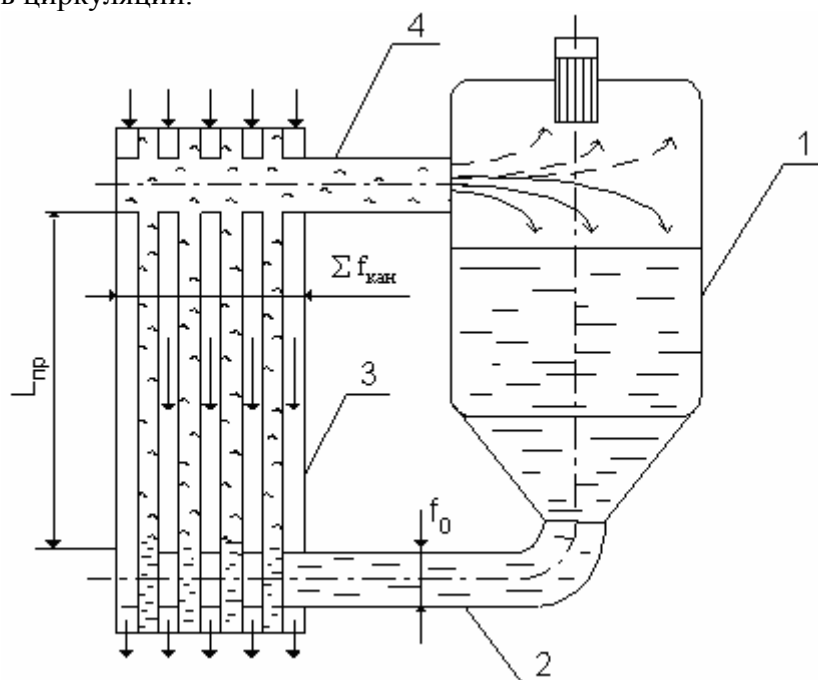
например стекловаренных печей ванного типа, парогенерирующие контуры которых работают в сходных условиях [3].

Испарители с пластинчатой греющей камерой имеют, как правило, замкнутый циркуляционный контур и относятся к аппаратам с многократной циркуляцией (см. рис. 1). Особенности развития процессов кипения в плоских вертикальных каналах испарителя пластинчатого типа рассмотрены и проанализированы нами в работе [2].

Одной из важных характеристик работы таких аппаратов является кратность циркуляции жидкости по рабочему контуру аппарата, величина которой определяет паросодержание смеси χ при движении рабочего тела в каналах и, особенно, на выходе из испарителя. Между кратностью циркуляции жидкости и паросодержанием смеси существует следующая зависимость

$$\chi = \frac{1}{n_{\text{ц}}} = \frac{W}{G_{\text{ц}}}, \quad (1)$$

где $G_{\text{ц}}$ – расход жидкости по контуру аппарата, кг/с; W – расход выпаренной воды, кг/с; $n_{\text{ц}}$ – кратность циркуляции.



1 – сепаратор; 2 – обратная циркуляционная труба;
3 – камера пластинчатого испарителя; 4 – пароводяной патрубок
Рис. 1. Схема циркуляционного контура испарителя

Характерной особенностью пластинчатых испарителей является малое проходное сечение плоских вертикально расположенных каналов, в которых протекает процесс кипения. В этом случае имеет место резкий рост величины паросодержание смеси по высоте каналов и на выходе из них. Это обстоятельство при неправильном выборе размеров элементов циркуляционного контура может вызвать большое гидравлическое сопротивление контура в целом и повлиять на развитие процессов кипения жидкости и снизить эффективность работы теплообменника в целом.

В этой связи возникла необходимость изучения факторов, определяющих

массовое паросодержание смеси в каналах и на выходе из щелевых каналов пластинчатых испарителей, интенсивность теплообмена при кипении жидкости в вертикальных каналах, что имеет большое практическое значение при проведении теплотехнических и гидравлических расчетов аппаратов и технологических линий.

Особый интерес представляют испарители, в которых имеет место пузырьковое кипение в щелевых каналах, осуществляемое в условиях направленного движения потока жидкости, например, в пластинчатых аппаратах с естественной или принудительной циркуляцией. Как известно, процесс испарения жидкости – это изобарный процесс, протекающий в объеме жидкости, который можно разделить на две стадии: первая стадия – зарождение паровых пузырей в центрах парообразования; вторая стадия – испарение в оторвавшемся от центра парообразования паровом пузыре, который всплывает в объеме окружающей его жидкости. Таким образом, этот процесс повторяется [4, 5].

Из сказанного следует, что процесс испарения в испарителях имеет циклический характер – образование и рост парового пузыря, его отрыв от центра парообразования и освобождение центра для подхода к нему новой порции жидкости и повторения процесса парообразования. Это способствует пульсирующему характеру движения парожидкостной смеси в канале, играющему решающую роль в интенсивности переноса тепла. Для зарождения парового пузыря и дальнейшего испарения в него паровой фазы необходимо обеспечить неравновесное состояние системы пар-жидкость (жидкость должна быть перегрета относительно температуры насыщения t_s на величину Δt), при котором имеет место возрастание энтропии системы.

Минимальный перегрев жидкости, обеспечивающий зарождение и выживание парового пузыря, определяется из уравнения теплового баланса для границы раздела фаз (пар–жидкость)

$$dQ = V' \rho' c' dt = r p'' dV'', \text{ откуда } dt = \frac{r p''}{c' \rho'} \cdot \frac{dV''}{V'} = \vartheta_{\text{тер}} \frac{dV''}{V'}. \quad (2)$$

Из уравнения Клапейрона–Клаузиуса при умеренных перегревах имеем

$$\vartheta_{\text{тер}} = \frac{T_{\text{п}}}{c' \rho'} \cdot \frac{dP}{dT} = \frac{r p''}{c' \rho'}, \quad (3)$$

где ρ'' , ρ' – соответственно плотность паровой и жидкой фаз, кг/м^3 ; c' – теплоёмкость кипящей жидкости.

Величина $\vartheta_{\text{тер}}$ – это комплекс термодинамических параметров, характеризующий процесс испарения жидкости – это минимальный перегрев жидкости, обеспечивающий условия образования и существования паровой фазы. Для заданного давления и типа жидкости эта величина является постоянной и характеризует условия образования и роста паровых пузырей в центрах парообразования, а также в объеме перегретой жидкости, т.е. является важнейшим определяющим параметром испарения.

Для роста образовавшегося парового пузыря необходимо, чтобы перегрев окружающей его жидкости был больше, чем величина $\vartheta_{\text{тер}}$. Такой перегрев поддерживается высокой теплопроводностью жидкости и малой теплопроводностью пара. Из этого следует, что образование паровых пузырей и их рост, кроме ряда других факторов, определяются величиной $\vartheta_{\text{тер}}$ и общим перегревом жидкости

(температурным напором, тепловой нагрузкой).

Перенос теплоты при пузырьковом кипении от поверхности нагрева осуществляется в две стадии. Первоначально имеет место конвективный перенос тепла за счет турбулизации пограничного слоя, оторвавшимися паровыми пузырями, а затем, при достижении жидкостью требуемой для зарождения пузыря температуры перегрева, – перенос тепла при парообразовании. Более интенсивный перенос тепла имеет место при парообразовании за счет высокого значения теплоты фазового перехода [5].

Процесс теплообмена при кипении в щелевых каналах сложен и недостаточно изучен. Отсутствуют данные о расчете и конструировании пластинчатых испарителей. В работах [5–7] представлено несколько систем дифференциальных уравнений, каждая из которых служит только для установления вида обобщённых переменных и функциональных связей между ними применительно к конкретным поставленным задачам.

В работе [8] нами описана постановка и представлено решение задачи переноса теплоты при движении кипящего теплоносителя в щелевом канале. Сформулированная математическая модели кипения жидкости в плоских каналах с учетом ряда допущений включала систему дифференциальных уравнений, описывающих сложные процессы теплообмена при кипении жидкости в плоских вертикальных каналах. На основании выполненного анализа физической модели процесса кипения, по нашему мнению, наиболее приемлемой является следующая система из восьми уравнений, более полно описывающая протекающие процессы при кипении жидкостей в щелевых каналах:

1. Уравнение энергии для двухфазного потока.
2. Уравнение движения двухфазного потока с переменным содержанием фаз.
3. Уравнение неразрывности потока.
4. Уравнение теплообмена в пристенном слое.
5. Условия неравновесности процесса фазового превращения (парообразования).
6. Вероятность образования паровых пузырей в центрах парообразования и их отрыва.
7. Условия механического взаимодействия на границе раздела фаз.
8. Масштаб оторвавшихся пузырей с определенными допущениями при соответствующих невысоких давлениях.

Приведенные уравнения и являются математической моделью, описывающей физическую сущность процесса испарения в щелевых каналах. Вместе с тем, система уравнений не может быть решена аналитически, так как в ней отсутствуют уравнения, которые характеризуют: количество центров парообразования; процесс зарождения и роста парового пузыря; частоту отрыва паровых пузырей от центров парообразования.

Для решения поставленной задачи направленной на нахождение аналитической зависимости для расчета коэффициентов теплообмена при кипении жидкости в вертикальном плоском щелевом канале мы воспользовались достаточно хорошо зарекомендовавшим себя методом анализа размерностей для получения вида критериальной зависимости. В соответствии с принятой моделью [8] уравнение, описывающее температурное поле, получено на основе общего уравнения переноса теплоты в потоке с внутренними источниками

$$\frac{Dt}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{V}{c_p \rho}, \quad (4)$$

где V – мощность источника (в нашем случае стока) теплоты, равная $V = (r - c_p \vartheta_{\text{тер}}) \cdot \text{div}(\rho \omega)$; c_p – удельная изобарная теплоёмкость жидкости, кДж/(кг·К).

Так как плотность жидкости можно считать постоянной, то рассматриваемое уравнение принимает вид

$$\frac{Dt}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{r - c_p \vartheta_{\text{тер}}}{c_p} \text{div} \vec{\omega}. \quad (5)$$

При рассмотрении стационарного процесса теплообмена при кипении в плоском вертикальном щелевом канале такие параметры, как приведенные скорости обеих фаз ω' и ω'' , истинное объёмное паросодержание потока ϕ , температура насыщения и давление – меняются только вдоль оси канала. Поэтому данную задачу допустимо рассматривать как одномерную для стационарного потока.

Решение задачи преобразования приведенной выше системы уравнений в критериальные осуществлялось при помощи метода анализа размерностей. Функциональная зависимость между определяемой величиной α и определяющими её параметрами имеет вид

$$\alpha = f(d_{\text{экв}}, t, r, \rho', c', \lambda', \mu', \nu', \sigma, q, e^{\vartheta_{\text{тер}}}, \omega). \quad (6)$$

При помощи π -теоремы эту зависимость можно свести к безразмерной форме, получив ряд безразмерных критериев, выражающих качественную форму связи между коэффициентом теплообмена и определяющими его величинами. Уравнение (6) содержит физические величины α , $d_{\text{экв}}$, t , ρ' , c' , λ' , μ' , ν' , σ , q , ω , r имеющие следующие размерности: α , Вт/(м²·К); $d_{\text{экв}}$, м; t , К; ρ' , кг/м³; c' , Дж/(кг·К); λ' , Вт/(м·К); μ' , Н·м/с²; ν' , м²/с; σ , Н/м; q , Вт/м²; ω , м/с; r , Дж/кг.

