

9'2016



Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 9 (1181) 2016

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2016

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – 160 с. – ISSN 2078-774X.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;
Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: Ю. О. Юдін, канд. техн. наук, проф.

Члени редколегії: А. М. ГАНЖА, д-р техн. наук, проф.; В. І. ГНЕСІН, д-р техн. наук, проф.;
S. Yershov, д-р техн. наук, проф. (USA); О. В. ЕФІМОВ, д-р техн. наук, проф.;
P. Ligrani, д-р техн. наук, проф. (USA); Ю. М. МАЦЕВИТИЙ, д-р техн. наук, дійсний чл. НАНУ;
S. Nick, д-р техн. наук, проф. (UK); А. В. РУСАНОВ, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;
R. Rzdkowski, д-р техн. наук, проф. (Poland); М. О. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук, проф.;
О. І. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, проф.; А. П. УСАТИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук, проф., дійсний чл. НАНУ; О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
О. Л. ШУБЕНКО, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань баз даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, **Google Scholar**, **Index Copernicus**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 1 від 29 січня 2016 р.

NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

BULLETIN
OF THE NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY
“KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE”

Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment

№ 9(1181) 2016

Collected Works

The publication was founded in 1961

Kharkiv
NTU “KhPI”, 2016

Bulletin of the NTU “KhPI”. Collected Works. Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – Kharkiv : NTU “KhPI”. – 2016. – No 9(1181). – 160 p. – ISSN 2078-774X.

State edition

**Certificate of State Committee of Ukraine for Information Policy
KB No 5256 from July 2, 2001**

The collection is published in Ukrainian and Russian.

The Bulletin of the National Technical University “KPI” is put on “The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor” approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of December 2015. Order No1328 (Supplement No8) of 21 December 2015.

Coordinating Board:

L. L. Tovazhnyanskyy, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine (**chief**);
K. A. Gorbunov, Ph.D., Associate Prof. (**secretary**);
A. P. Marchenko, D.Sc., Prof.; Ye. I. Sokol, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine;
E. E. Aleksandrov, D.Sc., Prof.; A. V. Boiko, D.Sc., Prof.;
F. F. Gladkiy, D.Sc., Prof.; M. D. Godlevskiy, D.Sc., Prof.;
A. I. Grabchenko, D.Sc., Prof.; V. G. Danko, D.Sc., Prof.;
V. D. Dmitrienko, D.Sc., Prof.; I. F. Domnin, D.Sc., Prof.;
V. V. Epifanov, Ph.D., Prof.; Yu. I. Zaytsev, Ph.D., Prof.;
P. A. Kachanov, D.Sc., Prof.; V. B. Klepikov, D.Sc., Prof.;
S. I. Kondrashov, D.Sc., Prof.; V. I. Kravchenko, D.Sc., Prof.;
G. V. Lisachuk, D.Sc., Prof.; O. K. Morachkovsky, D.Sc., Prof.;
V. I. Nikolaenko, Ph.D., Prof.; P. G. Pererva, D.Sc., Prof.;
V. A. Pulyaev, D.Sc., Prof.; M. I. Rishchenko, D.Sc., Prof.;
V. B. Samorodov, D.Sc., Prof.; G. M. Suchkov, D.Sc., Prof.;
Yu. V. Timofeev, D.Sc., Prof.; M. A. Tkachuk, D.Sc., Prof.

Editorial Board:

Editor: A. V. Boiko, D.Sc., Prof.

Secretary: Yu. A. Yudin, Ph.D., Prof.

Members of the editorial board: A. M. Ganzha, D.Sc., Prof.; V. I. Gnesin, D.Sc., Prof.;
S. Yershov, D.Sc., Prof. (USA); A. V. Yefimov, D.Sc., Prof.;
P. Ligrani, D.Sc., Prof. (USA); Yu. M. Matsevity, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;
S. Nick, D.Sc., Prof. (UK); A. V. Rusanov, D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine;
R. Rzadkowski, D.Sc., Prof. (Poland); M. O. Tarasenko, Ph.D., Prof.; A. I. Tarasov, D.Sc., Prof.;
A. P. Usaty, D.Sc., Prof.; A. A. Khalatov, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;
O. Yu. Chernousenko, D.Sc., Prof.; O. L. Shubenko, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine

Bulletin of the of the National Technical University “KhPI” series “Power and Heat Engineering Processes and Equipment” included in the directory databases of periodicals “Ulrich’s Periodicals Directory” (New Jersey, USA), Google Scholar, Index Copernicus.

Recommended for publication by the Academic Council of NTU “KhPI”
Protocol number 1 of 29 January 2016

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

Говорущенко Ю. Н. Архитектура интерактивной среды для моделирования термогидравлических систем.....	6
Смирнов А. В., Парафейник В. П., Щербаков О. Н., Епифанов С. В., Костюк В. Е., Чобенко В. Н., Шевчук В. В. Интеграция энерготехнологических систем в составе газотурбинных компрессорных агрегатов газовой и нефтяной промышленности.....	13
Халатов А. А., Панченко Н. А. Влияние поперечного расстояния между отверстиями Δ на эффективность плёночного охлаждения за парными отверстиями.....	26
Бойко А. В., Усатый А. П., Баранник В. С. Проектирование оптимальных турбинных профилей с помощью кубических интерполяционных сплайнов.....	31
Зинченко И. Н., Скорик А. В., Парафейник В. П. О влиянии сферических лунок на поверхности лопаток диффузора на рабочий процесс ступени.....	37
Воробьев Ю. С., Махненко О. В., Овчарова Н. Ю., Берлизова Т. Ю., Кулаков П. Н. Проблемы использования новых материалов для лопаточного аппарата турбомашин.....	44
Петельчиц В. Ю., Письменный Д. Н., Дашевский Ю. Я. Оценка влияния кривизны поверхности на эффективность плёночного охлаждения.....	50
Кравченко И. Ф., Смирнов С. А., Кубатин В. В. Создание газотурбинного двигателя АИ-312 для модернизации ГТС Украины импортозамещающим оборудованием.....	56
Сербин С. И., Козловский А. В. Повышение устойчивости процессов горения в камере сгорания ГТД газодинамическим совершенствованием проточной части.....	65
Бондаренко Г. А. Упругогидродинамический анализ высоконагруженных конструкций центробежных компрессоров.....	70
Трошенькин Б. А., Трошенькин В. Б. Повышение эффективности газотурбинных установок, работающих по замкнутому циклу.....	76
Черноусенко, О. Ю. Нікуленкова Т. В., Нікуленков А. Г. Этапы реалізації управління старінням елементів енергоблоків АЕС.....	85
Лапузин А. В., Субботович В. П. Гидравлический расчет камеры отбора паровой турбины.....	90
Сірий О. А., Абдулін М. З., Баранюк О. В. Дослідження гідродинаміки потоку повітря в струменево-нішевій системі спалювання палива.....	94
Нечуйвітер М. М. Підвищення техніко-економічної ефективності експлуатації паротурбінної установки К-120-6,4 блока ПГУ-345.....	101
Ефимов А. В., Ромашов Ю. В., Каверцев В. Л. Температурные напряжения и оптимальное отношение внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок.....	108
Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Влияние фланцевого соединения и возникающих в нем усилий на ресурсные показатели ЦСД турбины К-200-130.....	113
Шубенко А. Л., Сенецкий А. В., Сарапин В. П. Влияние начальных параметров на характеристики проточных частей турбин, работающих на низкокипящих рабочих телах.....	118
Безродный М. К., Рачинский А. Ю., Голянд Н. Н. Методика теплового расчёта контактного газоконденсаторного утилизатора теплоты низкотемпературных отходящих газов.....	128
Беда А. И., Беда И. Н., Косторной А. С. Экспериментальные исследования гидростатической силы в щелевом уплотнении конечной длины.....	136
Пугачева Т. Н. Реконструкция уплотнений воздухоподогревателей с целью уменьшения присосов воздуха.....	141
Бабенко И. А., Сук И. В., Сердюк А. В., Козлова М. Л. Принципы энергосберегающего управления ТЭЦ.....	147
Сафьянц С. М., Бирюков А. Б., Сафьянц А. С. Создание методики определения линий энергопотребления предприятия.....	151

Ю. Н. ГОВОРУЩЕНКО**АРХИТЕКТУРА ИНТЕРАКТИВНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ТЕРМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

АННОТАЦИЯ Приведено описание принципов построения универсальной графической среды для моделирования термогидравлических систем. Перечислены функциональные возможности специализированных графических редакторов для рисования схем и их компонентов. Представлены особенности применения программного комплекса для некоторых предметных областей, в частности, тепловых циклов паровых и газовых турбин, проточных частей турбомашин, систем соплового парораспределения, а также гидравлических и пневматических сетей. Проведено краткое сравнение функциональных возможностей разработанных программ с существующими аналогами. Показано, что описанная архитектура особенно эффективна в сочетании с использованием объектно-ориентированного итерационно-рекурсивного алгоритма моделирования термогидравлических систем.

Ключевые слова: графическая среда, моделирование, термогидравлические системы.

Yu. N. GOVORUSHCHENKO**THE INTERACTIVE ENVIRONMENT ARCHITECTURE FOR THERMAL-HYDRAULIC
SYSTEMS SIMULATION**

ABSTRACT The description of the principles of the multi-purpose graphical environment construction for thermal-hydraulic systems simulation is given. The functional capabilities of the specialized graphical editors for schemes and their components drawing are listed. The features of the software application for some subject areas, such as heat cycles of steam and gas turbines, turbomachinery flow paths, steam distribution nozzle systems, as well as hydraulic and pneumatic networks are presented. A brief comparison of the functionality of the developed programs with existing analogues is performed. It has been shown that the described architecture is particularly effective in combination with the use of object-oriented iteration-recursive algorithm for thermal-hydraulic systems simulation.

Key words: graphical environment, simulation, thermal-hydraulic systems.

Введение

В интерактивных программных комплексах моделирования термогидравлических систем [1–3] для представления схем используются специализированные графические редакторы, которые одновременно поддерживают функции как пре- (для составления схемы, подготовки данных по элементам и задания для расчёта схемы), так и пост-процессинга (для обработки и представления результатов расчёта). Элементы схем (компоненты) изображаются в виде иконок (спрайтов), снабжённых полюсами (портами, узлами) с целью связывания с соседними элементами при моделировании потоков вещества и энергии. В редакторах, ориентированных на конкретную предметную область (например, термодинамические циклы, гидравлические сети) допустимо ограничиться небольшим набором элементов, изображения которых готовятся в отдельных программах или берутся из готовых наборов иконок. В последнее время популярностью пользуются программные инструменты для создания 2D-диаграмм [4].

Имея опыт работы со схемной графикой [5], с начала создания (2005 г.) универсальной графической оболочки, предназначенной для решения широкого круга задач схемного моделирования, мы ориентировались на технологии программирования, позволяющие изображать схемы в пространстве, представляя элементы в общем случае как трёхмерные векторные графические объекты и

включать в систему средства подготовки наборов таких элементов, рассчитанных на различные предметные области.

Цель работы

Целью статьи является изложение принципов построения программы для интерактивного схемного моделирования и описание примеров её использования в различных практически важных предметных областях.

Общие принципы построения

Для удовлетворения перечисленным выше требованиям целесообразно готовить инструменты для построения схем и их элементов на базе графических библиотек *Open GL*. Таким образом достигается унификация графических редакторов различного назначения, переносимость и упрощается программирование.

Создаваемые в редакторе элементы объектов, кроме графической информации о форме, местоположении и типе локусов связи, содержат также описание типов присущих им данных. Элементы состоят из набора графических примитивов, которые можно добавлять, удалять, копировать, поворачивать, масштабировать и т.п. Наборы элементов сохраняются в файлах специального формата, ссылки на которые используются при построении схем.

В редакторе схем должен быть задан набор допустимых элементов, из которых формируется топология и назначаются конкретные значения для данных экземпляров элементов, составляющих схему. Кроме этого, для удобства автоматического анализа структуры элементы нумеруются и индексируются в пределах элементов каждого типа. Элементы на схеме можно произвольным образом (в общем случае в трёхмерном пространстве) сдвигать, вращать, масштабировать и деформировать, а также присваивать индивидуальные атрибуты для рисования линий, заполнения и раскраски. При рисовании связей имеются возможности для вставки и удаления узлов, назначения атрибутов линиям и автоматической трассировки. Схему целиком также можно масштабировать и поворачивать в пространстве. Топология и данные модели вместе со всеми свойствами сохраняется в файле заданного формата. В некоторых приложениях предусмотрено хранение в файле схемы также и введённого или автоматически сгенерированного кода для её расчёта.

Для задач, в которых используются законы Кирхгофа, проводится топологический анализ графа схемы с целью выделения циклов. В других случаях должен производиться специфический анализ (парсинг) схемы для автоматического составления программы расчёта либо подготовки данных для расчёта в предусмотренном этим приложением формате.

Графические редакторы обычно являются составной частью более общих программ. Здесь пойдёт речь о графической оболочке *GT.Cycle*, разработанной автором статьи, которая включает кроме подсистемы графического редактирования целый ряд возможностей по представлению и обработке текстовой информации, пре- и пост-процессингу и графическому представлению результатов расчётов. Кроме того, различные приложения имеют специфические особенности типа возможности организации многовариантных и оптимизационных расчётов, построения характеристик и т.п.

Имеется опыт встраивания графического редактора в другие программные оболочки [6].

Ниже более подробно рассматриваются реализации для конкретных предметных областей, которые естественно моделировать в виде схем.

Моделирование циклов ГТУ

Исторически проблема моделирования циклов ГТУ была первой попыткой применения графической оболочки нового типа. Поэтому эта часть программного комплекса является, хотя и узкоспециализированной, но наиболее проработанной и привлекалась для решения ряда практических задач [7]. Метод расчёта ГТУ основан на использовании анализатора схемы (парсера) для генерации кода на внутреннем языке в соответствии с установками пользователя.

Например, проектировочный расчёт гипотетического авиационного двигателя (рис. 1) требует решения системы шести нелинейных уравнений при неизвестных: расходе воздуха, степени двухконтурности, степени повышения давления компрессоров и коэффициенте избытка воздуха. Для решения систем нелинейных уравнений здесь и во всех других подсистемах проводится минимизация суммы квадратов невязок с помощью метода сопряжённых градиентов.

Генератор кода в настоящее время поддерживает интерпретируемый язык с промкодом *GPL* (разработанный автором) и компилятор с языка *C* [8]. Опыт использования показал пригодность парсера для различных конфигураций ГТУ как наземного, так и авиационного применения. Имеются инструменты для организации многопараметрических многовариантных и оптимизационных расчётов, как встроенные в программу, так и подключаемые, написанные самим пользователем.

По функциональности подсистема расчёта ГТУ сопоставима с известной программой *GasTurb* [9], однако обладает такими принципиальными преимуществами как открытость, гибкость и расширяемость. Кроме того, программа пригодна для приближённого проектирования систем турбонаддува двигателей внутреннего сгорания.

Расчёт проточных частей турбомашин

Расчёт проточных частей (ПЧ) турбин и компрессоров (как осевых, так и радиальных) использует решатели для предварительного проектирования [10] и расчётов на переменный режим [11]. Для анализа ПЧ графический редактор позволяет составлять проточную часть из элементов (рис. 2) и назначать данные по ним. В случае предварительного проектирования проточная часть генерируется автоматически в соответствии с установками пользователя, а в режиме анализа для проведения расчётов задаётся ряд параметров для управления решателем.

Наличие интерактивного инструмента для построения характеристик для последующего их использования в задачах расчёта циклов на переменных режимах позволяет преодолевать трудности расчётов на глубоко нерасчётных режимах, особенно характерные для осевых компрессоров.

Проектирование проточных частей связано с процедурами моделирования циклов и может быть вызвано из интерфейса, описанного, скажем, в предыдущем разделе. Модель новой ПЧ появится в отдельном окне, а её КПД может быть по желанию пользователя занесён в данные схемы. Таким образом повышается точность расчёта цикла и появляется возможность контроля за конструктивным исполнением будущей ГТУ уже на самых ранних этапах её создания.

Препроцессор *DNA*

Программа анализа термодинамических циклов *DNA* [12], которая в своё время была доступна в сети вместе с исходными кодами, имеет входной язык, с помощью которого достаточно легко описываются циклы, подготовленные в редакторе схем с помощью специального препроцессора. Хотя функциональность программы ограничена и требует для корректной подготовки задания для расчёта определённого опыта, в некоторых случаях она может оказаться полезной. В оболочке предусмотрены сервисные функции для гибкого формирования задания и имеется простой инструмент для проведения многовариантных расчётов.

Электрические цепи и гидравлические сети

Важной областью применения графической подготовки данных могут быть гидравлические (пневматические, электрические) сети, которые часто обладают сложной топологией и большим количеством элементов. Как известно, область применения подобных моделей очень широка – от расчёта городских систем водоотведения до расчёта систем охлаждения газовых турбин. Каждая из предметных областей имеет свои особенности и должна быть снабжена подходящими моделями для расчёта течений в ветвях. Используемый подход обеспечивает гибкость в настройке среды для программирования специфических приложений.

Общей чертой моделирования сетей является использование законов Кирхгофа для составления расчётных уравнений. С этой целью в графический редактор введён анализатор графов гидравлических схем, с помощью которого выделяются циклы и автоматически составляется код программы для расчёта сети на языке *GPL* или *C*. Для предварительного тестирования рассматривались примеры линейных электрических цепей и простых гидравлических сетей, в частности, шахтной вентиляции. В качестве более сложной иллюстрации может быть предложен расчёт городской водопроводной сети [13].

Поскольку текст составленной программы слишком длинный, ограничимся рисунком с нанесёнными на него циклами (рис. 3). Данный граф содержит 49 узлов, а количество неизвестных в нелинейной системе уравнений Кирхгофа равно 62. Недостатком алгоритма, который тривиальным образом использует запись первого и второго законов Кирхгофа, является чувствительность сходимости к заданию начальных приближений расчётов.

Более совершенными считаются методы решения, основанные на непосредственном определении давлений (напряжений) в узлах цепи, поскольку обычно характеризуются меньшим числом неизвестных в системе уравнений и лучшей

сходимостью. Решатель, основанный на этом принципе, также включён в систему.

Допускается задание различных граничных условий: расходов (токов) или давлений (напряжений) в «висячих» узлах.

Расчёт систем соплового парораспределения

Для анализа систем *соплового парораспределения* в соответствии с ранее разработанным методом расчёта, который описан в [14], в оболочку включён алгоритм подготовки файла исходных данных на основании графического представления (рис. 4). Данные по элементам вводятся в интерактивном режиме стандартным для системы способом, характеристики клапанов и регулирующей ступени хранятся в специфичном для данной конфигурации настроечном файле, а изменение режима работы (путём установки величин подъёма клапанов) производится интерактивно путём смещения ползунков на интуитивно понятном плавающем диалоговом окне. Таким образом можно быстро проигрывать различные сценарии регулирования и сравнивать их между собой с помощью графиков.

Объектно-ориентированное моделирование термодинамических циклов

В заключение упомянем о возможности совместного использования графической оболочки с новым *объектно-ориентированным итерационно-рекурсивным* алгоритмом для моделирования термогидравлических систем [15]. Благодаря универсальности подхода к созданию программной оболочки добавление нового решателя не вызвало принципиальных трудностей. Поскольку в текущей версии разбор схем осуществляется в ограниченном варианте, в общем случае программа расчёта пишется вручную и включается в описание схемы, которое хранится в файле. Такое решение является естественным для объектного подхода. Код расчёта загруженной схемы может быть при необходимости изменён, например, для проведения оптимизационных расчётов. Пре- и пост-процессинг схемы выполняется в общем порядке, а графическое представление результатов виде графиков, диаграмм, эскизов – с помощью программного модуля *GT.Chart* (разработанный автором статьи).

Редактор элементов

Важной особенностью системы является возможность создавать наборы типов компонентов при подключении новых приложений. Для этой цели служит редактор, имеющий функциональность простейшей *CAD*-системы, которой достаточно для рисования элементов как на плоскости,

так и в пространстве с использование палитры примитивов (рис. 5а). Кроме рисования самого элемента, указываются точки связи (полюса) и задаётся их тип (входные или выходные). Далее элементу присваивается символическое имя и список типов данных, который включает мнемоническое, полное имя и тип единиц измерения. Готовый набор компонентов хранится в файле

специального формата. Когда создаётся новая схема, ей назначается необходимый набор компонентов, которые после загрузки появляются в палитре элементов и используются для составления модели сети. На рис. 5б показан снимок экрана редактора с готовой моделью примера из пакета [12] “*kyndby.dna*”, составленной из набора трёхмерных элементов в трёхмерном пространстве.

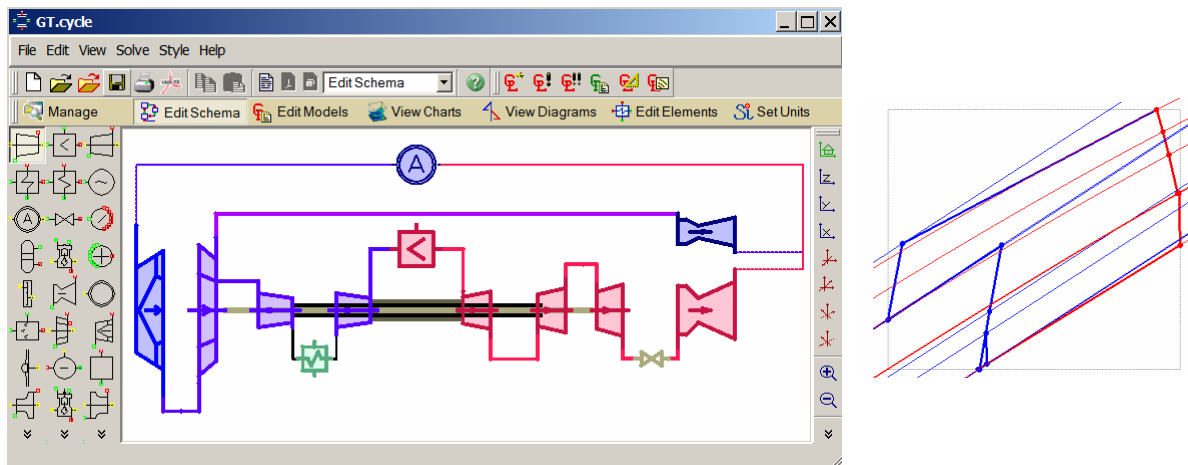


Рис. 1 – Графический редактор: а – схема трёхвального турбовентиляторного двигателя с охлаждением компрессора; б – TS-диаграмма

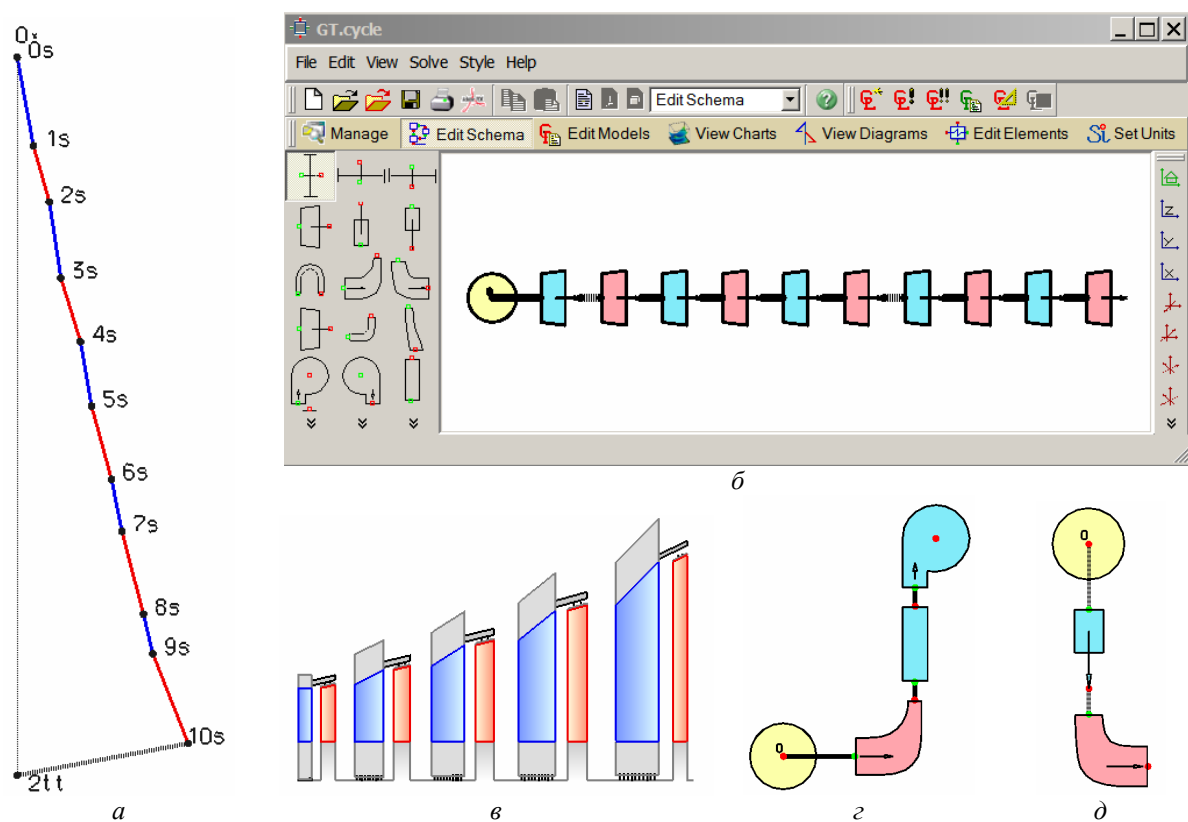


Рис. 2 – Графический редактор: а – is-диаграмма 1D-проверочного расчёта осевой газовой турбины; б – схема осевой газовой турбины; в – эскиз проточной части осевой газовой турбины; г – схема центробежного компрессора; д – схема радиальной турбины

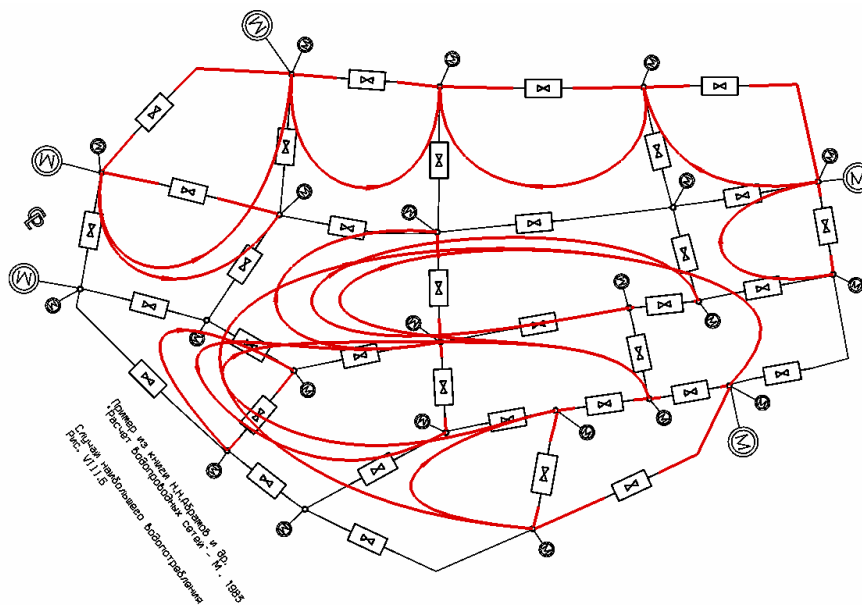


Рис. 3 – Схема расчёта городской водопроводной сети

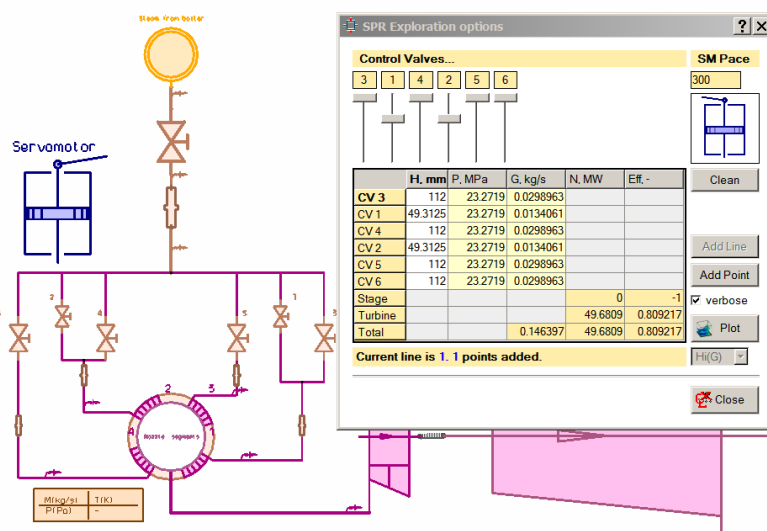


Рис. 4 – Расчет системы парораспределения мощной паровой турбины

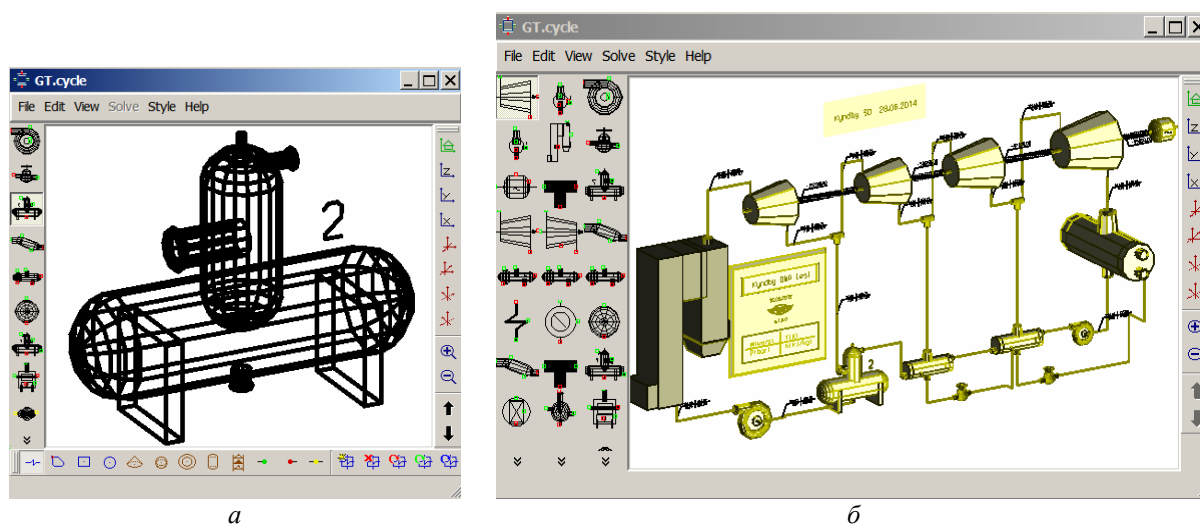


Рис. 5 – Экраны редакторов: а – редактирование элемента; б – схема, собранная из 3D-элементов

Выводы

Рассмотренные примеры показывают, как универсальная графическая среда может служить площадкой для представления и интеграции различных моделей термогидравлических систем, в том числе, и анализа циклов совместно с аэродинамическими расчётами проточных частей входящих в него турбомашин. В сочетании с объектно-ориентированным подходом такое объединение даёт возможность более подробного анализа создаваемых объектов ещё на самых ранних этапах проектирования.

Разработанная программная среда имеет значительный потенциал для дальнейшего развития. В частности, разбор тепловых схем для автоматической генерации расчётного кода на базе эвристических правил требует более глубокой проработки. Предстоит усовершенствовать подсистему проектирования и анализа проточных частей турбомашин различного типа. Заслуживает более внимательного рассмотрения приложение гидравлической подсистемы к различным предметным областям и объединение ее возможностей с расчетами тепловых схем и проточных частей.

Список литературы

- 1 Cycle-Tempo. Technical Notes. A program for thermodynamic modeling and optimization of energy conversion systems. Delft University of Technology, 2007.
- 2 **Flownex simulation environment**. Nuclear SMR webinar invitation. – Официальный сайт производителя. – Режим доступа: <http://www.flownex.com>. – 19.12.2015.
- 3 **Rossman L. A.** EPANET 2. Users Manual [Online] / **L. A. Rossman** // Water Supply and Water Resources Division National Risk Management Research Laboratory. – Cincinnati, 2000. – Режим доступа: <http://nepis.epa.gov/Adobe/PDF/P1007WWU.pdf>. – Название с экрана. – 15.12.2015.
- 4 Northwoods Software. Build Interactive Diagrams. Interactive diagrams for the Web. – Режим доступа: <http://www.nwoods.com>. – Название с экрана. – Официальный сайт разработчика. – 09.12.2015.
- 5 **Лыхвар, Н. В.** Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики [Текст] / **Н. В. Лыхвар, Ю. Н. Говорущенко, В. А. Яковлев** // Пробл. машиностроения, – 2003. – № 1. – С. 30–40.
- 6 **Бойко, А. В.** Интегрирование процедуры создания и расчёта схем ГТУ в САПР «Турбоагрегат» [Текст] / **А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый, А. С. Руденко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – № 3. – С. 111–115. – Бібліогр. : 8 назв. – ISSN 2078-774X.
- 7 **Руденко, А. С.** Многопараметрическая оптимизация проточных частей осевых турбин с учётом режимов эксплуатации [Текст] : дис. ... канд. тех. наук : 05.05.16 – Турбомашины и турбоустановки ; защищена 12.04.2012 / **Руденко Алексей Сергеевич**. – Харьков, 2012. – 169 с.

- 8 Tiny C Compiler (2009), News [Online]. – Режим доступа: <http://bellard.org/tcc/>. – Название с экрана. – Официальный сайт разработчика. – 15.01.2016.
- 9 Gas turbine performance... (2016), “Gas turbine performance...”. – Режим доступа: <http://www.gasturb.de>. – Название с экрана. – 05.01.2016.
- 10 **Govorushchenko, J.** A Uniform Approach to Conceptual Design of Axial Turbine [Electronic resource] / **J. Govorushchenko, L. Moroz, P. Pagur** // Compressor Flow Path. The Future of Gas Turbine Technology. 3rd International Conference. 11–12 October 2006, Brussels, Belgium. – 2006. – 11 pp.
- 11 **Бойко, А. В.** Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин [Текст] / **А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко**. – Харьков : Вища школа, 1989. – 217 с. – ISBN 5-11-000692-X.
- 12 **Elmegaard, B.** The Engineer's “DNA by Example” // Department of Mechanical Engineering ; Technical University of Denmark. – 2003. – Edition 4.
- 13 **Абрамов, Н. Н.** Расчёт водопроводных сетей [Текст] : учеб. пособие для вузов / **Н. Н. Абрамов, М. М. Поспелова, М. А. Сомов** и др. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1983. – 278 с.
- 14 **Бойко, А. В.** Модель совместного расчёта соплового парораспределения и проточной части осевой турбины в САПР «Турбоагрегат» [Текст] / **А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый** // Енергетика та електрифікація. – 2009. – № 12.
- 15 **Говорущенко, Ю. Н.** Объектно-ориентированный итерационно-рекурсивный алгоритм моделирования термогидравлических систем [Текст] / **Ю. Н. Говорущенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 16–21. – Бібліогр. : 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.02.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Cycle-Tempo** (2007). Technical Notes. A program for thermodynamic modeling and optimization of energy conversion systems. Delft University of Technology.
- 2 **Flownex simulation environment** (2015), “Nuclear SNR webinar invitation”, available at: <http://www.flownex.com>, (Accessed 19 December 2015).
- 3 **Rossman, L. A.** (2000), “EPANET 2 Users Manual”, available at: <http://nepis.epa.gov/Adobe/PDF/P1007WWU.pdf>, (Accessed 15 December 2015)
- 4 **Build Interactive Diagrams** (2015), “Interactive diagrams for the Web”, available at: <http://www.nwoods.com>, (Accessed 09 December 2015).
- 5 **Lykhvar, N. V., Govorushchenko, Yu. N. and Yakovlev, V. A.** (2003), “Simulation of thermal power plants using interactive scheme graphics”, *Probl. Mashinostrojenija*, no. 1, pp. 30–40.
- 6 **Boiko, A. V., Govorushchenko, Yu. N., Usaty, A. P. and Rudenko, A. S.** (2009), “The integration of the procedure for creation and calculation of gas turbine schemes in the CAD “Turboagregat””, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 111–115, ISSN 2078-774X.
- 7 **Rudenko, A. S.** (2011), “Multiparameter optimization of flow parts of the axial turbine according to the operat-

- ing modes”, Ph.D. Thesis, Turbomachine and Turbo-installation, NTU “KhPI”, Kharkov, Ukraine.
- 8 **Tiny C Compiler** (2009), News [Online], available at: <http://bellard.org/tcc/> (Accessed 15 January 2016).
- 9 **Gas turbine performance...** (2016), “Gas turbine performance”, available at: <http://www.gasturb.de>, (Accessed 05 January 2016).
- 10 **Moroz, L., Govorushchenko, J., Pagur, P.** (2006), “A Uniform Approach to Conceptual Design of Axial Turbine/Compressor Flow Path”, *The Future of Gas Turbine Technology. 3rd International Conference*, Brussels, Belgium, 11-12 October 2006.
- 11 **Boiko, A. V. and Govorushchenko, Yu. N.** (1989), *Osnovy teorii optimal'nogo proektirovaniya protochnoj chasti osevyh turbin* [Fundamentals of the theory of optimal design of the axial turbine flow path], Vyshcha shkola, Kharkov, Ukraine.
- 12 **Elmegaard, B.** (2003), “The Engineer’s “DNA by Example””, Proceedings of EGOS, Copenhagen, Denmark, June 30 - July 2.
- 13 **Abramov, N. N., Pospelova, M. M., Somov, M. A. et al.** (1983), *Raschet vodoprovodnyh setej* [The calculation of water supply networks], Strojizdat, Moscow, Russia.
- 14 **Boiko, A. V., Govorushchenko, Yu. N. and Usaty, A. P.** (2009), “The model of the joint calculation of the nozzle steam distribution and flow path of the axial turbine CAD “Turboagregat””, *Energetika ta elektrifikacija*, no. 12.
- 15 **Govorushchenko, Yu. N.** (2016), “Object-oriented iteratively-recursive algorithm for thermal-hydraulic systems modeling”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8(1180), pp. 16–21, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.02.