Теперь введём общепринятые критерии подобия $\text{Nu} = \alpha \frac{d}{\lambda}$, $\text{Re} = \frac{\omega d}{\nu}$, $\text{Pr} \cdot \text{We} = \frac{c_p \omega \rho d}{\lambda} \cdot \frac{\mu \omega^2}{\lambda} \cdot \frac{\lambda}{\sigma \omega} = \frac{c_p \mu}{\lambda} \cdot \frac{\rho d \omega^2}{\sigma}$. Учитывая, что зависимость между определяющими критериями имеет степенной вид, получаем следующее критериальное уравнение, соответствующее системе дифференциальных уравнений, описывающих процесс парообразования в щелевом канале

$$\text{Nu} = c \cdot \text{Re}^{x_1} (\text{We}')^{x_2} \cdot (f(\omega_{\text{п}}))^{x_3} \cdot \text{Pr}^{0,4}, \quad (7)$$

где f – функция зависящая от $\omega_{\text{п}}$; $\omega_{\text{п}} = e^{\vartheta_{\text{тер}}}$ – вероятность образования паровой фазы.

Показатель степени при критерии Прандтля Pr с учетом соображений подобия теплофизических процессов конвективного теплообмена при нагревании жидкости и при перегреве для процесса фазового превращения принят постоянным и равным 0,4. Входящие в критериальное уравнение (7) коэффициенты c , x_1 , x_2 , x_3 подлежали определению экспериментальным путем с использованием разработанной нами методики. В работах [9, 10] изложены методические вопросы и представлены схема и описание экспериментального стенда, который был создан на лабораторной базе ОАО «УкрНИИХиммаш». Исследованы процессы теплообмена при кипении в щелевых

каналах шириной 10 мм в пластинчатом теплообменнике, изготовленном с применением пластин 0,3Г.

Тепловые нагрузки и коэффициенты теплообмена в каналах при кипении жидкости, характерных для расчета теплообменных процессов определены по следующим зависимостям:

а) полезная тепловая нагрузка..... $Q_{\text{п}} = Wr + G_2 c_p (t_{\text{к}} - t_{\text{р}}) - Q_{\text{ос}}$;

б) удельная тепловая нагрузка $q = Q/F$;

в) полезная разность температур $\Delta t = t_{\text{гр}} - t_{\text{к}}$,

где $t_{\text{гр}}$ – температура греющего пара, $t_{\text{к}}$ – температура кипения;

г) степень испарения $C_u = G_0 / W$;

д) комплекс термодинамических величин $\vartheta_{\text{тер}} = \frac{r \rho''}{c' \rho'}$;

е) температура стенки (средняя) определяется методом последовательного приближения: при конденсации водяного пара в пластинчатых теплообменниках для пластин 0,3Г с $d_{\text{экв}} = 0,008$ м, $f = 0,0011$ м², $l_{\text{пр}} = 1,12$ м:

– конденсация при $\Delta T \geq 10$ К

$$\overline{\text{Nu}} = 322 \text{Re}^{0,7} \text{Pr}^{0,4}, \quad (8)$$

– конденсация при $\Delta T \leq 10$ К

$$\overline{\alpha} = 1,15 \left[\frac{\rho^2 \lambda^3 r}{\mu_1 l_{\text{пр}} (T_s - T_{\text{ст}})} \right]^{0,25}, \quad (9)$$

где μ_1 – коэффициент динамической вязкости со стороны конденсирующегося пара;

ж) перепад температур в плёнке $\Delta t_{\text{пл}} = t_{\text{ст}} - t_s - \frac{q \delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}$;

з) коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{q}{\Delta t}; \quad (10)$$

и) коэффициент теплоотдачи при кипении

$$\alpha_2 = \frac{W(r + c'(t_s - t_0))}{\Delta t_{\text{пл}}}; \quad (11)$$

к) скорость циркуляции

$$\omega = \frac{q}{c'' \rho''}, \quad (12)$$

где c'' – теплоёмкость насыщенного пара.

Потери теплоты в окружающую среду $Q_{\text{ос}}$ определялись при расчете естественной конвекции от вертикальной стенки (замерялась температура наружной поверхности стягивающих плит и воздуха в лаборатории). Некоторые данные опытов и результаты обработки полученных данных по интенсивности теплообменных процессов кипения в щелевых вертикальных каналах испарителя из гофрированных и плоских пластин представлены в табл. 1, 2, и на рис. 2.

Таблица 1

Результаты обработки экспериментальных исследований
по определению тепловых нагрузок в пластинчатом испарителе

№ п/п	$\vartheta_{\text{тер}},$ °C	$C_u = G_2/W$	$t_{\text{ст}},$ °C	$q,$ Вт/м ²	$t_{\text{пл}},$ °C	$\Delta t_{\text{пол}},$ °C	$\alpha_2,$ Вт/(м ² ·К)	$k,$ Вт/(м ² ·К)
1	0,123	1,02	76,3	10012	3,7	8	2706,0	1251,5
2	0,123	1,03	79,6	25892	5,4	13	4795,0	1991,7
3	0,123	1,028	82,25	41212	7,75	18	5317,7	2290
4	0,223	1,018	94,8	26081	5,2	12	5015,6	2173,4
5	0,223	1,02	97,8	43285	7,2	17	6011,8	2546,2
6	0,223	1,02	100,8	57881	9,2	22	6291,4	2631
7	0,379	1,025	107,5	16844	2,5	6	6737,6	2807,3
8	0,379	1,03	110,5	32790	4,5	11	7286,7	2981
9	0,379	1,03	113,5	47837	6,5	16	7359,5	2990
10	0,487	1,02	117	26694	3	8	8898,0	3336,7
11	0,487	1,02	121,8	57837	6,2	16	9328,5	3614,8
12	0,487	1,025	124,2	70072	7,8	20	9383,6	3703,6

Таблица 2

Результаты обработки экспериментальных данных по теплообмену в критериальном виде

№ п/п	Скорость циркуляции, м/с	$L_0,$ м	Pr	Nu	Re	We''
1	0,0200	0,0082	2,482	63,32	770,308	1,102E-06
2	0,0518	0,0082	2,482	112,20	1992,09	7,369E-06
3	0,0824	0,0082	2,482	124,43	3170,79	1,867E-05
4	0,0289	0,0080	2	115,29	1349,04	4,367E-06
5	0,0480	0,0080	2	138,19	2238,91	1,203E-05
6	0,0642	0,0080	2	144,61	2993,89	2,151E-05
7	0,0110	0,0079	1,68	153,51	603,452	1,118E-06
8	0,0214	0,0079	1,68	166,02	1174,73	4,237E-06
9	0,0312	0,0079	1,68	167,68	1713,8	9,019E-06
10	0,01364	0,00779	1,55	202,438	1004,11	2,258E-06
11	0,02956	0,00779	1,55	212,232	2175,56	1,060E-05
12	0,03582	0,00779	1,55	204,386	2635,79	1,556E-05

Согласно проведенным нами теоретическим исследованиям решение системы уравнений найдено в критериальном виде. Как видно из табл. 2, значения критериев подобия лежат в интервале: $Re = 600 \dots 3000$; $Pr = 1,5 \dots 2,5$; $We'' = 1,102 \cdot 10^{-6} \dots 2,151 \cdot 10^{-5}$. Значение капиллярной постоянной L_0 в данных условиях равно 0,008 м.

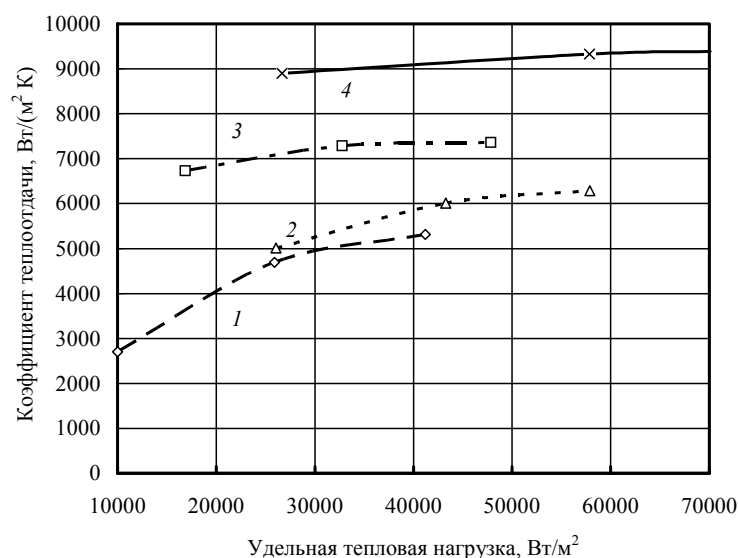
Полученные результаты позволяют определить коэффициенты, входящие в критериальное уравнение (7):

$$x_1 = 0,115 \cdot (\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}; \quad x_2 = 0,055 \cdot (\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}; \quad x_3 = 2; \quad c = 50,2.$$

Таким образом, нами было получено критериальное уравнение, описывающее теплообмен при кипении жидкости в щелевых вертикальных каналах пластинчатого испарителя в рассматриваемых условиях

$$\text{Nu} = 50,2 \cdot \text{Re}^{0,115(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot (\text{We}'')^{0,055(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot (e^{\vartheta_{\text{тер}}})^2. \quad (13)$$

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи от удельной тепловой нагрузки при кипении жидкости в щелевом канале теплообменника.



1 – 0,0361 МПа; 2 – 0,066 МПа; 3 – 0,119 МПа; 4 – 0,156 МПа

Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от удельной тепловой нагрузки при кипении жидкости в щелевом канале при давлении

По опубликованным в литературе данным нами был исследован проводимый ранее аналогичный эксперимент по кипению жидкости в щелевом канале теплообменника, собранного из плоских вертикальных пластин. Обработка этих данных по методике [9] позволила получить критериальное уравнение для расчета интенсивности теплообмена при кипении в вертикальном канале из плоских пластин

$$\text{Nu} = 35,5 \cdot \text{Re}^{0,115(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot (\text{We}'')^{0,055(\vartheta_{\text{тер}})^{-0,1}} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot (e^{\vartheta_{\text{тер}}})^2. \quad (14)$$

Как видно из приведенных уравнений (13) и (14), конструкция пластины влияет только на значение коэффициента c , что подтверждает адекватность разработанной нами математической модели физическим закономерностям исследуемого процесса. По выполненным оценкам величина погрешности полученных данных по интенсивности теплообмена не превосходила 14 %. Отметим, что приведенные критериальные

уравнения справедливы для расчета интенсивности теплообмена в вертикальных каналах из пластин исследуемого профиля в таком диапазоне изменения режимных параметров: $q = 5\text{--}60 \text{ кВт/м}^2$; $p = 30\text{--}160 \text{ кПа}$; $t = 70\text{--}130 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta t = 4\text{--}20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\delta_k = 8\text{--}10 \text{ мм}$. Более подробно материалы, касающиеся разработки пластинчатого испарителя с вертикальными щелевыми каналами и результаты исследования процессов теплообмена приведены нами в работах [8–11].

Таким образом, проведение расчетно-теоретических и экспериментальных исследований, обработка полученных опытных данных по разработанной методике позволило получить критериальные зависимости для определения параметрических характеристик процессов кипения в пластинчатом испарителе с вертикальными каналами, образованными гофрированными и плоскими пластинами. В этом случае созданы предпосылки для точного и надежного расчета пластинчатых испарителей, которые могут быть составной частью теплотехнологических систем и установок различного целевого назначения.

Список литературы: 1. Тарадай А.М. Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения. – Харьков: Основа, 1998. – 192 с. 2. Фокин В.С. Особенности теплообмена при кипении жидкости в щелевых каналах / В.С. Фокин, В.М. Кошельник, Л.И. Збараз // Вестник НТУ «ХПИ». – № 7. – 2001. – С. 261-266. 3. Товажнянский Л.Л. Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: Монография / Л.Л. Товажнянский, В.М. Кошельник, В.В. Соловей, А.В. Кошельник. Под ред. В.М. Кошельника. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 628 с. 4. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении / В.И. Толубинский. – Киев, 1980. – 315 с. 5. Новиков П.А. Течения и тепломассообмен в щелевых системах / П.А. Новиков, Л.Я. Любин, В.И. Новикова. – Минск: Наука и техника, 1991. – 358 с. 6. Васильев А.А. Теплообмен при пузырьковом кипении в условиях свободного движения жидкости / А.А. Васильев // Промышленная теплоэнергетика. – 1996. – Т. 18, № 2. – С. 18-25. 7. Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А.М. Кутепов, Л.С. Стерман, Н.Г. Стюшин. – М.: Высшая школа, 1986. – 44 с. 8. Фокин В.С. К постановке и решению задачи переноса тепла при движении кипящих теплоносителей в щелевых каналах / В.С. Фокин, В.М. Кошельник, Л.И. Збараз // Коммунальное хозяйство городов. Киев–2001. – Выпуск 33. – С.173-178. 9. Фокин В.С. Методика определения паросодержания смеси на выходе из пластинчатого испарителя системы теплоснабжения / В.С. Фокин, В.М. Кошельник, А.В. Кошельник, Л.И. Збараз, Д.Ю. Данилов // Коммунальное хозяйство городов. – 2003. – Вып. 47. – С. 168-171. 10. Збараз Л.И. Экспериментальные исследования кипения жидкости в щелевом канале пластинчатого теплообменника / Л.И. Збараз, В.М. Кошельник, В.С. Фокин // Науковий вісник будівництва. – 2001. – Вип. 15. – С. 86-94. 11. Кошельник В.М. Диагностика эксплуатационных характеристик паропреобразователей пластинчатого типа применительно к системам пароснабжения / В.М. Кошельник, Л.И. Збараз // Матеріали міжнар. наук. конференції «Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд». – Вип. 23. – Харків: ХДТУБА, 2003. – С. 177-179.

© Кошельник В.М., Фокин В.С., Кошельник А.В., Збараз Л.И., 2011
Поступила в редколлегию 10.03.11

УДК 536.24

А.Р. ПЕРЕСЁЛКОВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧЕ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ВОДЫ НА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Представлені результати досліджень залежності питомого теплового потоку від середньої інтегральної в часі щільності зрошення високотемпературної поверхні при імпульсній подачі до неї диспергованої води. Показано, що тепловий зривається зрівняно з безперервною подачею крапель.

The heat transfer when applying water dispersed on high temperature surface was investigated. The influence of mean-time irrigating density on specific heat-flux is presented. It is shown that heat flux is reduced compared with continuous supply of drops.

В прокатном производстве, а также, для охлаждения слитков на установках непрерывной разливки стали (УНРС) часто используется подача диспергированной воды с помощью водовоздушных плоскофакельных форсунок [1, 2]. При внутреннем смесеобразовании из форсунки выходит водовоздушная смесь. Это позволяет даже при малых расходах воды использовать форсунки с большими проходными отверстиями, что существенно повышает эксплуатационную надежность систем охлаждения.

При очень малых относительных расходах воздуха $G_{\text{возд}}/G_{\text{воды}} \leq 0,05$ кг/кг подача воды на охлаждаемую поверхность происходит в импульсном режиме с переменной плотностью орошения. Такой режим работы форсунки обеспечивает угол раскрытия факела более 100° при достаточно равномерном распределении диспергированной воды на охлаждаемой поверхности и малым её удельным расходом, $g = (0,3-1) \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с). На рис. 1 показана схема водовоздушной форсунки, используемой в настоящей работе.

Уменьшение плотности орошения и соответственно интенсивности охлаждения целесообразно по технологическим условиям, в роликовой зоне вторичного охлаждения на УНРС для уменьшения образования трещин на поверхности слитка.

Следует отметить, что опыт применения гидравлических струйных плоскофакельных форсунок с очень малыми размерами выходного отверстия (менее 2 мм) на заводе «Азовсталь», а также лабораторные исследования [3], показали, что локальная плоскость орошения и интенсивность охлаждения высокотемпературной поверхности значительно выше, чем при использовании водовоздушного диспергирования.

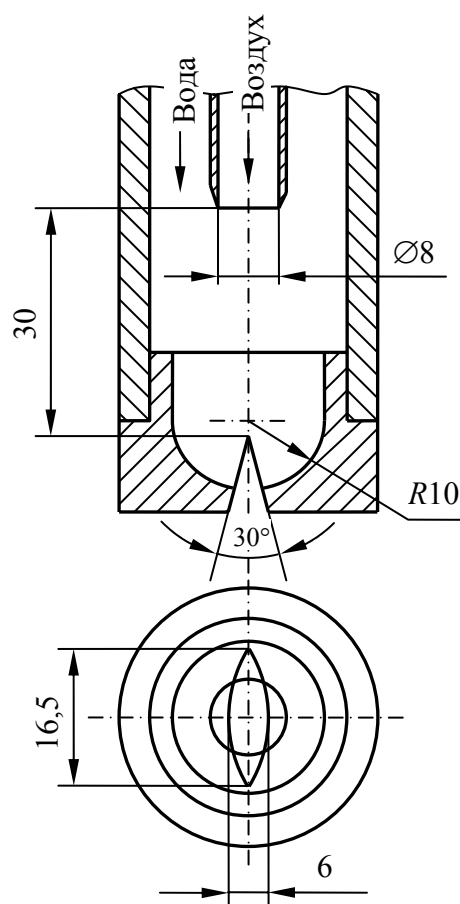
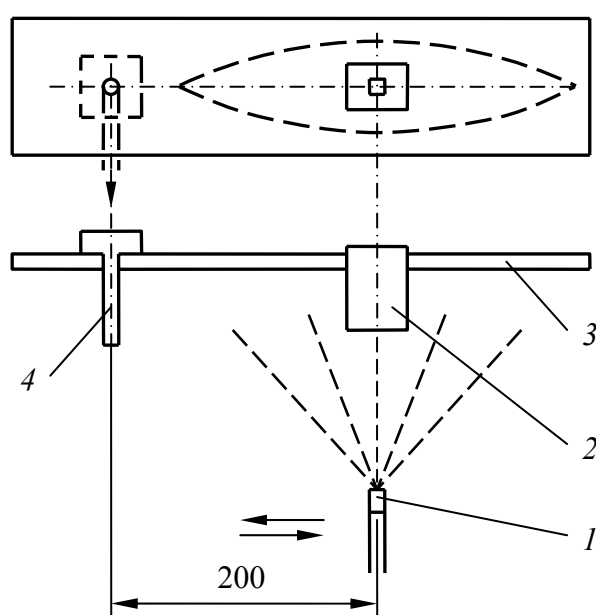


Рис. 1. Схема водовоздушной форсунки

Во время опытов в зоне орошения отборником измерялось локальное значение удельного расхода диспергированной жидкости g (рис. 2). Затем форсунка перемещалась по направляющим на 200 мм и в этой же точке факела с помощью тепломера измерялся удельный тепловой поток q . Тепломер выполнен из нихромовой ленты ($10 \times 0,5$ мм). Нагрев осуществлялся постоянным током от мотор-генератора. С орошаемой стороны лента экранировалась фольгой с окном размером $6,5 \times 6,5$ мм под которым образовывался изотермический участок. Температура измерялась термопарами. Влияние шаговой ЭДС учитывалось при переключении полярности греющего тока. Методика подобных измерений и конструкция тепломера описана в работе [4].

Отборная трубка и тепломер выступали над плоскостью монтажной пластины на 60 мм. При этом в измерениях участвовала только диспергированная вода, поступающая из форсунки, без плёнки воды и отраженных капель.



1 – водовоздушная форсунка; 2 – тепломер; 3 – монтажная пластина; 4 – отборная трубка

Рис. 2. Схема опытного участка

Измерения проводились при импульсной подаче диспергированной воды с частотой $f = 1,2$ 1/с и при практически непрерывной подаче ($f > 30$ 1/с). Частота пульсаций измерялась с помощью стробоскопа. Скважность импульсов $\varepsilon = 0,5$. Температура охлаждаемой поверхности тепломера $t_n = 820$ °С.

На рис. 3 показаны обобщающие зависимости локальных значений удельного теплового потока от среднеинтегрального по времени локального значения удельного расхода диспергированной воды: при импульсной работе форсунки – $q = 0,65g^{0,3}$ (график 1) и практически непрерывной подаче капель – $q = 0,9g^{0,3}$ (график 2). Как видно, при пульсирующей подаче теплосъем уменьшается на 30 %.

Это объясняется тем, что в зависимости $q = cg^n$ показатель $n < 1$, т.е. интенсивность теплообмена меньше при переменной плотности орошения.

Полученные результаты подтверждают целесообразность использования водовоздушных форсунок, работающих при малых расходах воздуха в импульсном режиме для охлаждения поверхности слитка на УНРС.

Также результаты могут быть использованы при математическом моделировании теплового состояния слитка и при проектировании систем охлаждения.

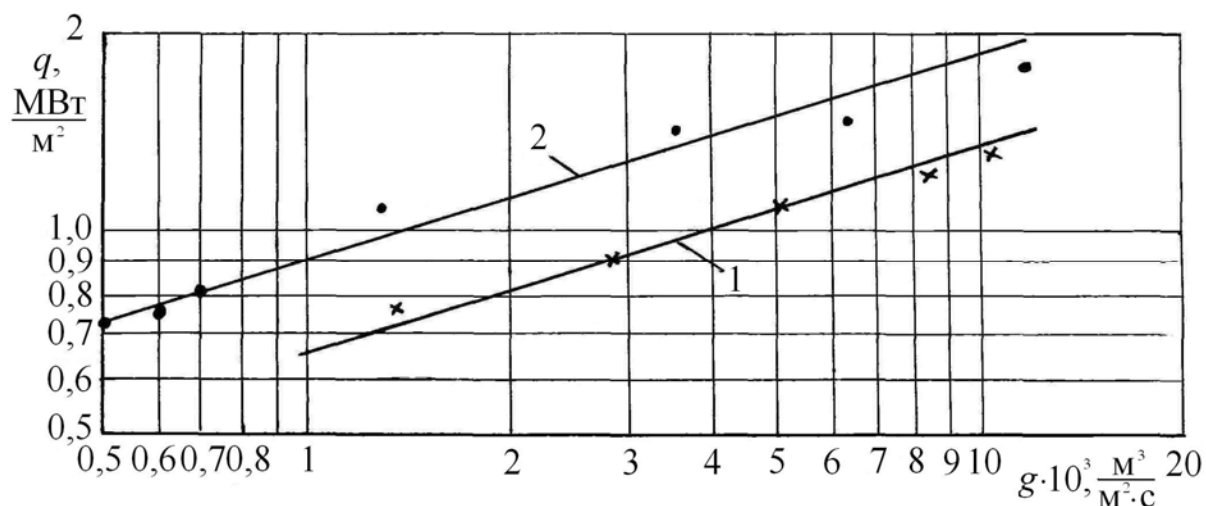


Рис. 3. Результаты исследования зависимостей удельного теплосъёма от плотности орошения высокотемпературной поверхности:
при импульсной подаче диспергированной воды $f = 1,2$ 1/с – $q = 0,65g^{0,3}$ (график 1);
при практически непрерывном орошении $f > 30$ 1/с – $q = 0,9g^{0,3}$ (график 2)

Список литературы: 1. Белый В.А. Водовоздушное охлаждение / В.А. Белый, В.К. Беспалко, Г.А. Сокол // Использование вторичных энергоресурсов и охлаждение агрегатов черной металлургии. – М.: Металлургия. – 1978, № 7. – С. 86-89. 2. Пересёлков А.Р. Исследование условий орошения слитка на модели роликовой секции машины непрерывной разливки стали (МНЛЗ) / А.Р. Пересёлков, М.В. Сагайдак, А.Л. Нагорный и др. // Интенсификация охлаждения и использование тепловых отходов черной металлургии. – М.: Металлургия. – 1987. – С. 21-26. 3. Акмен Р.Г. Исследование граничных условий теплообмена в ролико-форсуночных секциях слабовых МНЛЗ / Р.Г. Акмен, Б.И. Кубрик, А.Р. Пересёлков и др. // Известия ВУЗов «Черная металлургия». – 1987. – № 2. – С. 87-90. 4. Пересёлков А.Р. Теплообмен при охлаждении высокотемпературной поверхности диспергированной водой // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 168-170.