Сведения об авторах (About authors)

Говорущенко Юрий Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: jng1952@hotmail.com.

Govorushchenko Yuriy Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Говорущенко, Ю. Н. Архитектура интерактивной среды для моделирования термогидравлических систем [Текст] / **Ю. Н. Говорущенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 6–12. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.01.

Please cite this article as:

Govorushchenko, Yu. N. (2016), “The Interactive Environment Architecture for Thermal-hydraulic Systems Simulation”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 6–12, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.01.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Говорущенко, Ю. М. Архитектура интерактивного середовища для моделювання термогидравлических систем [Текст] / **Ю. М. Говорущенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 6–12. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.01

АНОТАЦІЯ Приведений опис принципів побудови універсального графічного середовища для моделювання термогидравлических систем. Перераховані функціональні можливості спеціалізованих графічних редакторів для малювання схем та їх компонентів. Представлені особливості застосування програмного комплексу для деяких предметних областей, зокрема, теплових циклів парових і газових турбін, проточних частин турбомашин, систем соплового паророзподілу, а також гідравлических та пневматичних мереж. Проведено коротке порівняння функціональних можливостей розроблених програм з існуючими аналогами. Показано, що описана архітектура особливо ефективна в поєднанні з використанням об'єктно-орієнтованого ітераційно-рекурсивного алгоритму моделювання термогидравлических систем.

Ключові слова: графічне середовище, моделювання, термогидравлическі системи.

Поступила (received) 25.01.2016

**А. В. СМІРНОВ, В. П. ПАРАФЕЙНИК, О. Н. ЩЕРБАКОВ, С. В. ЕПИФАНОВ,
В. Е. КОСТЮК, В. Н. ЧОБЕНКО, В. В. ШЕВЧУК**

ИНТЕГРАЦИЯ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ В СОСТАВЕ ГАЗОТУРБИННЫХ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ ГАЗОВОЙ И НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

АННОТАЦИЯ В работе рассмотрены основные задачи, решаемые в процессе интеграции энерготехнологических систем в составе газотурбинных компрессорных агрегатов газовой и нефтяной промышленности, а также представлены результаты решения некоторых из них. Изложены результаты обобщенного анализа состояния развития конвертированных газотурбинных двигателей для привода турбокомпрессорных агрегатов и рассмотрены основные направления их дальнейшего совершенствования с учетом опыта создания промышленного газотурбинного привода.

Ключевые слова: газоперекачивающий (турбокомпрессорный) агрегат, газотурбинный привод, конвертирование, центробежный компрессор, согласование характеристик, турбоблок, кожух шумотеплоизолирующий, выхлопной тракт.

**A. SMIRNOV, V. PARAFIYNYK, O. SHCHERBAKOV, S. EPIFANOV, V. KOSTIUK,
V. CHOBENKO, V. SHEVCHUK**

INTEGRATION OF ENERGY SYSTEMS IN GAS TURBINE-DRIVEN COMPRESSOR PACKAGES FOR GAS AND OIL INDUSTRY

ABSTRACT The paper highlights the recent trends in development of gas turbine driven turbo-compressor packages for gas and oil industries and the main issues to be solved during the integration of their energy systems. The key features of aero-derivative and marine gas turbines as well as ways of their further improvement are described in the beginning of the paper. It is noted that modern aero-derivative and marine gas turbines for mechanical drive should combine the design features of industrial gas turbines and high efficient airfoil configurations of gas turbines for airborne applications. One of the most important problems being considered during the development of a high efficient turbocompressor unit is the performance match between the gas turbine and turbocompressor. The special method of matching their characteristics is briefly presented in this paper. This method is based on the evaluation of the integral turbocompressor unit efficiency and the criterion fuel efficiency. Finally some of the aspects of the development of acoustic enclosures, ventilation and exhaust systems of the turbocompressor packages as well as perspectives of the development of combo units for electric generation, cogeneration and refrigeration are presented.

Key words: turbocompressor package, gas turbine, aero-derivative, centrifugal gas compressor, performance match, turbounit, acoustic enclosure, exhaust system.

Введение

Турбокомпрессорные (газоперекачивающие) агрегаты типа ГПА-Ц мощностью 4,0...25,0 МВт конструкции ПАО «Сумское НПО» (далее ПАО), применяемые в газовой и нефтяной промышленности Украины, России, Ирана, Узбекистана и других стран, обеспечивают добычу, транспорт и переработку углеводородных газов. Суммарная установленная мощность этого оборудования производства ПАО составляет более десяти миллионов кВт, а расход топливного газа для работы газотурбинных приводов (ГТП) составляют заметный объем в топливном балансе потребителей.

В связи с этим возрастает актуальность задачи дальнейшего совершенствования всех систем агрегатов типа ГПА-Ц на основе накопленного опыта, как в энергомашиностроении, так и в других отраслях производства, а также в процессе научных исследований. Кроме того, имеется техническая возможность и социально-экономическая необходимость создания нового

технологического оборудования на основе реализации энергоутилизационных технологий.

Турбокомпрессорные агрегаты типа ГПА-Ц с ГТП являются сложными техническими системами, дальнейшее совершенствование которых целесообразно осуществлять на основе методов системно-структурного анализа, получившего распространение при создании сложных изделий различного назначения, в частности, изделий авиационной техники [1, 2], судостроения [3], термотрансформаторов различного типа [4] и т. д.

Интеграция систем газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и газотурбинных двигателей (ГТД) авиационного или судового типа осуществляется на основе известных принципов конвертирования двигателей и требований, предъявляемых к ГПА [5]. Это реализовано многими фирмами-производителями в практике использования ГТД в наземных условиях в составе ГПА компрессорных станций (КС) газовой и нефтяной промышленности при мощности агрегатов 1,0...50 МВт, блочно-модульных электростанций мощностью 2,5...25 МВт и более, а так-

же в составе другого энерготехнологического оборудования. Задачи, решаемые в процессе интеграции систем ГПА и ГТД, в значительной степени зависят от типа применяемого компрессора (поршневой или центробежный) в составе агрегата, конструктивной схемы ГТП, создаваемого на основе ГТД, а также от того для какой КС предназначены агрегаты – вновь сооружаемой или реконструируемой. В настоящей работе рассматриваются ГПА для вновь сооружаемых линейных КС магистральных газопроводов, оснащенные центробежными компрессорами (ЦК) и ГТД, все вспомогательные системы которых являются элементами агрегата.

Цель работы

Целью работы является обзор задач, решаемых в процессе интеграции энерготехнологических систем в составе ГПА, а также анализ решений некоторых из них.

1 Актуальность решения задач интеграции систем ГПА и газотурбинного привода

Характер и круг научно-технических задач, решаемых в процессе интеграции ГПА и газотурбинного привода, определяется его конструктивной схемой. Газотурбинным машиностроением освоено производство ГПА на основе двух подходов, отличающихся созданием приводной части агрегата:

- с автономным ГТП, в составе которого имеются все вспомогательные системы, обеспечивающие реализацию его рабочего процесса;
- на основе ГТД или газотурбинной установки (ГТУ), состоящей из ГТД, рамы подмоторной, газоотводящего устройства, пускового мотор-генератора с коробкой приводов и дозатора топливного газа с соответствующей обвязкой.

Первый подход характерен для фирм, освоивших производство не только двигателей на основе конвертированных ГТД авиационного типа, но и систем, обеспечивающих их работу: воздухоприемной и выхлопной системы; системы смазки, пожаротушения, вентиляции и обогрева, автоматического управления и регулирования (САУ и Р); укрытия с грузоподъемными средствами и т.д. (например, фирмы ПАО «НПО Искра», Россия, «Сименс», Германия). При втором подходе к созданию агрегатов только ГТД (или ГТУ) поставляется специализированными предприятиями двигателестроения. Все остальное оборудование проектируется и производится как элементы конструкции ГПА, обеспечивающие работу ГТД и ЦК (например, фирмы «Солар», США; НПО «Сатурн-Газовые турбины», Россия; ПАО «Сумское НПО», Украина и другие). Наиболее характерной конструктивной особенностью ГПА, создаваемых при

таком подходе, является наличие турбоблока, размещенного на единой фундаментной раме. В то время как в первом случае автономный ГТП и отсек модуля ЦК имеет отдельные фундаментные рамы.

Таким образом, в процессе интеграции систем ГПА конструкции ПАО и ГТД поставки различных двигательных предприятий решаются следующие задачи:

- формирование конструктивного облика турбоблока и разработка компоновочной схемы ГПА, в т. ч. на основе применения ГТД с регенеративным рабочим циклом;
- согласование характеристик ГТД и ЦК с целью обеспечения минимального расхода топливного газа при реализации рабочих режимов ГПА;
- формирование геометрических и газодинамических параметров, а также конструктивных решений и режимов работы воздухоприемного тракта (ВПТ) двигателя в широком диапазоне температур окружающего воздуха (от минус 40 °С до плюс 45 °С) с целью очистки циклового воздуха (класс F5...F9 согласно EN 779-93 или ГОСТ Р 51251-99), обеспечения шумоглушения, защиты ВПТ от обледенения, а также равномерных полей давления, скоростей и температур на входе ГТД;
- обеспечение требуемого температурного режима, пожаро- и взрывобезопасной работы ГТД, а также вспомогательного оборудования и маслосистемы агрегата в широком диапазоне режимов эксплуатации ГПА;
- отвод выхлопных газов с минимальными потерями полезной мощности, вырабатываемой ГТД;
- создание наиболее рациональных схем подачи, охлаждения (подогрева), очистки и дегазации смазочного и уплотнительного масла в маслосистеме двигателя и ЦК;
- обеспечение требуемых экологических характеристик по химическому (50 мг/нм³ по NO_x и 100 мг/нм³ по CO), тепловому и акустическому загрязнению окружающей среды;
- достижение требуемой ремонтпригодности (с учетом транспортабельности, возможности безвахтенного обслуживания, ремонта в условиях КС), обеспечивающей эффективную эксплуатацию при минимальной стоимости жизненного цикла ГТД и ГПА на протяжении всего периода эксплуатации;
- обеспечение автоматического управления, регулирования и защиты, а также технического диагностирования различных систем в процессе их функционирования в составе ГТД и ГПА;
- формирование перспективных требований к облику ГПА на основе современных принципов конвертирования двигателей;
- оценка технического совершенства и ры-

ночной привлекательности блочно-комплектных ГПА, создаваемых на основе ЦК и конвертированных ГТД.

Последовательность, научно-технический уровень и подходы к решению указанных задач интеграции существенно зависят от принятых принципов конвертирования ГТД, а также конструктивных схем блочно-комплектных или блочно-модульных ГПА, объем поставки оборудования которых предусматривает на сегодняшний день, как правило, 100 % уровень заводской готовности всех блоков-модулей ГПА.

Важность системного решения указанных задач интеграции обусловлена следующим:

- необходимостью проведения НИР и ОКР с целью повышения экономичности и надежности агрегатов;
- решением вопросов унификации узлов и систем ГПА с целью повышения технологичности их изготовления, снижения металлоемкости и себестоимости, а также повышения качества изготовления агрегатов и в конечном итоге снижения стоимости жизненного цикла ГПА.

Ограниченные рамки настоящей публикации не позволяют раскрыть особенности подходов к решению всех вышеуказанных задач интеграции ГПА и ГТД, а тем более изложить результаты, полученные в многолетней практике создания оборудования в ПАО, ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», АО «Мотор-Сич», ГП «Ивченко-Прогресс» и других предприятий. В связи с этим в настоящей работе представлены некоторые результаты анализа состояния развития конвертированных ГТД в вышеуказанных организациях, а также результаты решения первоочередных задач в Специальном конструкторском бюро ПАО.

2 Необходимость дальнейшего развития принципов конвертирования авиационных и судовых ГТД

Первые ГПА с ГТП появились в 1949 г. в США [6–8]. Меньшие массогабаритные показатели, а также более высокая эффективность и рыночная доступность конвертированных ГТД авиационного и судового типов по сравнению с промышленными ГТУ способствовали их широкому распространению в качестве привода турбокомпрессорных агрегатов.

Опыт применения авиационных и судовых ГТД в газовой промышленности и энергетике, начиная с 70-х годов прошлого века, свидетельствует о том, что основные принципы их конвертирования в отечественной практике сводятся к максимальному сохранению основных конструктивных и технологических решений, достигнутых в двигателестроении, несмотря на принципиальные отличия наземных условий эксплуатации ГТД по сравнению с условиями авиации и морского

флота.

В процессе конвертирования изменениям подвергается конструкция систем топливопитания, управления и регулирования, а также проточная часть турбин ГТД в связи с необходимостью оснащения наземного приводного двигателя свободной силовой турбиной. Изменения могут вноситься в конструкцию камеры сгорания в связи с тем, что к ГТП энергетических и газоперекачивающих агрегатов предъявляются различные нормативные требования по химическому загрязнению окружающей среды. Совершенствуются также другие системы на основе предыдущего опыта эксплуатации двигателей.

В целом конструкция узлов и деталей наземных ГТД на 70...75 % остаётся неизменной по сравнению с базовыми авиационными или судовыми образцами двигателей. При этом объем конструктивных и технологических изменений зависят от типа и назначения базового образца двигателя. В случае авиационного ГТД эти изменения могут быть более существенными по сравнению с судовыми двигателями, которые по назначению являются механическим приводом в составе силовой установки судна, как и в составе агрегата. В то же время турбовинтовой и турбореактивный двигатели, двигатели для истребительной или транспортной авиации имеют весьма существенные отличия от наземной техники по основным конструктивным решениям и принципам ее эксплуатации.

Указанный подход к конвертированию авиационных и судовых ГТД в наземный ГТП в 70-х...80-х г.г. XX столетия позволил СССР в кратчайшие сроки нарастить производство газотурбинной техники для развития газовой и нефтяной промышленности наряду с решением основных задач авиационного и судового двигателестроения. Однако такой подход на долгие годы предопределил отставание отечественного машиностроения в решении задачи создания конкурентоспособных конструкций ГТД общепромышленного назначения от лучших зарубежных образцов в части ресурса, наработки на отказ и экологических характеристик.

В то же время ведущие фирмы имеют опыт серийного производства высокоэффективных промышленных ГТД малой и средней мощности на основе передовых достижений в области термодинамики и технологии производства авиационных и судовых двигателей в сочетании с принципами конструирования промышленных газовых турбин.

Для таких двигателей характерны следующие конструктивные и эксплуатационные особенности:

- одновальная схема газогенератора;
- механизация проточной части двигателя, предусматривающая применение регулируемых входных направляющих аппаратов, ступеней осе-

вого компрессора и силовой турбины;

- применение подшипников скольжения в конструкции опор;
- использование специального лопаточного аппарата, материалов и технологии изготовления основных узлов и деталей, обеспечивающих достаточно высокие показатели эффективности работы и значительный ресурс при минимально возможной стоимости жизненного цикла ГТД в наземных условиях эксплуатации;
- наличие корпусов с горизонтальным разъемом в конструкции основных модулей, что обеспечивает ремонтпригодность ГТД в условиях КС;
- наличие камер сгорания с индивидуальными жаровыми трубами, обеспечивающими высокие экологические характеристики и ремонтпригодность;
- низкие безвозвратные потери смазочного масла в системах ГТД;
- удовлетворительные экологические характеристики по различным видам загрязнений;
- удовлетворительные показатели экономичности ($\eta_e = 34...37\%$) при высоких ресурсных показателях (ресурс до капитального ремонта не менее 50 тыс. часов) и надёжности.

Создание таких ГТД промышленного назначения стало возможным благодаря осуществлению наукоемких и весьма затратных НИР и ОКР по конвертированию авиационных двигателей в наземный привод.

Например, фирма «ЭшерВисс» (Швейцария) в течение около 10 лет осуществляла работы по созданию на основе авиационного ГТД наземного привода мощностью 25,0 МВт с реализацией вышеуказанных конструктивных особенностей, т.е. создавала конструкцию промышленного ГТД на основе углубленных принципов конвертирования. В результате был создан ГТД, который сейчас известен как GT10 и стал одним из базовых двигателей при создании параметрического ряда серии приводов типа SGT мощностью 4,9...46,4 МВт (SGT-100...SGT-800, фирма «Siemens», Германия) [9].

Среди украинских разработок, осуществляемых с учетом некоторых из упомянутых принципов конвертирования, следует отметить двигатель АИ-312, разрабатываемый в ГП «Ивченко-Прогресс» (г. Запорожье) (рис. 1) и установку ГТУ-16Р [10] (рис. 2) конструкции ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект» (г. Николаев).

Как следует из вышеизложенного, задачи дальнейшего развития газотурбостроения с целью создания высокоэкономичных, надежных и высоко-ресурсных ГТД малой и средней мощности, по-видимому, требуют значительных материальных затрат и времени.

3 Решение задач по согласованию характеристик и режимов работы ЦК и ГТД в составе газоперекачивающих агрегатов

Одним из важнейших вопросов на стадии предпроектных исследований при создании высокоэффективного ГПА является выбор и согласование характеристик компрессора технологического газа (ЦК) и ГТП на основе формирования интегральной (системной) характеристики агрегата. При его решении выявляется соответствие проектного (оптимального) режима ЦК и оптимального режима работы ГПА. При этом под оптимальным режимом агрегата подразумевается такой режим работы двигателя по мощности, при котором достигается максимальное значение интегрального КПД агрегата, а, следовательно, и его экономичность.

Компрессор является основной функциональной системой ГПА, предопределяющей соответствие его эксплуатационных параметров требованиям заказчика в составе КС магистрального газопровода. В связи с этим согласование характеристик и режимов работы ГТД и ЦК сводится к системному анализу рабочего процесса ГПА с реализацией следующей последовательности расчётных задач [11–13]:

- выбор проточной части (ПЧ), газодинамических и мощностных характеристик ЦК, исходя из технических требований заказчика (рис. 3, $\eta_{\text{п}} = f(N_{\text{сг}})$);

- анализ характеристик ГТД в требуемых диапазонах мощности и частоты вращения [11], а также определение эффективности газотурбинного привода с учетом внешних потерь (рис. 3, $\eta_e = f(N_e)$);

- определение интегральной ($\eta_{\Sigma}^{\text{ГПА}} = f(N_{\text{сг}})$) или системной ($\eta_{\text{ex}}^{\text{ГПА}} = f(N_{\text{сг}})$) характеристик ГПА, исходя из того, что ЦК и ГТП, создаваемый на основе конкретного ГТД, являются сложными энерготехнологическими системами; при этом системная характеристика ГПА определяется на основе зависимостей $\eta_{\text{ex}}^{\text{ЦК}} = f(N_{\text{ЦК,сг}})$ и $\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТП}} = f(N_{\text{сг}})$, учитывающих различные эксергетические потоки, производимые и потребляемые при функционировании ГПА;

- выбор оптимальных режимов работы ЦК и ГТП, т.е. совмещение режимов работы компрессора при $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ЦК}})_{\text{max}}$ и ГПА с целью обеспечения $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ГПА}})_{\text{max}}$;

- выявление степени согласованности ГТД и ЦК, показателем которой является характер изменения безразмерного интегрального критерия топливной эффективности агрегата в виде зависимости $K_{\text{т.г.}}^{\text{ГПА}} = f(N_{\text{сг}})$ [12]. Совпадение режимов работы агрегата по $(\eta_{\text{ex}}^{\text{ГПА}})_{\text{max}}$ и $(K_{\text{т.г.}}^{\text{ГПА}})_{\text{min}}$ при номиналь-

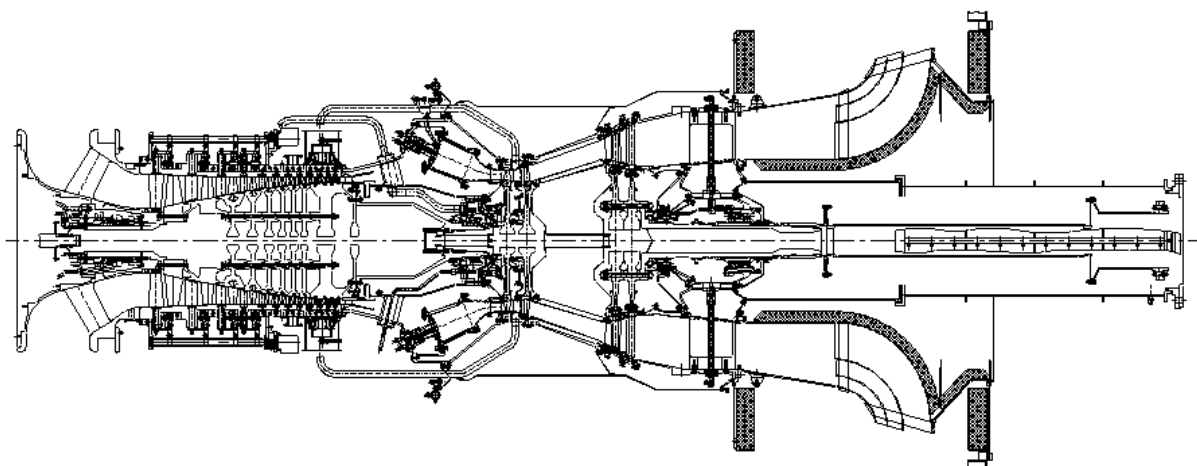


Рис. 1 – Продольный разрез двигателя АИ-312 с простым рабочим циклом: $N_{cm}=10...12$ МВт; $n_{cm}=6950$ об/мин; $\eta_e=36\%$; $\pi_k=18,0$; $T_{mk}=1450$ К; $T_{cm}=1030$ К; $G_z=41,7$ кг/с; $T_{вх}=759$ К; $NO_x=35...50$ мг/м³; $CO=8...8,5$ мг/м³; $G \leq 10,0$ т; $\Delta G_{y,e} \approx 1\%$

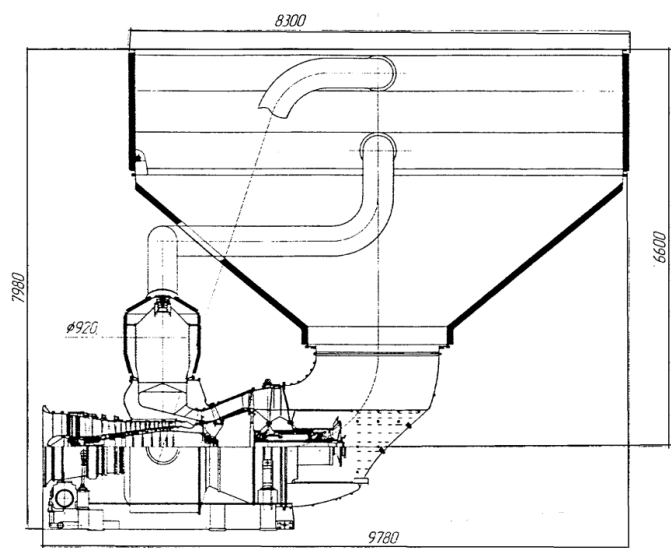


Рис. 2 – Компонентная схема одного из вариантов ГТД с регенеративным рабочим циклом для установки ГТУ-16Р: $N_{cm}=16$ МВт; $n_{cm}=5200$ об/мин; $\eta_e=40,3\%$; $G_{y,e}=75,7$ кг/с; $\pi_k=5,75$; $\mu=0,85$; $T_{вх,r}=306^\circ\text{C}$ (индекс «r» относится к регенератору)

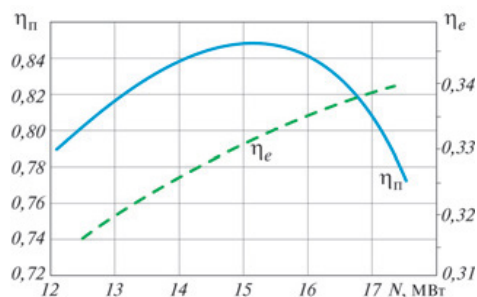


Рис. 3 – Зависимость политропного КПД компрессора НЦ-16/76-1,44 (η_n) и эффективного КПД привода, создаваемого на основе ГТД ДГ90Л2 (η_e) от мощности при частоте вращения 5100 об/мин

ной мощности ГТД является подтверждением наиболее целесообразного выбора геометрии ПЧ компрессора, а достижение минимального значения коэффициента $K_{т.г.}^{ГПА}$ является подтверждением того, что ГТД будет работать в составе турбоблока ГПА в наиболее экономичном режиме.

Решение вышеуказанных задач в процессе создания ГПА предполагает совместную работу разработчиков ГТД и агрегата.

В качестве критерия топливной эффективности агрегата используется коэффициент расхода топлива, определяемый на стадии предпроектных НИР. Коэффициент расхода топлива вычисляется исходя из основных параметров ЦК и всего ГПА [12]:

$$K_{т.г.}^{ГПА} = \frac{G_{т.г.}}{G_k \cdot \bar{\psi}_n}, \quad (1)$$

где $G_{т.г.}$ – расход топлива, кг/с; G_k – массовый расход технологического (сжимаемого) газа в ЦК, кг/с; $\bar{\psi}_n = \psi_n / (\psi_n)_p$ – относительное значение коэффициента политропного напора компрессора, определяемое при текущем ψ_n и расчётном $(\psi_n)_p$ режимах его работы.

Следует отметить, что интегральная характеристика ГПА с использованием зависимости $\eta_{\Sigma}^{ГПА} = \eta_n \eta_e$ определяется на предварительных этапах работ по созданию агрегата. По мере уточнения облика и энергетических характеристик всех систем проектируемого ГПА появляется возмож-

ность определения системной характеристики агрегата в виде зависимости $\eta_{ex}^{ГПА} = \eta_{ex}^{ЦК} \eta_{ex}^{ГТД}$. При этом характер изменения как интегральной, так и системной характеристик определяется в первую очередь характером изменения зависимостей η_e , $\eta_{п}^{ЦК} = f(N_{ст})$, а различия в максимальных значениях $(\eta_{\Sigma}^{ГПА})_{max}$ и $(\eta_{ex}^{ГПА})_{max}$ при анализе интегральной и системной характеристик агрегата могут достигать величины от 2 до 11 % (относительных) в зависимости от мощности агрегата и особенностей конструкции его систем [11].

НИР с целью согласования характеристик ЦК и ГТД для оптимизации интегральной характеристики ГПА проводились на примере агрегата типа ГПА-Ц-16 для линейных КС (при $\pi_k = 1,44 \dots 1,45$) для случая оснащения их двигателями НК-16СТ, ДГ-90Л2, ГТУ-16Р, а также ЦК, проточная часть которых имела рабочие колеса (РК) с углом выхода лопаток $22,5^\circ$, 32° и $52,1^\circ$ [11, 12]. Основные геометрические параметры анализируемых проточных частей в составе ЦК представлены в табл. 1, а характеристики эффективности ЦК и агрегатов, оснащённых компрессорами модификаций ЦК-1...ЦК-5 – на рис. 4. Зависимости $K_{т.г.}^{ГПА} = f(N_{ст})$ для различной геометрии исследуемых ступеней представлены на рис. 5.

Как видно из рис. 4, для ЦК, оснащенных низконапорными ступенями с РК, имеющими $\beta_{л2} = 22,5^\circ$, при $N_{ст} = 15,2$ МВт обеспечивается совпадение проектного режима работы ЦК ($\eta_{пол} = 0,85$) и оптимального режима работы ГПА ($\eta_{\Sigma}^{ГПА} = 0,28$), что соответствует наиболее эффективному режиму работы ГТД. Это подтверждается соответствующим значением коэффициента $K_{т.г.}^{ГПА} = f(N_{ст})$ при работе ГПА с модификацией ЦК-1 (рис. 4а). Данные об эффективности режимов работы других модификаций ГПА с анализируемыми проточными частями ЦК показывают, что требуется определенная подстройка режимов

работы ЦК и ГТД, т.е. реализация специальных алгоритмов управления при работе САУ и Р.

Таблица 1 – Основные геометрические параметры ЦК агрегатов типа ГПА-Ц-16С

Модификации ЦК	ЦК-1	ЦК-2	ЦК-3	ЦК-4	ЦК-5
Тип диффузоров (ЛД – лопаточный, БЛД – безлопаточный)	ЛД	БЛД	ЛД	БЛД	ЛД
Число ступеней	2	2	2	1	1
Наружный диаметр РК D_2 , мм	880	835	843	912	870
Угол выхода лопатки РК $\beta_{л2}$, °	22,5	32,0	32,0	52,1	52,1

Таким образом, при использовании низко- и средненапорных РК ($\beta_{л2} \leq 32^\circ$) в составе ПЧ компрессора обеспечивается оптимизация режимов работы ЦК и ГТД (номинальные значения $\eta_{п}^{ЦК} = 0,84 \dots 0,85$ и $\eta_e^{ГТД} = 0,335$). При этом достигается экономия топливного газа для ГТД судового типа ДГ90Л2 до $5,4 \dots 7,6$ %, что соответствует величине расхода топливного газа $3 \dots 3,5$ млн. $\text{м}^3/\text{год}$ [12].

4 Вопросы совершенствования конструкции турбоблока ГПА

Основным системообразующим блоком-модулем в составе ГПА конструкции ПАО является турбоблок, включающий ГТД и ЦК (рис. 6).

Для снижения шума, а также защиты персонала и оборудования КС от теплового излучения, возникающего при работе ГТД, двигателя совместно с газоотводным устройством, элементами системы маслообеспечения, трубопроводами топливного газа, контрольно-измерительными приборами и средствами электромонтажа устанавливают в специальных шумотеплоизолирующих кожухах (КШТ), входящих в состав блока силового (БС).

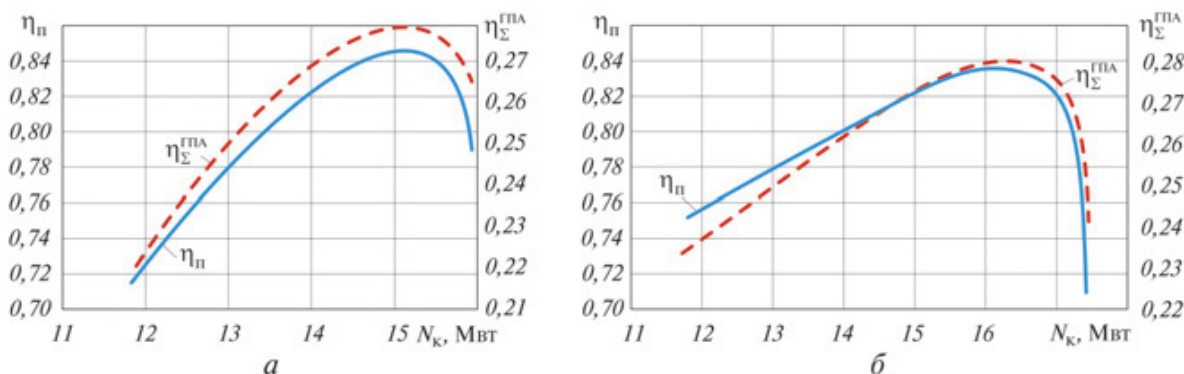


Рис. 4 – Показатели эффективности компрессоров и агрегатов типа ГПА-Ц-16С
(— политропный КПД ЦК, --- интегральный КПД ГПА): а – ЦК-1, $n_p = 5100$ об/мин, $\pi_k = 1,44$; б – ЦК-2, $n_p = 5300$ об/мин, $\pi_k = 1,44$

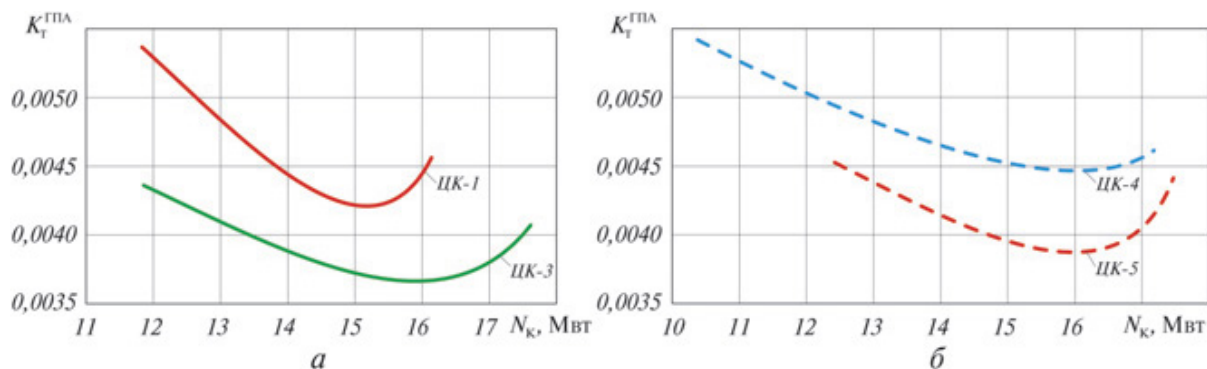


Рис. 5 – Сравнительный анализ эффективности ГПА, оснащенных ЦК различного типа, по величине коэффициента расхода топлива: а – ЦК-1, ЦК-3, $\pi_k = 1,44$; б – ЦК-4, ЦК-5, $\pi_k = 1,25$

Для обеспечения требуемых температурных условий работы ГТД и вспомогательного оборудования, установленного в БС, их оборудуют системой механической вентиляции. Кроме того, поскольку максимальная температура корпуса двигателя при его работе может превышать температуру самовоспламенения природного газа, используемого в качестве топлива, для предотвращения взрывоопасных концентраций газовой смеси система вентиляции БС должна обеспечивать разбавление возможных утечек топливного газа до безопасных концентраций.

Ввиду особенностей компоновки ГПА, а также сложности происходящих термогазодинамических процессов в БС, проектирование кожуха и системы его вентиляции, обеспечивающей взрывозащиту и приемлемый температурный режим работы в широком диапазоне температур окружающего воздуха, представляет собой достаточно сложную расчетную и конструкторскую задачу. В результате этого доводка системы вентиляции зачастую осуществляется при эксплуатации агрегатов в условиях КС и требует времени и материальных затрат.

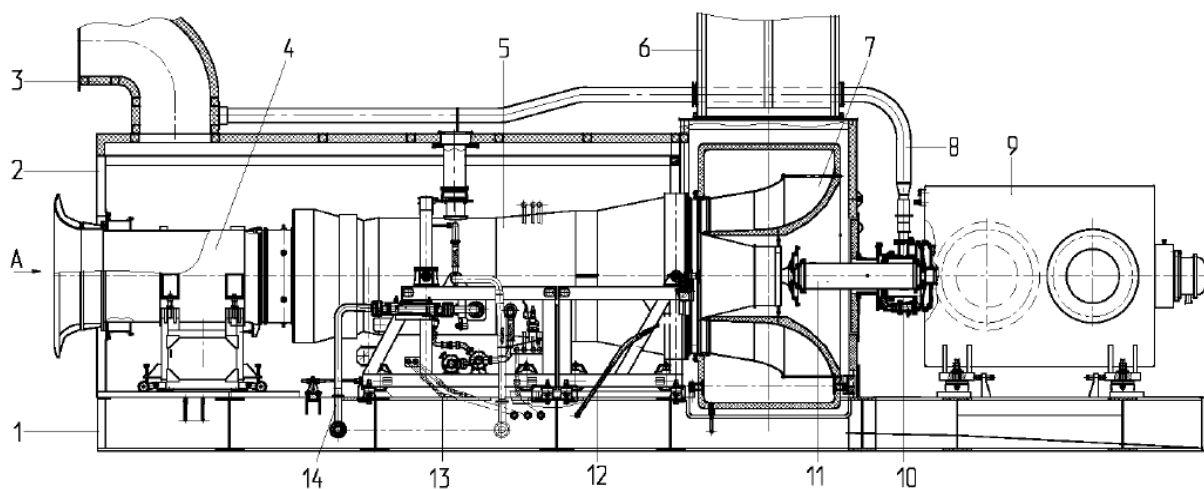


Рис. 6 – Турбоблок ГПА ангарного типа:

1 – рама; 2 – кожух шумотеплоизолирующий (КШТ); 3 – воздуховод; 4 – уравнивательная труба; 5 – ГТД; 6 – шумоглушитель сбрасываемого воздуха; 7 – газоотводное устройство; 8 – система наддува кожуха муфты; 9 – ЦК; 10 – кожух муфты; 11 – муфта; 12 – подвод воздуха на охлаждение турбины; 13 – элементы системы смазки ГТД; 14 – трубопровод топливного газа

При эксплуатации ГПА производства ПАО были выявлены следующие недостатки существующих конструкций БС и систем их вентиляции:

- сложности регулирования ГТД из-за замерзания конденсата в трубопроводах системы управления поворотными направляющими аппаратами компрессора и в импульсных трубопроводах

САУ и Р двигателя при температуре окружающего воздуха ниже минус 30 °С;

- сложности запуска двигателя из-за замерзания трубопроводов системы смазки ГТД при низких температурах окружающего воздуха;
- перегрев вспомогательного оборудования и контрольно-измерительных приборов, установ-

ленных в БС из-за интенсивного теплового излучения наиболее нагретых участков корпусов ГТД;

- образование в КШТ застойных зон с высокой температурой воздуха и возможной взрывоопасной концентрацией газовой смеси в случае утечки газа.

Для устранения выявленных недостатков при разработке конструкции унифицированного БС для агрегатов типа ГПА-Ц-25 был выполнен комплекс научно-исследовательских работ с использованием методов вычислительной гидродинамики (CFD).

Численному моделированию теплообмена в укрытиях ГТУ посвящён ряд работ [14–22]. Однако, как показал анализ указанных публикаций, в них отсутствует обобщенный подход к моделированию теплового состояния КШТ. Для устранения этого недостатка специалистами Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт» разработана обобщенная математическая модель (ММ) теплового состояния БС [23] и отработана методика расчета с использованием программного комплекса *ANSYS Fluent* [24]. Это позволило рассчитывать температуры воздуха в БС, внутренних и наружных поверхностей стенок кожуха в широком диапазоне расходов и температур вентиляционного воздуха по данным термометрирования корпуса ГТД.

Для получения экспериментальных данных, обеспечивающих верификацию ММ, специалистами ПАО совместно со специалистами Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского Харьковский авиационный институт» на компрессорной станции «Долина» были проведены натурные исследования теплового состояния БС в составе турбоблока блочно-контейнерного агрегата ГПА-Ц-16С/76-1,45 [25]. В ходе исследования измерялись температуры воздуха и поверхностей стенок в КШТ, расход подаваемого в кожух воздуха, а также режимные параметры агрегата.

Использование разработанной методики позволило специалистам Специального конструкторского бюро ПАО выполнить численные исследования влияния расхода охлаждающего воздуха, а также способов его подвода и распределения на тепловое состояние БС. С использованием результатов исследований была разработана конструкция унифицированного БС со специальным припотолочным экраном, который обеспечивает распределение охлаждающего воздуха, а также подобраны вентиляторы, обеспечивающие требуемый диапазон расходов воздуха. Определены места наиболее целесообразного размещения приборов и другого оборудования БС. Принятые технические решения должны обеспечить приемлемые температурные условия работы ГТД и оборудования, установленного в БС, в диапазоне температур наружного воздуха от минус 40 °C до плюс 45 °C.

5 Повышение эффективности выхлопного тракта агрегатов типа ГПА-Ц. Задачи создания энерготехнологических установок

Компоновка ГПА с ГТП, а также его энергетические и экологические характеристики существенно зависят от конструкции выхлопного тракта (ВТ) агрегата.

Как известно, гидравлические потери в ВТ оказывают существенное влияние на эффективность ГТП. По данным ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект» снижение сопротивления выхлопного тракта на 981 Па позволяет повысить КПД ГТД ДУ80Л1 примерно на 0,23 % (абс.). Для повышения эффективности агрегатов типа ГПА-Ц-25С с приводом на базе ГТД указанного типа с использованием программного комплекса *ANSYS CFX* была выполнена серия вычислительных экспериментов по выявлению влияния конструктивных параметров ВТ на его сопротивление [26].

По результатам выполненного исследования была разработана конструктивная схема ВТ с газоходами круглого сечения (рис. 7), позволяющая уменьшить неравномерность течения выхлопных газов вдоль ВТ, снизить гидравлические потери на 190 Па (что составляет 8,3 %), а также уменьшить габаритные размеры и сократить металлоемкость конструкции ВТ на 21 %. Указанное снижение сопротивления ВТ позволит уменьшить потребление топливного газа на номинальном режиме работы агрегата при годовом ресурсе примерно на 415000 нм³/год.

Расчетные исследования, выполненные при проектировании ВТ агрегата типа ГПА-Ц-25С, позволили сформулировать ряд практических и перспективных задач с целью совершенствования и дальнейшего развития агрегатов типа ГПА-Ц:

- экспериментальные исследования элементов ВТ при модельных испытаниях на стенде статических продувок и натурных испытаниях в составе агрегатов;

- анализ акустических характеристик ВТ агрегатов в случае применения шумоглушителей различных конструкций;

- проведение расчётных и экспериментальных исследований с целью разработки унифицированных элементов ВТ при их создании на основе не только наиболее простых гидравлических схем (рис. 7), но и при создании сложных выхлопных систем, обеспечивающих реализацию теплофикационного, холодильного и энергетического циклов.

Последнее направление работ может быть реализовано на основе применения высокотемпературных или низкотемпературных рабочих циклов в бинарных установках различной мощности.

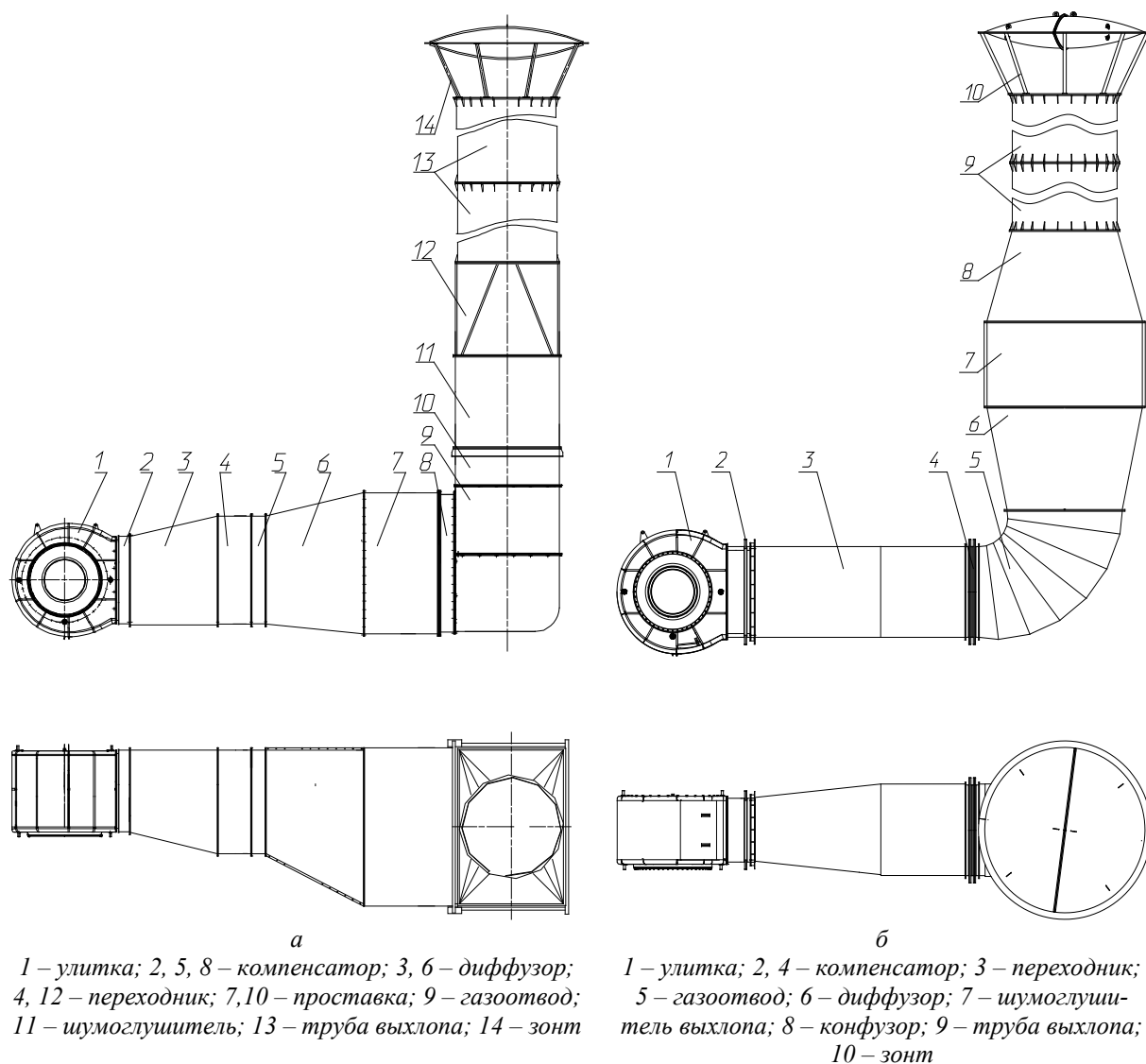


Рис. 7 – Конструктивная схема выпускного тракта агрегата типа ГПА-Ц-25С:
а – существующего; б – вновь разработанного

Решение указанных задач требует создания комплексной ММ энерготехнологической установки (ЭТУ), проектируемой на основе агрегата типа ГПА-Ц. Такая ММ необходима для анализа влияния режимов работы элементов воздухоприемного и выпускного трактов на характеристики ГТД при его работе с различными вариантами энерготехнологической надстройки в составе ЭТУ.

Такой подход к развитию конструкции агрегатов типа ГПА-Ц актуален для экономики Украины в связи с наличием развитой газотранспортной сети и значительного количества КС для транспорта газообразных углеводородов. Кроме того, необходимость снижения энергоёмкости транспорта газа, а также решения проблемы снижения энергоёмкости продукции в целом диктуют необходимость развития эффективной региональной энергетики, создания холодильных мощностей для хранения сельскохозяйственной продукции,

развития теплофикации для создания тепличных хозяйств на основе тепловых ресурсов КС.

Однако реализация указанных подходов к созданию ЭТУ на основе ГПА газотранспортных КС требует разработки соответствующей законодательной и нормативной базы для предприятий энергетики, газовой и нефтяной промышленности с целью их стимулирования к продаже электроэнергии, тепла и холода, вырабатываемых ЭТУ, функционирующих на базе КС газовой и нефтяной промышленности.

Заключение

Анализ состояния развития современных газотурбинных ГПА для газовой и нефтяной промышленности, созданных в ПАО «Сумское НПО», позволяет сделать следующие выводы:

1 ГПА, производимые на основе конверти-

рованных ГТД украинских и российских разработчиков и ЦК конструкции ПАО для реализации всех известных технологических процессов газовой и нефтяной промышленности обеспечивают выполнение текущих и перспективных задач по транспорту, обратной закачке и переработке углеводородных газов. Однако требуется дальнейшее совершенствование агрегатов, разрабатываемых на основе новых конструкций ГТД. Создание высокоэкономичных и высокоресурсных промышленных ГТД возможно лишь на основе реализации углубленных принципов конвертирования транспортных двигателей.

2) Задачи интеграции систем ГПА и ГТД весьма разнообразны и наукоемки. Основными из них являются:

- создание новых конструкций ГТД на основе принципов конструирования наземных промышленных двигателей и достижений в области термогазодинамики, материаловедения, теории лопаточных машин, динамики и прочности узлов и систем, реализованных в авиационном и судовом двигателестроении;

- совершенствование систем ГПА, обеспечивающих надежную и безопасную работу с минимальными энергетическими потерями. К ним относятся элементы проточной части двигателей и ЦК, воздухоприемные и выхлопные тракты ГПА, системы турбоблока, смазки ГТД и ЦК, концевых уплотнений компрессора;

- освоение производства новых конструкций ГТД на основе регенеративного цикла с применением регенераторов, имеющих теплообменные поверхности нового типа, обеспечивающих коэффициент регенерации 0,86...0,88 и существенное снижение массогабаритных характеристик.

3) Перспективные планы создания новых образцов ГПА для линейных КС предполагают освоение производства ЦК, имеющих политропный КПД 0,88...0,9, новых ГТД мощностью 10...32 МВт с эффективным КПД 0,37...0,39 и усовершенствованных конструкций вспомогательных систем, обеспечивающих надежную работу центробежного компрессора и газотурбинного привода.

Перспективными направлениями дальнейшего совершенствования ГПА и КС на их основе с точки зрения повышения их энергоэффективности при успешном решении задач интеграции систем ГПА и ГТД является превращение КС в энерготехнологические комплексы на основе применения ЭТУ. Это обеспечит не только снижение энергозатрат при транспортировке газа, но и создание дополнительных мощностей по выработке электроэнергии, теплоты и холода с целью развития региональной энергетики, а также энерготехнологической инфраструктуры новых сельскохозяйственных и промышленных предприятий.

Список литературы

- 1 Интеграция авиационных силовых установок и лётальных аппаратов [Текст] : учебник / Ю. М. Терещенко, М. С. Кулик, В. В. Панін та ін. ; за ред. Ю. М. Терещенка. – Київ : вид-во Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друку», 2009. – 344 с. – ISBN 978-966-598-525-9.
- 2 Анипко, О. Б. Интеграция силовой установки и планера транспортного самолета [Текст] : моногр. / О. Б. Анипко, В. Г. Бацинский, В. В. Логинов, В. Б. Семенов. – Запорожье : Изд-во «Мотор-Сич», 2013. – 329 с. – ISBN 978-966-2906-35-6.
- 3 Нарусбаев, А. А. Введение в теорию обоснования проектных решений [Текст] / А. А. Нарусбаев. – Ленинград : Судостроение, 1976. – 223 с.
- 4 Системно-структурный анализ пароконпрессорных трансформаторов [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова ; под ред. Ю. М. Мацевитого. – Харьков : Изд-во Института проблем машиностроения НАН Украины, 2014. – 269 с. – ISBN 978-966-02-7218-7.
- 5 Елифанов, С. В. Развитие принципов конвертирования авиационных ГТД с целью создания на их основе промышленного газотурбинного привода [Текст] / С. В. Елифанов, П. Д. Жеманюк, В. П. Парафейник, И. И. Петухов // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 70–76. – ISSN 1727-0219.
- 6 Христич, В. А. Газотурбинные установки: история и перспективы [Текст] : моногр. / В. А. Христич, Г. Б. Варламов. – Киев : НТУУ «КПИ», 2006. – 384 с. : ил. – Библиогр. : с. 358–383. – ISBN 978-966-622-237-7.
- 7 Giampaolo, T. The gas turbine handbook: principles and practices [Text] / T. Giampaolo. – Lilburn : The Fairmount Press, Inc., 2002. – 405 p. – ISBN 0-88173-515-9.
- 8 Hunt, R. The History of the Industrial Gas Turbine (Part 1 The First Fifty Years 1940 – 1990) [Text] / R. Hunt. – Bedford : IDGTE, 2011. – 50 p.
- 9 Каталог энергетического оборудования [Текст]. – Рыбинск : Издательский дом «Газотурбинные технологии», 2014. – 490 с.
- 10 Спицын, В. Е. Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА [Текст] / В. Е. Спицын, А. Л. Боцула, В. Н. Чобенко, Д. Н. Соломонюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 34. – С. 3–6. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2076-004x.
- 11 Лютиков, А. Л. Анализ возможности согласования характеристик приводного ГТД и ЦК [Текст] / А. Л. Лютиков, В. П. Парафейник, В. Н. Чобенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – №7 (74). – С. 30–40. – ISSN 1727-7337.
- 12 Парафейник, В. П. К вопросу оптимизации геометрии проточной части центробежных компрессоров природного газа [Текст] / В. П. Парафейник, В. Е. Евдокимов, И. Н. Тертышный, А. Н. Нефедов // Компрессорная техника и пневматика. – 2012. – № 2. – С. 10–17. – ISSN 0865-5865.
- 13 Тертышный, И. Н. Термодинамический анализ эффективности центробежного компрессора как сложной энерготехнологической системы в составе агрегата типа ГПА-Ц-32П [Текст] / И. Н. Тертышный, В. П. Парафейник, А. Н.

- Нефедов, С. А. Рогальский, Н. А. Котенко, Д. Н. Тимошадченко, С. А. Михайленко // Труды XVI Международной научно-технической конференции по компрессоростроению, Санкт-Петербург, 23–25 сентября 2014 г. – С.-Петербург : РЭП-Холдинг, 2014. – Т. 1. – С. 328–339.
- 14 **Santon, R. C.** Safety Developments in Gas Turbine Power Applications [Electronic resource] / **R. C. Santon, J. W. Kidger, C. J. Lea** // Proceedings of ASME Turbo-Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands, June 3 – 6, 2002. – ASME Paper GT-2002-30469. – pp. 959–966. – ISBN 0-7918-3606-1. – doi: 10.1115/GT2002-30469.
 - 15 **Ponnuraj, B.** 3D CFD Analysis of an Industrial Gas Turbine Compartment Ventilation System [Electronic resource] / **B. Ponnuraj, B. Sultanian, A. Novori, P. Pecchi** // Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress (IMECE'03), Washington, D.C., USA, November 15–21, 2003. – pp. 67–76. – ISBN 0-7918-3718-1. – doi: 10.1115/imece2003-41672.
 - 16 **Клочков, А. В.** Обеспечение взрывозащиты газотурбинного оборудования [Текст] / **А. В. Клочков, Е. С. Корнилова, А. А. Снитко** // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 8. – С. 20–22. – ISSN 2311-2646.
 - 17 **D'Ercole, M.** Results and Experience from GeEnergy's MS5002E Gas Turbine Testing and Evaluation [Electronic resource] / **M. D'Ercole, G. Biffaroni, F. Grifoni, F. Zanobini, P. Pecchi** // Proceedings of ASME TurboExpo 2005, Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. – pp. 275–283. – ISBN 0-7918-4727-6. – doi: 10.1115/GT2005-68053.
 - 18 **Graf, E.** Design Improvements Suggested by Computational Flow and Thermal Analyses for the Cooling of Marine Gas Turbine Enclosures [Electronic resource] / **E. Graf, T. Luce, F. Willet** // Proceedings of ASME TurboExpo 2005, Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. – pp. 587–593. – ISBN 0-7918-4728-4. – doi: 10.1115/GT2005-68574.
 - 19 **Vahidi, D.** Numerical and Experimental Study of Ventilation for Turbine Package Enclosure [Electronic resource] / **D. Vahidi, H. Bagheri, B. Glezer** // Proceedings of ASME TurboExpo 2006, Barcelona, Spain. May 8–11, 2006. – pp. 607–616. – ISBN 0-7918-4240-1. – doi: 10.1115/GT2006-90960.
 - 20 **Месропян, А. В.** Численное моделирование газодинамики и тепломассопереноса в системе охлаждения бокса ГТД [Текст] / **А. В. Месропян, И. И. Мухамедзянова** // Вестник УГАТУ. – 2010. – Т. 14, № 1. – С. 25–31. – ISSN 2225-2789.
 - 21 **Трусов, П. В.** Численное моделирование теплового состояния шумотеплозащитного кожуха газотурбинной установки [Текст] / **П. В. Трусов, Д. А. Чарнцев** // Вестник СамГУ – Естественнонаучная серия. – 2010. – № 4 (78). – С. 117–126. – ISSN 2411-6025.
 - 22 **Чарнцев, Д. А.** Математическое моделирование теплового состояния шумотеплозащитных кожухов газотурбинных установок [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.13.18 / **Дмитрий Анатольевич Чарнцев**. – Пермь, 2012. – 16 с.
 - 23 **Костюк, В. Е.** Обобщенная математическая модель теплового состояния укрытий газотурбинных установок [Текст] / **В. Е. Костюк, Е. И. Кириладш, А. Л. Кравчук** // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2013. – № 1. – С. 22–26. – ISSN 2078-5364.
 - 24 **Смирнов, А. В.** Обеспечение теплового режима силового блока газоперекачивающего агрегата организованный подачей воздуха под шумотеплоизолирующий кожух газотурбинного двигателя [Текст] / **А. В. Смирнов, В. Е. Костюк, Д. А. Ткаченко, Е. И. Кириладш, Ю. Н. Слабко** // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 2. – С. 99–107. – ISSN 1727-0219.
 - 25 **Щербаков, О. М.** Експериментальне дослідження теплового стану кожуха для шумотеплоізоляції газотурбінного двигуна ДГ90Л2 у складі турбоблока агрегату типу ГПА-Ц-16С [Текст] / **О. М. Щербаков, Д. О. Ткаченко, В. П. Парафійник, В. М. Гуріненко, В. Є. Костюк, О. І. Скрипка, О. І. Кириладш** // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 6/7(78). – С. 35–42. – ISSN 1729-3774. – doi: 10.15587/1729-4061.2015.56244.
 - 26 **Смирнов, А. В.** Численное исследование течения газа в выхлопных трактах газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом на базе двигателя ДУ80Л1 [Текст] / **А. В. Смирнов, А. Н. Щедренков, О. Н. Щербаков, А. Ю. Каруцкий, В. П. Парафейник** // Вестник двигателестроения. – 2015. – № 2. – С. 199–206. – ISSN 1727-0219.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Tereshchenko, Yu. M., Kulik, M. S., Panin, V. V.** et al. (2009), *Integracija aviacijnih silovih ustanovok i lital'nih aparativ [Integration of aircraft power plants and flight vehicles]*, Air University "NAU" Press, Kiev, ISBN 978-966-598-525-9. Ukraine.
- 2 **Anipko, O. B., Bashinskiy, V. G., Loginov, V. V. and Semenov, V. B.** (2013), *Integracija silovoj ustanovki i planera transportnogo samoleta [Integration of power plant and airframe of heavy aircraft]*, "Motor Sich" Press, Zaporozhye, ISBN 978-966-2906-35-6. Ukraine.
- 3 **Nurusbayev, A. A.** (1976), *Vvedenie v teoriju obosnovaniya proektnyh reshenij [Introduction to theory of grounds for design solutions]*, Shipbuilding, Leningrad, SSSR.
- 4 **Matsevityi, Yu. M., Bratuta, E. G., Kharlampidi, D. Kh. and Tarasova, V. A.** (2014), *Sistemno-strukturnyj analiz parokompresornyh transformatorov [System structured analysis of steam and compressor transformers]*, Institute for Problems in Machine-Building Press of NAS of Ukraine, Kharkov, ISBN 978-966-02-7218-7. Ukraine.
- 5 **Yepifanov, S. V., Zhemanyuk, P. D., Parafejnik, V. P. and Petukhov, I. I.** (2007), "Razvitie principov konvertirovaniya aviacionnyh GTD s cel'ju sozdaniya na ih osnove promyshlennogo gazoturbinnogo privoda [Development of principles for aircraft GTE converting to design industrial Gas Turbines]", *Bulletin of Engine Building*, vol. 3, pp. 70–76, ISSN 1727-0219.
- 6 **Khristich, V. A. and Varlamov, G. B.** (2006), *Gazoturbinnye ustanovki: istorija i perspektivy [Gas turbine units: history and potentials]*, NTUU "KPI", Kyiv, ISBN 978-966-622-237-7. Ukraine.
- 7 **Giampaolo, T.** (2002), *The gas turbine handbook: principles and practices*, The Fairmount Press, Inc., Lilburn, ISBN 0-88173-515-9.
- 8 **Hunt, R.** (2011), *The History of the Industrial Gas Turbine (Part 1 The First Fifty Years 1940–1990)*, IDGTE, Bedford.

- 9 (2014), Katalog jenergeticheskogo oborudovaniya [Catalog of power generating equipment], "Gas turbine technologies" publishing house, Rybinsk.
- 10 Spitsyn, V. E., Botsula, A. L., Chobenko, V. N. and Solomonyuk, D. N. (2008), "Vysokoeffektivnaya gazoturbinnaya ustanovka dlja GPA [Highly efficient gas turbine for gas compressor package]", *Bulletin of NTU "KhPI"*, vol. 35, pp. 8–11, ISSN 2076-004x.
- 11 Lyutikov, A. L., Parafejnik, V. P. and Chobenko, V. N. (2010), "Analiz vozmozhnosti soglasovaniya harakteristik privodnogo GTD i CK [Analysis of possibility to match characteristics of gas turbine and centrifugal compressor]", *Aerospace Technic and Technology*, vol. 7(74), pp. 30–40, ISSN 1727-7337.
- 12 Parafejnik, V. P., Yevdokimov, V. E., Tertyshnyi, I. N. and Nefedov, A. N. (2012), "K voprosu optimizacii geometrii protochnoj chasti centrobezhnyh kompressorov prirodno gaza [Revisiting the optimization of natural gas centrifugal compressors rotor bundle]", *Compressor equipment and pneumatics*, vol. 2, pp. 10–17, ISSN 0865-5865.
- 13 Tertyshnyi, I. N., Parafejnik, V. P., Nefedov, A. N., Rogalskiy, S. A., Kotenko, N. A., Timoshadchenko, D. N., Mikhailenko, S. A. (2014), Termodinamicheskij analiz jeffektivnosti centrobezhnogo kompressora kak slozhnoj jenergotekhnologicheskoy sistemy v sostave agregata tipa GPA-C-32P [Thermodynamic analysis of the efficiency of a centrifugal compressor as a complex energy system composed of units GPA-C-32P]", *Proceedings of XVI International Science and Technical Conference on Compressor Engineering, September 23–25*, vol. 1, pp. 328–339, REP-Holding Press, St. Petersburg. Russian.
- 14 Santon, R. C., Kidger, J. W. and Lea, C. J. (2002), "Safety Developments in Gas Turbine Power Applications", *Proceedings of ASME Turbo-Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands, June 3–6, 2002*, ASME Paper GT-2002-30469, pp. 959–966, ISBN 0-7918-3606-1, doi: 10.1115/GT2002-30469.
- 15 Ponnuraj, B., Sultanian, B., Novori, A. and Pecchi, P. (2003), "3D CFD Analysis of an Industrial Gas Turbine Compartment Ventilation System", *Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress (IMECE'03), Washington, D.C., USA, November 15–21, 2003*, pp. 67–76, ISBN 0-7918-3718-1, doi: 10.1115/imece2003-41672.
- 16 Klochkov, A. V., Kornilova, E. S. and Snitko, A. A. (2005), "Obespechenie vzryvozashchity gazoturbinnogo oborudovaniya [Providing explosion protection of gas turbine equipment]", *Gazotrubinnye tehnologii [Gas turbo technology Magazine]*, vol. 8, pp. 20–22, ISSN 2311-2646.
- 17 D'Ercole, M., Biffaroni, G., Grifoni, F., Zanobini, F. and Pecchi, P. (2005), "Results and Experience from GE Energy's MS5002E Gas Turbine Testing and Evaluation", *Proceedings of ASME TurboExpo 2005, Reno, Nevada, USA, June 6–9, 2005*, pp. 275–283, ISBN 0-7918-4727-6, doi: 10.1115/GT2005-68053.
- 18 Graf, E., Luce, T. and Willet, F. "Design Improvements Suggested by Computational Flow and Thermal Analyses for the Cooling of Marine Gas Turbine Enclosures", *Proceedings of ASME TurboExpo 2005, Reno, Nevada, USA, June 6–9, 2005*, pp. 587–593, ISBN 0-7918-4728-4, doi: 10.1115/GT2005-68574.
- 19 Vahidi, D., Bagheri, H. and Glezer, B. (2006), "Numerical and Experimental Study of Ventilation for Turbine Package Enclosure", *Proceedings of ASME Turbo-Expo 2006, Barcelona, Spain, May 8–11, 2006*, pp. 607–616, ISBN: 0-7918-4240-1, doi: 10.1115/GT2006-90960.
- 20 Mesropyan, A. V. and Mukhamedzyanova I. I. (2010) "Chislennoe modelirovanie gazodinamiki i teplomassoperenosa v sisteme ohlazhdeniya boksa GTD [Numerical simulation of gas dynamics and heat and mass transfer in gas turbine enclosure cooling system]", *Vestnik UGATU*, vol. 14, no. 1, pp. 25–31, ISSN 2225-2789.
- 21 Trusov, P. V. and Charntsev, D. A. (2010), "Chislennoe modelirovanie teplovogo sostojaniya shumoteplozashhitnogo kozhuha gazoturbinoj ustanovki [Numerical simulation of thermal condition of gas turbine acoustic and thermal enclosure]", *Vestnik of Samara State University. Natural Science Series*, no. 4(78), pp. 117–126, ISSN 2411-6025.
- 22 Charntsev, D. A. (2012), *Matematicheskoe modelirovanie teplovogo sostojaniya shumoteplozashhitnyh kozhuhov gazoturbinnih ustanovok [Mathematic simulation of thermal condition of gas turbine acoustic and thermalproof enclosures]* : synopsis for PhD thesis in Engineering Science : 05.13.18, Perm State University, Perm.
- 23 Kostyuk, V. E., Kirilash, E. I. and Kravchuk, A. L. (2013), "Obobshhionnaja matematicheskaja model' teplovogo sostojaniya ukrytij gazoturbinnih ustanovok [Generalized mathematical model of thermal condition of gas turbine enclosures]", *Integriruvannye tehnologii i jenergosberezenie [Technologies and Energy Conservation]*, no. 1, pp. 22–26, ISSN 2078-5364.
- 24 Smirnov, A. V., Kostyuk, V. E., Tkachenko, D. A., Kirilash, E. I. and Slabko, Yu. N. (2013), "Obespechenie teplovogo rezhima silovogo bloka gazoperekachivajushhego agregata organizovanoj podachej vozduha pod shumoteploizolirujushhij kozhuh gazoturbinnogo dvigatelja [Providing thermal condition of turbo-compressor package power unit by air ventilation of acoustic and thermal enclosure]", *Vestnik dvigatelestroenija [Bulletin of engine-building]*, no. 2, pp. 99–107, ISSN 1727-0219.
- 25 Shcherbakov, O. M., Tkachenko, D. O., Parafejnik, V. P., Gurinenko, V. M., Kostyuk, V. E., Skripka, O. I. and Kirilash, O. I. (2015), "Eksperimental'ne doslidzhennja teplovogo stanu kozhuha dlja shumoteploizoljacii gazoturbinnogo dviguna DG90L2 u skladi turbobloka agregatu tipu GPA-C-16S [Experimental research on the thermal state of a shell for noise and heat insulation of the gte90l2 gas turbine engine used for the mechanical drive of the gcu-c-16s turbo-compressor package]", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 6/7(78), pp. 35–42, ISSN 1729-3774, doi: 10.15587/1729-4061.2015.56244.
- 26 Smirnov, A. V., Shchedrenkov, A. N., Shcherbakov, O. N., Karutskiy, A. Yu. and Parafejnik, V. P. (2015), "Chislennoe issledovanie tehnienija gaza v vyhlodnyh traktah gazoperekachivajushhijh agregatov s gazoturbinnym privodom na baze dvigatelja DU80L1 [Numerical investigation of gas flow in exhaust ducts of turbo-compressor packages with gas turbine engine based on engine DU80L1]", *Vestnik dvigatelestroenija [Bulletin of engine-building]*, no. 2, pp. 199–206, ISSN 1727-0219.

Сведения об авторах (About authors)

Смирнов Андрей Витальевич – кандидат технических наук, Генеральный конструктор – начальник СКБ, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: tkm@frunze.com.ua.

Smirnov Andriy – Ph. D., General designer – Head of Special Design Bureau, PJSC «Sumy NPO», Sumy, Ukraine.

Парафейник Владимир Петрович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник, отдел газодинамики, динамики и прочности машин, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: sparzha-2008@mail.ru, ORCID 0000-0001-7061-6992

Parafiyuk Volodymyr – Doctor of Technical Science, Senior Researcher, Leading researcher, Department of gas dynamics, dynamics and strength of machines, PJSC «Sumy NPO», Sumy, Ukraine.

Щербakov Олег Николаевич – кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор, отдел турбоблоков, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: scherbakov_o@frunze.com.ua, ORCID 0000-0002-8431-6314

Shcherbakov Oleg – Ph. D., Leading design engineer, Department of turbounits, PJSC «Sumy NPO», Sumy, Ukraine.

Епифанов Сергей Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», г. Харьков, Украина; e-mail: aedlab@gmail.com.

Epifanov Sergiy – Doctor of Technical Science, Professor, Head of the Department, Department of aircraft engines design, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkiv, Ukraine.

Костюк Владимир Евгеньевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник, кафедра конструкции авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», г. Харьков, Украина; e-mail: kostyuk.v@mail.ru, ORCID 0000-0003-0142-8060.

Kostiuk Volodymyr – Ph. D., Senior Researcher, Leading Researcher, Department of aircraft engine design, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkiv, Ukraine.

Чобенко Владимир Николаевич – кандидат технических наук, заместитель генерального конструктора, ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», г. Николаев, Украина; e-mail: vchobenko@mail.ru

Chobenko Volodymyr – Ph. D., Deputy General Designer, SE GTSPC «Zorya»-«Mashproekt», Mykolaiv, Ukraine.

Шевчук Владимир Васильевич – кандидат технических наук, ведущий конструктор, ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье, Украина; e-mail: 035011@ivchenko-progress.com

Shevchuk Volodymyr – Ph. D., Leading designer, Ivchenko-Progress SE, Zaporizhia, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Смирнов А. В. Интеграция энерготехнологических систем в составе газотурбинных компрессорных агрегатов газовой и нефтяной промышленности [Текст] / **А. В. Смирнов, В. П. Парафейник, О. Н. Щербakov, С. В. Епифанов, В. Е. Костюк, В. Н. Чобенко, В. В. Шевчук** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 13–25. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.02.

Please cite this article as:

Smirnov, A., Parafiyuk, V., Shcherbakov, O., Epifanov, S., Kostiuk, V., Chobenko, V. and Shevchuk, V. (2016), "Integration of energy systems in gas turbine-driven compressor packages for gas and oil industry", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 13–25, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.02.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Смірнов А. В. Інтеграція енерготехнологічних систем у складі газотурбінних компресорних агрегатів газової та нафтової промисловості [Текст] / **А. В. Смірнов, В. П. Парафійник, О. М. Щербakov, С. В. Єпифанов, В. Є. Костюк, В. М. Чобенко, В. В. Шевчук** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 13–25. – Бібліогр.: 26 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.02.

АНОТАЦІЯ У роботі окреслено основні задачі, які вирішуються в процесі інтеграції енерготехнологічних систем у складі газотурбінних компресорних агрегатів газової і нафтової промисловості, а також представлені результати вирішення деяких з них. Викладено результати узагальненого аналізу стану розвитку конвертованих газотурбінних двигунів для приводу турбокомпресорних агрегатів і розглянуті пріоритетні напрями їх подальшого вдосконалення з урахуванням досвіду створення промислового газотурбінного приводу.

Ключові слова: газоперекачувальний (турбокомпресорний) агрегат, газотурбінний привід, конвертація, відцентровий компресор, узгодження характеристик, турбоблок, кожух шумотеплоізолюючий, вихлопний тракт.

Получена (received) 18.01.2016

А. А. ХАЛАТОВ, Н. А. ПАНЧЕНКО

ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОГО РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ ОТВЕРСТИЯМИ Δ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛЁНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗА ПАРНЫМИ ОТВЕРСТИЯМИ

АННОТАЦИЯ Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения плоской поверхности при подаче охладителя через систему парных отверстий на поверхность пластины. Приводится сравнительный анализ результатов численного моделирования по влиянию параметра Δ на эффективность пленочного охлаждения пластины для парных отверстий. Выполнен анализ физической структуры потока и дано объяснение увеличения эффективности пленочного охлаждения. Для CFD моделирования был использован коммерческий пакет ANSYS CFX 14.

Ключевые слова: плёночное охлаждение, парные отверстия, адиабатная эффективность плёночного охлаждения, поперечное расстояние Δ между отверстиями, численное моделирование.

A. KHALATOV, N. PANCHENKO

INFLUENCE OF THE SPANWISE DISTANCE Δ BETWEEN HOLES ON THE FILM COOLING EFFICIENCY BEYOND DOUBLE JET HOLES

ABSTRACT The improvement of thermal efficiency of modern gas turbines can be achieved through increase in the cooling efficiency. Traditional technology of the cooling jets supply through inclined cylindrical holes leads to the formation of the «kidney vortices», which transport hot gas under cooling jets. For all novel film cooling technologies is very important (i) to reduce the influence of secondary flows, (ii) to distribute coolant more uniformly in the spanwise direction, (iii) to minimize the coolant mixing with main hot flow. One of the promising technologies is the double jet film cooling configuration. The results are given on the numerical film cooling simulation at the coolant supply through the double jet holes at the flat plate inlet. Comparison of numerical simulation and experimental results is considered in terms of the spanwise distance Δ between holes of first and second row influence on the flat plate film cooling. The flow physical structure is analyzed and explanations are given of the film cooling efficiency growth. As found, at the constant β_1 and β_2 angle values the spanwise distance Δ demonstrates significant influence on the film cooling efficiency, which has the maximum at certain Δ/d ratio. The commercial software ANSYS CFX 14 was used for the numerical simulation.

Key words: film cooling, double jet holes, adiabatic film cooling efficiency, spanwise distance Δ between holes, numerical simulation

Введение

Плёночное охлаждение в виде системы одно- двух- и многорядных дискретных наклонных отверстий цилиндрической формы, выполненных в охлаждаемой стенке, является одним из основных способов тепловой защиты лопаток современных высокотемпературных газовых турбин. Традиционные схемы пленочного охлаждения характеризуется рядом недостатков. Основной из них – возникновение системы вторичных вихревых структур, основными из которых являются «почечные» вихри, которые приводят к снижению эффективности плёночного охлаждения. Разработкой и исследованием альтернативных схем занимаются учёные и конструктора ведущих мировых производителей ГТУ в США, Японии, Германии, России и Украине. Основными требованиями для новых технических решений является равномерность покрытия поверхности пленкой охладителя при минимальном повышении его расхода, технологичность производства. К таким перспективным решениям, разработанным в последние годы, относится выпуск охладителя в парные отверстия (рис. 1). Данная схема является дальнейшим развитием технологии изготовления отверстий под сложным углом, которая используется в серийных

изделиях при изготовлении отверстий входной кромки рабочих лопаток и сопловых аппаратов. Технологичность и существенное снижение стоимости изготовления парных отверстий является главным фактором в пользу использования этой технологии в практике.