© Пересёлков А.Р., 2011
Поступила в редколлегию 28.02.11

УДК 563.2:539.3

В.Б. ВЕСЕЛОВСКИЙ, канд. физ.-мат. наук; доц. ДНУ им. О. Гончара,
г. Днепропетровск

Ю.А. МАЛАЯ, ассистент Национальной металлургической академии Украины,
г. Днепропетровск

А.И. ГУБИН, канд. техн. наук; доц. ДНУ, г. Днепропетровск

В.И. ЛЯШЕНКО, науч. сотр. Института транспортных систем и технологий
НАН Украины, г. Днепропетровск

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ УПРОЧНЕНИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Розроблено математичну модель теплових процесів при поверхневому зміцненні багатошарових елементів конструкцій на основі узагальненого закону теплопровідності. Запропонована модель враховує скінчену швидкість розповсюдження тепла та неідеальність теплового контакту на стиках шарів. Крайову задачу розв'язано операційним методом. Виконано дослідження отриманого розв'язку та розрахунки температурних полів.

The mathematical model of thermal processes at surface strengthening of multilayer constructions elements has been developed on the basis of the generalized heat conduction law. The proposed model takes into account the finite speed of heat propagation and nonideal thermal contact at the junctions of layers. The boundary problem is solved by an operational method. The study of the obtained solution and calculations of temperature fields have been performed.

Развитие современных отраслей промышленности ставит проблему повышения надежности и долговечности выпускаемых изделий. Переход к новым технологическим процессам, позволяющим повысить производительность труда, поднять эффективность использования ресурсов, снизить материалоемкость и энергоемкость производства, является важнейшей задачей машиностроения. Вместе с проблемой повышения качества металлических сплавов, изучением закономерностей трения и изнашивания не теряют своей актуальности вопросы, связанные с разработкой и совершенствованием технологий поверхностного упрочнения. Эффективным технологическим способом упрочнения поверхности деталей является кратковременное высокоэнергетическое воздействие на поверхность посредством излучения лазера, электронного пучка, плазмы и т.п., что позволяет существенно изменять структуру, повышая эксплуатационные характеристики изделий. Основными особенностями таких способов воздействий являются высокоскоростной нагрев и большие скорости охлаждения, которые могут переводить сплав в метастабильное состояние [1–3].

Обеспечение научно-технического прогресса в машиностроении связано, прежде всего, с созданием новых конструкционных материалов и совершенствованием технологий их упрочнения. В последнее время в большой степени уделяется внимание развитию технологий поверхностного упрочнения, а не объемного. Это связано с новым подходом в оценке роли материала в обеспечении конструкционной прочности изделий, согласно которому ведущая роль принадлежит поверхности, а не объему, как это было принято ранее. Именно состояние поверхности во многом определяет уровень прочности и эксплуатационные свойства деталей машин. Развитие поверхностного упрочнения предполагает разработку технологических процессов нового уровня, позволяющих модифицировать поверхностный слой, радикально менять его структуру

и свойства. Для модифицирования поверхности металлов предпочтение отдается методам упрочняющей обработки, использующих в качестве теплового источника концентрированные потоки энергии (КПЭ): ионные, лазерные, ультразвуковые, высокочастотные, индукционные и другие.

Поверхностное упрочнение металлических деталей – перспективный технологический процесс, открывающий целый ряд новых возможностей для повышения эксплуатационных характеристик деталей машин и инструмента [2].

Среди довольно большого разнообразия методов поверхностного упрочнения значительная роль принадлежит лазерному упрочнению. Несмотря на значительные успехи, достигнутые в разработке теоретических основ процессов взаимодействия мощного электромагнитного излучения с материалами и на большие практические достижения в промышленных технологиях, лазерная обработка не является еще законченным разделом теории и практики обработки материалов концентрированными потоками энергии.

Поверхностное упрочнение деталей лучом лазера характеризуется рядом преимуществ, а именно: упрочнением локальных объемов деталей в местах их износа с сохранением исходных свойств материала в остальном объеме; упрочнением поверхностей труднодоступных мест; отсутствием механического воздействия на обрабатываемый материал и так далее [1, 2].

Основной физической характеристикой процесса нагрева является температурное поле на поверхности и в объеме материала, которое определяется экспериментальными и аналитическими методами. Если температурное поле известно в зависимости от пространственных координат и в любой момент времени, то можно найти такие важные параметры процесса, как мгновенные значения скоростей нагрева и охлаждения, температурные градиенты по разным направлениям. Знание температурного поля позволяет правильно выбрать требуемый режим работы установок (энергию, плотность мощности, продолжительность воздействия и т.д.).

Рассмотрим физические процессы, которые протекают на начальной стадии воздействия концентрированных потоков энергии на металлы. Оптические свойства металлов описываются классической моделью свободных электронов, в соответствии с которой световой поток, за вычетом отраженной части, полностью поглощается при взаимодействии с электронами проводимости в поверхностном слое толщиной $\delta \sim 10^{-4} - 10^{-5}$ см. Поглощение света приводит к повышению энергии электронов. Часть поглощенной энергии электроны передают решетке, однако эффективность передачи невелика вследствие большой разницы масс электронов и ионов. Поэтому электронный газ значительно перегревается по сравнению с решеткой. Электронный газ и решетка в металле представляют собой две слабо взаимодействующие подсистемы. В этом случае электронный газ и решетку можно характеризовать в отдельности электронной T_e и решеточной T_i температурами [4].

Для моментов времени $t < \tau_{ei}$ ($\tau_{ei} \sim 10^{-11}$ с) в металле разогревается только электронный газ, температура же решетки мало изменяется. Это обусловлено тем, что время релаксации электронного газа существенно меньше времени релаксации температуры решетки.

Величина $\Delta T = T_e - T_i$ зависит от соотношения частот столкновения электронов с фононами (ν_{ef}) и частот электронно-ионных столкновений (ν_{ei}). Разность ΔT тем меньше, чем больше величина ν_{ei} по сравнению с ν_{ef} , и когда $\nu_{ef} \ll \nu_{ei}$, то $T_e \approx T_i$. Однако повышение температуры электронного газа происходит до тех пор, пока количество энергии, передаваемой решетке, не сравнится с количеством энергии, получаемой от

внешнего источника. Интенсивная передача энергии электронного газа решетке наступает при $t > \tau_{ei}$, когда разность $T_e - T_i$ максимальна. В дальнейшем разность $T_e - T_i$ уменьшается, стремясь к некоторому пределу, который равен общей температуре металла. Для металлов при постоянной плотности мощности излучения понятие общей температуры металла T можно ввести, начиная со времени $t \gg 100\tau_{ei} \sim 10^{-9}$ с [1, 4].

Поглощенная энергия передается от зоны воздействия концентрированных потоков энергии внутрь вещества с помощью различных механизмов теплопроводности – электронной, фононной и лучистой. В интервале температур от сотен до нескольких тысяч градусов перенос энергии в металлах осуществляется с помощью электронной проводимости. Фононная теплопроводность, играющая существенную роль при низких температурах, в указанном интервале температур мала по сравнению с электронной. Лучистая теплопроводность играет существенную роль в процессах переноса энергии при температурах выше $\sim 10^4$ К.

При импульсном нагреве наиболее важным параметром, который определяет режимы взаимодействия лазерного излучения с веществом, является плотность потока лазерного излучения, поглощаемого при взаимодействии. При воздействии лазерного излучения на металл оптическая длина поглощения α^{-1} мала по сравнению с длиной тепловой диффузии, то есть $\alpha(2a\tau)^{1/2} \gg 1$, где a – коэффициент температуропроводности; τ – длительность лазерного импульса. В этом случае энергия, поглощенная в течении действия лазерного излучения и идущая на нагрев слоя толщиной $(2a\tau)^{1/2}$, равна $(1-r)q_0\tau$, где q_0 – плотность потока падающего лазерного излучения; r – коэффициент отражения. Изменение температуры данного слоя можно оценить из выражения [4]

$$\Delta T \approx \frac{(1-r)q_0\tau}{c_v\rho(2a\tau)^{1/2}},$$

где c_v – теплоемкость вещества; ρ – плотность.

Скорости нагрева вещества за счет поглощения лазерного излучения и его охлаждения за счет отвода теплоты вглубь материала – $\Delta T/\tau$ можно считать примерно равными. Для $q_0 = 10^8$ Вт/см², $\tau = 10$ нс их значения для большинства металлических материалов $10^{10} - 10^{11}$ К/с.

Задачи о нагреве материалов при воздействии КПЭ с продолжительностями импульса воздействия, существенно превышающими 10^{-9} с, при плотностях потока, не превышающих $10^8 - 10^9$ Вт/см², для большинства практических случаев могут быть рассмотрены в приближении обычной теплопроводности (линейной или нелинейной). Границей этого приближения по времени следует считать продолжительность импульса $\tau_i \sim 10^{-9}$ с.

Тепловой источник, эквивалентный действию луча лазера, может быть поверхностным или объемным, сосредоточенным или распределенным в зависимости от поставленной задачи, выбираемой расчетной схемы и физических характеристик материала.

Для технологических процессов с использованием КПЭ, в том числе термообработки, значительный интерес представляет рассмотрение ряда характеристик стадии нагрева, таких, как распределение температуры в материале в области обработки, скорости нагрева и охлаждения, глубины прогретого слоя и другое. Такие характеристики можно получить из решения задач теплопроводности. Таким образом,

математическое моделирование тепловых процессов при поверхностном упрочнении элементов конструкций является актуальной задачей.

Уравнение теплопроводности Фурье дает бесконечную скорость распространения теплового возмущения. Для устранения ограниченности приближения, задаваемого этим уравнением при кратковременных тепловых воздействиях, постулирована релаксационная модель теплового потока [5–7]

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T - \tau_r \frac{\partial \vec{q}}{\partial t}, \quad (1)$$

где $\vec{q}$ – вектор теплового потока; τ_r – время релаксации теплового потока, которое связано с конечной скоростью распространения тепла соотношением $w = \sqrt{\frac{a}{\tau_r}}$.

Выражение (1) приводит к релаксационной форме уравнения теплопроводности

$$\tau_r \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} + \frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \nabla^2 T + \frac{W}{c\rho} + \frac{\tau_r}{c\rho} \frac{\partial W}{\partial t}. \quad (2)$$

Выяснение основных закономерностей нагрева проще всего проводить на одномерных моделях. Одномерные модели нагрева материалов КПЭ справедливы, если выполняется условие [4]

$$r_f \gg \sqrt{at_k},$$

где a – коэффициент температуропроводности; r_f – радиус пятна нагрева; t_k – продолжительность рассматриваемого процесса.

Математическая модель процессов теплопроводности в многослойных телах включает в себя: дифференциальные уравнения теплопроводности гиперболического типа для каждого из слоев

$$\tau_{r,v} \frac{\partial^2 T_v(x_v, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial t} = a_v \frac{\partial^2 T_v(x_v, t)}{\partial x_v^2} + \frac{W_v(x_v, t)}{c_v \rho_v} + \frac{\tau_{r,v}}{c_v \rho_v} \frac{\partial W_v(x_v, t)}{\partial t}, \quad (3)$$

$$t > 0, \quad 0 \leq x_v \leq R_v, \quad v = 1, 2, \dots, m;$$

– начальные условия:

$$T_v(x_v, 0) = \varphi_{1,v}(x), \quad (4)$$

$$\left. \frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial t} \right|_{t=0} = \varphi_{2,v}(x); \quad (5)$$

– внешние граничные условия:

$$\left\{ \begin{array}{l} -k_{11}\lambda_1 \frac{\partial T_1(x_1, t)}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} = [f_1(t) - k_{21}T_1(x_1, t)]_{x_1=0} + \tau_{r,1}k_{31} \frac{\partial}{\partial t} [f_0(t) - k_{21}T_1(x_1, t)]_{x_1=0}, \\ -k_{12}\lambda_m \frac{\partial T_m(x_m, t)}{\partial x_m} \Big|_{x_m=R_m} = [f_2(t) - k_{22}T_m(x_m, t)]_{x_m=R_m} + \tau_{r,m}k_{32} \frac{\partial}{\partial t} [f_1(t) - k_{22}T_m(x_m, t)]_{x_m=R_m}, \end{array} \right. \quad (6)$$

где $T_v(x_v, t)$ – поле температур; $W_v(x_v, t)$ – мощность внутренних источников тепла; $\varphi_{1,v}(x)$ – начальное распределение температуры; $\varphi_{2,v}(x)$ – начальное распределение скорости изменения температуры; λ_v – коэффициент теплопроводности v -го слоя; c_v – теплоемкость; ρ_v – плотность вещества; $\tau_{r,v}$ – время релаксации теплового потока; t – текущее время; x – пространственная координата; a_v – коэффициент температуропроводности; v – номер слоя; $i = 1, 2$; $f_1(t)$, $f_2(t)$ – граничные функции, которые в зависимости от типа граничных условий являются температурами внешних поверхностей (граничные условия первого рода), произведениями температур окружающих сред на коэффициенты теплоотдачи (граничные условия третьего рода), тепловыми потоками на внешних границах (граничные условия второго рода).

Параметры k_{1j} , k_{3j} принимают значения 0 или 1, параметр k_{2j} 0, 1 или α_i , где α_i – коэффициенты теплоотдачи. При $k_{1j} = 0$, $k_{2j} = 1$, $k_{3j} = 0$ получаем граничные условия первого рода; при $k_{1j} = 1$, $k_{2j} = 1$, $k_{3j} = 0$ – граничные условия второго рода; при $k_{1j} = 1$, $k_{2j} = \alpha_i$, $k_{3j} = 1$ – граничные условия третьего рода.

Внутренние граничные условия имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} -R_{v,v+1}\lambda_v \frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial x_v} \Big|_{x_v=R_v} = [T_{v+1}(0, t) - T_v(R_v, t)] + l_{v,v+1}\tau_{r,v} \frac{\partial}{\partial t} [T_{v+1}(0, t) - T_v(R_v, t)], \\ \lambda_v \frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial x_v} \Big|_{x_v=R_v} - \lambda_{v+1,v} \frac{\partial T_{v+1}(x_{v+1}, t)}{\partial x_{v+1}} \Big|_{x_{v+1}=0} - \\ - \tau_{r,v}\lambda_{v+1} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T_{v+1}(x_{v+1}, t)}{\partial x_{v+1}} \right) \Big|_{x_{v+1}=0} + \tau_{r,v+1}\lambda_v \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial x_v} \right) \Big|_{x_v=R_v} = 0, \end{array} \right. \quad (7)$$

где $R_{v,v+1}$ – термическое сопротивление на контакте слоев v и $v+1$; l_1 – параметры, принимающие значения 0 или 1. При $l_{v,v+1} = 0$, $R_{v,v+1} = 0$ получаем условия идеального теплового контакта; при $l_{v,v+1} = 1$, $R_{v,v+1} \neq 0$ – неидеальный тепловой контакт.

Решение задачи (3)–(7), получено операционным методом, который основан на преобразовании Лапласа, имеет следующий вид [2]

$$\Theta_v(X_v, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_{n,r}^v(X_v, Fo_{r,v}), \varphi_n] g_r^{(n)}(Fo, Fo_{r,v}) + \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{g_r(P_k)}{\Psi(\varphi_n, P_k)} Q[\mu_{n,r}^v(X_v, Fo_{r,v}), P_k] \exp(-\gamma^2 \cdot Fo) \right\} + z_v^*(X_v, Fo, Fo_{r,v}), \quad (8)$$

Решение (8) представлено в безразмерных переменных. Непосредственно проверяется, что единственным ограниченным решением задачи (3)–(7) является функция (8), где $g_r(\text{Fo}, \text{Fo}_r)$ – компоненты теплового воздействия на граничных поверхностях [3, 8].

С использованием свойств фундаментальных функций, которые входят в решение, непосредственно проверяется, что функции $\Theta_v(X_v, \text{Fo})$, определенные формулами (8) удовлетворяют уравнению (3), начальным условиям (4)–(5) и краевым условиям (6)–(7).

Функция (8) описывает структуру нестационарного температурного поля в пластине. Структурный метод позволил выделить параболическую и гиперболическую части решения. При $\text{Fo}_r \rightarrow 0$ решение совпадает с решением аналогичной задачи на основе параболического уравнения теплопроводности.

Частное решение неоднородного уравнения можно представить в виде суммы параболической и гиперболической частей [3]

$$z_v^*(X_v, \text{Fo}, \text{Fo}_{r,v}) = z_v^{*,\text{пар}}(X_v, \text{Fo}) + z_v^{*,\text{гип}}(X_v, \text{Fo}, \text{Fo}_{r,v}). \quad (9)$$

На основе решения (8) были проведены расчеты полей температуры для двухслойной неограниченной пластины (рис. 1–3). В качестве материалов двухслойной пластины были взяты титан и сталь 15. Теплофизические свойства титана: $\rho = 4500 \text{ кг/м}^3$; $c_p = 586 \text{ Дж/(кг·град)}$; $\lambda = 17 \text{ Вт/(м·град)}$; $\tau_r = 10^{-11} \text{ с}$; $h = 0,1 \text{ мкм}$.