Цель работы

Идея такой схемы была предложена в патенте [1] и заключается в создании антипочечной вихревой структуры, которая преобразует «почечные» вихри и прижимает охладитель к поверхности. В схеме парных отверстий (рис. 1) отверстия располагаются под углом α к поверхности и развернуты в плоскости охлаждаемой пластины под углами β_1 и β_2 . На рис. 2 представлена предполагаемая схема движения и взаимодействия следов струй охладителя, выходящих из отверстий 1-го и 2-го ряда. Начальная вихревая структура (в первом сечении А–А) содержит классические «почечные» вихри. При наложении струй друг на друга (сечение Б–Б) в области между отверстиями создается зона повышенного давления и происходит постепенное преобразование вихревой структуры с возникновением симметричной пары вихрей (сечение

В–В), вращающихся в противоположных направлениях и обеспечивающих движение охладителя к поверхности с последующим его поперечным растеканием.

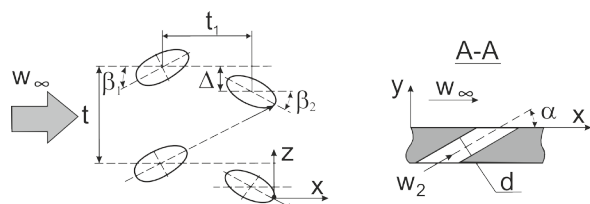


Рис. 1 – Схема парных отверстий

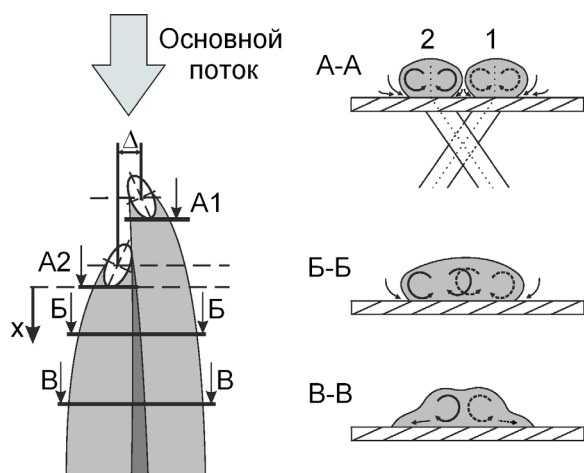


Рис. 2 – Предполагаемая структура вихревого течения за парными отверстиями

Исследования различных авторов были направлены на поиск конфигураций расположения отверстий, которые улучшают равномерность поперечного распределения охладителя и имеют более высокую эффективность пленочного охлаждения. Как показали расчеты [2], при малых параметрах вдува данная цель достигается при расстояниях между отверстиями в поперечном направлении порядка d . В этом случае вихревая пара становится более симметричной.

В работе [3] исследовался широкий диапазон углов вдува $\alpha = 10, 15, 20, 30, 40, 45^\circ$ и $\beta_1 = \beta_2 = 5, 15, 35, 45, 55^\circ$. В результате даны рекомендации по оптимизации значений углов вдува, согласно которым при $\alpha = 30^\circ$ оптимальный поперечный угол β равен 35° . В работе [4] исследовались поперечные углы $\beta = 11^\circ, 23^\circ, 29^\circ$ и 35° ($\alpha = 30^\circ$). Отмечено, что экспериментальные данные по эффективности располагаются ниже расчетных, однако характер распределения эффективности аналогичен. Авторы показали, что целесообразно уменьшить поперечный угол с 35° до $23...29^\circ$, т.к. при такой геометрии струи не отклоняются друг от друга и основной поток не транспортируется к поверхности. При малых углах ограничивается поперечное распределение охладителя.

Важную роль в формировании рассматриваемого эффекта играет поперечное расстояние между отверстиями Δ , величина которого должна быть положительной [2]. Отрицательное значение Δ приводит к отрыву потока и значительному снижению эффективности пленочного охлаждения. Очевидно, что при заданных значениях углов β_1 и β_2 существует оптимальное значение параметра Δ , обеспечивающее максимальное значение эффективности пленочного охлаждения.

Таким образом, с учётом рекомендаций работ [1–4] могут быть выбраны основные геометрические параметры, необходимые для формирования антипочечной вихревой структуры. Согласно предыдущим исследованиям и технологическим особенностям изготовления отверстий, оптимальный угол наклона отверстий к поверхности α выбран равным 30° , так же как и поперечные углы наклона $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$. Поперечный шаг расположения отверстий $t/d = 4$, продольный шаг между первым и вторым рядом порядка $\sim 3d$, где d – диаметр отверстий. Влияние поперечного расстояния Δ между отверстиями первого и второго ряда, имеющее важную роль в формировании антипочечной вихревой структуры, практически не исследовано. Поэтому целью настоящей работы является изучение влияния поперечного расстояния Δ между отверстиями первого и второго ряда (при заданных углах $\alpha = 30^\circ, \beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$) на эффективность плёночного охлаждения за парными отверстиями.

Компьютерное моделирование

В последние годы CFD-моделирование получило широкое распространение при решении различных задач термогазодинамики. Сегодня достижения вычислительной техники и вычислительной математики позволяют решать достаточно сложные задачи. В работе [5] протестировано шесть моделей турбулентности ($k-\epsilon$, $RNG\ k-\epsilon$, $k-\omega$, $SST\ k-\omega$, $LLR\ RSM$, $SSG\ RSM$) для расчета эффективности пленочного охлаждения за парными отверстиями. Для сравнения использовались собственные экспериментальные данные. Показано, что лучшие результаты демонстрирует $k-\epsilon$ модель турбулентности.

Компьютерная модель. Исследуемая геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности с вдувом охладителя через парные наклонные цилиндрические отверстия была построена в *ANSYS Design Manager*. Она представляет собой канал прямоугольного сечения, в который охладитель подается из внешнего объема (плenum) через парные отверстия (рис. 3). Длина основного и предвключенного участков модели составляли $x/d = 25$ и $x/d = 50$ соответственно. Диаметр подающих цилиндрических отверстий $d = 3,2$ мм, поперечный шаг расположения отвер-

стий $t = 12,8$ мм ($t/d = 4$), продольный шаг между осями первого и второго ряда $t_1 = 10$ мм ($t_1/d = 3,125d$). Угол наклона отверстий к поверхности $\alpha = 30^\circ$, поперечные углы наклона $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$. За основу была взята схема с относительным расстоянием между отверстиями $\Delta/d = 1,0$ [5]. Далее отверстия смещались с шагом $0,5d$, в диапазоне изменения Δ/d от $-2,0$ до $2,0$.

Расчётная сетка. При численном моделировании использовалась неструктурированная комбинированная расчетная сетка, которая состояла из 3,8 млн. элементов и 990 тыс. узлов. У поверхности пластины, около отверстий и вблизи стенок пленума выполнено сгущение сетки размерностью в 20 ячеек. Значение параметра y^+ во всех расчетах применялось в диапазоне от 0,5 до 1,1, что удовлетворяет условиям моделирования с применением *RANS* моделей турбулентности.

Граничные условия. Расположение областей задания граничных условий представлено на рис. 3. Температура основного потока на входе составляла 25°C , вдуваемого – 72°C . На входе в канал средняя скорость основного потока задавалась равной $37,8$ м/с. Граничные условия для потока, вдуваемого через два ряда отверстий, соответствовали значениям параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$. Интенсивность турбулентности основного потока на входе принималась равной 1% . На выходе из модели среднее статическое давление задавалось атмосферным и равным 101300 Па. Расчеты проводились при числах Рейнольдса Re_d , определенных по эквивалентному диаметру канала и скорости основного потока, в диапазоне $(0,9 \dots 1,25) \cdot 10^5$. При компьютерном моделировании использовалась $k-\epsilon$ модель турбулентности, показавшая наилучшие результаты в работе [5].

Результаты и их обсуждение

Влияние отношения Δ/d на осредненную по поверхности эффективность пленочного охлаждения представлено на рис. 4. Как следует, в зависимости от величины Δ/d средняя эффективность пленочного охлаждения изменяется по кривой с максимумом, причем значение $(\Delta/d)_{\text{опт}}$, соответствующее максимуму эффективности, изменяется от $1,5$ до $0,5$ при увеличении параметра вдува от $0,5$ до $2,0$. При $\Delta/d < 0$ наблюдается значительное снижение эффективности пленочного охлаждения.

Обработка данных моделирования (рис. 4) в диапазоне изменения Δ/d от $0,5$ до $1,5$ для углов $\alpha = \beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$ при $m = 0,5-2,0$ позволила впервые получить уравнение для осредненной по поверхности эффективности пленочного охлаждения

$$\overline{\eta} = 0,28 + 0,58 (\Delta/d) - 0,39 (\Delta/d)^2. \quad (1)$$

Также, для величины $(\Delta/d)_{\text{опт}}$ впервые в диапазоне изменения m от $0,5$ до $2,0$ для углов $\alpha = \beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$ получена следующая зависимость

$$(\Delta/d)_{\text{опт}} = -0,125 + 1,41m - 0,3m^2. \quad (2)$$

Для анализа физической структуры потока за парными отверстиями при различных значениях Δ/d рассмотрим поля температур и проекции векторов скорости в поперечной плоскости на расстояниях $x/d = 10$ от задней кромки второго ряда при $m = 1,0$ (рис. 5). При анализе рис. 5 можно выделить пять групп потоков. Для $\Delta/d = 2,0; -1,5; -1,0$ (первая группа) за парой отверстий формируются классические интенсивные симметричные «почечные» вихри, приводящие к подосу воздуха из основного потока к поверхности, что приводит к снижению эффективности пленочного охлаждения.

Для $\Delta/d = -0,5$ и $\Delta/d = 0$ (вторая группа) за парой отверстий формируются несимметричные «почечные» вихри с наклоном вихревой структуры в правую сторону (в плоскости рисунка). При $\Delta/d = 0,5$ и $1,0$ (третья группа) наблюдается сложная вихревая структура с единичным несимметричным вихрем, который препятствует поступлению воздуха из основного потока к поверхности пластины.

При $\Delta/d = 1,3$ (четвертая группа) формируется несимметричная вихревая структура с наклоном в левую сторону, формируется антипочечная вихревая структура с растеканием охладителя в поперечном направлении, что препятствует поступлению основного потока к стенке. Как следует из рис. 4, в этом случае эффективность пленочного охлаждения максимальна и вихревая структура обеспечивает лучшие теплозащитные свойства.

При дальнейшем увеличении Δ/d до $1,5$ и $2,0$ (пятая группа) сформированная вихревая структура становится симметричной и нормальной к поверхности. Существенное снижение эффективности пленочного охлаждения (рис. 5) может быть обусловлено отрывом потока при увеличении интенсивности вихрей.

Анализ физической структуры потока за парными отверстиями при различных значениях Δ/d (рис. 5) показал, что для рассматриваемого случая ($\alpha = \beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$) наилучшими теплозащитными свойствами обладает антипочечная несимметричная вихревая структура с наклоном соседних вихрей в правую сторону (рис. 5, $\Delta/d = 1,3$).

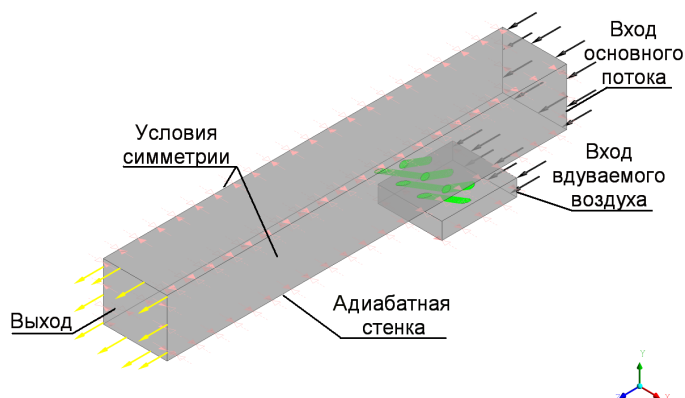


Рис. 3 – Геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности при вдуве охладителя через парные отверстия

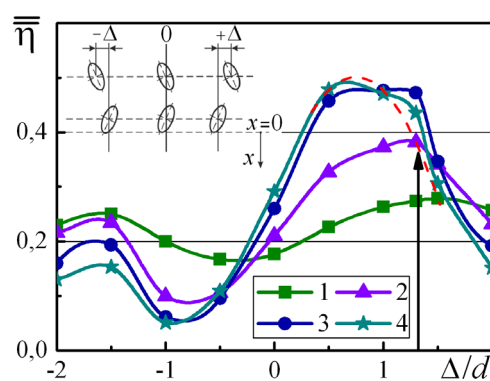


Рис. 4 – Влияние отношения Δ/d на величину $\bar{\eta}$: 1 – $m = 0,5$; 2 – $m = 1,0$; 3 – $m = 1,5$; 4 – $m = 2,0$

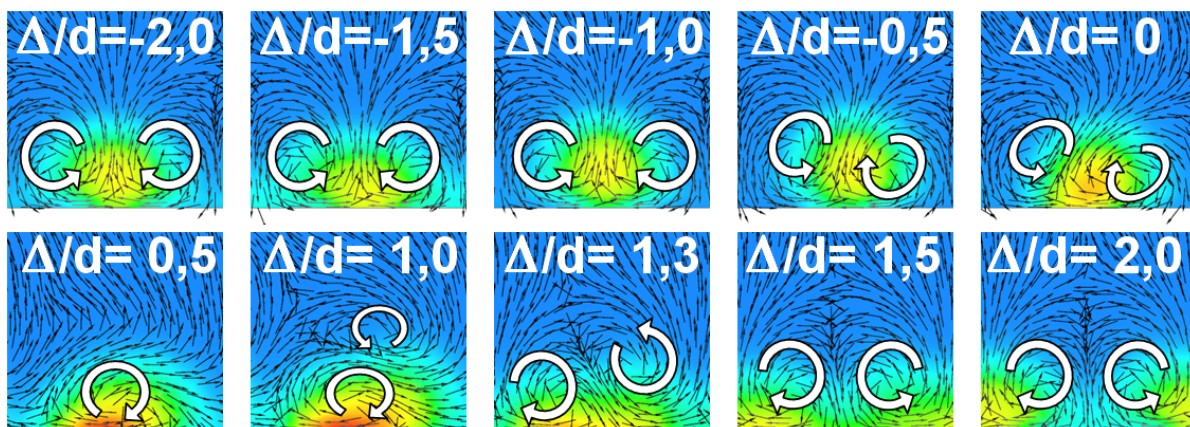


Рис. 5 – Температурные поля и проекции векторов скорости за парными отверстиями в зависимости от отношения Δ/d при $m = 1,0$ на расстоянии $x/d = 10$

Выводы

При заданных значениях углов подачи охладителя β_1 и β_2 поперечное расстояние между отверстиями первого и второго ряда Δ оказывает значительное влияние на эффективность плёночного охлаждения, которая изменяется по кривой с максимумом. Впервые получено уравнение для оптимального значения параметра Δ/d , обеспечивающего максимальную эффективность охлаждения.

Список литературы

- 1 US Pat. Application. Double jet film cooling structure [Text] / Sugimoto T., Tanaka R., Tsuji K., Bohn D., Kusterer K. – № US 2007/0109743A1. – 17.05.2007. – 8 p., based on Japanese Patent Application № 2005 – 332530, 17.11.2005.
- 2 Kusterer, K. Experimental and numerical investigations of the double-jet film cooling technology [Text] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn et al. // J. of Energy and Power Engng. – 2010. – Vol. 4, No. 9. – P. 16–25. – ISSN 2327-588X.

- 3 Lee Ki-Don. Optimization of ejection angles of double-jet film-cooling holes using RBNN model [Text] / Ki-Don Lee, Dae-Woong Choi, Kwang-Yong Kim // International Journal of Thermal Sciences. – 2013. – № 73. – P 69–78. – ISSN 1290-0729.
- 4 Kusterer, K. A parametric study on the influence of the lateral ejection angle of double-jet holes on the film cooling effectiveness for high blowing ratios [Electronic resource] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn et al // Proceedings of ASME Turbo Expo–2009. – GT2009-59321. – 13 p. – 1 CD-ROM. – Title from the screen.
- 5 Панченко, Н. А. Компьютерное моделирование плёночного охлаждения при подаче охладителя через парные отверстия [Текст] / Н. А. Панченко // Вестник двигателестроения. – 2015. – №2/2015. – С. 47–51. – ISSN 1727-0219.

Bibliography (transliterated)

- 1 Sugimoto T., Tanaka R., Tsuji K., Bohn D. and Kusterer K. (2007), Application. Double jet film cooling structure, US Pat. US 2007/0109743A1.
- 2 Kusterer, K., Elyas, A., D. Bohn, et al. (2010), "Experimental and numerical investigations of the double-jet film cooling technology", J. of Energy and Power Engng, vol. 4, no. 9, pp. 16–25, ISSN 2327-588X.

- 3 **Lee, Ki-Don, Choi, Dae-Woong and Kim, Kwang-Yong** (2013), "Optimization of ejection angles of double-jet film-cooling holes using RBNN model", *International Journal of Thermal Sciences*, no. 73, pp. 69–78, ISSN 1290-0729.
- 4 **Kusterer, K., Elyas, A. and Bohn, D.** et al. (2009), "A parametric study on the influence of the lateral ejection angle of double-jet holes on the film cooling effectiveness for high blowing ratios", *Proceedings of ASME Turbo Expo-2009*, no. GT2009-59321.
- 5 **Panchenko, N. A.** (2015), "Komp'juternoe modelirovanie plenochного ohlazhdeniya pri podache ohladitelja cherez parnye otverstija [Numerical simulation of double jet film cooling]", *Herald of aeroenginebuilding*, no. 2/2015, pp. 47–51, ISSN 1727-0219.

Відомості про авторів (About authors)

Халатов Артём Артёмович – доктор технических наук, профессор, академик НАН Украины, заведующий отделом Института технической теплофизики НАН Украины, Национальный технический институт Украины «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина; тел. +38(044) 456-93-02, e-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua; ORCID 0000-0002-7659-4234.

Khalatov Artem – Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician of the NAS of Ukraine, Institute of Engineering Thermophysics, Ukrainian National Academy of Science, National Technical University of Ukraine «Kiev Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine; tel. +38(044) 456-93-02, e-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua; ORCID 0000-0002-7659-4234.

Панченко Надежда Анатольевна – младший научный сотрудник Института технической теплофизики НАН Украины, ассистент Национального технического института Украины «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина; тел. +38(097) 193-90-43, e-mail: mynadezhda@i.ua; ORCID 0000-0003-1862-0534.

Panchenko Nadiia – Junior Research Fellow, Institute of Engineering Thermophysics, Ukrainian National Academy of Science, asst., National Technical University of Ukraine «Kiev Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine; tel. +38(097) 193-90-43, e-mail: mynadezhda@i.ua; ORCID 0000-0003-1862-0534.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Халатов, А. А. Влияние поперечного расстояния между отверстиями Δ на эффективность плёночного охлаждения за парными отверстиями [Текст] / **А. А. Халатов, Н. А. Панченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 26–30. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.03.

Please cite this article as:

Khalatov, A. and Panchenko, N. (2016), "Influence of the Spanwise Distance Δ Between Holes on the Film Cooling Efficiency Beyond Double Jet Holes". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 26–30, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.03.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Халатов, А. А. Вплив поперечної відстані між отворами Δ на ефективність плівкового охолодження за парними отворами [Текст] / **А. А. Халатов, Н. А. Панченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 26–30. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.03.

АНОТАЦІЯ Представлені результати чисельного моделювання плівкового охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача через систему парних отворів на поверхню пластини. Наводиться порівняльний аналіз результатів чисельного моделювання щодо впливу параметра Δ на ефективність плівкового охолодження пластини для парних отворів. Виконано аналіз фізичної структури потоку і дано пояснення збільшення ефективності плівкового охолодження. Для CFD моделювання був використаний комерційний пакет ANSYS CFX 14.

Ключові слова: плівкове охолодження, парні отвори, адіабатна ефективність плівкового охолодження, поперечне відстань Δ між отворами, чисельне моделювання.

Поступила (received) 10.01.2016

А. В. БОЙКО, А. П. УСАТЫЙ, В. С. БАРАННИК

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ТУРБИННЫХ ПРОФИЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ КУБИЧЕСКИХ ИНТЕРПОЛЯЦИОННЫХ СПЛАЙНОВ

АННОТАЦИЯ В работе предложена методика проектирования оптимальных турбинных профилей с использованием кубических интерполяционных сплайнов. Проведена оптимизация турбинных профилей по геометрическому критерию качества и по критерию минимума профильных потерь. Показана возможность повышения эффективности турбинных профилей с использованием предложенных кривых. Приведены формы полученных оптимальных профилей и распределение векторов скорости в межлопаточном канале.

Ключевые слова: кубический интерполяционный сплайн, турбинная решетка, критерий качества, оптимизация турбинного профиля

A. V. BOIKO, A. P. USATY, V. S. BARANNIK

DESIGNING OPTIMAL TURBINE PROFILES USING CUBIC INTERPOLATION SPLINES

ABSTRACT The optimization of turbine cascade implies a change in the shape of profiles along the entire edge of the blade or in particular sections of it. The shapes of obtained profiles depend directly on the selected type of curve used to describe them. The selected type of curve should fulfill the most important requirement set for turbine profiles that is, the profile contour must have a smooth edging. This paper proposes the method of design for optimal turbine profiles using cubic interpolation splines. The cascade profile is formed by two cubic splines that circumscribe the discharge part, one cubic spline that circumscribes the pressure side and also two circumferences that circumscribe inlet and outlet edges. Specified boundary conditions on curve edges were maintained using the method of conjugated Fletcher-Reeves gradients. Since a degree of cubic interpolation spline is independent of the amount of supporting points, i.e. spline joints, therefore for more precise description of initial profile intermediate points were added whose coordinates were later on used as optimizable parameters. Turbine profiles were optimized using the offered technique. The optimization was carried out using two statements: with the geometric quality factor and with a factor of minimum profile losses for different types of profiles. CDF was used for the optimization of a profile in the 2-D statement to evaluate its efficiency. Computation data showed that it is possible to increase the aerodynamic efficiency when the profile is streamlined by a flow of viscous liquid. This scientific paper gives the optimization data with respect to the geometric quality factor and a factor of minimum profile losses, and the distribution of velocity vectors in the blade channel.

Key words: cubic interpolation spline, turbine cascade, quality factor and the turbine profile optimization.

Введение

В настоящее время повышение аэродинамической эффективности проточных частей турбоустановок чаще всего осуществляют с помощью пространственного изменения формы лопаток. Как правило для этой цели применяют различного рода навалы [1, 2]. Реже встречаются подходы, в которых увеличение эффективности достигается за счет применения специальных перегородок на торцевых поверхностях или профилирование торцов, оказывающих существенное влияние на вторичные течения [3, 4]. Однако нельзя не учесть тот факт, что при постановке задачи оптимизации турбинной решетки необходимым является варьирование формы профиля лопатки по всей высоте или на определенных ее участках, что влечет за собой не только изменение характера обтекания решетки, но и изменение ее интегральных характеристик [5, 6].

В свою очередь, постановка задачи оптимизации формы профиля турбинной решетки выдвигает серьезные требования к методам параметризации профиля. Аналитическое построение профиля осуществляют с использованием различного рода кривых (степенных полиномов [7, 8], кривых

Безье [9, 10], NURBS), обеспечивающих важнейшее требование аэродинамического совершенства – плавность изменения контура.

Цель работы

Данная статья посвящена проектированию турбинных профилей с помощью интерполяционных кубических сплайнов.

Применение кубического интерполяционного сплайна к построению турбинных профилей

Наиболее важным требованием, предъявляемым к турбинным профилям, является плавность изменения его обводов. При этом кривая описывающая стороны профиля должна удовлетворять граничным условиям на ее концах, а для стороны разрежения и в точке горла.

Таким образом, задача проектирования профиля турбинной решетки сводится к определению формы кривой с заданными граничными условиями, описывающей профиль, и выбору варьируемых параметров для постановки оптимизационной задачи.

С точки зрения конструктора наиболее плавной кривой является изогнутая балка – сплайн. В работе [11] было показано, что практическое решение уравнения Эйлера с геометрическим критерием качества минимум потенциала энергии искривления балки приводит к полиному третьей степени, а весь сплайн – к кусочной функции.

Рассмотрим построение сторон турбинного профиля с использованием кубического интерполяционного сплайна.

В общем виде кривая, описывающая стороны профиля, будет представлять собой функцию, каждый отрезок которой образован многочленом третьей степени типа

$$y_i(x) = a_i + b_i(x - x_i) + \frac{c_i}{2}(x - x_i)^2 + \frac{d_i}{6}(x - x_i)^3, \quad (1)$$

где $(x - x_i)$ – расстояние между узлами сплайна; a_i, b_i, c_i, d_i – неизвестные коэффициенты сплайна; $i = 0, 1, 2, 3, \dots, n$.

При этом плавность обводов профиля обеспечивается свойствами кубического интерполяционного сплайна, а именно сохранение непрерывности первой и второй производной на всем протяжении кривой.

Из (1) видно, что задача определения формы интерполяционного кубического сплайна заключается в поиске неизвестных коэффициентов многочлена на каждом участке кривой.

Предположим, сторона профиля описывается n -м количеством участков (рис. 1). Тогда для определения формы кубического сплайна необходимо найти $4n$ неизвестных. При этом известными считаются значение функции в каждом узле сплайна, равное $n + 1$, и условие дважды непрерывного дифференцирования во внутренних узлах дает непрерывность функции $f_i(x)$ и ее первой и второй производной. Количество внутренних точек равно $n - 1$. Итого для поиска $4n$ неизвестных имеем $4n - 2$ условия.

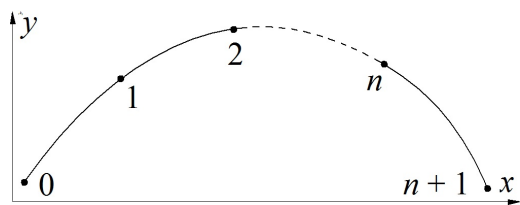


Рис. 1 – К построению кубического интерполяционного сплайна

Два недостающих условия находят из условий ограничения кривой на ее концах. В качестве ограничений могут выступать первые, вторые и третьи производные функции в крайних узлах.

В данном случае предлагается использовать условие «свободного закрепления» на концах сплайна. При этом граничные условия в точках стыковки кубических сплайнов с входной и вы-

ходной кромкой, а для «спинки» и в точке горла, выдерживались следующим образом:

- поиск неизвестных коэффициентов сплайна;
- определение вторых производных в узловых точках, полученного сплайна;
- варьирование значений вторых производных до выполнения условия $y'_i = y'$, $i = 1, 2, \dots, n$, где y'_i – значение первых производных в узле сплайна, полученные путем варьирования вторых производных в этих узлах.

Минимизация суммы квадрата невязки $-\sum_{i=1}^n |y'_i - y'|^2$ осуществлялась с помощью метода сопряженных градиентов Флетчера-Ривса.

Особенности параметрической модели при описании формы профиля кубическими интерполяционными сплайнами

Параметрическую модель турбинного профиля в данном случае удобно представить в виде двух интерполяционных сплайнов, описывающих сторону разрежения, одного кубического сплайна, описывающего сторону давления профиля, и двух окружностей, описывающих входную и выходную кромки.

Преимуществом использования кубических сплайнов в сравнении со степенными полиномами является сохранение степени сплайна при увеличении количества узлов, на которые опирается кривая.

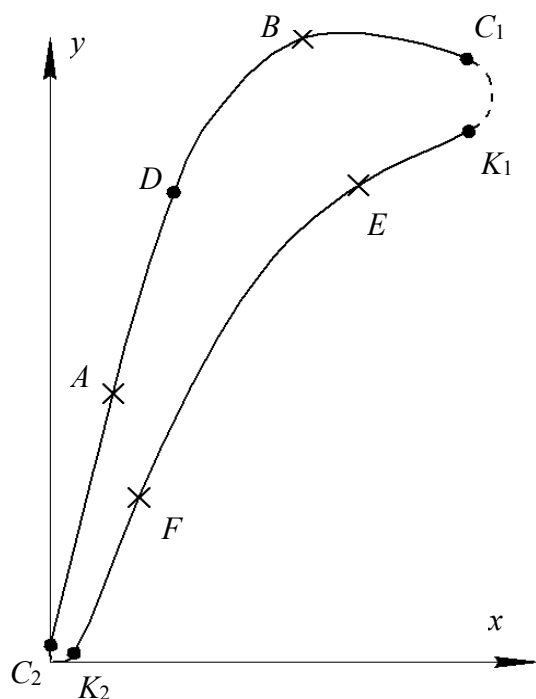
С учетом выше сказанного, для более точного описания исходной формы профиля кубическим интерполяционным сплайном, к существующим узлам, определенным при помощи зависимостей [10], добавляют промежуточные узлы.

В качестве варьируемых параметров при данном подходе предлагается использовать координаты промежуточных узлов.

К примеру, на рис. 2 в качестве основных узлов выступают точки C_2, D, C_1, K_1, K_2 , варьируемыми – A, B, E, F . В точках C_2, D, C_1, K_1, K_2 достигалось равенство значений первых производных, определяемых по зависимостям [7].

Метод проектирования турбинных профилей с помощью кубических интерполяционных сплайнов был реализован и интегрирован в программу САПР «Турбоагрегат» (TurboOptProject). На рис. 3 приведено диалоговое окно проектирования и оптимизации турбинных профилей по геометрическому критерию качества.

Проектировщику предоставляется возможность выбора количества точек для варьирования как на стороне разрежения так и стороне давления профиля.



- – основные узловые точки
- × – промежуточные узловые точки

Рис. 2 – Профиль турбинной лопатки, построенный с помощью кубических интерполяционных сплайнов

Оптимизация турбинного профиля по геометрическому критерию качества

Как уже было упомянуто выше, одним из требований аэродинамически совершенных профилей является плавно изменяющаяся кривизна по обводу профиля. Критериями качества при постановке задачи оптимизации могут выступать минимум максимальной кривизны (2), минимум потенциальной энергии изгиба кривой (3) либо их комбинация с разными весовыми долями.

$$\max|k| \rightarrow \min, \quad (2)$$

где $k = y'' / (1 + y'^2)^{1.5}$ – кривизна.

$$U \rightarrow \min, \quad (3)$$

где $U = \frac{EJ_0}{2} \int_{x_0}^{x_1} k^2 dx$; E – модуль упругости; J_0 –

момент инерции сечения балки; $\frac{EJ_0}{2} = \text{const}$.

Анализируя (3) видно, что кривая примет такую форму, при которой значение потенциальной энергии деформации будет минимальное, то есть функция описывающая форму балки, должна удовлетворять минимуму функционала

$$J = \int_{x_0}^{x_1} \frac{y''^2}{(1 + y'^2)^3} dx. \quad (4)$$

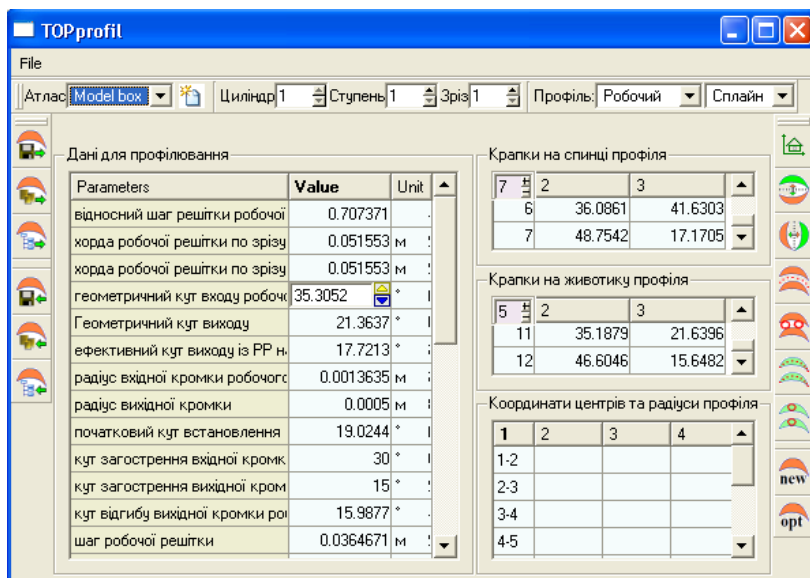


Рис. 3 – Диалоговое окно проектирования турбинных профилей

Объектом исследований при оптимизации формы профиля по геометрическому критерию качества является решетка активного типа. Данный выбор обусловлен прежде всего сложностью плавного описания стороны разрезания для данного типа профилей. Критерий качества – минимум энергии изгиба кривой и минимум максимальной кривизны в равных весовых долях.

На рис. 4 приведены результаты проектирования турбинного профиля с использованием кубических интерполяционных сплайнов и формы оптимизированных профилей по геометрическому критерию качества с различным числом узловых точек на сторонах давления и разрезания.

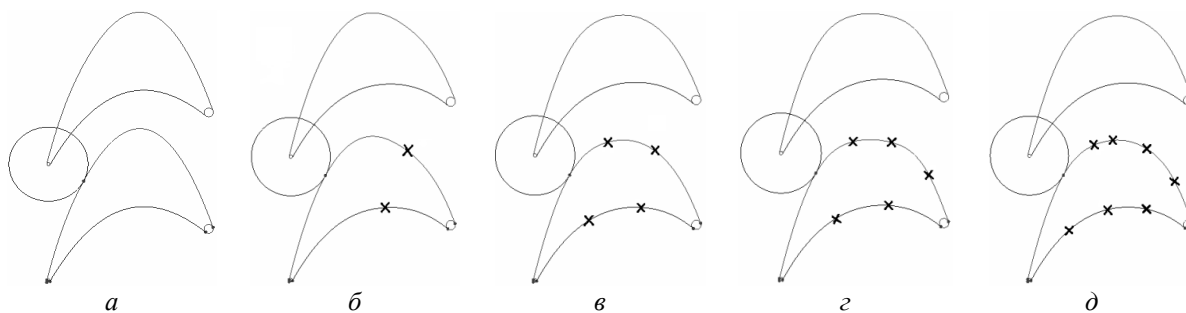


Рис. 4 – Оптимизация турбинного профиля по геометрическому критерию качества:
 а – спроектированный профиль по трем точкам на «спинке» и двум точкам на «животике»;
 б – оптимизированный профиль по одной точке на «спинке» и одной точке на «животике»;
 в – оптимизированный профиль по двум точкам на «спинке» и двум точкам на «животике»;
 г – оптимизированный профиль по трем точкам на «спинке» и двум точкам на «животике»;
 д – оптимизированный профиль по четырем точкам на «спинке» и трем точкам на «животике»

Оптимизация турбинного профиля по критерию качества минимума профильных потерь

Оптимизация профиля в двумерной постановке привела к достаточно неожиданным результатам. На рис. 5 приведены формы исходного и оптимального профилей.

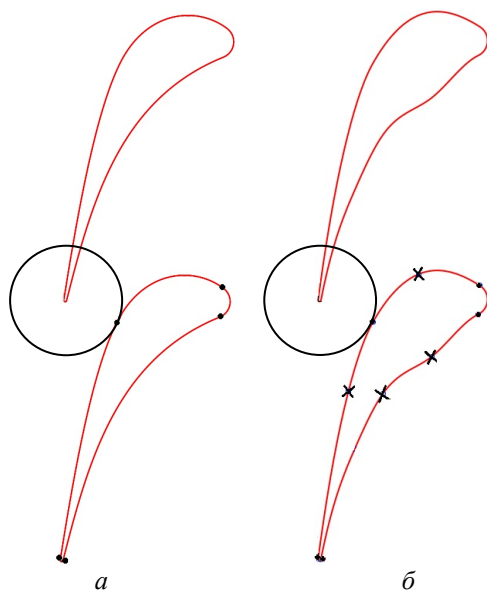


Рис. 5 – Форма профиля
 а – исходный; б – оптимальный

Оптимизируемыми параметрами выступали координаты четырех промежуточных точек, то есть варьировалось восемь параметров. При этом были наложены ограничения на расход рабочего тела ($\pm 0,05\%$ в относительных величинах) и площадь поперечного сечения профиля (не ниже площади исходного варианта). Оптимизационный подход – теория планирования эксперимента и ЛП_т-поиск.

Форма профиля, обеспечивающая минимум профильных потерь была достигнута на седьмой итерации оптимизационной задачи.

Снижение профильных потерь при данной постановке составило 5,85 % в относительных величинах с соблюдением наложенных ограничений. Как видно из рис. 5, оптимальная форма профиля на «животике» существенно отличается от исходного варианта и имеет некоторое сходство с так называемыми «дельфинообразными» профилями.

Для более детального анализа причин повышения эффективности на рис. 6 приведено распределение векторов скорости в межлопаточном канале исходного и оптимального вариантов.

Из рис. 6 видно, что обтекание профиля оптимальной формы потоком вязкой жидкости приводит к утонению пограничного слоя на «спинке» профиля. В свою очередь существенного отличия в обтекании «животика» исходного и оптимального вариантов не замечено.

Стоит отметить, что одним из преимуществ данного подхода проектирования турбинных профилей в сравнении с проектированием профилей кривыми Безье и степенными полиномами является достаточная простое прогнозирование и управление поведением кривой, что в свою очередь приводит к удобству процесса оптимизации.

Выводы

1 Предложена методика проектирования оптимальных турбинных профилей с помощью кубических интерполяционных сплайнов.

2 Рассмотрены особенности параметрической модели турбинных решеток, образованных кубическими интерполяционными сплайнами.

3 Проведена оптимизация турбинных профилей по геометрическому критерию качества и по критерию минимума профильных потерь, которые показали правомерность использования разработанной методики для получения турбинных профилей с оптимальными характеристиками.