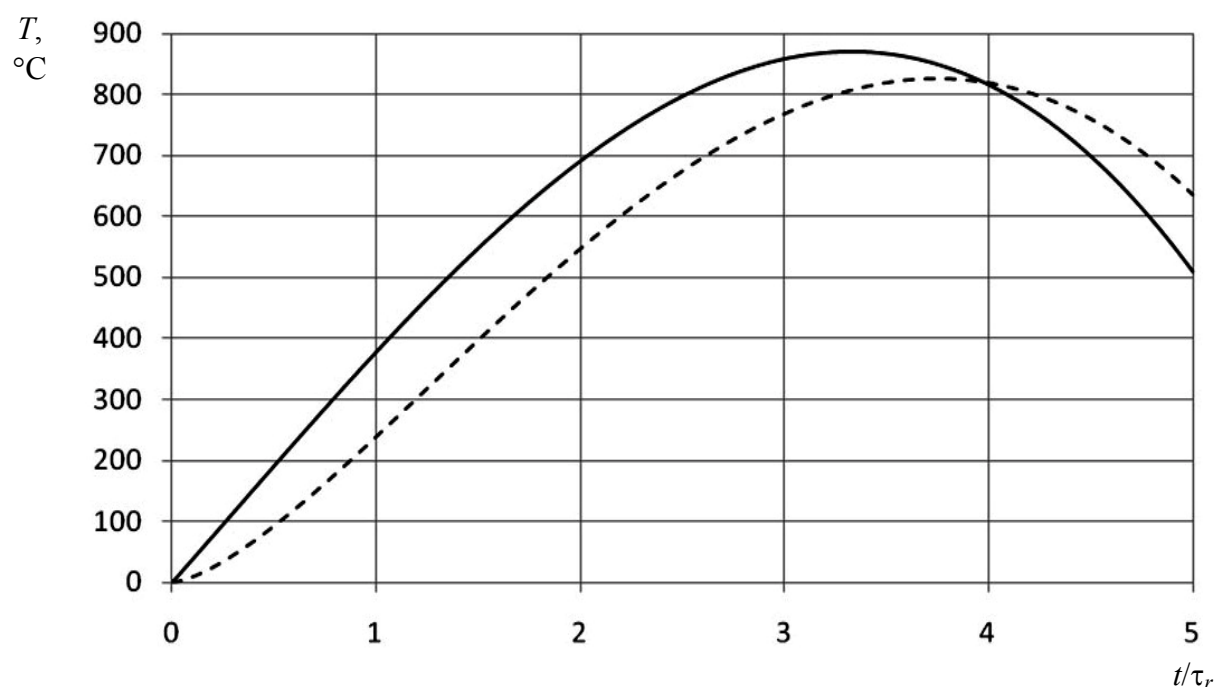


Рис. 1. Изменение температуры во времени при $x = 0 \text{ мкм}$

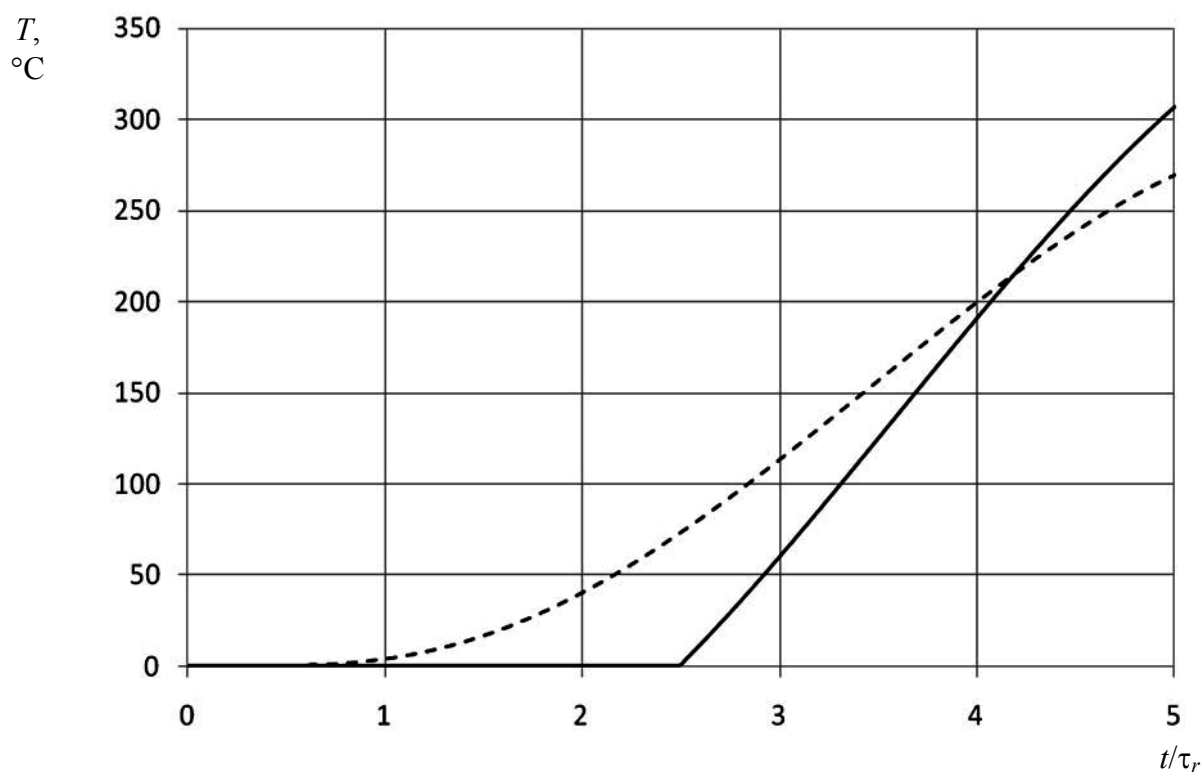


Рис. 2. Изменение температуры во времени при $x = 0,02$ мкм

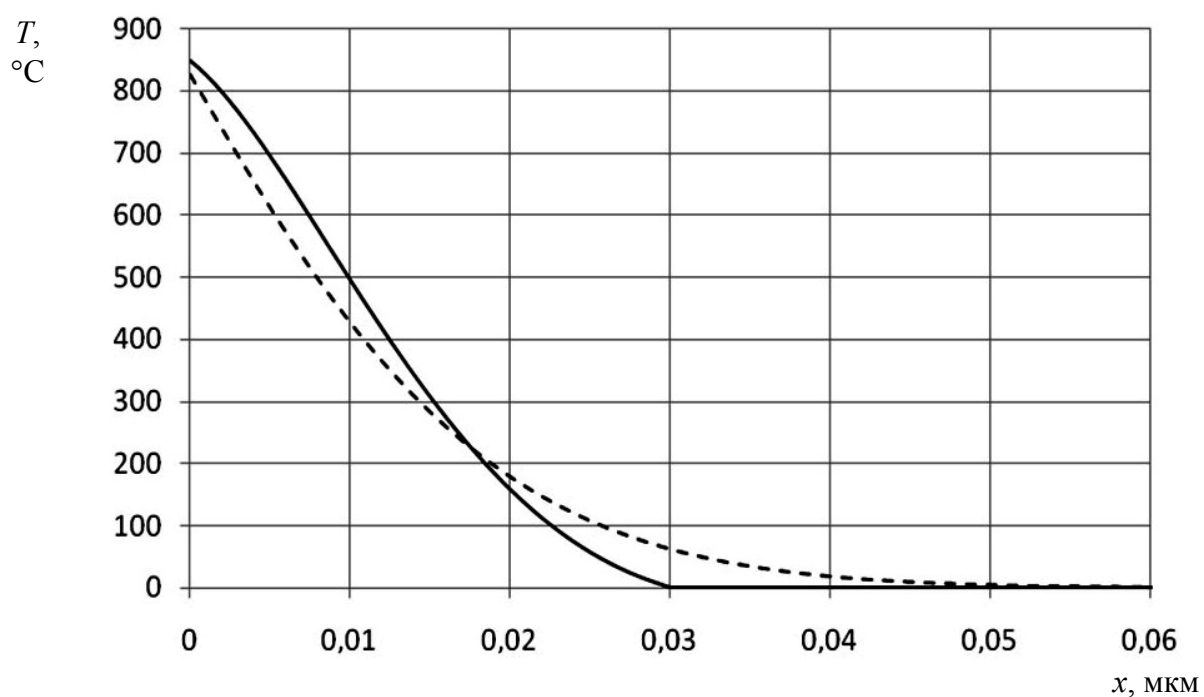


Рис. 3. Распределение температуры при $t/\tau_r = 3,75$

Теплофизические свойства стали 15:

$\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$; $c_p = 565 \text{ Дж/(кг·град)}$; $\lambda = 55 \text{ Вт/(м·град)}$; $\tau_r = 10^{-11} \text{ с}$; $h = 0,1 \text{ мкм}$.

$\varphi_{1,1}(x) = 0$; $\varphi_{1,2}(x) = 0$;

$\varphi_{2,1}(x) = 0$; $\varphi_{2,2}(x) = 0$;

$W_1(x_1, t) = W_2(x_2, t) = 0$;

$$k_{1j} = 1; \quad k_{2j} = 0; \quad k_{3j} = 1;$$

$$f_2(t) = 0; \quad f_1(t) = \frac{q_{\max}}{\tau}(t - \tau)t.$$

где $q_{\max}$ – максимальное значение плотности теплового потока, $q_{\max} = 10^{13}$ Вт/м²; τ – длительность импульса, $\tau = 5 \cdot 10^{-11}$ с.

На рис. 1–3 сплошные линии соответствуют решению задачи (3)–(7), а штриховые линии – решению аналогичной задачи, основанной на параболическом уравнении теплопроводности.

Разработанная математическая модель на основе системы уравнений теплопроводности гиперболического типа, и полученное при помощи операционного метода структурное решение, могут быть использованы для исследования тепловых процессов при поверхностном упрочнении элементов конструкций, а также выбора рациональных режимов работы установок применимых при обработке материалов концентрированными потоками энергии.

Список литературы: 1. Черненко В.С. Променеві методи обробки: Навчальний посібник / В.С. Черненко, М.В. Кіндрачук, О.І. Дудка. – К.: Кондор, 2008. – 166 с. 2. Мала Ю.А. Математичне моделювання теплових процесів поверхневого зміцнення двошарових елементів конструкцій / Ю.А. Мала // Системні технології. – Т. 2(67). – Дніпропетровськ, 2010. – С. 60-66. 3. Мала Ю.А. Поверхневе зміцнення металів висококонцентрованими потоками енергії / Ю.А. Мала // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Вип. 3(25), Т. 2. – ПолтНТУ, 2009. – С. 131-136. 4. Рыкалин Н.Н. Лазерная обработка материалов / Н.Н. Рыкалин, А.А. Углов, А.Н. Кокора. – М.: Машиностроение, 1975. – 296 с. 5. Кудинов В.А. Аналитические решения задач тепломассопереноса и термоупругости для многослойных конструкций / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, В.В. Калашников. – М.: Высш. шк., 2005. – 430 с. 6. Kundian Illayathambi. An efficient numerical procedure for solving a microscale heat transport equation during femtosecond laser heating of nanoscale metal films / Illayathambi Kundian, J.M. McDonough, Rawi Rajan Kumar // Proceedings of IPACK 2005. – San Francisco, California, USA. – 2005, 17 – 22 July. – P. 1-9. 7. Chen T.M. Numerical solution of hyperbolic heat conduction problems in the cylindrical coordinate system by the hybrid Green's function method / T.M. Chen // International journal of heat and mass transfer. – 2010. – Vol 53; № 7-8. – P. 1319-1325 (26). 8. Веселовський В.Б. Математичне моделювання теплопровідності для складених тіл з урахуванням узагальненого закону Фур'є / В.Б. Веселовський, Ю.А. Мала, А.В. Сяєв // Вестник Херсонского национального технического университета. – Херсон, 2009. – С. 141-146.

© Веселовский В.Б., Малая Ю.А., Губин А.И., Ляшенко В.И., 2011
Поступила в редколлегию 03.03.11

УДК 62-522

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

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА КОЛИЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕЗОТКАЗНОСТИ В СИСТЕМАХ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ НА ЭТАПЕ ИХ СИНТЕЗА

Розглядається вибір методу розрахунку і визначення розрахункових співвідношень для знаходження кількісних характеристик показників безвідмовності проектного гідропневмоагрегату. Проведено розрахунок кількісних показників безвідмовності й отримано алгоритм для розрахунку кількісних показників надійності на етапі проектування.

The choice of method of calculation and determination of correlations is examined for finding of quantitative descriptions of indexes of faultlessness of hydrounits and pneumounits. The calculation of quantitative indexes of faultlessness is conducted and got algorithm for the calculation of quantitative reliability indexes on the stage of planning.

Введение. Проектирование сложных гидро- и пневмоагрегатов невозможно без учета и анализа надежности. Недостаточная надежность может привести не только к чрезмерным эксплуатационным издержкам (ремонт и восстановление), но и к более тяжким последствиям (невыполнение задачи, опасные ситуации, аварии). Методы теории вероятностей и математической статистики позволяют устанавливать количественные показатели надежности, сравнивать различные варианты по этим показателям, упрощать и сокращать процесс выбора лучшего варианта проектируемой системы.

Порядок расчета определяется на основании: критериев или показателей надежности, которые надо определить; характера имеющихся в наличии данных; вида отказов; закона распределения отказов; конструктивных особенностей системы или гидропневмоагрегата; режима и условий эксплуатации системы или гидропневмоагрегата [1].

Целью работы является повышение надежности гидропневмоагрегатов металлорежущего оборудования путем проведения синтеза схем с учетом полученных зависимостей количественных показателей на этапе проектирования.

Основные положения. Распределение показателей надежности гидропневмоэлементов подчиняется, в основном, экспоненциальному или нормальному законам. Для совокупности элементов, подчиняющихся экспоненциальному закону, интенсивность отказов элементов и, следовательно, их совокупности является постоянной величиной (не зависит от времени).

Применению экспоненциального закона в определенных случаях способствует то обстоятельство, что с увеличением числа элементов в системе возрастает относительное влияние отказов, подчиняющихся экспоненциальному распределению. Хотя для определенных элементов экспоненциальный закон может и не иметь места, но при замене отказавших элементов новыми (что применяется в гидропневмосистемах) сказывается эффект перемешивания возрастов, и отказы систем в целом будут подчиняться экспоненциальному закону [1].

Наиболее важными с точки зрения надежности свойствами гидропневмоагрегатов являются безотказность и долговечность [2].

В общем случае гидропневмоагрегат может иметь в своем составе источник питания, распределительные устройства, устройства управления, исполнительные механизмы, вспомогательные устройства. Кроме перечисленных функциональных частей агрегат включает пневмолинии (гидролинии), емкости и др. Таким образом, гидропневмоагрегат представляет собой сложную систему взаимосвязанных узлов, элементов и систем. Для анализа надежности сложную систему следует разбить на элементы. Под элементом будем понимать составную часть системы, которую можно охарактеризовать самостоятельно входными и выходными параметрами и для которой достаточно легко можно определить самостоятельные характеристики надежности. Известно, что основные показатели надежности однозначно связаны между собой соответствующими математическими зависимостями. Поэтому достаточно определить некоторые из них. При анализе гидропневмоагрегатов как систем, состоящих из определенного числа элементов, удобно использовать такой показатель, как вероятность безотказной работы, который относится к количественным показателям надежности [1].

Одна из разновидностей анализа функциональной надежности гидропневмоагрегата металлорежущего оборудования – расчет количественных показателей безотказности его отдельных подсистем и функциональных участков. Такая задача особенно актуальна на этапе проектирования гидропневмоагрегатов, когда требуется дать оценку схемной безотказности возможных вариантов структуры проектируемого гидропневмоагрегата (или определить количественные показатели надежности выбранной схемы) и оценить их соответствие заданным требованиям по безопасности работы. Для решения этой задачи целесообразно использовать методику расчета количественных характеристик безотказности изделий гидропневматической техники на этапе проектирования. Расчет количественных показателей безотказности должен предусматривать: проведение анализа влияния характеристик потребителей гидропневмоагрегата на его характеристики и безопасность его работы; оценку влияния отказов элементов функциональных подсистем гидропневмоагрегата на работоспособность потребителей применительно к определенным условиям, режимам и продолжительности работы; выбор метода расчета и определение расчетных соотношений для нахождения количественных характеристик показателей безотказности проектируемого гидропневмоагрегата; расчет количественных показателей безотказности и сравнение их значений с требованиями на проектируемый гидропневмоагрегат.