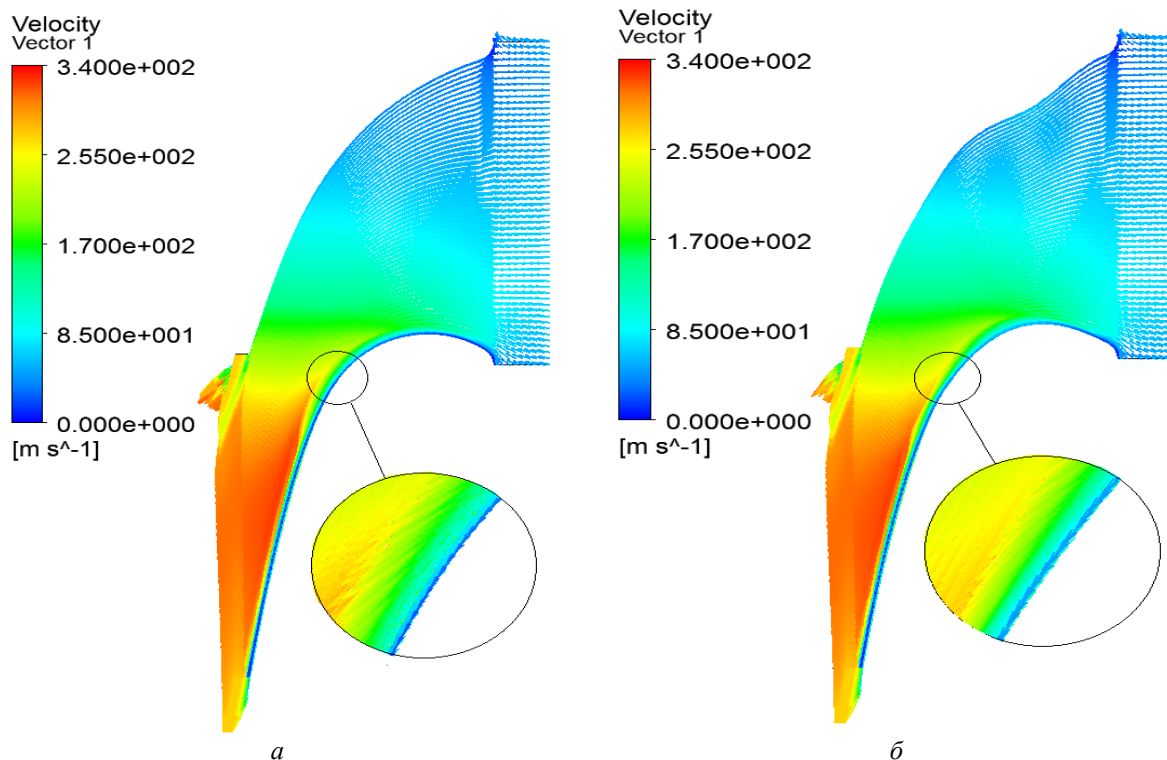


Рис. 6– Распределение вектора скорости в межлопаточном канале:
а – исходный вариант; б – оптимальный вариант

Список литературы

- 1 **Бойко, А. В.** Применение вычислительной аэродинамики к оптимизации лопаток турбомашин [Текст] : моногр. / **А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, М. В. Бурлака.** – Харьков : НТУ «ХПИ», 2012. – 192 с.
- 2 **Русанов, А. В.** Аеродинамічне вдосконалення ступені циліндру високого тиску парової турбіни потужністю 325 МВт за допомогою просторового профілювання лопаток [Текст] / **А. В. Русанов, С. В. Левченко, В. Л. Швецов** и др. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 7. – С. 9–14. – ISSN 1729-3774.
- 3 **Li, D.** Numerical investigation of the NON-aximmetric end wall application to the white cascade [Text] / **D. Li, H. Chen, Y. Song** et al. // Proceedings of ASME Turbo Expo. Montreal, Quebec, Canada, 15–19 June 2015. – GT2015-42261.
- 4 **Ingram, G.** investigation of a novel secondary flow feature in a turbine cascade with end wall profiling [Text] / **G. Ingram, D. Gregory-Smith** // Proceedings of ASME Turbo Expo. Vienna, Austria, June 14–17 2004. – GT2004-53589.
- 5 **Sangston, K.** Endwall loss reduction of high lift low pressure turbine airfoils using profile contouring – part II: validation [Text] // **K. Sangston, J. Little, M. E. Lyall** et al. // Proceedings of ASME Turbo Expo San Antonio, Texas, USA, 3–7 June 2013. – GT2013-95002.
- 6 **Yamada, Y.** Suppression of secondary flows in an axial flow turbine rotor with a novel blade design concept [Text] / **Y. Yamada, T. Shibata, S. Nakakido** et al. // Proceedings of ASME Turbo Expo. Düsseldorf, Germany, 16–20 June 2014. – GT2014-25630.
- 7 **Бойко, А. В.** Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин [Текст] / **А. В. Бойко.** – Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1982. – 152 с.
- 8 **Русанов, А. В.** Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / **А. В. Русанов, Н. В. Пашенко, А. И. Косьянова** // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – Т. 2, № 7. – С. 32–37. – ISSN 1729-3774.
- 9 **Fazil, J.** Investigation of airfoil profile design using reverse engineering Bezier curve [Text] / **J. Fazil, V. Jayakumar** // Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2011. – Vol.6, No. 7. – P. 43–52. – ISSN 1819-6608.
- 10 **Бойко, А. В.** Пространственная оптимизация лопатки прямой турбинной решетки с изменением профиля по высоте [Текст] / **А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, В. С. Баранник** // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПИ», 2013. – № 14(988). – С. 5–10. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X.
- 11 **Кожевников, С. Н.** Геометрический критерий плавности контура профиля турбинной лопатки [Текст] / **С. Н. Кожевников** // Известия высших учебных заведений. Серия: Энергетика. – Минск, 1989. – С. 91–93.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Boiko, A. V., Govorushchenko, Yu. N. and Burlaka, M. V.** (2012), *Primenenie vychislitel'noj ajerodinamiki k optimizacii lopatok turbomashin* [Application of computational fluid dynamics to optimization of turbomachine blades], NTU “KhPI”, Kharkov, Ukraine.
- 2 **Rusanov, A. V., Levchenko, E. V., Shvetsov, V. L.** et al. (2010), “Aerodynamic improvement of the high

- pressure cylinder stage by capacity 325 MW using spatial blade profiling”, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 7, pp. 9–14.
- 3 **Li, D., Chen, H., Song, Y. et al.** (2015), “Numerical investigation of the NON-aximmetric end wall application to the white cascade”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Montreal, Quebec, Canada, 15–19 June.
 - 4 **Ingram, G. and Gregory-Smith, D.** (2004), “Investigation of a novel secondary flow feature in a turbine cascade with end wall profiling”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Vienna, Austria, June 14–17.
 - 5 **Sangston, K., Little, J., Lyall, M. E. et al.** (2013), “Endwall loss reduction of high lift low pressure turbine airfoils using profile contouring – part II: validation”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, San Antonio, Texas, USA, 3–7 June 2013.
 - 6 **Yamada, Y., Shibata, T., Nakakido, S. et al.** (2014), “Suppression of secondary flows in an axial flow turbine rotor with a novel blade design concept”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Düsseldorf, Germany, 16–20 June 2014.
 - 7 **Boiko, A. V. (1982)**, *Optimal'noe proektirovanie protochnoj chasti osevyh turbin* [Optimal design of the axial turbine flow path], Vishha shkola. Izd-vo pri Har'k. unte, Kharkov, Ukraine.
 - 8 **Rusanov, A. V., Pashchenko, N. V. and Kosyanova, A. I.** (2009), “Method of the blade rows analytic profiling of the axial turbine flow path”, *East uropean journal of the advanced technology*, vol. 2, no. 7, pp. 32–37.
 - 9 **Fazil, J. and Jayakumar, V.** (2011), “Investigation of airfoil profile design using reverse engineering bezier curve”, *Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 6, no. 7, pp. 43–52, – ISSN 1819-6608.
 - 10 **Boiko, A. V., Govorushchenko, Yu. N. and Barannik, V. S.** (2013), “The spatial optimization of direct turbine row blade by changing profile in height”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 14(988), pp. 5–10.
 - 11 **Kozhevnikov, S. N.** (1989), “A geometric criterion for smooth contour turbine blade profile”, *Proceedings of the higher educational institutions. Series: Energy*, Minsk, Belarus, pp. 91–93.

Сведения об авторах (About authors)

Бойко Анатолий Владимирович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: aboiko@kpi.kharkov.ua, ORCID 0000-0003-4549-3577.

Boiko Anatoly – Doctor of technical science, Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Усатый Александр Павлович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры турбиностроения, г. Харьков, Украина; e-mail: alpaus@ukr.net, ORCID 0000-0002-8568-5007.

Usaty Alexander – Doctor of technical science, Senior researcher, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Баранник Валентин Сергеевич – младший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра турбиностроения, г. Харьков, Украина; e-mail: Valentin.Barannik@gmail.com, ORCID 0000-0002-1472-0143.

Barannik Valentine – junior researcher, Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Бойко, А. В. Проектирование оптимальных турбинных профилей с помощью кубических интерполяционных сплайнов [Текст] / **А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 31–36. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.04.

Please cite this article as:

Boiko, A. V., Usaty, A. P. and Barannik, V. S. (2016), “Designing Optimal Turbine Profiles Using Cubic Interpolation Spline”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 31–36, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.04.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бойко, А. В. Проектирования оптимальных турбинных профилей за допомогою кубічних інтерполяційних сплайнів [Текст] / **А. В. Бойко, О. П. Усатий, В. С. Баранник** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 31–36. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.04.

АНОТАЦІЯ В роботі запропонована методика проектування оптимальних турбинних профілів з використанням кубічних інтерполяційних сплайнів. Проведена оптимізація турбинних профілів по геометричному критерію якості та по критерію мінімуму профільних втрат. Показана можливість підвищення ефективності турбинних профілів з використанням запропонованих кривих. Приведені форми отриманих оптимальних профілів та розподіл векторів швидкості в міжлопатковому каналі.

Ключові слова: кубічний інтерполяційний сплайн, турбінна решітка, критерій якості, оптимізація турбінного профілю.

Поступила (received) 08.01.2016

И. Н. ЗИНЧЕНКО, А. В. СКОРИК, В. П. ПАРАФЕЙНИК

**О ВЛИЯНИИ СФЕРИЧЕСКИХ ЛУНОК НА ПОВЕРХНОСТИ
ЛОПАТОК ДИФфуЗОРА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СТУПЕНИ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

АННОТАЦИЯ Представлены результаты численного исследования влияния сферических лунок, размещённых на поверхности лопаток диффузора, на интегральные характеристики ступени центробежного компрессора. Применение лунок рассматривается совместно с задачей увеличения запаса по помпажу. Увеличение запаса по помпажу обеспечивается за счёт модификации геометрии лопаточного диффузора базовой ступени (поворота лопаток), а лунки применяются для увеличения эффективности ступени в правой части газодинамической характеристики.

Ключевые слова: центробежный компрессор, лопаточный диффузор, сферическая лунка, отрыв потока, интегральные характеристики, численное исследование.

I. ZINCHENKO, A. SKORYK, V. PARAFIYNYK

**ON THE EFFECT OF SPHERICAL DIMPLES AT DIFFUSER VANE SURFACE ON
PERFORMANCE OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR**

ABSTRACT The purpose of the paper is to show how the spherical dimples located on vaned diffuser of centrifugal compressor effect on its performance. Centrifugal compressor stage with different modifications of vaned diffuser was calculated using ANSYS CFX. Vanes of the diffuser were turned to decrease the inlet angle of the vanes. This provides shifting of the stage characteristic in the direction of the low mass flow rate. Dimples were located on the vane surface of this modified diffuser with the aim of improving stage performance at the range of negative incidence angles at vane leading edge. The results of numerical computation showed that proposed location of the dimples provides the reducing of the flow separation zone and boundary layer thickness in the diffuser at negative incidence angles and, thus, increasing the efficiency of the compressor stage at corresponding mass flow range. The results of the investigation should be considered as qualitative. The accuracy of the simulation of the complex swirling flows with separation strongly depends on the CFX set-up. Therefore in order to obtain quantitative results a detailed verification (with experimental data) of the flow pattern and diffuser characteristics should be performed.

Key words: centrifugal compressor, vaned diffuser, spherical dimple, flow separation, numerical simulation.

Введение

Влиянию сферических лунок на обтекание аэродинамических поверхностей посвящен целый ряд работ. Применение лунок исследовалось при обтекании шара для гольфа [1], поверхностей летательных аппаратов [2] и теплообмена [3, 4], донной поверхности автомобилей [5], лопаток вентиляторов [6], а также плоских лопаточных решеток [7]. Лунки на поверхности шара для гольфа служат для раннего перехода от ламинарного пограничного слоя (ПС) к турбулентному, который остается присоединенным на более длинном участке поверхности по сравнению с ламинарным, вследствие чего след за шаром и, соответственно, гидравлические потери становятся меньше [1]. Полное покрытие сферическими лунками плоской обтекаемой поверхности не приводит к уменьшению сопротивления [8]. Поэтому в случае полностью турбулентного пограничного слоя, применение лунок является целесообразным только при их локальном размещении на криволинейных поверхностях с целью пассивного управления отрывом потока.

Согласно [9, 3] механизм влияния лунок на отрыв потока следующий. Циркулирующий в лунке вихрь покидает ее, увеличивая кинетическую энергию пристеночного ПС за лункой, увеличивая тем самым его устойчивость.

Работы, в которых рассматриваются углубления как способ повышения эффективности проточной части (ПЧ) центробежного компрессора (ЦК), практически отсутствуют. В частности, в [10] приводится конструкция безлопаточного диффузора с канавками на боковых стенках, а результаты численного исследования, выполненного в работе [11], показывают возможность расширения зоны устойчивой работы в зоне помпажа за счёт применения канавок прямоугольного сечения на боковой стенке лопаточного диффузора (ЛД). В работе [7] рассматривается обтекание плоской компрессорной решётки профилей; при этом лунками покрывается вся поверхность лопаток.

Течение в лопаточных диффузорах ЦК имеет сложный пространственный, ярко выраженный турбулентный характер. Кроме того, оно происходит при положительном градиенте давлений. Поэтому развитие подходов к проектированию таких диффузоров с использованием лунок и учётом влияния всех вышеперечисленных факторов является комплексной и достаточно сложной задачей. В данной работе предпринята попытка с использованием современных CFD-комплексов выявить принципиальную возможность улучшения характеристик ЦК с ЛД за счёт использования сферических лунок, а также определить область режимов работы ЦК, для которых применение ЛД с лунками наиболее целесообразно.

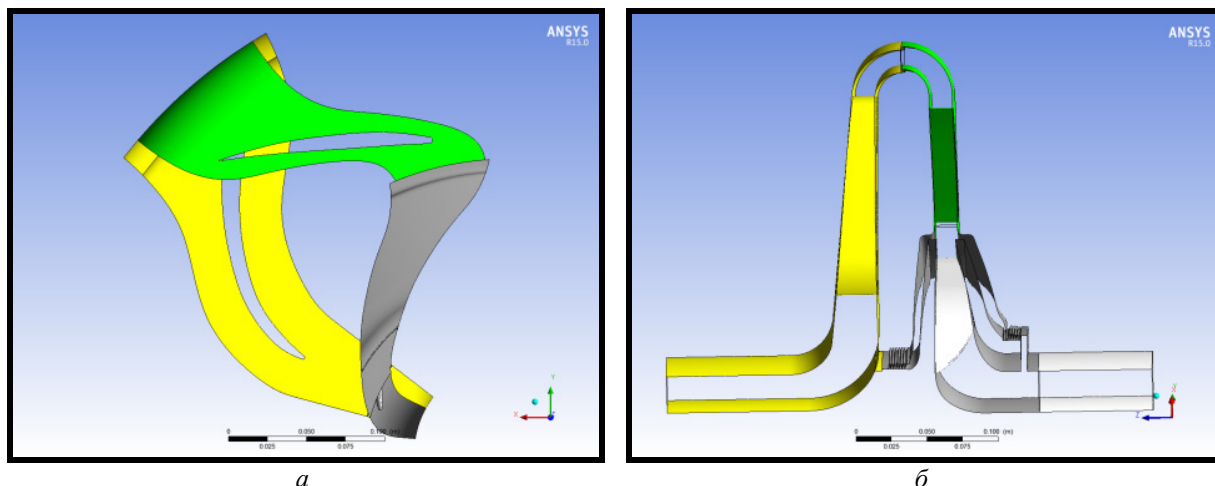


Рис. 1 – Пространственная геометрическая модель расчетной области течения ступени ЦК:
а – вид спереди; б – вид слева

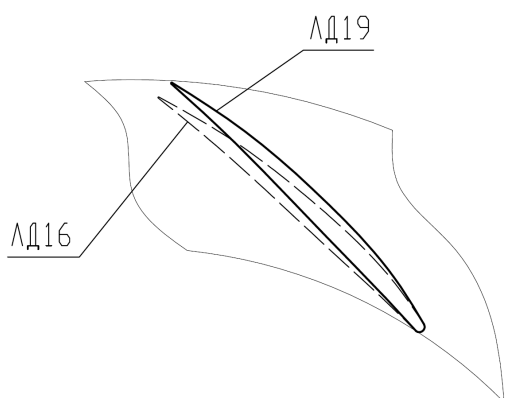


Рис. 2 – Относительное положение профилей лопаток диффузоров ЛД19 и ЛД16

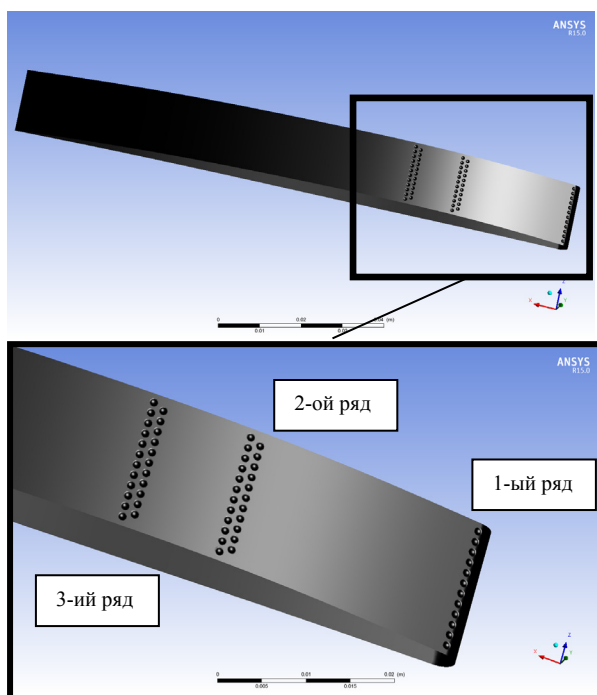


Рис. 3 – Расположение сферических лунок на поверхности лопатки ЛД16л

Объекты исследования

Исследуемая ступень ЦК включает: входной участок кольцевого сечения, рабочее колесо (РК), ЛД, поворотное колено, обратно-направляющий аппарат (рис. 1).

Лопаточная решётка РК с $D_2 = 350$ мм ступени ЦК образована лопатками с углом выхода $\beta_{л2} = 52^\circ$ и постоянной толщиной профиля.

Базовый лопаточный диффузор (ЛД19) имеет 20 лопаток со следующими геометрическими параметрами: входной угол лопатки $\alpha_{л3} = 19^\circ$, выходной угол лопатки $\alpha_{л3} = 34^\circ$, относительный диаметр входной кромки $D_3/D_2 = 1,17$, относительный диаметр выходной кромки $D_4/D_2 = 1,55$, средняя линия очерчена по дуге окружности. Профиль лопаток представлен на рис. 2. Характеристики ряда ступеней, в которых ЛД имеет такой профиль, приведены в [12].

Для смещения области рабочих режимов ступени в сторону меньших расходов выполнена модификация данного диффузора с сохранением профиля лопатки. Модифицированный диффузор (ЛД16) имеет следующие геометрические параметры: $\alpha_{л3} = 16^\circ$, $\alpha_{л4} = 31^\circ$, относительный диаметр входной кромки $D_3/D_2 = 1,17$, относительный диаметр выходной кромки $D_4/D_2 = 1,5$ (рис. 2).

Следующая модификация диффузора представляет собой ЛД16, на поверхности которого расположено три двойных ряда сферических лунок (ЛД16л). Трёхмерная модель ЛД16л представлена на рис. 3. Отношение глубины лунок к диаметру ($d_l = 0,9$ мм) составляет 0,1.

Методические особенности процесса численного исследования

Расчет течения в ступени выполнялся в ANSYS CFX v.15.0.7. Пространственная геометрическая модель расчётной области течения в ступе-

ни ЦК представлена на рис. 1. Она также включает зазоры между РК и статорными элементами ступени, течение в которых учитывалось при расчёте.

Расчеты выполнялись в стационарной постановке с использованием схемы дискретизации высокого разрешения (*High Resolution*). В качестве граничных условий на входе в ступень задавались полное давление и температура, на выходе задавался массовый расход. Распределение параметров потока на входе в ступень равномерное. Применялась SST-модель турбулентности. Интерфейс между РК и статорными элементами ступени – *Stage*. Теплообмен с окружающей средой не учитывался (*adiabatic walls*). Для рабочей среды применяется модель идеального газа (воздух). Условное число Маха $M_{u2} = 0,79$.

Общее количество элементов сетки ступени составляет $\approx 12\,000\,000$. Количество пристеноч-

ных слоев сетки в каждом элементе ступени не ниже 20, а y^+ не превышает 6.

Для обеспечения адекватности сравнения получаемых результатов соблюдалась идентичность топологии сеток всех вариантов ЛД.

Постановка задачи и результаты исследования

На начальном этапе работы была выполнена серия расчетов с использованием базовой геометрии ЛД исследуемой ступени ЦК в *ANSYS CFX* с целью получения ее интегральных характеристик (рис. 4). На практике на части характеристики при уменьшении расхода повышение напора не происходит. Таким образом, часть ее является нерабочей, а фактическая граница помпажа ступени с ЛД19 располагается на режиме с $\Phi_0 = 0,038$. С учетом того, что оптимальный режим работы ступени соответствует $\Phi_{0\text{опт}} = 0,045$, запас по помпажу составляет около 15 %.

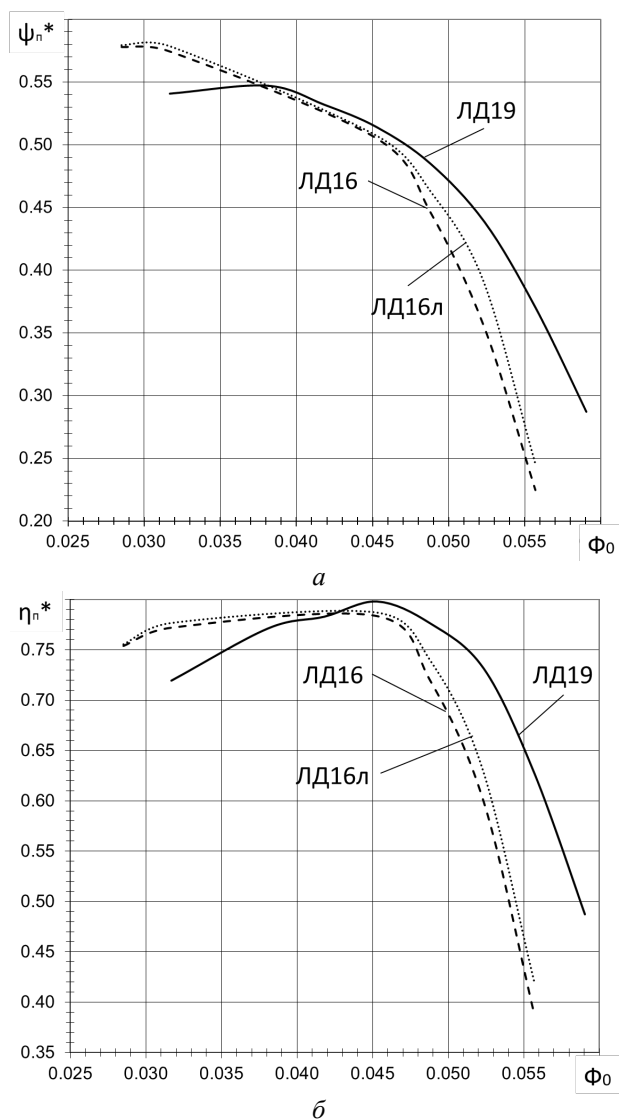


Рис. 4 – Интегральные характеристики ступени с базовым и модифицированными вариантами ЛД: а – зависимость коэффициента политропного напора от коэффициента расхода; б – зависимость политропного КПД от коэффициента расхода

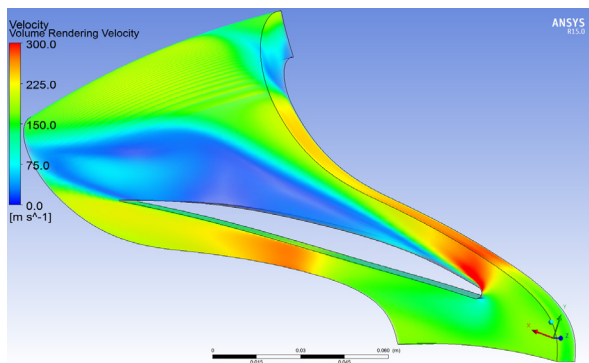
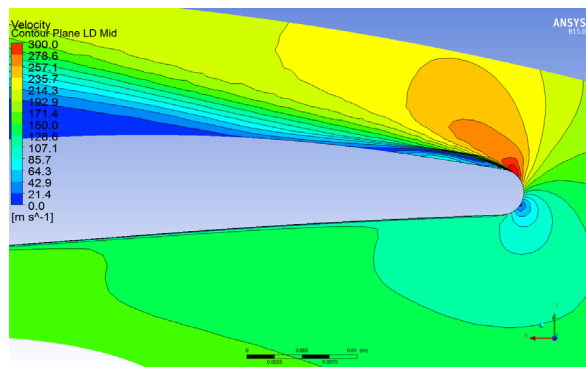
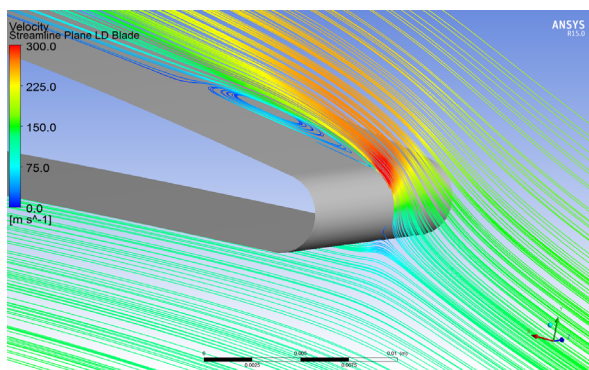


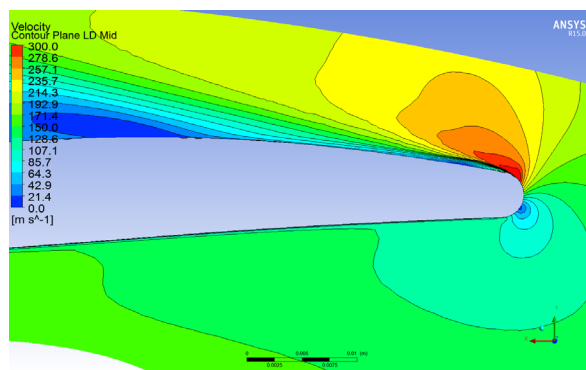
Рис. 5 – Поле скоростей в ЛД16 при $\Phi_0 > \Phi_{0opt}$



а

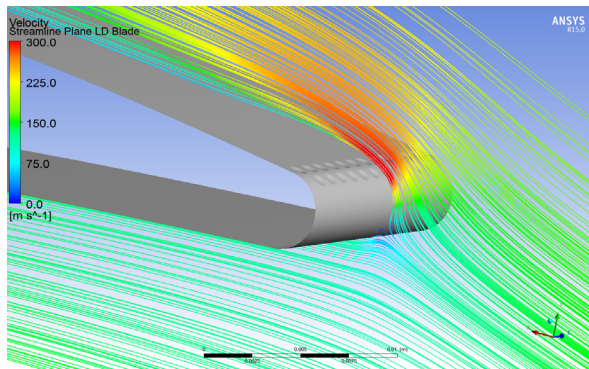


а



б

Рис. 8 – Поля скоростей в ЛД16 и ЛД16л:
а – ЛД16; б – ЛД16л



а

Рис. 6 – Линии тока у входных кромок диффузоров
ЛД16 и ЛД16л при $\Phi_0 = 0,052$:
а – ЛД16; б – ЛД16л

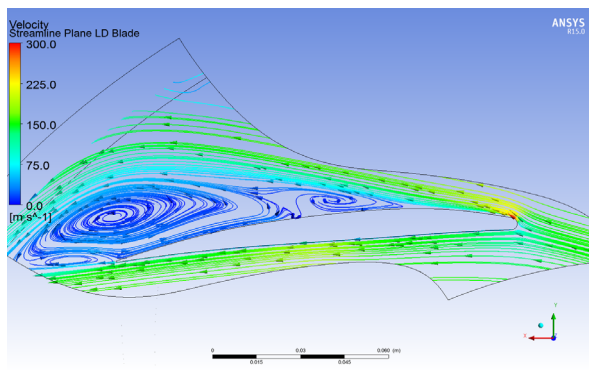


Рис. 7 – Векторы скорости в ЛД16 при $\Phi_0 = 0,048$

Расширение зоны устойчивой работы ЦК в левой части характеристики возможно путем изменения геометрии ЛД. Уменьшение входного угла лопаток $\alpha_{л3}$, а, следовательно, и $\alpha_{л4}$ (за счёт поворота лопатки вокруг входной кромки), позволяет сместить характеристику ЦК в зону меньших расходов. Напротив, увеличение $\alpha_{л3}$ смещает характеристику ступени вправо по расходу.

На рис. 4 представлены характеристики ступени с базовым ЛД с $\alpha_{л3} = 19^\circ$ (ЛД19) и модифицированным ЛД с $\alpha_{л3} = 16^\circ$ (ЛД16). При этом профиль лопаток у всех ЛД одинаковый. Видно, что в случае применения ЛД16 (при $\Phi_{0opt} = 0,045$) запас по помпажу увеличивается по сравнению со ступенью с ЛД19 и составляет около 30 %. Однако при использовании ЛД16 показатели работы ступени в правой ветви характеристики неизбежно ухудшаются (при $\Phi_0 > \Phi_{0opt}$) по сравнению с ЛД19 (рис. 4).

Ухудшение показателей эффективности в этой области характеристики вызвано ударным характером обтекания ЛД. В результате этого вблизи входной кромки ЛД возникает отрыв потока (рис. 5). Очевидно, что если уменьшить область отрыва потока или сдвинуть режим возникновения отрыва в область больших расходов, то правая ветвь характеристики ступени с ЛД16 будет приближаться к характеристике базовой ступени. Ука-

занное воздействие на поток может быть реализовано при помощи сферических лунок, расположенных на поверхности лопаток ЛД16. Таким образом, в качестве объекта дальнейшего исследования выбрана модификация диффузора ЛД16 со сферическими лунками на лопатках (ЛД16л), а целью исследования является улучшение его характеристик в области отрицательных углов атаки.

Влияние месторасположения лунок на поверхности лопаток на течение в межлопаточном канале диффузора

При обтекании решетки профилей можно выделить следующие причины возникновения отрыва потока:

- 1) ударное натекание на входную кромку с углами атаки отличными от нуля, что вызывает отрыв потока непосредственно у входной кромки;
- 2) неблагоприятный градиент давления, обусловленный формой межлопаточного канала, что вызывает отрыв потока с поверхности лопатки на некотором удалении от входа в канал;
- 3) конечная толщина лопаток, что вызывает отрыв при сходе потока с лопатки или т.н. «след». В данной работе рассмотрено влияние лунок на отрыв потока, вызванный первыми двумя факторами.

Поскольку обтекание лопаток диффузора на режимах с $\Phi_0 > \Phi_{0\text{опт}}$ происходит с отрицательными углами атаки, то непосредственно за входной кромкой образуется срывная зона (рис. 6а). Это в свою очередь приводит к нарастанию толщины ПС вдоль лопатки, а, следовательно, к более раннему срыву потока с поверхности лопатки (рис. 7).

Для того, чтобы обеспечить более благоприятное обтекание входной кромки лопатки при отрицательных углах атаки 1-ый двойной ряд сферических лунок был расположен непосредственно вблизи нее. Это позволило уменьшить объем, занимаемый зоной отрыва потока, и толщину ПС у входной кромки (рис. 6б), улучшив тем самым характер течения вдоль по потоку.

Для уменьшения зоны отрыва потока с поверхности лопаток, вызванного положительным градиентом давления, предназначены 2-ой и 3-ий ряды сферических лунок (рис. 8б).

На рис. 8 наглядно показано, что эффективность второго двойного ряда лунок зависит непосредственно от работы лунок, расположенных у входной кромки. Поскольку лунки у входной кромки способствуют уменьшению толщины ПС вдоль по потоку, то последующий отрыв потока с поверхности лопатки наступает позднее.

Характеристики ступени с ЛД16л представлены на рис. 4. Как показывают результаты анализа характеристик, уменьшение области отрыва потока вблизи входной кромки, а также на поверхности лопатки, позволило улучшить характеристи-

ки диффузора и ступени на режимах с $\Phi_0 > \Phi_{0\text{опт}}$. Так, при $\Phi_0 = 0,048$ коэффициент политропного напора вырос на 1,5 %, а политропный КПД на 2 %. На режиме с $\Phi_0 = 0,052$ коэффициент политропного напора вырос на 3,5 %, а политропный КПД на 3 %. При этом применение лунок не повлияло на эффективность работы ступени на режимах с $\Phi_0 < \Phi_{0\text{опт}}$.

Заключение

Применение представленной конфигурации рядов сферических лунок на выпуклой поверхности профиля лопатки в диффузоре ступени ЦК, позволило улучшить ее характеристики на режимах с $\Phi_0 > \Phi_{0\text{опт}}$. Это достигается за счет формирования с помощью лунок более благоприятной структуры потока в каналах ЛД для случая течения с отрицательными углами атаки на входе в диффузор.

Следует учитывать, что на картину моделирования течения в пристеночном слое определяющее влияние оказывает модель турбулентности, включающая ряд эмпирических коэффициентов. Это непосредственно сказывается на точности определения точки отрыва потока, а также на размере зоны отрыва. Определенное влияние на моделирование отрывных течений оказывает также расчетная сеточная модель. Поэтому эффект влияния лунок, полученный в настоящей работе, следует оценивать как качественный.

Обтекание лопаток статорных элементов со сферическими лунками в составе ступени центробежного компрессора требует дальнейшего детального изучения. Поскольку течение в каналах ЛД компрессора является закрученным и в высокой степени нестационарным, что в значительной степени влияет на характер течения вблизи лунок (а также в самих лунках), то их геометрия при дальнейших исследованиях должна выбираться с учетом вышеприведенных факторов.