Анализ и оценка надежности гидропневмоагрегатов. Проведем анализ и оценку надежности гидропневмоагрегатов на примере пневмоагрегата, рассмотренного в [3], опираясь на расчет количественных показателей безотказности их отдельных подсистем и функциональных участков. Принимаем экспоненциальный закон распределения, а элементы принимаем невосстанавливаемыми.

Рассмотрим пневмоагрегат загрузочного устройства к токарному станку. Основными количественными показателями безотказности функциональных пневмоагрегатов и их комплектующих являются:

– Вероятность безотказной работы агрегата $P(t)$ в течение заданного интервала наработки t . Экспоненциальный закон распределения вероятности безотказной работы агрегата в течение заданного интервала наработки t имеет вид

$$P(t) = \exp \left\{ - \int_0^t \lambda(t) dt \right\}, \quad (1)$$

где $\lambda(t)$ – интенсивность отказов отдельных агрегатов (условная плотность вероятности возникновения отказа агрегата, определяемая для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник).

Экспоненциальный закон распределения вероятности безотказной работы агрегата, состоящей из n -последовательно соединенных элементов, в течение заданного интервала наработки имеет вид

$$P(t) = \exp \left\{ - \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot t \right\}. \quad (2)$$

– Вероятность безотказной работы для системы, состоящей из элементов, имеющих одинаковую среднюю интенсивность отказов, определяется по формуле

$$P(t) = P_3(t)^n, \quad (3)$$

где n – количество элементов. Данная формула справедлива только для элементов, имеющих одинаковую среднюю интенсивность отказов.

– Общая вероятность безотказной работы системы в течение заданного интервала наработки определяется произведением вероятностей безотказности работы элементов, из которых она состоит и имеет вид

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t). \quad (4)$$

Так как реализация схем пневмоавтоматики проводится с использованием распределительной аппаратуры (распределителей и клапанов) [4], то средняя интенсивность отказов для пневматических распределительных устройств [элементов памяти (ЭП) и элементов, которые реализуют логическую функцию $\wedge$] $\lambda_{\text{ЭП}} = \lambda_{\wedge} = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$, а для клапанов [элементов, которые реализуют логическую функцию $\vee$] $\lambda_{\vee} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ – данные показатели надежности определяются на основании данных эксплуатации пневмоагрегатов, подобных проектируемому [5].

Описание цикла работы загрузочного устройства к токарному станку в виде графа операций представлено на рисунке.

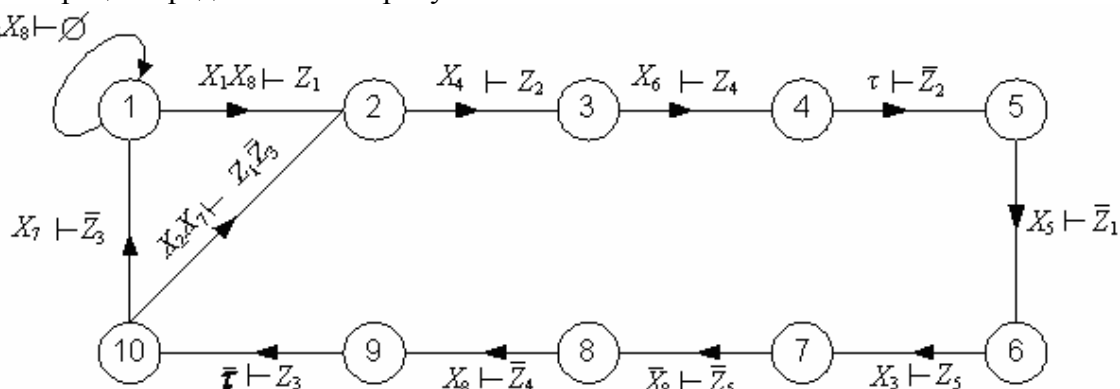


Рис. Ориентированный граф операций

В основу принципа построения схем с использованием стандартной позиционной структуры положен метод построения схемы непосредственно по графу операций [6, 7]. Здесь используется командоаппаратный способ построения. Причем число ЭП командоаппарата выбирается равным числу вершин графа операций. В рассматриваемом примере командоаппарат содержит десять ЭП, десять элементов $\vee$ и десять элементов $\wedge$, т.е. получаем, если n – количество вершин графа ($n = 10$), то n – количество ЭП, n – количество элементов $\vee$, и n – количество элементов $\wedge$.

Следовательно, вероятность безотказной работы для последовательно соединенных ЭП, элементов $\vee$ и элементов $\wedge$ вычисляем по формуле (2):

$$P_{\text{ЭП}}(t) = \exp\left\{-\sum_1^n \lambda_{\text{ЭП}} \cdot t\right\} = \exp\{-n \cdot \lambda_{\text{ЭП}} \cdot t\};$$

$$P_{\vee}(t) = \exp\left\{-\sum_1^n \lambda_{\vee} \cdot t\right\} = \exp\{-n \cdot \lambda_{\vee} \cdot t\}; \quad P_{\wedge}(t) = \exp\left\{-\sum_1^n \lambda_{\wedge} \cdot t\right\} = \exp\{-n \cdot \lambda_{\wedge} \cdot t\},$$

где t – интервал наработки, $t = 3000$ часов.

Тогда, вероятность безотказной работы пневмоагрегата командоаппаратного способа построения определяется по формуле (4):

$$P_{\text{КА}}(t) = P_{\text{ЭП}}(t) \cdot P_{\vee}(t) \cdot P_{\wedge}(t);$$

$$P_{\text{КА}}(t) = \exp\{-t(n \cdot \lambda_{\text{ЭП}} + n \cdot \lambda_{\vee} + n \cdot \lambda_{\wedge})\} = \exp\{-t \cdot n(\lambda_{\text{ЭП}} + \lambda_{\vee} + \lambda_{\wedge})\};$$

$$P_{\text{КА}}(t) = \exp\{-3000 \cdot 10 \cdot (2,7 \cdot 10^{-6} + 2,5 \cdot 10^{-6} + 2,7 \cdot 10^{-6})\} = 0,79.$$

Вероятность безотказной работы командоаппарата составляет 79 %.

Пневмоагрегат также может содержать конечные выключатели (ВК), кнопки «Пуск» и «Стоп», переключатели режимов и промежуточные элементы, используемые для реализации схем гидропневмоавтоматики. Пневмоагрегат также содержит дополнительный наладочный блок, который в рамках данной работы не рассматривается.

В данном случае пневмоагрегат содержит семь ВК, кнопки «Пуск» и «Стоп», переключатель режимов X_2 и два промежуточных элемента $\wedge$. Так как вышеперечисленные элементы являются распределительными устройствами, то средняя интенсивность отказов для них равна $\lambda = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$.

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.

В данном пневмоагрегате базисом являются семь ВК, кнопки «Пуск» и «Стоп», переключатель режимов X_2 , т.е. базис состоит из десяти элементов, а варьируемая часть пневмоагрегата из двух промежуточных элементов.

Тогда, вероятность безотказной работы для элементов определяется по формуле (1):

$$P_{\text{Э}}(t) = \exp\left\{-\int_0^t \lambda(t) dt\right\};$$

$$P_{\text{Э}}(t) = \exp\left\{-\int_0^{3000} 2,7 \cdot 10^{-6} dt\right\} = 0,992.$$

Вероятность безотказной работы для базиса определяется по формуле (3):

$$P_{\text{Базис}}(t) = P_{\text{Э}}(t)^n,$$

где $n = 10$ – количество элементов базиса. Данная формула справедлива для элементов, имеющих одинаковую среднюю интенсивность отказов, в данном случае все элементы являются распределительными устройствами.

Следовательно, вероятность безотказной работы для базиса, состоящего из десяти элементов, имеет вид

$$P_{\text{Базис}}(t) = P_{\text{Э}}(t)^{10} = 0,992^{10} = 0,923.$$

Аналогично, вероятность безотказной работы для промежуточных элементов определяется по формуле (3):

$$P_{\Pi\Xi}(t) = P_{\Xi}(t)^m,$$

где $m = 2$ – количество промежуточных элементов. Данная формула справедлива для элементов, имеющих одинаковую среднюю интенсивность отказов, в данном случае все элементы являются распределительными устройствами.

Таким образом, вероятность безотказной работы для двух промежуточных элементов имеет вид

$$P_{\Pi\Xi}(t) = P_{\Xi}(t)^2 = 0,992^2 = 0,984.$$

Вероятность безотказной работы пневмоагрегата, синтезированного с использованием стандартной позиционной структуры определяется по формуле (4):

$$P_{\text{СПС}}(t) = P_{\text{КА}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\Pi\Xi}(t) = 0,79 \cdot 0,923 \cdot 0,984 = 0,72.$$

Следовательно, вероятность безотказной работы пневмоагрегата, реализованного при помощи стандартной позиционной структурной организации, составляет 72 %.

Полученная в результате структурного синтеза система минимизированных логических уравнений имеет вид: $S_1 = X_2 X_7 + X_1 X_8$; $S_2 = \bar{X}_8$; $Z_1 = X_2 X_7 + X_1 X_8$; $\bar{Z}_1 = X_5 \cdot \tau$; $Z_2 = X_4 \cdot \bar{\tau}$; $\bar{Z}_2 = \tau$; $Z_3 = \bar{\tau} \cdot \bar{y}$; $\bar{Z}_3 = X_2 X_7 + X_7 = X_7$; $Z_4 = X_6$; $\bar{Z}_4 = X_8 \cdot \bar{y}$; $Z_5 = X_3 \cdot \tau y$; $\bar{Z}_5 = \bar{X}_8$ и может быть реализована многими способами. В данном случае был получен пневмоагрегат, содержащий базис, один ЭП и три промежуточных элемента: элемент $\vee$ и два элемента $\wedge$, количество которых, в общем случае, зависит от способов реализации логических функций.

Вероятность безотказной работы для ЭП найдем по формуле (1):

$$P_{\text{ЭП}}(t) = \exp\left\{-\int_0^t \lambda_{\text{ЭП}}(t) dt\right\};$$

$$P_{\text{ЭП}}(t) = \exp\left\{-\int_0^{3000} 2,7 \cdot 10^{-6} dt\right\} = 0,992.$$

Вероятность безотказной работы для базиса, состоящего из десяти элементов находится по формуле (3):

$$P_{\text{Базис}}(t) = P_{\Xi}(t)^{10} = 0,992^{10} = 0,923.$$

Вероятность безотказной работы для трех промежуточных элементов, состоящих из элемента $\vee$ и двух элементов $\wedge$, определяется по формуле (4):

$$P_{\Pi\Xi}(t) = P_{\wedge}(t)^m \cdot P_{\vee}(t),$$

где $m = 2$ – количество элементов $\wedge$. Средняя интенсивность отказов для элементов $\vee$ равна $\lambda = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$, а для элементов $\wedge$: $\lambda = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$.

По формуле (1): $P_{\Xi}(t) = \exp\left\{-\int_0^t \lambda(t) dt\right\};$

$$P_{\wedge}(t) = \exp\left\{-\int_0^{3000} 2,7 \cdot 10^{-6} dt\right\} = 0,992;$$

$$P_{\vee}(t) = \exp\left\{-\int_0^{3000} 2,5 \cdot 10^{-6} dt\right\} = 0,993.$$

Таким образом, вероятность безотказной работы для трех промежуточных элементов имеет вид

$$P_{\Pi\Delta}(t) = P_{\wedge}(t)^m \cdot P_{\vee}(t) = 0,992^2 \cdot 0,993 = 0,977.$$

Вероятность безотказной работы пневмоагрегата, полученного после минимизации, находится по формуле (4):

$$P_{\min}(t) = P_{\text{ЭП}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\Pi\Delta}(t) = 0,992 \cdot 0,923 \cdot 0,977 = 0,89.$$

Таким образом, вероятность безотказной работы пневмоагрегата, полученного после минимизации, составляет 89 % и вероятность безотказной работы этого пневмоагрегата выше на 17 %, чем вероятность безотказной работы пневмоагрегата, реализованного командоаппаратным способом.

Алгоритм расчета количественных показателей безотказности в системах гидропневмоагрегатов. Проанализировав приведенные выше исследования, можно вывести общие положения для расчета количественных показателей надежности на этапе проектирования для гидропневмоагрегатов, реализованных следующими методами: стандартной позиционной структурой и методом минимизации.

Для гидропневмоагрегатов, реализованных методом стандартной позиционной структуры, алгоритм расчета количественных показателей надежности на этапе проектирования выглядит следующим образом:

1. проводим декомпозицию – разбиваем сложную систему на элементы и рассматриваем количественный и элементный состав командоаппарата, опираясь на граф операций и принципиальную схему гидропневмоагрегата;

2. используя статистические и эксплуатационные данные гидропневмоагрегатов, подобных проектируемым, определяем среднюю интенсивность отказов элементов, входящих в состав агрегата;

3. находим вероятность безотказной работы командоаппарата, используя зависимость: $P_{\text{КА}}(t) = P_{\text{ЭП}}(t) \cdot P_{\vee}(t) \cdot P_{\wedge}(t)$. В случаях, рассматриваемых в работе, данная зависимость в общем виде представлена таким образом: $P_{\text{КА}}(t) = \exp\{-t \cdot n \cdot (\lambda_{\text{ЭП}} + \lambda_{\vee} + \lambda_{\wedge})\}$;

4. определяем остальные элементы, входящие в состав гидропневмоагрегата: выделяем базис и промежуточные элементы;

5. рассчитываем вероятность безотказной работы базиса $P_{\text{Базис}}(t)$ и промежуточных элементов $P_{\Pi\Delta}(t)$ (при наличии промежуточных элементов в составе гидропневмоагрегата соответственно), учитывая их элементный состав;

6. находим общую вероятность безотказной работы гидропневмоагрегата, синтезированного с использованием стандартной позиционной структуры по зависимости: $P_{\text{СПС}}(t) = P_{\text{КА}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\Pi\Delta}(t)$.

Для гидропневмоагрегатов, реализованных методом минимизации, алгоритм расчета количественных показателей надежности на этапе проектирования выглядит следующим образом:

1. проводим декомпозицию – разбиваем сложную систему на составляющие и определяем элементный состав гидропневмоагрегата, опираясь на систему логических уравнений и построенную по ним принципиальную схему данного агрегата;

2. выделяем базис и промежуточные элементы гидропневмоагрегата;

3. рассчитываем вероятность безотказной работы ЭП при наличии его в составе гидропневмоагрегата;

4. находим вероятность безотказной работы базиса $P_{\text{Базис}}(t)$ и промежуточных элементов $P_{\text{ПЭ}}(t)$ (при наличии промежуточных элементов в составе гидропневмоагрегата соответственно), учитывая их элементный состав;

5. находим общую вероятность безотказной работы гидропневмоагрегата, синтезированного методом минимизации по зависимости: $P_{\text{min}}(t) = P_{\text{ЭП}}(t) \cdot P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЭ}}(t)$ – при наличии ЭП в системе или $P_{\text{min}}(t) = P_{\text{Базис}}(t) \cdot P_{\text{ПЭ}}(t)$ – при отсутствии ЭП (наличие в гидропневмоагрегате ЭП обусловлено содержанием одинаковых наборов во входной последовательности). Поступаем по аналогии, если гидропневмоагрегат не содержит промежуточных элементов или, если гидропневмоагрегат не содержит и ЭП и промежуточные элементы.

Выводы. Если расчетные показатели безотказности оказываются ниже требуемых, то определяются узлы и участки гидропневмоагрегата, оказывающие наибольшее влияние на безотказность агрегата в целом, и разрабатываются мероприятия по повышению их надежности. К таким мероприятиям относятся: замена элементов на более надежные; облегчение режимов работы элементов, например перемещение элемента из зоны повышенных температур; резервирование элементов или отдельных участков гидропневмоагрегатов; изменение конструкции или технологии изготовления отдельных деталей и узлов агрегатов, имеющих низкую надежность. При необходимости меняется структура построения функциональных участков гидропневмоагрегатов.

Произведен выбор метода расчета и определение расчетных соотношений для нахождения количественных характеристик показателей безотказности проектируемых гидропневмоагрегатов, реализованных методом стандартной позиционной структуры и методом минимизации, что позволяет проектировать высоконадежные гидропневмоагрегаты нового металлорежущего оборудования.

Оценка показателей надежности гидропневмоагрегатов на этапе эскизного проектирования позволяет осуществить рациональный выбор конструктивной схемы и параметров, подобрать соответствующие материалы и элементы реализаций схем.

Список литературы: 1. Кудрявцев А.И. Монтаж, наладка и эксплуатация пневматических приводов и устройств / А.И. Кудрявцев, А.П. Пятидверный, Е.А. Рагулин. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с. 2. Надежность объемных гидроприводов и их элементов / Ю.А. Беленков, М.П. Нейман, М.П. Селиванов и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с. 3. 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. 4. Черкашенко М.В. Синтез логических схем пневмогидроавтоматики. Ч. 1.: Состояние проблемы. Математические модели. Ч. 2.: Методы. Примеры реализации, рекомендации // Інтегровані технології та енергозбереження, 2001. – № 4. – С. 83-91. 5. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с. 6. Черкашенко М.В. Гидропневмоавтоматика. – Харьков: Гидроэлект, 2002. – 75 с. 7. Черкашенко М.В. Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням: Навч. посіб. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. – 182 с.

© Фатеева Н.Н., 2011
Поступила в редколлегию 09.02.11

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT**Boiko A.V., Usaty A.P.**

COMBINATORIAL ALGORITHM FOR GUIDANCE OF REGULATED VALVES FOR SYSTEM OF NOZZLE STEAM DISTRIBUTION.....5

Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V.

THE AEROELASTIC INTERACTION OF BLADE ROWS IN FIVE STAGES AXIAL COMPRESSOR IN 3D IDEAL GAS FLOW15

Yershov S.V., Yakovlev V.A., Derevyanko A.I., Grizun M.N., Kozyrets D.A.

DEVELOPMENT OF SOFTWARE SYSTEM FOR COMPUTATIONS OF 3D VISCOUS COMPRESSIBLE FLOW IN TURBOMACHINERY BLADE ROWS.....25

Rusanov A.V., Paschenko N.V.

USING THE SYSTEM OF THERMODYNAMIC PROPERTIES OF WATER AND STEAM IAPWS-95 FOR THE THREE-DIMENSIONAL VISCOUS FLOW IN THE FLOWPART OF STEAM TURBINE.....33

Yudin A.Yu.

THE ALGORITHM OF OPTIMAL DESIGN AXIAL TURBINE NOZZLE CASCADE WITH ASSISTANCE AERODYNAMIC INVERSE PROBLEM.....40

Khomylev S.A., Rudenko V.T., Lyusina A.V.

NUMERICAL INVESTIGATION OF LEADING EDGE SHAPE INFLUENCE ON TURBINE CASCADE EFFICIENCY45

Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Burlaka M.V., Barannik V.S.

TO THE QUESTION ON THE TURBINE BLADE PROFILES OPTIMIZATION.....51

Lapuzin A.V., Subotovich V.P., Yudin Yu. A.

SPECIFIC CHARACTER STRUCTURE OF STEAM FLOW AT PERIPHERAL ZONE OF MODERN LAST STAGE LPC55

Bystritskiy L.N., Goloshchapov V.N., Kasilov V.I., Kozlov A.Yu., Shubenko A.L.

THE ENERGY CONSUMPTION OF TURBINE STAGE AT LOW FLOW RATE MODE OF OPERATION.....60

Chernousenko O.Yu., Nikylenkova T.V.

EXTENSION OF OPERATING ROTOR OF STEAM TURBINE 200 MW BASED ON CURVES LONG HOURS OF STRENGTH STEEL WITH EXTRA PARK RESOURCES64

Sukhinin V.P., Kanyuk G.I., Pugachova T.N., Lavrinenko T.A.

ANALYSIS OF REASONS FOR A RESOURCE FULL OF STEAM TURBINE.....71

Panov V.V.

DETERMINATION OF TURBO-INSTALLATION OPERATIONAL EFFICIENCY AT THE UTILIZATION OF HEAT OF MINIMAL STEAM PASSAGE INTO THE TURBINE'S CONDENSER WITH THE HELP OF VAPOR COMPRESSION HEAT PUMP (VCHP).....76

Babak N.Yu.

EXPERIENCE ENERGY SAVING WITH STEAM TURBINE LOW POWER83

Bondarenko G.A., Yurko I.V.

A COMPARISON OF THE RESULTS OF NUMERICAL AND PHYSICAL STUDIES REGARDING VARIABLE INLET GUIDE VANE FOR CENTRIFUGAL COMPRESSOR90

Serbin S.I., Mostipanenکو G.B.

THE DEVELOPMENT OF THE CONVECTIVE COOLING SYSTEM OF THE COMBUSTION CHAMBER FOR 25 MWT GAS TURBINE ENGINE95

Gerasimenko V.P., Dehghani M., Ghaemian S.

PROGNOSTICATION OF UNSTEADY REGIMES GTE.....101

Shevelev A.A., Tarasenko A.N., Barvinok V.S.

TRANSITIONAL CHARACTERISTICS OF TWO-THREAD TUBULAR HEAT-EXCHANGE DEVICE....105

Koshelnik V.M., Fokin V.S., Koshelnik A.V., Zbaraz L.J.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF HEAT EXCHANGE IN LAMELLAR EVAPORATOR.....109

Peresylkov A.R.

HEAT TRANSFER IN A PULSED SUPPLY OF WATER DISPERSED ON HIGH TEMPERATURE SURFACE.....118

Veselovskiy V.B., Malaya Yu.A., Gubin A.I., Lyashenko V.I.

THE MATHEMATIC MODELING OF THERMAL PROCESSES AT SURFACE STRENGTHENING OF CONSTRUCTIONS ELEMENTS121

Fatieieva N.M.

ALGORITHM OF CALCULATION OF QUANTITATIVE INDEXES OF FAULTLESSNESS IN SYSTEMS OF HYDROUNITS AND PNEUMOUNITS ON THE STAGE OF THEIR SYNTHESIS129

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»

№ 5, 2011 р.

Науковий редактор А.В. Бойко
Технічний редактор С.П. Науменко

Відповідальний за випуск
В.М. Луньова

Видання російською мовою

Підписано до друку 17.03.2011 р. Формат 60х90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк – цифровий. Обл. – вид. арк. 9,0.
Наклад 200. Зам. № 0510/04.11

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