Список литературы

- 1 **Bearman, P. W.** Golf ball aerodynamics [Text] / **P. W. Bearman, J. K. Harvey** // *Aeronautical Quarterly*. – 1976. – Vol. 27, Pt. 2. – P. 112–122.
- 2 **Исаев, С. А.** Моделирование эффекта повышения аэродинамического качества 37,5%-го толстого профиля со щелевым отсосом в вихревых ячейках с учетом влияния сжимаемости [Текст] / **С. А. Исаев, П. А. Баранов, А. Г. Судаков, А. М. Ермаков** // *Письма в журнал технической физики*. – 2015. – № 41, Вып. 2. – ISSN 0320-0116.
- 3 **Халатов, А. А.** Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении [Текст] / **А. А. Халатов**. – Киев : Институт технической теплофизики НАН Украины, 2008. – 292 с. – ISBN 978-966-02-4917-2.
- 4 **Гортышов, Ю. Ф.** Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации

- теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования [Текст] / Ю. Ф. Гортышов, И. А. Попов, В. В. Олимпиев, А. В. Щелчков, С. И. Касков. – Казань : Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с. – ISBN 978-5-93962-322-2.
- 5 Кикнадзе, Г. И. Явление самоорганизации смерчеобразных струй в потоках сплошной среды и технологий на его основе [Текст] / Г. И. Кикнадзе // Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. – С.-Петербург ; Москва : Издательский дом МЭИ, 2007. – С. 341–345.
 - 6 Copyright Zaward Corporation. Вентиляторы Golf Fan фирмы Zaward [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.zaward.com. – 12.12.2015.
 - 7 Щербakov, М. А. Способ пассивного воздействия на поток в компрессорной решётке [Текст] / М. А. Щербakov, Е. Ю. Марчуков, Л. Л. Картовицкий, А. А. Юн // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 9. – С. 41–45. – ISSN 1727-7337.
 - 8 Wieghardt, K. Erhöhung des turbulenten Reibungswiderstandes durch Oberflächenstörungen [Text] / K. Wieghardt // *Forschteft, Schiffstech.* – 1953. – № 2. – S. 65–81.
 - 9 Robarge, T. Design considerations for using intended surface treatments to control boundary layer separation [Text] / T. Robarge, A. Stark, K.-M. Seong, A. Khalatov, A. Byerley // The 42 AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. – Reno, USA. – 2004. – eISBN 978-1-62410-078-9.
 - 10 А.с. 591615 СССР, М. Кл.² F 04 D 17/00. Центробежный компрессор / Шквар А. Я., Щербак Ю. Г., Гапонов С. А., Вишубский И. М. – № 2347945/25-06 ; заявл. 14.04.76 ; опубл. 05.02.78. – Бюл. № 5. – 2 с.
 - 11 Chen, X. F. Numerical investigation of a centrifugal compressor with circumferential grooves in vane diffuser [Text] / X. F. Chen, G. L. Qin, Z. J. Ai // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2015. – Vol. 90, Issue 1. – ID 012043.
 - 12 Селезнев, К. П. Центробежные компрессоры [Текст] / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 271 с.
- Bibliography (transliterated)**
- 1 Bearman, P. W. and Harvey, J. K. (1976), "Golf ball aerodynamics", *Aeronautical Quarterly*. Vol. 27, Pt.2, pp. 112–122.
 - 2 Isaev, S. A., Baranov, P. A., Sudakov, A. G. and Ermakov, A. M. (2015), "Modelirovanie efekta povysheniya ajerodinamicheskogo kachestva 37.5%-go tolstogo profilja so shhelevym otsosom v vihrevyh jachejkah s uchetom vlijaniya szhimaemosti [Modeling the effect of increasing the aerodynamic efficiency of 37.5% thick profile with a slotted suction in vortex cells, taking into account the effects of compressibility]", *Pis'ma v zhurnal tehnichejskoj fiziki*, no. 41, vol. 2, ISSN 0320-0116. Russian.
 - 3 Khalatov, A. A. (2008), *Vihrevye tehnologii ajerotermodinamiki v jenergeticheskom gazoturbostroenii [Aerothermal vortex technologies for power engineering gas turbines]*, Institute of Engineering Thermophysics Ukrainian National Academy of Science, Kiev, ISBN 978-966-02-4917-2, Ukraine.
 - 4 Gortyshev, Ju. F., Popov, I. A., Olimpjev, V. V., Shhelchikov, A. V. and Kas'kov, S. I. (2009), *Teplogidravlicheskaja jeffektivnost' perspektivnyh sposobov intensifikacii teplootdachi v kanalah teploobmennogo oborudovanija [Thermal and hydraulic efficiency of perspective ways of heat transfer intensification in the channels of heat exchange equipment]*, Centr innovacionnyh tehnologij, Kazan', ISBN 978-5-93962-322-2. Russian.
 - 5 Kiknadze, G. I. (2007), "Javlenie samoorganizacii smercheobraznyh struj v potokah sploshnoj sredy i tehnologij na ego osnove [The phenomenon of self-organization of tornado streams of continuous fluid and technologies based on it]", *Trudy XVI Shkoly-seminara molodyh uchenyh i specialistov pod rukovodstvom akademika RAN A. I. Leont'eva*, Izdatel'skij dom MJeI, St.-Petersburg, Moscow, pp. 341–345.
 - 6 Copyright Zaward Corporation. (2015) "Golf Fan Zaward", available at: www.zaward.com (Accessed 12 December 2015).
 - 7 Shherbakov, M. A., Marchukov, E. Ju., Kartovickij, L. L. and Jun, A. A. (2010), "Sposob passivnogo vozdejstvija na potok v kompressornoj reshetke [The passive flow control method in the compressor cascade]", *Aerospace Technic and Technology*, no. 9, pp. 41–45, ISSN 1727-7337.
 - 8 Wieghardt, K. (1953), "Erhöhung des turbulenten Reibungswiderstandes durch Oberflächenstörungen", *Forschteft, Schiffstech*, no. 2, pp. 65–81.
 - 9 Robarge, T., Stark, A., Seong, K.-M., Khalatov, A. and Byerley A. (2004), "Design considerations for using intended surface treatments to control boundary layer separation", *The 42 AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, eISBN 978-1-62410-078-9, USA.
 - 10 Shkvar, A. Ja., Shherbak, Ju. G., Gaponov, S. A. and Virshubskij, I. M. (1978), "Centrifugal compressor", Pat. 591615, no. 2347945/25-06, SSSR.
 - 11 Chen, X. F., Qin, G. L. and Ai Z. J. (2015), "Numerical investigation of a centrifugal compressor with circumferential grooves in vane diffuser", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 90, Issue 1, ID 012043.
 - 12 Seleznev, K. P. and Galerkin Ju. B. (1982), *Centrobezhnye kompressory [Centrifugal compressors]*, Mashinostroenie, Leningrad, SSSR.

Сведения об авторах (About authors)

Зинченко Игорь Николаевич – старший научный сотрудник, научно-исследовательский отдел газодинамики, динамики и прочности машин, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: zinchenco_i@frunze.com.ua

Zinchenko Igor – Senior Research Fellow, Department of Gas Dynamics, Dynamics and Strength of Machines, Sumy Frunze NPO, Sumy, Ukraine; e-mail: zinchenco_i@frunze.com.ua

Скорик Андрей Викторович – кандидат технических наук, научный сотрудник, научно-исследовательский отдел газодинамики, динамики и прочности машин, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: skorik_a@frunze.com.ua

Skoryk Andriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Research Fellow, Department of Gas Dynamics, Dynamics and Strength of Machines, Sumy Frunze NPO, Sumy, Ukraine; e-mail: skorik_a@frunze.com.ua

Парафейник Владимир Петрович – Доктор технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник, научно-исследовательский отдел газодинамики, динамики и прочности машин, ПАО «Сумское НПО», г. Сумы, Украина; e-mail: spazha-2008@mail.ru ORCID: 0000-0001-7061-6992

Parafiyuk Vladimir – Doctor of Technical Sciences (Dr. Sci.), Associate Professor, Leading Research Fellow, Department of Gas Dynamics, Dynamics and Strength of Machines, Sumy Frunze NPO, Sumy, Ukraine; e-mail: spazha-2008@mail.ru ORCID: 0000-0001-7061-6992

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Зинченко, И. Н. О влиянии сферических лунок на поверхности лопаток диффузора на рабочий процесс ступени центробежного компрессора [Текст] / **И. Н. Зинченко, А. В. Скорик, В. П. Парафейник** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 37–43. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.05.

Please cite this article as:

Zinchenko, I., Skoryk, A. and Parafiyuk, V. (2016), "On the effect of spherical dimples at diffuser vane surface on performance of centrifugal compressor", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 37–43, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.05.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Зінченко, І. М. Про вплив сферичних лунок на поверхні лопаток дифузора на робочий процес ступеня відцентрового компресора [Текст] / **І. М. Зінченко, А. В. Скорик, В. П. Парафійник** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 37–43. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.05.

АНОТАЦІЯ Представлені результати числового дослідження впливу сферичних лунок, розміщених на поверхні лопаток дифузора, на інтегральні характеристики ступені відцентрового компресора. Застосування лунок розглянуто спільно з завданням збільшення запасу по помпажу. Збільшення запасу по помпажу забезпечується за рахунок модифікації геометрії лопаткового дифузора базового ступеня (поворот лопаток), а лунки застосовуються для збільшення ефективності ступеня в правій частині газодинамічної характеристики.

Ключові слова: відцентровий компресор, лопатковий дифузор, сферична лунка, відлив потоку, інтегральні характеристики, числове дослідження

Надійшла (received) 17.01.2016

**Ю. С. ВОРОБЬЕВ, О. В. МАХНЕНКО, Н. Ю. ОВЧАРОВА, Т. Ю. БЕРЛИЗОВА,
П. Н. КУЛАКОВ**

ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НОВЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ТУРБОМАШИН

АННОТАЦИЯ Рассматриваются особенности температурного, термоупругого и вибрационного состояния охлаждаемых лопаток газотурбинных двигателей (ГТД) из монокристаллических материалов с учётом ориентации кристаллографических осей. Проведён анализ концентрации напряжений в зоне эрозионных повреждений лопаток из титанового сплава для последних ступеней паровых турбин. Исследуются особенности скоростного деформирования элементов корпусов ГТД при ударных нагрузках. Показано, что использование новых материалов существенно расширяет возможности турбомашин.

Ключевые слова: турбомашин, лопатки, материалы, термоупругость, колебания, удар, метод конечных элементов (МКЭ).

**Iu. VOROBIEV, O. MAKHNENKO, N. OVCHAROVA, T. BERLIZOVA,
P. KULAKOV**

PROBLEMS OF NEW MATERIALS FOR TURBOMACHINE BLADING

ABSTRACT Increasing the unit and the power density and efficiency of turbomachines leads to increased intensity of thermal and mechanical loads on the blading. In this regard, there is need for new materials. Purpose of work is analysis of problems of the blading strength under different loads. The features of the thermal, thermoelastic and vibration state of the cooled blades of gas turbine engine from single-crystal materials are considered by finite element method. The influence of the axial orientation of the crystallographic axes in the thermoelastic state and parameters of blade vibrations are investigated. The use of titanium alloys allows to increase the length of the blades of the last stages of turbines for nuclear power plants, but these blades work in an environment of wet steam and prone to erosion. The analysis of stress concentration in the area of erosion damage of the blades from a titanium alloy for the last stages of a powerful steam turbine was carried out. Blading and corps of the gas turbine engine experiencing impact load during exploitation. Elements of corps are often made from composite materials. The features of high-rate deformation elements corps of the gas turbine engine under impact loads are investigated. The use of new materials are significantly extends the capabilities of turbomachines, but requires special research of strength, thermal elasticity, vibrations and high-rate deformation of the elements for appropriate structures.

Key words: turbomachine, blades, materials, thermoelasticity, vibrations, impact, FEM.

Введение

Лопаточный аппарат паровых и газовых турбин является их наиболее напряжённой и ответственной системой. Современная тенденция к увеличению единичной и удельной мощности турбоагрегатов приводит к росту параметров рабочего тела и, как следствие, к более интенсивным температурным статическим и динамическим нагрузкам. Требования к повышению экономичности и удельной мощности турбомашин при одновременном увеличении их надёжности и долговечности являются противоречивыми. В первую очередь это относится к лопаточному аппарату турбомашин. Наиболее высокие температуры воздействуют на лопатки первых ступеней газотурбинных двигателей (ГТД). Поэтому именно здесь используются жаропрочные монокристаллические сплавы. Возможности жаропрочных материалов отстают от потребностей современного газотурбостроения [1, 2]. Поэтому используются различные системы охлаждения лопаток в виде внутренних каналов и отверстий малого диаметра, причём форма внутренних каналов может быть как прямой, так и весьма сложной в случае вихревой системы охла-

ждения. Все это приводит к возникновению концентрации и локализации напряжений, а неравномерность температурных полей вызывает значительные температурные напряжения. Кроме того монокристаллические сплавы обладают неоднородностью механических свойств, которая зависит от ориентации кристаллографических осей (КГО). В результате возникают сложные задачи колебаний лопаток из монокристаллических сплавов. Стремление повысить единичную мощность паровых турбин приводит к увеличению длины лопаток последних ступеней, что можно достичь, используя титановые сплавы. В настоящее время созданы лопатки из титановых сплавов длиной 1200 мм при скорости вращения ротора 3000 об/мин. Титановые сплавы также широко используются для лопаток компрессоров ГТД и вентиляторных лопаток двухконтурных ГТД. В этих случаях необходимо учитывать повреждения и забоины в лопатках на входе ГТД и эрозионные повреждения в лопатках последних ступеней мощных паровых турбин. Кроме лопаток ударным воздействиям подвержены элементы корпусов ГТД. Здесь часто используются композитные материалы, которые сочетают свойства ограниченно-

го веса и противостояния ударным воздействиям. Для эффективного использования новых материалов в элементах турбомашин, необходимо рас-

смотреть ряд задач в области термоупругости, колебаний и скоростного деформирования.

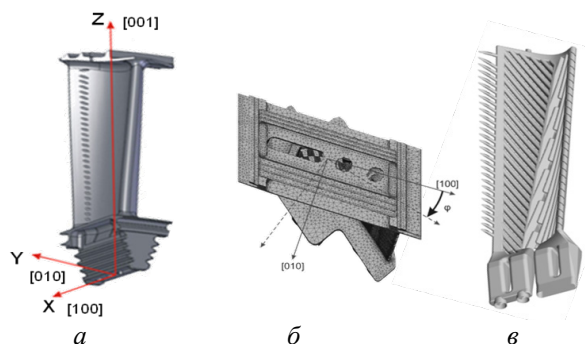


Рис. 1 – Охлаждаемая монокристаллическая лопатка: а – общий вид с обозначением КГО; б – направление поворота КГО; в – система внутренних охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы

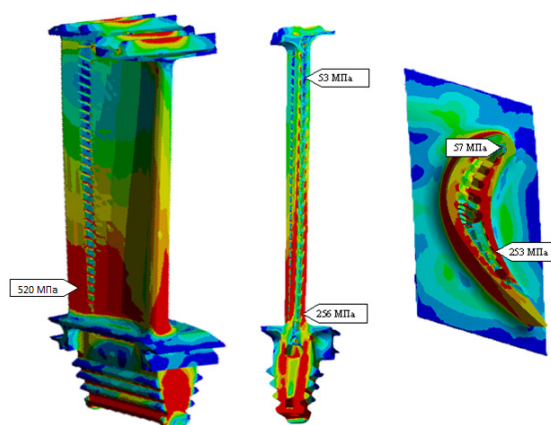


Рис. 2 – Распределение интенсивностей напряжений на поверхности и в сечениях рабочей лопатки под действием центробежных сил и температурного поля

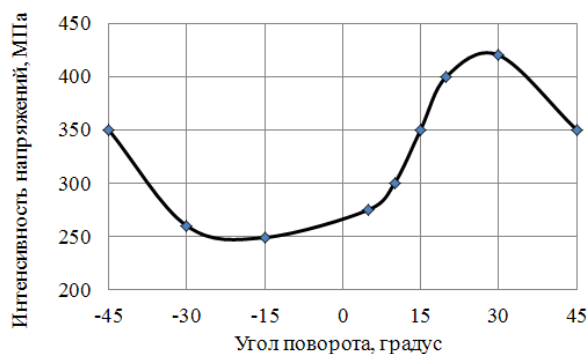


Рис. 3 – Изменение наибольших интенсивностей напряжений в лопатке при повороте КГО [100], [010] вокруг оси [001]

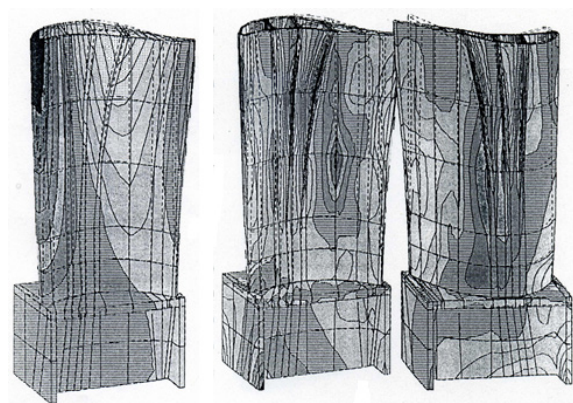


Рис. 4 – Колебания охлаждаемой лопатки: а – поля перемещений; б – поля напряжений

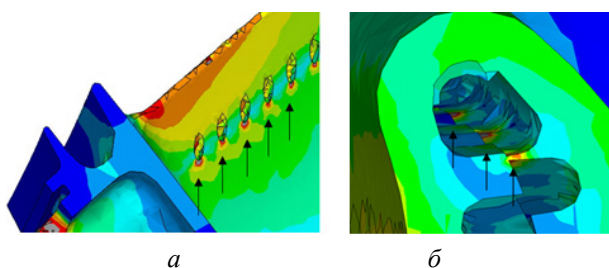


Рис. 5 – Зоны локализации напряжений: а – при первой форме колебаний (633,2 Гц); б – при третьей форме колебаний (2626 Гц)

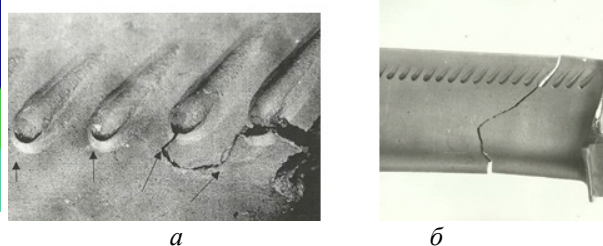


Рис. 6 – Результаты экспериментальных исследований: а – зоны зарождения трещин; б – характерные разрушения лопатки

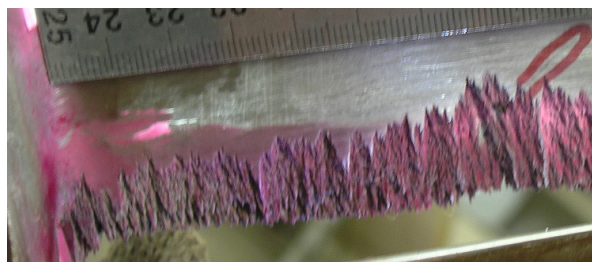


Рис. 7 – Эрозионные повреждения на входной кромке лопатки

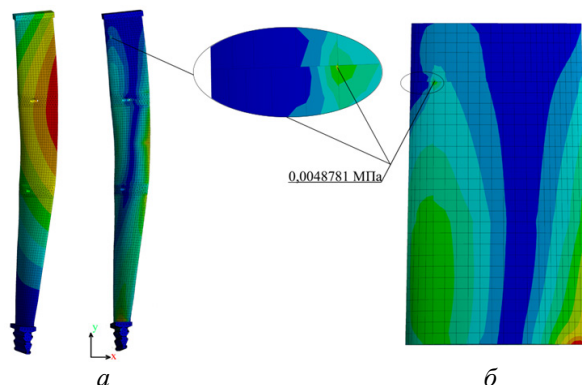


Рис. 8 – Колебания лопатки с эрозионными повреждениями:

a – поля перемещений; *б* – поля напряжений с выделением зоны повреждения

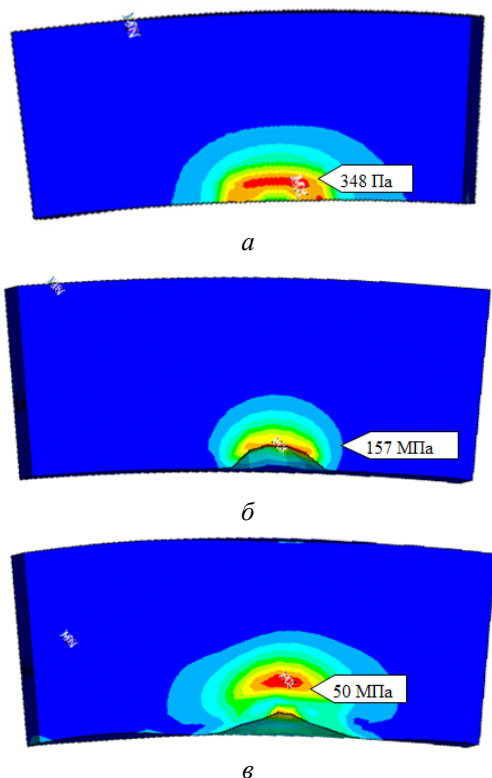


Рис. 9 – Распределение эквивалентных напряжений в сечении в зоне удара в моменты времени:

a – $t = 0,001$ с; *б* – $t = 0,01$ с; *в* – $t = 0,1$ с

Цель работы

Ответственные элементы современных турбомашин работают в условиях требующих применения новых материалов. Цель работы привести наиболее характерные примеры использования новых материалов для обеспечения эффективной работы элементов турбомашин и показать возникающие при этом проблемы.

Проблемы прочности охлаждаемых лопаток из монокристаллических сплавов

Задачи термоупругости и колебаний лопаток из монокристаллического материала являются одними из наиболее сложных. Монокристаллические сплавы обладают неоднородностью механических свойств, которые связаны с ориентацией КГО.

Задачи термоупругости и колебаний для охлаждаемых лопаток с прямой системой каналов рассмотрены в ряде работ [2–6].

В данном случае рассматривается распределение термоупругих напряжений в лопатке со сложной вихревой системой охлаждения и каналами для плёночного охлаждения. Общий вид лопатки и положения КГО представлены на рис. 1.

Распределения термоупругих напряжений на поверхности лопатки и в различных сечениях представлены на рис. 2.

Известно, что при изменении ориентации кристаллографических осей происходит перераспределение всех напряжений и изменение всей картины НДС лопатки [4–6]. Целесообразно построить некоторую кривую, которая отражает изменение наибольших интенсивностей напряжений независимо от места их расположения при изменении ориентации КГО (рис. 3).

При повороте КГО [100] и [010] вокруг оси [001], совпадающей с осью Z , наибольшие интенсивности напряжений изменяются периодически, повторяясь через 90°. Целесообразно ограничить повышение интенсивностей напряжений величиной 320 МПа (на 30 %), что соответствует повороту КГО на 12–15° [6].

Такие же ограничения на поворот кристаллографических осей рекомендуются для лопаток других конструкций [1, 4, 5], а также соответствуют условиям разброса собственных частот лопаток не более чем на 8–10 % [7].

При колебаниях охлаждаемых лопаток возникает значительная локализация напряжений, которая определяется формой каналов и температурными полями. Так на рис. 4 приведены одна из форм перемещений и распределение напряжений в лопатке с прямыми охлаждающими каналами [1].

Хорошо видно смещение максимальных напряжений от входной и выходной кромок к угловым зонам на поверхности охлаждаемых кана-

лов. Это объясняется тем, что вокруг охлаждающих каналов материал лопатки имеет более низкую температуру и более высокий модуль упругости, чем в наиболее нагретых зонах входной и выходной кромок. Ещё более сложное распределение напряжений наблюдается при колебаниях лопатки с вихревой системой охлаждения, представленной на рис. 1. Весьма характерным для таких лопаток является локализация напряжений на поверхности внутренних каналов вихревой матрицы и в зоне отверстий для выхода охлаждающего воздуха при плёночном охлаждении, где могут зарождаться трещины. В работе [2] на основе экспериментальных исследований показано, что магистральные трещины в монокристаллических лопатках распространяются вдоль КГО. Для образцов и лопаток с аксиальной ориентацией [001] они расположены под углами $35\text{--}45^\circ$ к оси Z. Исследования колебаний данной лопатки выявили места зарождения возможных трещин (рис. 5).

Результаты экспериментов выполненных на ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект» по разрушению лопаток подтверждают достоверность численных исследований локализации вибрационных напряжений (рис. 6) [7].

Видно развитие магистральной трещины под углом близким к 45° , что привело к разрушению лопатки.

Результаты численных исследований хорошо согласуются с экспериментальными и объясняют характер и места повреждений и разрушений лопаток, обнаруженные при лабораторных испытаниях лопаток на ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект».

Эрозионная прочность лопаток из титановых сплавов

Лопатки последних ступеней мощных паровых турбин часто работают во влажно паровой среде и подвержены эрозии [8]. В паровой турбине К-1000-60/3000 для атомной электростанции использовались лопатки последней ступени длиной 1200 мм из титанового сплава TC5. При эксплуатации турбины на ОП «Хмельницкая АЭС» после отработки более 180 тыс. часов наблюдались заметные эрозионные повреждения (рис. 7).

Металлографический и фрактографический анализ показали, что механические свойства титанового сплава TC5 лопаток в зоне эрозии в общем соответствуют нормативным значениям. Дegrадации механических свойств материала лопаток после 180 тыс. часов эксплуатации не наблюдается. Однако эрозионные повреждения вызывают появления зон локализации и концентрации напряжений. Эти повреждения приводят к изменению предела усталости материала и изменению остаточного ресурса. Эрозионные повреждения моделировались с помощью разреза с радиусом в вершине

0,5 мм, что соответствовало замерам, как и в лопатках из стальных сплавов [8].

Был проведён анализ вибрационных напряжений в лопатке без повреждений и с повреждениями при свободных колебаниях и при воздействии гармоник с частотой $nz = 2100$ Гц, где $z = 42$ – число лопаток направляющей ступени, а $n = 50$ Гц – частота вращения ротора. Величина возмущающей гармоник была выбрана условно. На рис. 8 представлены эквивалентные вибрационные напряжения в лопатке с повреждением при действии гармоник, которая вызвана направляющими лопатками.

В результате определены относительные изменения вибрационных напряжений в области эрозионных повреждений. Показано, что коэффициент концентрации вибрационных напряжений при повреждениях лежит в пределах $K = 1,8\text{--}2,5$. Это сопоставимо с коэффициентом концентрации напряжений при забоинах [9]. На основе литературных данных может быть определено снижение предела выносливости для лопаток из титановых сплавов в зависимости от относительных размеров повреждений [9].

Поведение элементов из композитных материалов при ударных нагрузках

Лопаточный аппарат и корпуса ГТД подвержены воздействию ударных нагрузок от посторонних предметов и фрагментов ротора двигателя. Ряд элементов корпусов изготавливается из композитных материалов. При локальных ударных нагрузках наибольшие перемещения и напряжения развиваются в ограниченных зонах и быстро убывают по пространственным координатам и во времени [10]. Эти особенности динамического НДС позволяют выделить соответствующую область элемента и провести для неё уточнённые расчёты с использованием более густой сетки. При скоростях удара $300\text{--}400$ м/с напряжения в элементах корпуса остаются в упругой области. При более высоких скоростях удара до 1000 м/с возникают пластические деформации, а после разгрузки наблюдаются остаточные деформации (рис. 9).

На рис. 9 показаны поля эквивалентных динамических напряжений в сечении в зоне удара в разные моменты времени при воздействии удара на цилиндрический элемент корпуса из композитного материала.

Видно развитие упрочнопластических напряжений, которые достигают максимума при $t = 0,01$ с и появление остаточных напряжений после разгрузки при $t = 0,1$ с. Зона развития интенсивных напряжений является весьма ограниченной.

Выводы

Использование монокристаллических материалов, титановых сплавов и композитных материалов позволяет существенно расширять возможности повышения единичной и удельной мощности турбомашин их экономичности и надёжности, но требует специальных исследований, связанных с особенностями их эксплуатации.

Список литературы

- 1 **Боровков, В. М.** Материалы и прочность оборудования ТЭС [Текст] / **В. М. Боровков, Л. Б. Гецов, Ю. С. Воробьев, А. Я. Копсов, С. В. Петин, Г. Д. Пигрова, А. И. Рыбников.** – Санкт Петербург : Изд-во СПбГПУ, 2008. – 612 с. – ISBN 978-5-7422-1887-6.
- 2 **Ножницкий, Ю. А.** О прочностной надёжности монокристаллических рабочих лопаток высокотемпературных турбин перспективных ГТД [Текст] / **Ю. А. Ножницкий, Е. Р. Голубовский** // Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования. Тр. ЦКТИ. – Вып. 296. – СПб, 2009. – С. 74–82. – ISSN 0321-3366.
- 3 **Шалин, Р. Е.** Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов [Текст] : моногр. / **Р. Е. Шалин, И. Л. Светлов, Е. Б. Качанов и др.** – М. : Машиностроение, 1997. – 336 с.
- 4 **Придорожный, Р. П.** Оценка влияния азимутальной ориентации на напряженность монокристаллической охлаждаемой лопатки в системе перфорационных отверстий [Текст] / **Р. П. Придорожный, А. В. Шереметьев, А. П. Зиньковский** // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 1. – С. 53–57. – ISSN 1727-0219.
- 5 **Ebrahimia, F.** Effect of notch orientation on the evolution of plasticity in superalloy single crystals [Text] / **F. Ebrahimia, L. E. Foreroa, S. Siddiquib, N. Arakereb** // Mechanical and Aerospace Engineering / University of Florida, Gainesville, FL, United States. – May 2006.
- 6 **Воробьев, Ю. С.** Особенности температурного и термоупругого состояния монокристаллической охлаждаемой лопатки ГТД [Текст] / **Ю. С. Воробьев, Н. Ю. Овчарова, Т. Ю. Берлизова, С. Б. Кулишов, А. Н. Скрицкий** // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков : НАКУ «ХАИ» – 2014. – № 10(117). – С. 75–78. – ISSN 1727-7337.
- 7 **Vorobiov, Iu. S.** Vibration characteristics of cooled single-crystal gas turbine blades [Text] / **Iu. S. Vorobiov, K. Yu. Dyakonenko, S. B. Kulishov, A. N. Skritskij and R. Rzakowski** // Journal of vibration engineering & technologies. – December 2014 – Vol. 2, No. 6., – P. 537–541. – ISSN 2321-3558.
- 8 **Петухов, А. Н.** Сопротивление усталости деталей ГТД [Текст] / **А. Н. Петухов.** – М. : Машиностроение. – 1993. – 232 с.
- 9 **Шубенко, А. Л.** Влияние эрозии на вибрационные характеристики рабочих лопаток влажно-паровых турбин [Текст] / **А. Л. Шубенко, А. Э. Ковальский, Ю. С. Воробьев, С. П. Конило, В. Н. Романенко** // Проблемы машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 1. – С. 10–26.
- 10 **Vorobiov, Iu. S.** FEM Analysis of Cylindrical Structural Elements under Local Shock Loading [Text] / **Iu. S. Vorobiov, L. Kruska, N. Y. Ovcharova** // Applied Mechanics and Materials Trans Tech Publications, Switzerland. – 2014. – Vol. 566. – P. 499–504. – ISSN 1662-7482. – doi: 10.4028.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Borovkov, V. M., Getsov, L. B., Vorobiov, Iu. S., Kopsov, A. Ya., Petinov, S. V., Pirova, G. D. and Rybnikov, A. I.** (2008), *Materialy i prochnost' oborudovaniya TJeS [Materials and strength of TPP equipment]*, Publishing House Sankt Peterburg, St. Petersburg, Russia, ISBN 978-5-7422-1887-6/
- 2 **Nozhnitskiy, Yu. A and Golubovskiy, Ye. R.** (2009), "O prochnostnoj nadezhnosti monokristallicheskih rabochih lopatok vysokotemperaturnyh turbin perspektivnyh GTD [About the strength reliability of single crystal rotor blades of the high-temperature turbine of perspective gas turbine engine]", *Prochnost' materialov i resursy jelementov jenergooborudovaniya. Tr. CKTI [Strength of materials and resource elements of power. Tr. TSKTI]*, vol. 296, pp. 74–82, ISSN 0321-3366.
- 3 **Shalin, R. Ye., Svetlov, I. L., Kachanov, Ye. B. et al.** (1997), *Monokristally nikelovyh zharoprochnyh splavov: monogr [Single crystals of nickel superalloys]*, Mashinostroenie Engineering, Moscow, Russia.
- 4 **Pridorozhnyy R. P., Sheremet'ev, A. V. and Zin'kovskiy, A. P.** (2013), "Ocenka vlijanija azimutal'noj orientacii na naprjazhennost' monokristallicheskoj ohlazhdaemoj lopatki v sisteme perforacionnyh otverstij [Assessing the impact of the azimuthal orientation of the tensions cooled single crystal blades in a system of perforations]", *Vestnik dvigatelestroeniija [Journal of Engine building]*, no. 1, pp. 53–57, ISSN 1727-0219.
- 5 **Ebrahimia, F., Foreroa, L. E., Siddiquib, S. and Arakereb, N.** (2006), "Effect of notch orientation on the evolution of plasticity in superalloy single crystals", *Mechanical and Aerospace Engineering, University of Florida, Gainesville, FL, United States*, May 2006.
- 6 **Vorobiov, Iu. S., Ovcharova, N. Iu., Berlizova, T. Iu., Kulishov, S. B. and Skritskij, A. N.** (2014), "Osobennosti temperaturnogo i termouprugogo sostojanija monokristallicheskoj ohlazhdaemoj lopatki GTD [Features temperature and thermoelastic state-cooled single-crystal GTE blades]", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija [Aerospace Engineering and Technology]*, no. 10(117), pp. 75–78, ISSN 1727-7337.
- 7 **Vorobiov, Iu. S., Dyakonenko, K. Yu., Kulishov, S. B., Skritskij A. N. and Rzakowski R.** (2014), "Vibration characteristics of cooled single-crystal gas turbine blades", *Journal of vibration engineering & technologies*, vol. 2, no. 6, December, pp. 537–541, ISSN 2321-3558.
- 8 **Petukhov, A. N.** (1993), *Soprotivlenie ustalosti detalej GTD [Resistance to fatigue GTE parts]*, Mashinostroenie [Engineering], Moscow, Russia.
- 9 **Shubenko, A. L., Koval'skiy, A. E., Vorobiov, Yu. S., Koniло, S. P., Romanenko, V. N.** (2003), "Vlijanie jerozii na vibracionnye harakteristiki rabochih lopatok vlazhno-parovyh turbin [Effect of erosion on the vibration characteristics of rotor blades wet-steam turbines]",

Problemy mashinostroeniya [Engineering Problems], vol. 6, no. 1, pp. 10–26.
10 **Vorobiov, Iu. S., Kruszk, L. and Ovcharova, N. Y.** (2014), "FEM Analysis of Cylindrical Structural Ele-

ments under Local Shock Loading", *Applied Mechanics and Materials Trans Tech Publications, Switzerland*, vol. 566, pp. 499–504, ISSN 1662-7482, doi: 10.4028.

Сведения об авторах (About authors)

Воробьев Юрий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина; e-mail: vorobiev@ipmach.kharkov.ua

Vorobiev Iurii – Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Махненко Олег Владимирович – доктор технических наук, профессор, Институт электросварки НАН Украины, Киев, Украина; e-mail: makhnenko@paton.kiev.ua

Makhnenko Oleg – Doctor of Technical Sciences, Professor, Electric Welding Institute NAS of Ukraine, Kiev, Ukraine.

Овчарова Наталья Юрьевна – ведущий инженер, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

Ovcharova Nataliia – Leading Engineer, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Берлизова Татьяна Юрьевна – аспирант, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина

Berlizova Tatiana – Postgraduate, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Кулаков Петр Николаевич – аспирант, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

Kulakov Petr – Postgraduate, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Воробьев, Ю. С. Проблемы использования новых материалов для лопаточного аппарата турбомашин [Текст] / **Ю. С. Воробьев, О. В. Махненко, Н. Ю. Овчарова, Т.Ю. Берлизова, П.Н. Кулаков** // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 44–49. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.06.

Please cite this article as:

Vorobiev, Iu., Mahnenko, O., Ovcharova, N., Berlizova, T. and Kulakov, P. (2016), "Problems of new materials for turbomachine blading", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 44–49, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.06.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Воробійов, Ю. С. Проблеми використання нових матеріалів для лопаткового апарату турбомашин [Текст] / **Ю. С. Воробійов, О. В. Махненко, Н. Ю. Овчарова, Т.Ю. Берлізова, П.М. Кулаков** // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 44–49. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.06.

АНОТАЦІЯ Розглядаються особливості температурного, термопружного і вібраційного стану охолоджуваних лопаток ГТД з монокристалічних матеріалів з урахуванням орієнтації кристалографічних осей. Проведено аналіз концентрації напружень в зоні ерозійних пошкоджень лопаток з титанового сплаву для останніх ступенів парових турбін. Досліджуються особливості швидкісного деформування елементів корпусів ГТД при ударних навантаженнях. Показано, що використання нових матеріалів істотно розширює можливості турбомашин.

Ключові слова: турбомашини, лопатки, матеріали, термопружність, коливання, удар, МСЕ.

Поступила (received) 15.01.2016

В. Ю. ПЕТЕЛЬЧИЦ, Д. Н. ПИСЬМЕННЫЙ, Ю. Я. ДАШЕВСКИЙ**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КРИВИЗНЫ ПОВЕРХНОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛЁНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

АННОТАЦИЯ В работе представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения рабочей лопатки турбины при подаче охладителя на участок входной кромки через три ряда цилиндрических отверстий. С целью определения влияния кривизны поверхности на эффективность пленочного охлаждения, выполнено сравнение полученных результатов моделирования с результатами моделирования обтекания плоской пластины с пленочным охлаждением на входном цилиндрическом участке. Исследования проводились при величинах параметра вдува от 0,5 до 2,0. Размеры расчётной модели и исходные данные приняты характерными для лопатки турбины высокого давления высокотемпературного ГТД. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса ANSYS CFX.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, параметр вдува, входная кромка, система охлаждения, спинка, корыто.

V. PETELCHYTS, D. PYSMENNYI, Y. DASHEVSKYY**EVALUATION OF THE INFLUENCE ON THE EFFICIENCY CURVATURE OF THE SURFACE FILM COOLING**

ABSTRACT The results of numerical simulation of film cooling of the turbine rotor blade with the flow of coolant to the area of the leading edge through three rows of cylindrical holes. To determine the effect of surface curvature on film cooling effectiveness, and a comparison of results obtained with the results of simulation modeling of flow of a plate with film cooling at the inlet cylindrical region. The studies were conducted at the magnitude of the blowing ration of 0.5 to 2.0. Dimensions calculation model and input data received characteristic of the high pressure turbine blades of high-temperature gas turbine engine. Modelling performed using software package ANSYS CFX. The result obtained by calculations that the presence of the cylindrical profiled surfaces instead of flat surface leads to a significant decrease in the average film cooling effectiveness, both cylindrical and the concave surfaces in the investigated range blowing ration values. For all blowing ration film cooling effectiveness parameter values on the suction side is much higher than the pressure side. At the same time, the average efficiency of the film cooling on the suction side when $m < 1.5$ is higher than on a plot of flat wall, and when $m > 1.5$ marginally below. Application dependencies obtained on models with flat walls, for the calculation of the film cooling efficiency of suction side and pressure side of the blades is only possible with such amendments as may be determined by the results of this work.

Key words: film cooling, blowing ration, leading edge, cooling system, pressure side, suction side.

Введение

Освоение высоких температур газа перед турбиной в современных газотурбинных двигателях (ГТД) стало возможным, в основном, за счет совершенствования систем охлаждения лопаточных венцов. Причем, развитие схем чисто конвективного охлаждения с применением микрооребрения, столбиков-турбулизаторов, струйного охлаждения и т. д. не позволяет обеспечить допустимый уровень температур для сопловых и рабочих лопаток первой ступени турбины без применения пленочного охлаждения. Применение пленочного охлаждения лопаток приводит к существенному увеличению отбора воздуха на охлаждение и ухудшает аэродинамику турбины. Поэтому вопрос повышения эффективности пленочного охлаждения с целью минимизации расхода охладителя является важной научно-технической задачей.

Большинство исследований систем пленочного охлаждения входной кромки проводились на модели плоской стенки с начальным цилиндрическим участком [1, 2]. Такая геометрия обеспечивает близкие к реальным условиям распределения давления и скорости газа (потока) непосредственно в районе входной

кромки, однако на плоском участке модели, где происходит релаксация потока, продольные градиенты скоростей и давлений, обусловленные кривизной профиля, отсутствуют. Следовательно, результаты исследования, полученные на модели с плоской стенкой, могут оказаться непригодными для расчетов эффективности пленочного охлаждения реальной лопатки на удалении от входной кромки.

Цель работы

Цель работы заключается в количественной оценке влияния кривизны профиля реальной лопатки на эффективность пленочного охлаждения при выдуве воздуха на входной кромке, а также в определении возможностей применения зависимостей полученных на моделях с цилиндрическим начальным участком и последующей плоской стенкой для расчетов эффективности пленочного охлаждения конкретных лопаток.

Следует отметить, что исследования влияния кривизны поверхности на эффективность пленочного охлаждения выполнялись и ранее. Так, в [3] показано, что при $m < 1$ на вогнутой поверхности эффективность пленочного

© В. Ю. Петельчиц, Д. Н. Письменный, Ю. Я. Дашевский, 2016

охлаждения меньше, чем на плоской стенке, а на выпуклой больше; при $m > 1$ кривизна поверхности влияет противоположным образом. Вместе с тем, количественных оценок влияния кривизны поверхности в открытой литературе мало, причем имеющиеся данные очень разнятся. Данных об эффективности пленочного охлаждения на криволинейной поверхности профиля лопатки при выдуве воздуха через ряды отверстий на входной кромке вовсе не обнаружено.

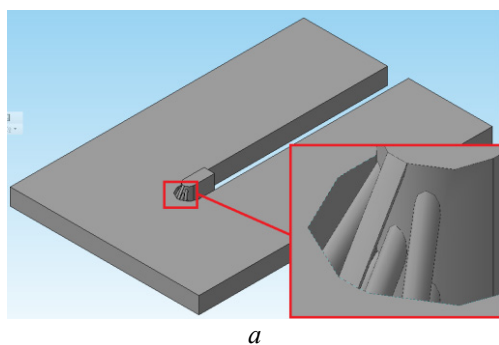
Для исследования выбран метод *CFD*-моделирования, который позволяет учесть влияние большого количества факторов на эффективность пленочного охлаждения и «тонкие» особенности физической структуры течения, и при этом характеризуется достаточной точностью расчета.

В качестве базы для сравнения выбрана модель плоской стенки с трехрядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке.

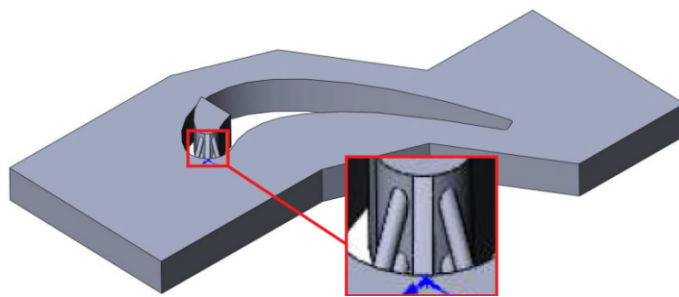
Геометрические размеры и основные газодинамические параметры для исследования были приняты типичными для рабочей лопатки турбины высокого давления, профиль которой получен методом оптимизированной кривизны. Диаметр отверстий $d = 0,5$ мм, относительный шаг отверстий по высоте $t/d = 4$; угол отклонения осей бокового отверстия $\alpha = 30^\circ$ ($x/d = 2,62$) в плоскости сечения; угол наклона отверстий к охлаждаемой поверхности в вертикальной плоскости – $\beta = 30^\circ$; отношение диаметра отверстий к диаметру входной кромки – $0,1$ (см. рис. 1).

Методика выполнения расчета

Предварительно была выполнена верификация *CFD*-расчетов по экспериментальным данным [4], которая подробно описана в [5]. При этом также были отработаны основные подходы к созданию расчетной сетки. На основании верификационных расчетов была выбрана *SST*-модель турбулентности, которая дает наилучшее совпадение результатов расчета с экспериментальными данными. Все эти данные были использованы для настоящих исследований.



а



б

Рис. 2 – Геометрические модели: а – обтекания плоской стенки; б – обтекания лопатки

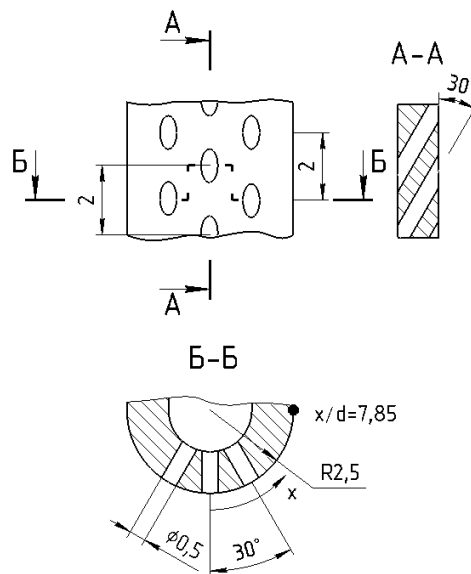


Рис. 1 – Конфигурации отверстий пленочного охлаждения для двух моделей

Для моделирования с помощью программного комплекса были созданы геометрические *3D* модели, с высотами равными двум шагам отверстий. Первая модель включает в себя полость подвода охлаждающего воздуха, отверстия пленочного охлаждения, область обтекания плоской стенки с начальным цилиндрическим участком (рис. 2а). Вторая модель, вместо области обтекания плоской стенки, включает в себя область межлопаточного канала (рис. 2б). В районе непосредственно входной кромки обе модели идентичны.

Для двух моделей с помощью *ANSYS ICEM CFD 14.5* были созданы тетраэдрические расчетные сетки со сгущением в районе отверстий пленочного охлаждения и призматическим подслоем вблизи стенок. Для модели лопатки количество элементов расчетной сетки составляло 18,3 млн., а для плоской модели – 21,3 млн. Обе сетки обеспечивали величину безразмерного расстояния y^+ не более 1,0, что удовлетворяет требованиям *SST* модели турбулентности [6].

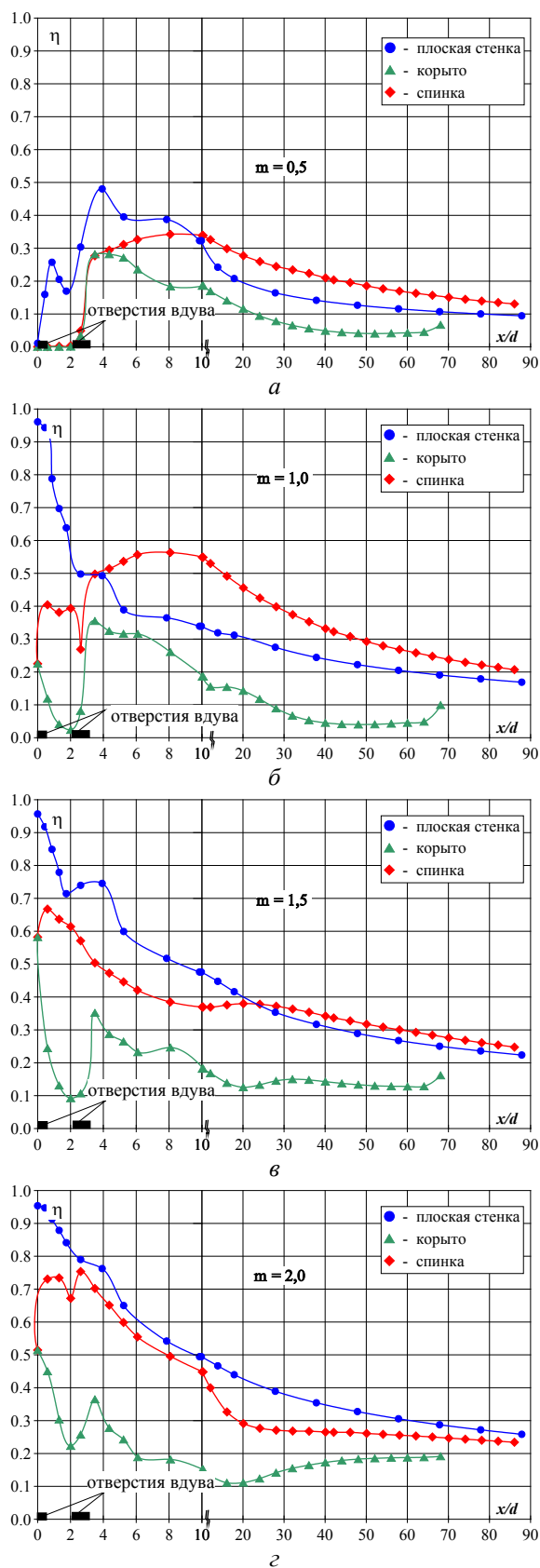


Рис. 3 – Распределение осреднённой в поперечном направлении эффективности плёночного охлаждения по профилю лопатки при: а – $m = 0,5$; б – $m = 1,0$; в – $m = 1,5$; г – $m = 2,0$

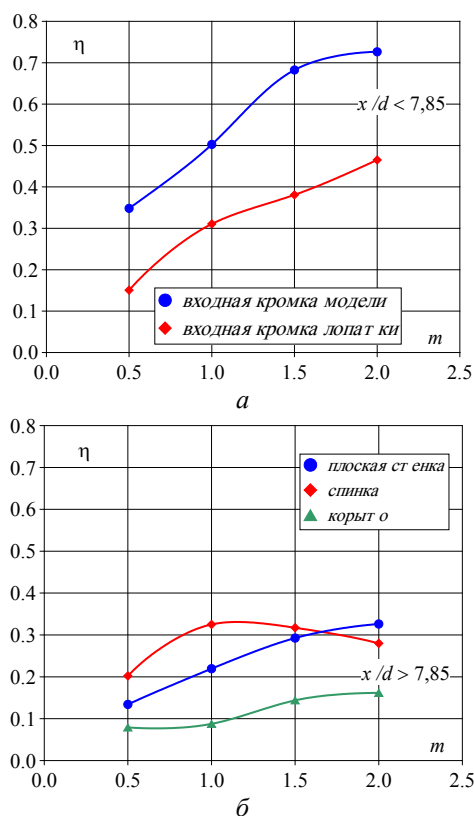


Рис. 4 – Сравнение эффективности плёночного охлаждения для двух моделей: а – характерных участков входной кромки; б – последующей поверхности

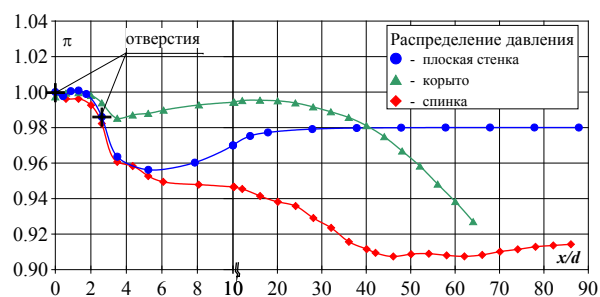


Рис. 5 – Распределение давления по профилю лопатки

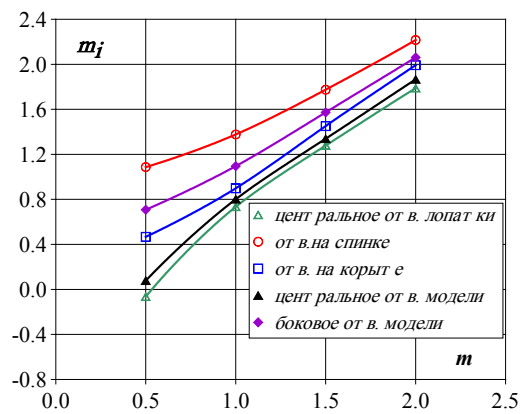


Рис. 6 – Сравнение локальных параметров вдува для двух моделей

В качестве исходных данных для расчетов двух моделей задавались одинаковые граничные условия, характерные рабочей лопатки турбины высокого давления:

- скорости основного потока на входе соответствуют числу Рейнольдса по диаметру входной кромки, равному 50000;
- статические давления основного потока на выходе задавались из условия обеспечения на входе давления $P = 1,2$ МПа;
- температуры основного и вдуваемого потоков 1500 °С и 600 °С, соответственно;
- охлаждаемая поверхность задавалась, как адиабатическая стенка.

Свойства воздуха для основного и вдуваемого потоков задавались переменными от температуры по данным [7].

Расход вдуваемого воздуха задавался в соответствии с одним из четырех исследуемых параметров вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$, который в данном случае определялся как:

$$m = \frac{G_b / (F_b)}{\rho_r W_r}, \quad (1)$$

где G_b – суммарный расход охлаждающего воздуха через шесть отверстий;

F_b – суммарная площадь поперечных сечений шести отверстий;

ρ_r, W_r – соответственно плотность и скорость основного потока (на входе в расчетную модель).

Таким образом, в расчетах величина m принималась общей для всех трех рядов отверстий.

По результатам расчета в каждой точке охлаждаемой поверхности определялась локальная эффективность пленочного охлаждения

$$\eta' = \frac{T_r - T_{ад}}{T_r - T_b}, \quad (2)$$

где T_r, T_b – полные температуры основного потока (газа) и охлаждающего воздуха, соответственно; $T_{ад}$ – адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности).

Для получения распределения эффективности пленочного охлаждения по профилю использована осредненная в поперечном направлении эффективность пленочного охлаждения

$$\eta = \frac{1}{2t} \int \eta' dz, \quad (3)$$

где t – шаг отверстий в поперечном направлении.

Результаты расчета

Распределение осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения участка спинки и корыта для модели лопатки, в сравнении с вариантом модели плоской стенки, представлено на рис. 3. По результатам расчетов видно значительное перераспределение эффективности пленочного охлаждения между

вогнутой (корыто) и выпуклой (спинка) поверхностями профиля лопатки.

При величине параметра вдува $m = 0,5$ на модели лопатки воздух из центрального ряда отверстий на охлаждение не поступает, а даже имеет место затекание основного потока (горячего газа). Эффективность пленочного охлаждения на участке входной кромки до $x/d = 2,62$ со стороны спинки и корыта равна нулю. В то же время на модели с плоскими стенками расход воздуха через этот ряд отверстий близок к нулю, а эффективность пленочного охлаждения на участке $x/d \leq 2,62$ составляет от 0 до 0,27. Непосредственно за боковыми рядами отверстий значения эффективности пленочного охлаждения для модели лопатки по спинке и корыту близки между собой и достигают 0,28. На удалении от входной кромки при $x/d > 10$ осредненная эффективность пленочного охлаждения на спинке существенно выше, чем на плоской пластине, а на корыте – ниже.

При $m = 1,0$ в модели лопатки воздух из центрального ряда отверстий в основном обеспечивает пленочное охлаждение спинки. Со стороны корыта перед вторым рядом отверстий эффективность пленочного охлаждения даже близка к нулю. В то же время для модели с плоской стенкой при $x/d = 10$ эффективность пленочного охлаждения составляет 0,95. При $x/d > 10$ сохраняется та же тенденция, что и при $m = 0,5$.

Однако в случае $m = 1,0$ уровень эффективности пленочного охлаждения на плоской поверхности и на спинке выше, чем при $m = 0,5$, а на корыте остается на том же уровне.

При $m = 1,5$ и $m = 2,0$ значения эффективности пленочного охлаждения на участке $0 < x/d \leq 7,85$ на модели лопатки так же существенно ниже, чем на модели с плоскими стенками. При $m = 1,5$ и $x/d < 25$ эффективность пленочного охлаждения на спинке ниже, чем на плоской стенке, а при $x/d > 25$ – несколько выше. При $m = 2,0$ величина эффективности пленочного охлаждения на спинке ниже, чем на плоской пластине во всем диапазоне x/d .

На рис. 4 представлено влияние параметра вдува на значения эффективности пленочного охлаждения, осредненные на характерных участках: на цилиндрическом участке входной кромки ($0 < x/d \leq 7,85$) и на последующем участке за входной кромкой ($x/d > 7,85$).

Как видно из рис. 4а, осредненная эффективность пленочного охлаждения на участке входной кромки лопатки при всех значениях m в 1,6...2,3 раза ниже, чем на входной кромке модели с плоскими стенками. На участке $x/d > 7,85$ средняя эффективность пленочного охлаждения на корыте также в 1,7...2,5 раза ниже, чем на плоской стенке. В то же время, средняя эффективность пленочного охлаждения на участке спинки при $m \leq 1,5$ выше, чем на плоской стенке, в частности, при $m = 1,0$ выше в 1,5 раза, а при более высоких значениях m – несколько ниже. Для всех значений

параметра вдува ефективність пленочного охолодження на участку спинки значительно выше, чем на участке корыта. При $m = 1,0$ средняя величина эффективности пленочного охолодження на спинке более чем в 3 раза (!) превышает среднюю величину на корыте.

Эти данные, в целом, согласуются с данными [3], а также показывают весьма значительные расхождения в величинах, как средних, так и локальных значений эффективности пленочного охолодження с соответствующими величинами на плоских стенках.

Для анализа причин отмеченных расхождений на рис. 5 представлено распределение относительного давления в виде газодинамической функции $\pi(\lambda)$ по профилю лопатки. Как видно из рисунка, несмотря на близость боковых рядов отверстий к точке торможения потока, для бокового ряда отверстий по корыту давление на выходе превышает соответствующее значение давления для ряда отверстий со стороны спинки. В тоже время давление на выходе из ряда отверстий со стороны спинки незначительно отличается от давления на выходе из боковых рядов отверстий модели с плоской стенкой. Такое перераспределение давлений на выходе между рядами отверстий приводит к соответствующему перераспределению расходов охлаждающего воздуха, а сохранение суммарного расхода воздуха через все три ряда отверстий приводит к изменению расходов воздуха даже в тех рядах, где давление на выходе неизменно.

На рис. 6 представлены данные по локальным параметрам вдува (m_i), определенным по расходам воздуха через каждый ряд отверстий для двух рассматриваемых моделей, в зависимости от общего параметра вдува.

Для центральных рядов отверстий для двух моделей значения локального параметра вдува практически одинаковы во всем диапазоне значений m . Величина m_i для ряда со стороны корыта в диапазоне $0,5 < m < 2,0$ в 1,03...1,5 раза ниже, чем для бокового ряда отверстий на модели с плоскими стенками. Для ряда отверстий со стороны спинки, напротив, m_i в том же диапазоне значений m в 1,07...1,53 раза выше, чем для плоской стенки. Максимальные расхождения соответствуют параметру вдува $m = 0,5$.

Таким образом, столь значительные расхождения в величинах эффективности пленочного охолодження по спинке и корыту, особенно при $m > 1$, не могут быть объяснены только перераспределением охладителя между рядами отверстий. Следовательно, отмеченное явление обусловлено влиянием кривизны, градиентами скорости и давления на стенках лопатки.

Из этой работы также следует, что использование зависимостей, полученных на модели с плоскими поверхностями, возможно только с поправками, которые могут быть

определены по данным, представленным на рис. 3 и 4.

Выводы

1 Наличие профилированных поверхностей за цилиндрической поверхностью вместо плоских приводит к значительному снижению средней эффективности пленочного охолодження, как на цилиндрической, так и на вогнутой поверхности в исследуемом диапазоне значений параметра вдува от 0,5 до 2,0.

2 На участке $x/d > 7,85$ средняя эффективность пленочного охолодження на корыте в 1,7...2,5 раза ниже, чем на плоской стенке. В тоже время, средняя эффективность пленочного охолодження на участке спинки при $m \leq 1,5$ выше, чем на плоской стенке. Для всех значений параметра вдува эффективность пленочного охолодження на участке спинки значительно выше, чем на участке корыта. При $m = 1,0$ средняя величина эффективности пленочного охолодження на спинке более чем в 3 раза (!) превышает среднюю величину на корыте.

3 Применение зависимостей, полученных на моделях с плоскими стенками, для расчета эффективности пленочного охолодження участков спинки и корыта лопаток возможно только с поправками, которые могут быть определены по результатам настоящей работы.

Список литературы

- 1 Liu, C. Experimental investigation on the leading edge film cooling of cylindrical and laid-back holes with different hole pitches [Электронный ресурс] / C. Liu, H. Zhu, Z. Zhang // ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark, June 11-15, 2012, Turbine Technical Conference & Exposition, Order No. 1887DV. – ASME Paper № GT2012-68027. – 12 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска.
- 2 Sakai, E. Numerical study on flat plate and leading edge film cooling [Электронный ресурс] / E. Sakai, T. Takahashi, K. Funazaki, H. Salleh, K. Watanabe // ASME ASME Turbo Expo 2009, Orlando, FL USA, June 8-12, 2009, Turbine Technical Conference & Exposition, ISBN 978-0-7918-3849-5, Order No. 1816DV. – 2009. – ASME Paper №GT2009-59517. – 13 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска.
- 3 Локай, В. И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов [Текст] / В. И. Локай, М. Н. Бодунов, В. В. Жуиков, А. В. Щукин. – М.: Машиностроение, 1985. – 216 с.
- 4 Мик, У. Дж. Завесное охлаждение и теплообмен на лобовой части затупленного тела (включая участок расположения отверстий вдува) [Текст] / У. Дж. Мик, Р. Е. Мейл // Современное машиностроение, серия А. – 1989. – № 1. – С. 71–80.
- 5 Петельчиц, В. Ю. CFD-Моделирование пленочного охолодження пластины с входным цилиндрическим участком [Текст] / В. Ю. Петельчиц // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 82–89. – Бібліогр. : 7 назв. – ISSN 2078-774X.

- 6 Turbulence and Near-Wall Modeling (2014) / ANSYS CFX-Solver Modeling Guide // ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. [Электронный ресурс]. – P. 97–132. – Режим доступа // Modeling Guide // 4. Turbulence and Near-Wall Modeling. – 11.01.2015.
- 7 **Варгафтик, Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст] / **Н. Б. Варгафтик.** – М.: Физматгиз, 1972. – 720 с.
- 4 **Mick, W. J and Mayle, R. E.** (1989), "Zavesnoe ohlazhdenie i teploobmen na lobovoj chasti zatuplennogo tela (vključaja uchastok raspoložhenija otverstij vduva) [Stagnation Film cooling and heat transfer, including its effect within the hole patten]", *Sovremennoe mashinostroenie*, Ser. A, no. 1, pp. 71–80.
- 5 **Petelchyts, V Y.** (2014), "Modelirovanie plenochnogo ohlazhdenija plastiny s vhodnym cilindricheskim uchastkom [CFD Simulation of the Film Deposition of the Plate with Input Cylindrical Section]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 11(1054), pp. 82–89, ISSN 2078-774X.
- 6 Turbulence and Near-Wall Modeling (2014) / ANSYS CFX-Solver Modeling Guide // ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd. [Electronic]. – P. 97–132. // Modeling Guide // 4. Turbulence and Near-Wall Modeling. – 11.01.2015.
- 7 **Vargaftik, N. B.** (1972), *Spravochnik po teplofizicheskim svojstvam gazov i zhidkostej [Handbook of thermophysical properties of gases and liquids]*, Fizmatgiz, Moscow, Russia.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Liu, C., Zhu, H. and Zhang, Z.** (2012), "Experimental investigation on the leading edge film cooling of cylindrical and laid-back holes with different hole pitches", *Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark, June 11-15, 2012, Turbine Technical Conference & Exposition [Electronic]*, ASME Paper № GT2012-68027, 12 p.
- 2 **Sakai, E., Takahashi, T., Funazaki, K., Salleh, H. and Watanabe, K.** (2009), "Numerical study on flat plate and leading edge film cooling", *ASME ASME Turbo Expo 2009, Orlando, FL USA, June 8-12, 2009, Turbine Technical Conference & Exposition [Electronic]*, ASME Paper №GT2009-59517, 13 p.
- 3 **Lokay, V. I., Bodunov, M. N., Dgykov, V. V. and Shukin, A.V.** (1985), *Teploperedacha v ohlazhdaemyh*

Сведения об авторах (About authors)

Петельчиц Виктория Юрьевна – инженер-конструктор отдела турбин ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua, vypete@e-mail.ua.

Petelchyts Victoria Yuriyevna – design-engineer of the turbine department GT RPC "Zorya" - "Mashproekt", Nikolaev, Ukraine, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua, vypete@e-mail.ua.

Письменный Дмитрий Николаевич – кандидат технических наук; ведущий инженер-конструктор отдела турбин ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Pysmennyi Dmitriy Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Leading design-engineer of the Turbine Department GT RPC "Zorya" - "Mashproekt", Nikolaev, Ukraine, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Дашевский Юрий Яковлевич – кандидат технических наук; начальник сектора тепловых и гидравлических расчётов отдела турбин ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», г. Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Dashevskyy Yuriy Yakovlevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Head of Heat Transfer and Hydraulics Calculations Sector of Turbine Department GT RPC "Zorya" - "Mashproekt", Nikolaev, Ukraine, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Петельчиц, В. Ю. Оценка влияния кривизны поверхности на эффективность пленочного охлаждения [Текст] / **В. Ю. Петельчиц, Д. Н. Письменный, Ю. Я. Дашевский** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 50–55. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.07.

Please cite this article as:

Petelchyts, V., Pysmennyi, D. and Dashevskyy, Y. (2016), Evaluation of the Influence on the Efficiency Curvature of the Surface Film Cooling, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 50–55, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.07.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Петельчиц В.Ю. Оцінка впливу кривизни поверхні на ефективність плівкового охолодження [Текст] / **В.Ю. Петельчиц, Д.М. Письменный, Ю.Я. Дашевський** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 50–55. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.07.

АНОТАЦІЯ У роботі наведено результати чисельного моделювання плівкового охолодження робочої лопатки турбіни при подачі охолоджувача на ділянку вхідної кромки через три ряди циліндричних отворів. З метою визначення впливу кривизни поверхні на ефективність плівкового охолодження, виконано порівняння отриманих результатів моделювання з результатами моделювання обтікання плоскої пластини з плівковим охолодженням вхідної циліндричної ділянки. Дослідження проводилися при величинах параметра вдуву від 0,5 до 2,0. Розміри розрахункової моделі і вихідні дані прийняті характерними для лопатки турбіни високого тиску високотемпературного ГТД. Моделювання виконано за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX.

Ключові слова: плівкове охолодження, параметр вдуву, вхідна кромка, система охолодження, спинка, корито.

Поступила (received) 08.01.2016

И. Ф. КРАВЧЕНКО, С. А. СМІРНОВ, В. В. КУБАТИН

**СОЗДАНИЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ АИ-312 ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ГТС
УКРАИНЫ ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩИМ ОБОРУДОВАНИЕМ**

АННОТАЦИЯ В статье дан обобщённый анализ перспектив Европейского газового рынка, состояние газотранспортной системы Украины и стремления российского «Газпрома» удержать свои позиции на рынке Евросоюза. Дан экономический анализ замены газотурбинных двигателей на газоперекачивающем агрегате типа ГТК-10И. Приведены преимущества применения газотурбинного двигателя АИ-312 для газотранспортной системы Украины и рассмотрены возможные источники финансирования проекта. Проведён анализ инвестиционных затрат на создание ГТД АИ-312. Дано обоснование социальной эффективности проекта.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель АИ-312, Газотранспортная система Украины, Укртрансгаз, Евросоюз, Северный поток, малоэмиссионная камера сгорания.

I. KRAVCHENKO, S. SMIRNOV, V. KUBATIN

**DEVELOPMENT OF THE AI-312 GAS TURBINE ENGINE FOR THE MODERNIZATION
OF THE UKRAINIAN GAS TRANSPORT SYSTEM WITH IMPORT-SUBSTITUTING
EQUIPMENT**

ABSTRACT The article makes a generalized analysis of prospects of the European gas market and the condition of Ukraine's gas transportation network as well as the struggle of Russia's Gazprom to keep its position in the EU market. There is made the economic analysis of replacing gas turbine engines to gas-pumping units type GTK-10I. The article presents the advantages of employing the AI-312 gas-turbine engine in the gas transportation network of Ukraine, and considers the potential funding sources of the project. There is conducted the analysis of investment expenditures for development, and given proof of the social efficiency of the project.

Key words: the AI-312 gas-turbine engine, Ukraine's gas transportation network, Ukrtransgas, the European Community, the Nord Stream, the low-emission combustor.

Введение

Газотранспортная система Украины является второй в Европе и одной из крупнейших в мире. Общая мощность экспортных газопроводов Украины составляет 143 млрд. м³ год, общая мощность импортных газопроводов Украины – 174 млрд. м³ год [4]. На фоне нарастающего роста потребления газа, особо остро стоит проблема замены газотурбинных двигателей на существующих газоперекачивающих компрессорных станциях на более экономичные с существенным снижением уровня загрязнения окружающей среды [3].

Цель работы

Оценка инвестиционной привлекательности разработки газотурбинного двигателя АИ-312 для газотранспортной системы (ГТС) Украины.

Изложение основного материала

*Обобщение перспектив
Европейского газового рынка.*

В 2007 году Евросоюз потреблял 312 млрд. м³ газа в год. Пики потребностей стран Европейского союза (ЕС) в газе пришлись на 2008 год и 2010 год, когда объёмы импорта превышали 340 млрд. м³. Согласно оптимистическим

прогнозам специалистов «Газпрома» к 2030 г. ожидался рост потребления до 512 млрд. м³ в год.

Объёмы российского экспорта газа в ЕС достигли максимума в 2008 году (136,5 млрд. м³).

Российские газовые месторождения (без учета шельфового месторождения в районе Архангельска, планы ввода в эксплуатацию которого постоянно сдвигаются) способны обеспечить около четверти дополнительного прироста потребления газа или, другими словами увеличить поставки газа в Евросоюз до 180 млрд. м³.

В идеале, «Газпром» рассчитывал поставлять к 2030 году до 47 % импортируемого Европой газа. (120 млрд. м³ через Украину + 55 млрд. м³ по «Северному потоку» + 63 млрд. м³ по «Южному потоку», всего 238 млрд. м³).

Европейские акционеры сегодня вышли из проекта «Южный Поток», работы по «Турецкому потоку» приостановлены, но АО «Северный поток» предложили ЕС проект «Северный поток-2».

Газовый рынок Европы

В начале 2000 годов ЕС потреблял менее 300 млрд. м³ в год, при этом «Газпром» поставлял к границе Украины около 170 млрд. м³ и далее в ЕС 120 млрд. м³ в год.

Специалисты «Газпрома» спрогнозировали развитие экономической ситуации и газового рынка до 2030 г., с учетом вывода из эксплуатации атомных и экологически «грязных» угольных

Проектні параметри та фактичні обсяги транспортування природного газу газотранспортною системою України (2008, 2009, 2010 роки) млрд.куб.метрів

Проектна потужність ГТС: на вході – 288 на виході – 178,5 (в т.ч. до країн Центральної та Західної Європи, Туреччини – 142,1)

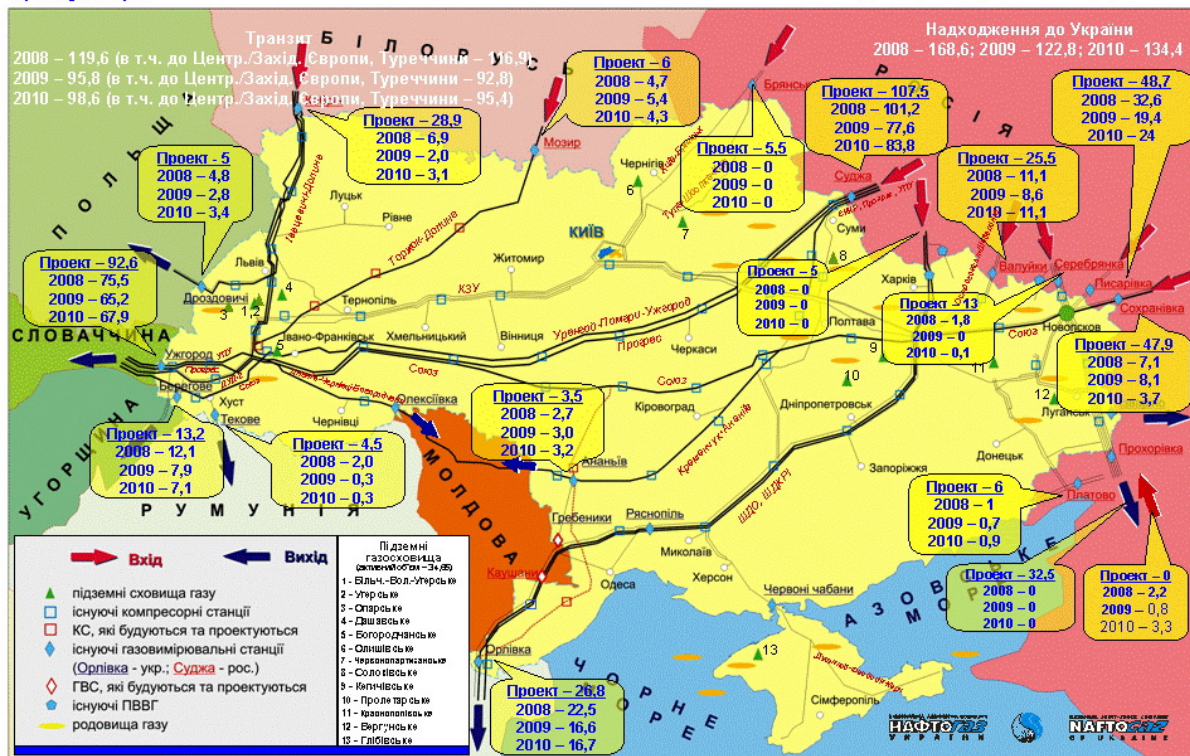


Рис. 1 – Газотранспортна система України

теплоелектростанцій, і передбачили рост потреби газу в ЕС до 512 млрд. м³.

На балансе «Газпрома» к тому часу була можливість поставити з діючих місць до 180 млрд. м³ в рік і почалась розробка Архангельського шельфового родовища, яке дозволяло к 2010 г. збільшити експорт газу ще на 50...60 млрд. м³.

«Газпром» почав агресивну політику по підписанню довгострокових контрактів на 15...20 років по завоюванню європейського ринку. Під ці контракти створювалися міждержавні підприємства, які повинні були забезпечувати гарантований транзит газу в ЕС. Таким чином «Газпром» намагався утримати свої позиції на ринку ЕС і забезпечувати до 47 % імпортованого Європою газу.

В першому десятилітті 2000 років ЕС задовольняв свої потреби в природному газі за рахунок поставок «Газпрома» ~ 40...45 %, Норвегії ~ 20 %, Алжира ~ 20 %, стиснутий природний газ з Катару і США ~ 5 %, решта – власні родовища.

З початком агресивної експансії «Газпрома» ЕС починає боротьбу за зниження ціни на газ:

– розробляються програми енергозбереження і підвищення енергоефективності;

– Європейський банк реконструкції і розвитку (ЄБРР) інвестує в розвиток енергетики на відновлюваних джерелах енергії;

– розробляється «Третя енергетична стратегія ЄС», яка монополізує ринкові відносини на внутрішньому газовому ринку;

– створюються міжнародні проекти по поставці газу з Азербайджану, Ірану, Катару, США [5].

З прийняттям «Третьої енергетичної стратегії» ЄС схильний до закупки газу на оптових ринках по спотовим цінам, але для забезпечення гарантованих поставок в майбутньому, з задоволенням вкладає гроші в спільні з «Газпромом» проекти, практично на паритетній основі.

В цьому випадку заяви Кабінету Міністрів України про шкоду нових проектів «Газпрома» для України, ЄС сприймаються слабо, т.к. там не бачать жодних практичних кроків України до прийнятих для збереження статусу надійного транзитера.

Переваги застосування газотурбинного двигача АІІ-312

З 702 газоперекачуючих агрегатів (ГПА) ГТС України 182 ГПА оснащені агрегатами типу ГТК-10-4 і ГТК-10ІІ [1].

ГТД ГПА ГТК-10 (изготовитель Невский завод)

Номинальная мощность.....	10,0 МВт
Количество ГПА	
в ДК «Укртрансгаз»	98 шт.
Полезный КПД нового ГТД	29,0 %
Затрата топливного газа	3 713 м ³ /ч
Приведённые к нормам Международной организации по стандартизации, ИСО (International Organization for Standardization, ISO)	
суммарные выбросы	35 842 т/год.

ГТД ГПА ГТК-10И (изготовитель General-Electrik)

Номинальная мощность.....	10,3 МВт
Количество ГПА	
в «Укртрансгаз»	84 шт.
Полезный КПД нового ГТД	25,9 %
Затрата топливного газа	4 282 м ³ /ч
Приведённые к ИСО	
суммарные выбросы	36 963 т/год

ГТД АИ-312 (разработка ГП «Ивченко-Прогресс»)

Номинальная мощность	
в условиях ИСО.....	12 МВт
Количество ГПА	
в «Укртрансгаз»	0 шт.
Полезный КПД нового ГТД	37,0 %
Затрата топливного газа	2350 м ³ /ч
Приведённые к ИСО	
суммарные выбросы	9100 т/год.

Затраты технологического газа существующих газоперекачивающих компрессорных станций составляют около 9 % от объёма транзитного газа, т.е. Украина приобретает дополнительно на соб-

ственные нужды 8,4 млрд. м. куб. технологического газа ежегодно.

Только 182 ГПА типа ГТК-10 за год потребляют 5,8 млрд. м. куб. технологического газа в год.

Ежегодные затраты ДК «Укртрансгаз» на ремонт и техническое обслуживание каждого агрегата, чуть более 1 млн. долларов [3].

Разработка АИ-312

При разработке конструкции АИ-312 (рис. 2) учтены результаты эксплуатации конвертированных газотурбинных приводов (ГТП) семейства Д-336, опыт проектирования и эксплуатации промышленных ГТП [2].

В результате разработан:

- одновальный газогенератор со свободной силовой турбиной;
- выносная коробка приводов с агрегатами;
- усилены корпусные детали и опоры роторов;
- запуск от электростартера;
- электрический генератор для потребностей ГПА (стартер-генератор).

Газогенератор может использоваться с рядом силовых турбин со скоростью вращения: 3000, 4800, 6500, 8200, 8600 об/мин.

Замена газотурбинных двигателей только на ГПА типа ГТК-10И на двигатели АИ-312 позволит экономить до 13,2 млн. м³ топливного газа одним двигателем, или до 2,4 млрд. м³ на 182 ГПА, ежегодно (рис. 5).

Применение малоэмиссионной камеры сгорания в ГТД АИ-312 позволяет значительно снизить загрязнение окружающей среды. Вредные выбросы при этом, только в ДК «Укртрансгаз» сократятся на 5,7 млн. тонн в год [2].

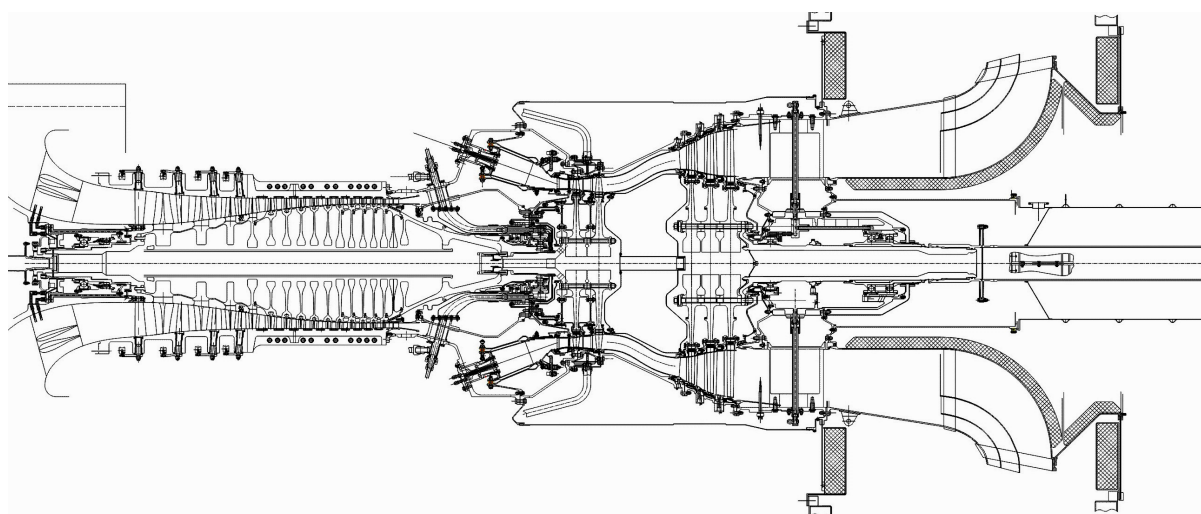


Рис. 2 – Продольный разрез АИ-312

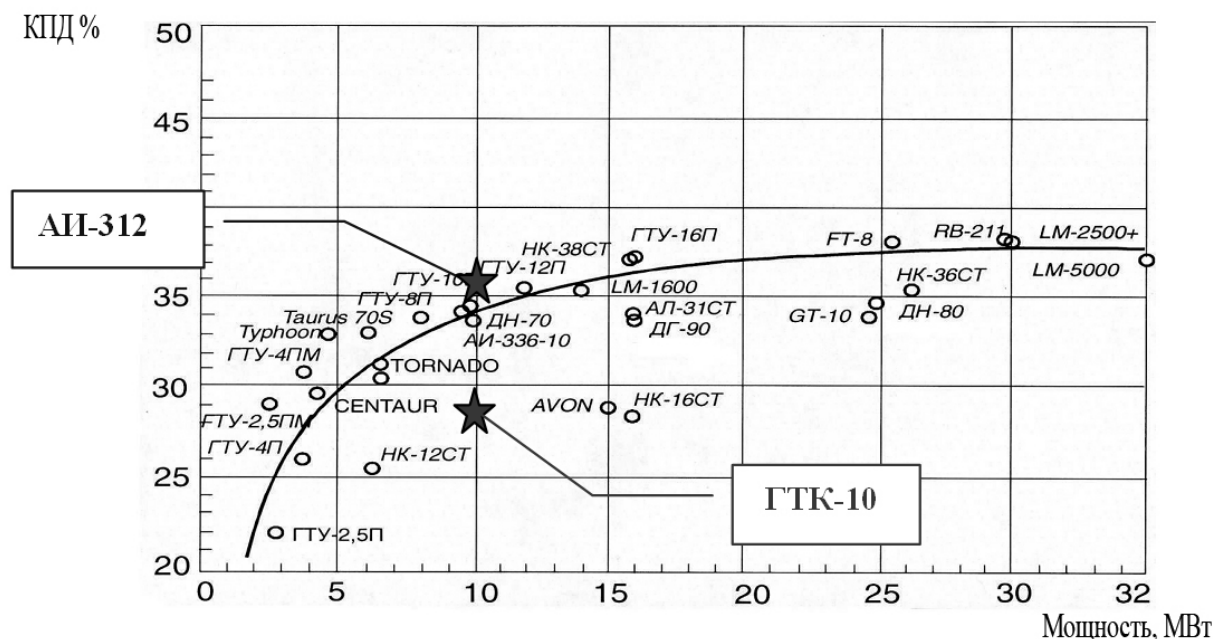


Рис. 3 – Сравнение характеристик АИ-312 и ГТК-10



Рис. 4 – Сравнительный анализ характеристик АИ-312 и ГТК-10

Таблица 1 – Расчет стоимости жизненного цикла

Тип ГТД	НК-16-8СТ	АИ-31СТ	ГТК-10И	ГТК-10	АИ-312-1
Номинальная мощность, МВт	18,0	16,0	10,3	10,3	12,0
1 Назначенный ресурс, ч:	100 000	100 000	100 000	100 000	100 000
2 Цена, тыс. \$ США	2 700,0	3 700,0	4 000,0	6 000,0	3 500,0
—стоимость 1 кВт мощности, \$ США	150,00	231,25	388,35	582,52	291,67
3 Стоимость 1 часа эксплуатации ГТД, \$ США/час	1 308,12	1 038,82	947,40	868,60	530,40

Технические преимущества ГТД АИ-312 перед турбоблоками ГТК-10И позволяют сократить эксплуатационные расходы на 3,4 млн. \$ США в год. (табл. 1)

В случае привлечения «зеленых инвестиций» за счет продажи квот на европейском рынке по цене за одну тонну выбросов хотя бы по 50 \$ США, бюджет государства, получает инвестиций в размере 200 млн. \$ США при замене в эксплуатацию турбоблоков типа ГТК-10И на ГТД АИ-312.

Таким образом, представляется возможность создания базового перспективного промышленного двигателя нового поколения.

Анализ инвестиционных затрат на создание АИ-312

Предпроектные затраты ГП «Ивченко-Прогресс» по подготовке технического предложения и бизнес-планов достигли 2,42 млн. \$ США, по нашим расчетам суммарные затраты на создание двигателя АИ-312 составят около 105 млн. \$ США.

При расчётной цене ГТД АИ-312 – 3,5 млн. \$ США с уровнем прибыли не менее 20 %, парк окупаемости двигателей для Разработчика и Изготовителей будет: $104,95/(3,5-0,2) \geq 150$ ГТД.

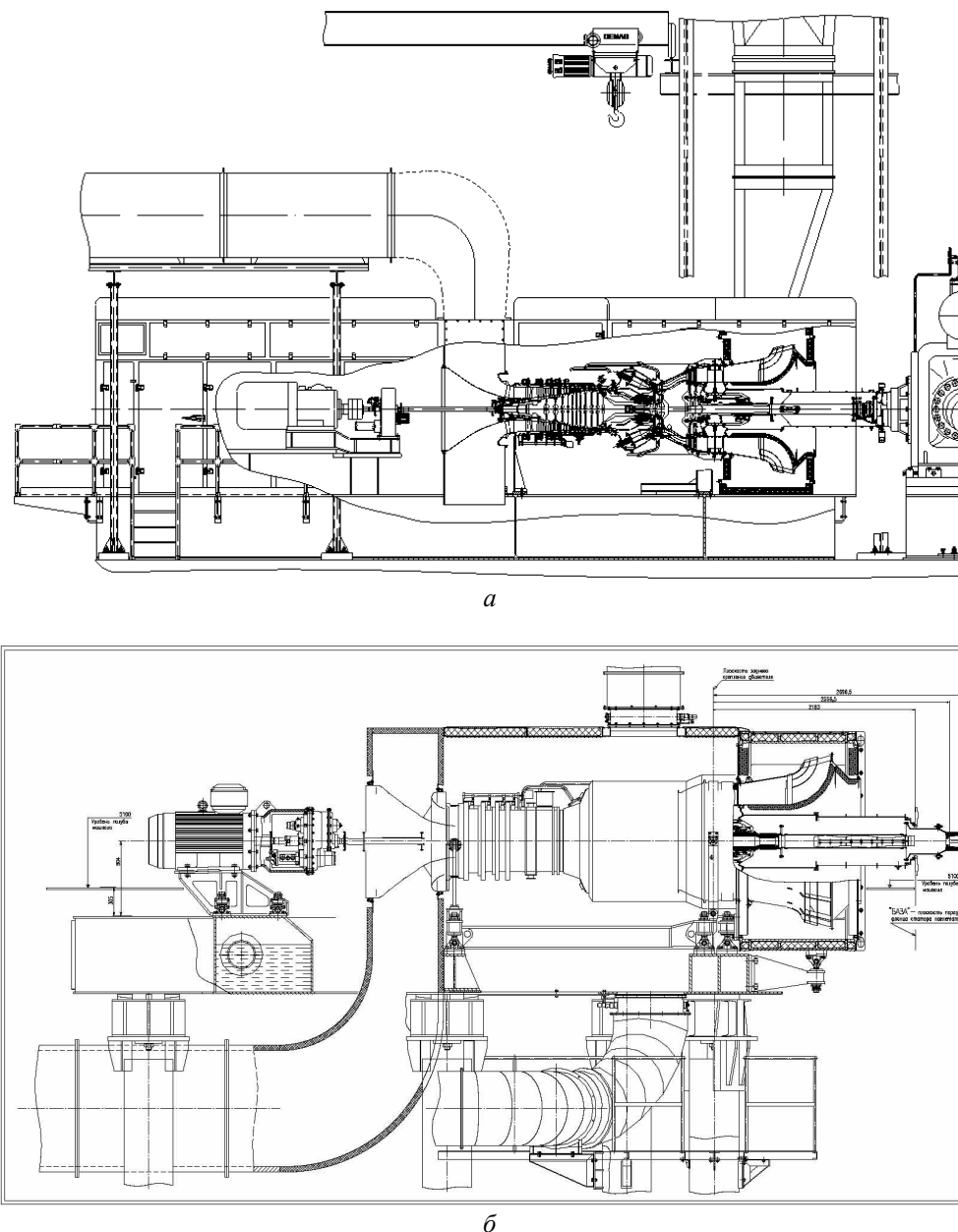


Рис. 5 – Размещение ГТП АИ-312:
а – в блок-боксе ГТК-10И; б – в блок-боксе ГТК-10-4

Распределение затрат по видам работ и годам

При подготовке бизнес-плана мы исходили из условий привязки к стабильной валюте, освоение производства двигателей будет осуществляться на предприятиях – партнерах, с известным нам уровнем технологической оснащённости производства.

I этап: Создание двигателя и организация подготовки производства оценивается нами в сумме 128,37 млн. \$ США.

II этап: Изготовление и поставка и сервисное послепродажное обслуживание серийных двигателей в количестве 150 шт. оценивается в сумме 544,74 млн. \$.

Анализ возможных источников финансирования

Общая стоимость *I* этапа проекта – 128,37 млн. \$ США.

Плановые затраты на опытно-конструкторские работы и освоение производства АИ-312 – 104,95 млн. \$ США.

Инициатором проекта – ГП «Ивченко-Прогресс», по состоянию на 01.09.2016 г. профинансировано в предварительные проектные работы по созданию ГТП АИ-312 – 2,42 млн. \$ США.

Исполнители проекта предполагают еще выделить на разработку конструкторской, технологической документации, на подготовку производства АИ-312, проведения предварительных и сертификационных испытаний:

– ГП «Ивченко-Прогресс», до 50 % на опытно-конструкторские работы (ОКР) – 15,55 млн. \$ США.

– Изготовители, 100 % на технологическую подготовку производства – 73,84 млн. \$ США.

Вместе – 89,40 млн. \$ США.

Предлагается государственную поддержку реализовать через два отдельных договора:

1 Договор между предприятием НАК «Нафтогаз Украины» и ДК «Укроборонпром» на выполнение ОКР по разработке промышленного двигателя АИ-312, в размере (50 % от общей суммы) – 15,55 млн. \$ США сроком на 5 лет.

2 Договор между предприятиями НАК «Нафтогаз Украины» и ДК «Укроборонпром» на поставку опытно-промышленной партии двигателей в количестве 6 шт. по цене 3,22 млн. \$ США (3,29 млн. \$ США – 6 % стоимость услуги ГП «Ивченко-Прогресс» по конструкторскому сопровождению) на сумму 19,74 млн. \$ США и на изготовление серийных двигателей Изготовителем по цене 3,5 млн. \$ США. «Расчетный портфель» государственного заказа – 150 шт. (Расчетный бюджет – 525 млн. \$ США).

3 Финансирование программы модернизации ГТС Украины предусмотреть за счет привлеченных инвестиций (Кредиты ЕБРР, Международный валютный фонд (МВФ), других, заинтересованных инвесторов).

ЕБРР и «Дойчебанк» уже неоднократно рассматривал проекты и пытался выделять средства для реконструкции ГТС Украины. Под руководством Юрия Бойко (2002–2005 гг. глава правления Национальной акционерной компании «Нафтогаз Украины») рассматривался проект реконструкции компрессорных станций на газопроводе «Союз» с привлечением инвестиций ЕС для закупки оборудования на фирме «Сименс». По расчетам специа-

листов «Укртрансгаз» для замены одного ГПА типа ГТК-10И на Siemens SGT-400 необходимо было почти 20 млн. долларов США. Для замены всего парка аналогичных ГПА «Укртрансгазу» требовалось 4 млрд. долларов США.

По расчетам специалистов ГП «Ивченко-Прогресс» для модернизации такого же количества ГПА с использованием отечественных производителей было бы достаточно 941 млн. долларов (меньше в 4,25 раза). При этом расчетная окупаемость проекта для Украины около 3-х лет, самоокупаемость газотурбинного двигателя за счет уменьшения затрат на технологический газ и сокращение вредных выбросов с выхлопными газами менее одного года.

Экономическая эффективность проекта

Предварительные данные для экономических расчетов:

1 Расчетный период проекта – 10 лет (2016 г....2025 г.).

2 Общая сумма потребных, привлеченных инвестиций для реализации проекта – 566,81 млн. долларов.

3 Пополнение бюджетных средств планируется за счет экономии на эксплуатационных расходах, налогов и сборов с заработной платы.

4 Нормативную трудоемкость изготовления ГТД принимаем в размере 7 000 чел./ч.

5 Среднюю заработную плату в промышленном производстве в размере 200 \$ США.

6 Привлечение в качестве инвестиций – кредита ЕБРР со ставкой 4 % годовых.

7 Ввиду того, что цены указаны в долларах США, индекс цен производителей принимаем в размере 1 % годовых.

Результат анализа приведены на графиках на рис. 6 и 7.

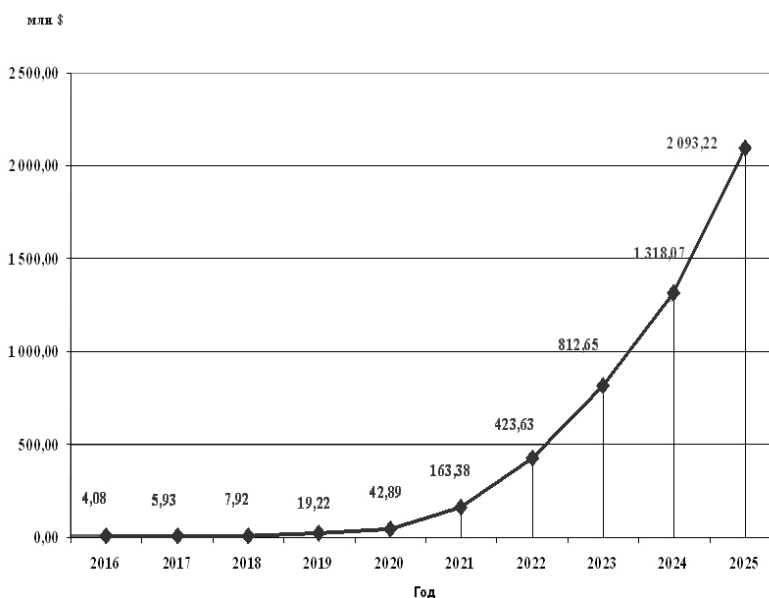


Рис. 6 – Чистый приведенный доход проекта

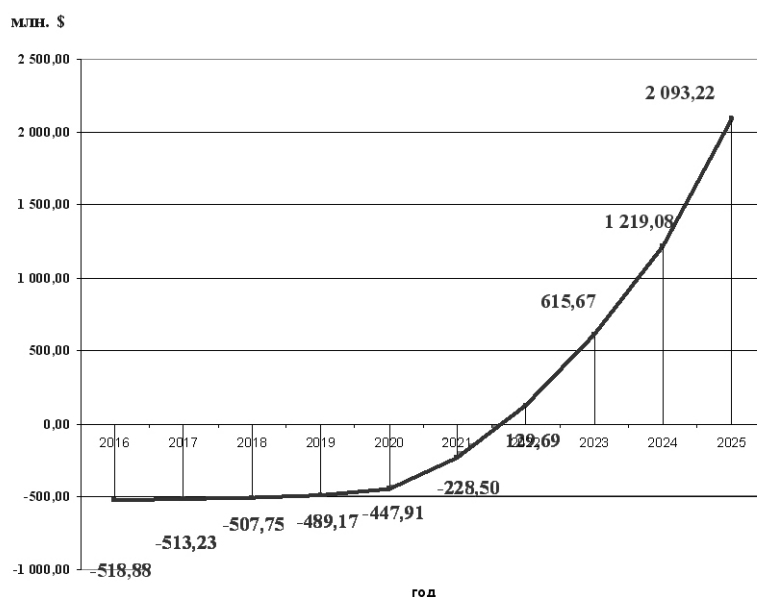


Рис. 7 – Дисконтный период окупаемости проекта

Таблица 2 – Риски и мероприятия по их снижению

Тип риска	Ожидаемые негативные последствия	Мероприятия уменьшения влияния рисков
1 Технические:		
1.1 Риск не достижения основных характеристик двигателя, указанных в техническом задании на проектирование.	Увеличение сроков конструкторских работ, получение заказчиком продукции с худшими потребительскими свойствами.	Проектом предусмотрен полный объем конструкторских работ и их своевременное финансирование. Выполнено предварительное, эскизное проектирование, в эскизном проекте обоснована правильность конструкторских решений.
1.2 Риск длительного освоения производства двигателя.	Увеличение сроков модернизации ГТС Украины.	Проектирование двигателя выполняется с учетом технологических возможностей завода-изготовителя серийных двигателей.
2 Коммерческие:		
2.1 Риск не получить запланированные доходы и не компенсировать государственные и собственные расходы участниками проекта.	Приостановка реализации проекта, увеличение объема государственного финансирования.	Необходимо добиться оформления государственного заказа на изготовление и поставку двигателей. Выполнена предварительная оценка экономической эффективности проекта.
3 Политические:		
3.1 Отсутствие поддержки на выполнение ОКР профильным министерством-заказчиком.	Приостановка выполнения проекта.	Техническое задание на разработку двигателя согласовано с ДК «Укртрансгаз» и профильным институтом заказчика. Проект получил позитивную оценку Торгово-промышленной палаты Украины. Привлечение ДК «Укроборонпром» для реализации государственной программы по модернизации ГТС Украины силами предприятий оборонного комплекса.

Социальная эффективность проекта

Мощностями предприятий-изготовителей Украины возможно изготовление до 30 ГТД АИ-312 в год, при этом обеспечивается гарантированная Государством загрузка до 7 000 рабочих мест ежегодно.

Средняя заработная плата в промышленности к концу 2015 г. составляла 200 долларов. Отчисление в бюджет, только из заработной платы будет более 6 млн. долларов в год.

Модернизация газотранспортной системы Украины осуществляется силами отечественных производителей. Риски и анализ возможностей их снижения приведены в табл. 2.

Обеспечивается стабильная работа ГТС Украины с возможностью увеличенной нагрузки к 2025 году.

Обсуждение результатов

Принятие и практическая реализация правительством Украины национальной программы по повышению эффективности работы газотранспортной системы значительно усилит позиции государства в переговорных процессах со всеми заинтересованными сторонами в вопросах цены на газ, стоимости транзита газа в Европу, участию в программе модернизации ГТС Украины и по доступу к управлению транзитом газа.

Выводы

Ожидаемая окупаемость проекта – через 1,5 года после начала серийных поставок ГТД для модернизации ГТС Украины.

По оценкам специалистов ПАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе» стоимость модернизации ГПА типа ГТК-10-И с применением ГТД АИ-312 составит 6,69 млн. \$.

Модернизация 1-го ГПА на газопроводе «Союз» с использованием Siemens SGT-400 требует инвестиций в размере 19,83 млн. \$.

Привлечение отечественных изготовителей оборудования для модернизации ГТС Украины позволит уменьшить затраты на модернизацию в 2,94 раза.

Список литературы

- 1 **Костенко, Д. А.** Модернизация газотранспортной системы Украины: Проблемы создания новых газоперекачивающих агрегатов [Текст] / **Д. А. Костенко, В. В. Романов, А. А. Халатов** // *Промышленная теплотехника*. – 2011. – Т. 33, № 2. – С. 41–45. – ISSN 0204-3602.
- 2 **Патон, Б. Є.** Промислові газотурбінні двигуни для газотранспортної системи України: сучасний стан і проблеми розвитку [Текст] / **Б. Є. Патон, А. А. Халатов, Д. А. Костенко та ін.** // *Енергетика та електрифікація*. – 2008. – № 7. – С. 20–22. – ISSN 0424-9879.

- 3 **Халатов, А. А.** Компрессорные станции ГТС Украины: Концепция модернизации газотурбинного привода газоперекачивающих агрегатов [Текст] / **А. А. Халатов, Д. А. Костенко, В. П. Парафейник та ін.** – Киев : Институт технической теплофизики НАН Украины, 2009. – 52 с. – ISBN 978-966-02-5280-6.
- 4 **Парафейник, В. П.** Сравнительная эффективность применения газотурбинного и электрического приводов газоперекачивающих агрегатов в условиях работы ГТС Украины / **В. П. Парафейник, В. Н. Голощапов, Д. А. Костенко**. – Материалы к докладу на Комиссии по промышленным газовым турбинам НАН Украины, Сумы 2013.
- 5 **Лозунько, С. В.** В 2019 году украинская ГТС превратится в груды металлолома [Электронный ресурс] / **С. Лозунько** // *Газета 2000*. – № 14v(742), 17–23 апреля 2015 г., 15 Апреля 2015. – Режим доступа: <http://www.2000.ua/v-nomere/forum/puls/v-2019-godu-ukrainskaja-gts-prevratitsja-v-grudu-metalloloma.htm>. – Заглавие с экрана. – 19.04.2015.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Kostenko, D., Romanov, V. and Khalatov, A.** (2011), "Modernizacija gazotransportnoj sistemy Ukrainy: Problemy sozdaniya novyh gazoperekachivajushhih agregatov [Modernization of Ukraine's Gas Transit System: Problems of the creation of new gas compressor units]", *Industrial Heat Engineering*, vol. 33, no. 2, pp. 41–45, ISSN 0204-3602, available at: <http://dspace.nbuv.gov.ua/bitstream/handle/123456789/60316/06-Kostenko.pdf?sequence=1> (accessed 19 January 2016).
- 2 **Paton, B., Khalatov, A. and Kostenko, D.** (2008), "Promyslovi gazoturbinni dvygyny dlja gazotransportnoi systemy Ukrainy: suchasnyj stan i problemy rozvytku [Industrial gas turbine engines for the gas transportation system of Ukraine: Current State and Problems of Development]", *Energetyka ta elektrifikacija*, vol. 7, pp. 20–22, ISSN 0424-9879.
- 3 **Khalatov, A., Goloshchapov, V. and Kostenko, D.** (2009), *Kompressornye stancii GTS Ukrainy: Konceptija modernizacii gazoturbinnogo privoda gazoperekachivajushhih agregatov [Compressor stations Ukrainian gas transportation system: The concept of modernization of gas turbine drive gas compressor units]*, Institute of Engineering Thermophysics of National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine, ISBN 978-966-02-5280-6.
- 4 **Parafeynik, V., Goloshchapov, V. and Kostenko D.** (2013). *Sravnitel'naja jeffektivnost' primenenija gazoturbinnogo i jelektricheskogo privodov gazoperekachivajushhih agregatov v uslovijah raboty GTS Ukrainy [Comparative efficiency of the gas turbine and electric drives for gas pumping units in the operating conditions of Ukraine's GTS]*, Sumy, 2013.
- 5 **Lozunko S.** (2015), "V 2019 roku ukrainskaja GTS prevratitsja v grudu metalloloma [In 2019 the Ukrainian GTS will turn into a pile of scrap metal]", *Daily newspaper 2000*, no. 14v(742), 17–23 April 2015, 15 April 2015, available at: www.2000.ua/v-nomere/forum/puls/v-2019-godu-ukrainskaja-gts-prevratitsja-v-grudu-metalloloma.htm (accessed 19 April 2015).

Сведения об авторах (About authors)

Кравченко Игорь Федорович – доктор технических наук, Академик Инженерной академии Украины, Генеральный конструктор, директор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: progress@ivchenko-progress.com, тел. +38 (0612) 65-03-27.

Kravchenko Igor – Doctor of Technical Sciences, Academician of the Engineering Academy of Ukraine, General Designer, Director of SE "Ivchenko-Progress", Zaporozhye, Ukraine.

Смирнов Сергей Альбертович – Академик Академии технологических наук РФ, Главный конструктор ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: s.smirnov@ivchenko-progress.com, тел. +38 (061) 769-61-70.

Smirnov Sergey – Academician of the Academy of Technological Sciences of the Russian Federation, Chief Designer, Head of Discipline – Conversion, Making Engines and Industrial Power Plants SE "Ivchenko-Progress", Zaporozhye, Ukraine.

Кубатин Валерий Валентинович – Первый заместитель директора предприятия, Директор по экономике и финансам ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: v.kubatin@ivchenko-progress.com, тел. +38 (0612) 65-00-66.

Kubatin Valery – First Deputy Director of Enterprise, Director for Economy and Finance of the State Enterprise "Ivchenko-Progress", Zaporozhye, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Кравченко, И. Ф. Создание газотурбинного двигателя АИ-312 для модернизации ГТС Украины импортозамещающим оборудованием [Текст] / **И. Ф. Кравченко, С. А. Смирнов, В. В. Кубатин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 56–64. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.08.

Please cite this article as:

Kravchenko, I. Smirnov, S. and Kubatin V. (2016), "Development Of The AI-312 Gas Turbine Engine For The Modernization Of The Ukrainian Gas Transport System With Import-Substituting Equipment", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 56–64, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.08.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Кравченко, І. Ф. Створення газотурбінних двигунів АІ-312 для модернізації ГТС України імпортозамінним обладнанням [Текст] / **І. Ф. Кравченко, С. А. Смирнов, В. В. Кубатин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 56–64. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.08.

АНОТАЦІЯ У статті дано узагальнений аналіз перспектив Європейського газового ринку, стан газотранспортної системи України та прагнення російського «Газпром» утримати свої позиції на ринку Євросоюзу. Дан економічний аналіз заміни газотурбінних двигунів на газоперекачувальних агрегатах типу ГТК-10И. Наведено переваги застосування газотурбінного двигуна АІ-312 для газотранспортної системи України та розглянуто можливі джерела фінансування проекту. Проведено аналіз інвестиційних витрат на створення ГТД АІ-312. Дано обґрунтування соціальної ефективності проекту.

Ключові слова: газотурбінний двигун АІ-312, Газотранспортна система України, Укртрансгаз, Євросоюз, Північний потік, малоемісійна камера згоряння.

Поступила (received) 08.01.2016

С. И. СЕРБИН, А. В. КОЗЛОВСКИЙ**ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ**

АННОТАЦИЯ Статья посвящена вопросу стабилизации пульсационных процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей за счёт газодинамического совершенствования проточной части. Проведён анализ пульсационных процессов в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики. Проведены теоретические исследования пульсационных характеристик низкоэмиссионной камеры сгорания с предварительным перемешиванием топливо-воздушной смеси. Разработаны практические рекомендации по повышению устойчивости горения в низкоэмиссионной камере сгорания ГТД.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, пульсационное горение, математическое моделирование.

S. SERBIN, A. KOZLOVSKYI**INCREASING THE STABILITY OF COMBUSTION PROCESSES IN THE COMBUSTION
CHAMBER OF GAS-TURBINE ENGINE THROUGH THE IMPROVEMENT OF THE AIR-
GAS CHANNEL**

ABSTRACT A possibility of carrying out the numerical experiment using the up-to-date tools of computational hydrodynamics to predict pulsating combustion modes at the stage of engine development has been discussed. It will allow us to considerably reduce the expenditures required for the engine design and its development increasing simultaneously the operating efficiency of power systems. The purpose of this investigation is to increase the stability of combustion processes of gaseous fuel in the low-emission combustion chambers of gas turbine engines due to the gas-dynamic improvement of the air-gas channel. Theoretical studies showed that the gas-dynamic improvement of the air-gas channel in the low-emission combustion chambers of gas turbine engines allows us to enlarge the range of the stable operation of fuel-combustion system, to reduce pressure pulsations in the air-fuel mixture, and consequently reduce the vibrations of elements in the combustion chamber and in the engine on the whole. Theoretical investigations of the pulsation characteristics of the low emission combustion chamber with the preliminary mixing of air-fuel mixture for the gas turbine engine of 25 MW allowed us to establish that amplitude maximum pressure pulsations are observed in the paraxial recirculation zone, in the region of secondary air inlets; inside the flame tube in the region of the third and fourth cowlings; on inlet diffuser walls, in the output cross-section of flame tube before the turbine blades; on peripheral swirler blades, in the region of fuel outflow orifices and in swirler channels. The most efficient reduction of pulsations is observed in the primary combustion zone and the pulsations produced by the central vortex in the mixing zone closer to the chamber output are less efficient.

Key words: gas turbine engine, combustion chamber, pulsating combustion, and the mathematical simulation/

Введение

Создание мобильных, высокоэффективных и конкурентоспособных отечественных газотурбинных двигателей (ГТД), соответствующих современным требованиям к энергетическим модулям нового поколения, представляет собой актуальную народно-хозяйственную задачу. При разработке перспективных образцов ГТД и модернизации существующих особое внимание должно быть уделено повышению характеристик наиболее теплонапряженного узла двигателя – камеры сгорания (КС).

Современные тенденции в развитии ГТД сопровождаются значительным возрастанием тепловых и динамических нагрузок на элементы их конструкций, в том числе и на элементы КС. Одной из проблем при эксплуатации ГТД является возникновение режимов пульсационного (вибрационного) горения в низкоэмиссионных КС. Значительные колебания давления рабочего тела в КС в ряде случаев могут приводить к частичному или даже полному разрушению элементов конструк-

ции двигателя, снижению надёжности их работы. Поэтому обеспечение устойчивости процесса горения углеводородных топлив в низкоэмиссионных КС представляет собой актуальную научно-прикладную задачу.

Использование численного эксперимента на основе современных средств вычислительной гидродинамики для прогнозирования режимов пульсационного горения на этапе разработки двигателя позволит значительно сократить затраты на проектирование и доводку двигателя, а также повысить эффективность эксплуатации энергетических систем [1–6].

В настоящее время достигнуты значительные успехи в проектировании, конструировании и доводке КС ГТД. Одной из ключевых задач при создании низкоэмиссионной КС является обеспечение устойчивости рабочего процесса, практическое решение которой требует существенных материальных затрат. Несмотря на то, что этому вопросу посвящено достаточное количество теоретических и экспериментальных исследований и накоплен значительный опыт по уменьшению ко-

лебаний давления, природа возникновения пульсационных процессов до конца не изучена.

Колебания давления и вибрации, вызываемые неустойчивостью горения, в зависимости от механизма её возбуждения и интенсивности могут ограничиться КС или распространяться на другие системы двигателя. Однако, и в том и в другом случае неустойчивость недопустима, поскольку она приводит к быстрому разрушению КС, а иногда и других элементов двигателя.

Вибрационное горение – это не отдельные хаотические колебания давления, скорости или температуры потока, всегда сопутствующие процессу сжигания топлива, а регулярные колебания с достаточно большой амплитудой и чётко выраженной частотой, которые, начавшись по тем или иным причинам, поддерживаются затем за счёт возникновения регулярного автоколебательного процесса [7].

Цель работы

Целью данного исследования является повышение устойчивости процессов горения газообразного топлива в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД за счёт газодинамического совершенствования проточной части.

Изложение основного материала

Для практической реализации возможностей улучшения характеристик низкоэмиссионной КС газотурбинного двигателя UGT25000 мощностью 25 МВт [8] за счёт газодинамического совершенствования проточных частей предложен ряд конструктивных изменений (рис. 1). Повышение скорости истечения воздуха из периферийного завихрителя достигается перекрытием двух или трёх отверстий из четырёх отверстий 4 подвода вторичного воздуха в камере сгорания, состоящей из кожуха 1, фронтального устройства 2, жаровой трубы 3 и смесителя 5. Это соответствует интервалу отношений $S_0/S_1 = 0,004...0,01$ площади поперечных сечений отверстий подвода вторичного воздуха S_0 к площади поперечного сечения жаровой трубы в месте подвода вторичного воздуха S_1 .

Для практического использования нецелесообразно уменьшать отношение площадей S_0/S_1 менее 0,004 в связи с тем, что количество вторичного воздуха, который подаётся в зону смешения, будет недостаточным для снижения температуры продуктов сгорания перед турбиной, а количество первичного воздуха, которое формирует горючую смесь, увеличится, что приведёт к росту коэффициента избытка воздуха в зоне горения к критическим значениям и срыву пламени. В свою очередь, не рекомендовано превышение отношений площадей S_0/S_1 более 0,01 в связи с тем, что это приве-

дёт к приближению коэффициентов избытка воздуха в зоне горения к стехиометрическим значениям, увеличению температуры горения и резкому повышению выбросов токсичных оксидов азота, что противоречит требованиям к низкоэмиссионным КС.

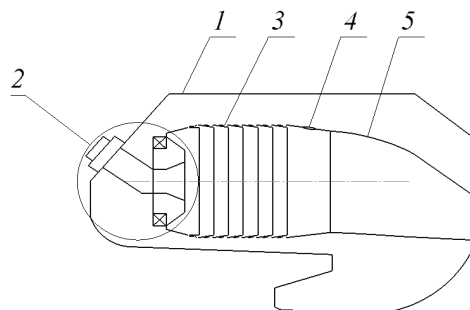


Рис. 1 – Газодинамическое совершенствование проточных частей низкоэмиссионных камер сгорания путём перекрытия отверстий подвода вторичного воздуха: 1 – кожух; 2 – фронтальное устройство; 3 – жаровая труба; 4 – отверстие; 5 – смеситель

Максимальные пульсации давления в рассматриваемой низкоэмиссионной камере сгорания проявляются на выходе потока воздуха из периферийного завихрителя в районе 3–4 обечаек жаровой трубы. Данные пульсации имеют ярко выраженный турбулентный характер.

Наиболее простой способ борьбы с ними – повышение скорости истечения воздуха из периферийного завихрителя. Для этого предлагается часть воздуха, который подаётся в зону смешения, перенаправить в завихритель.

Приведённые практические рекомендации по отношению площадей поперечных сечений отверстий подвода вторичного воздуха к площади поперечного сечения жаровой трубы в месте подвода вторичного воздуха подтверждаются соответствующими теоретическими расчётами, которые показывают снижение уровня среднеквадратических пульсаций в жаровой трубе.

При помощи преобразования Фурье построены графики амплитуды сигнала по спектру частот (рис. 2).

Для исходного варианта с четырьмя отверстиями вторичного воздуха (рис. 2а) среднеквадратический уровень пульсаций в межтрубном пространстве над отверстием вторичного воздуха составляет 6 кПа, в первичной зоне горения – осреднённое значение 10,5 кПа и максимальное значение 13,95 кПа (по сечению в районе третьей обечайки), на выходе из жаровой трубы – осреднённое значение 10,75 кПа и максимальное значение 16,85 кПа (по сечению жаровой трубы перед лопатками турбины).

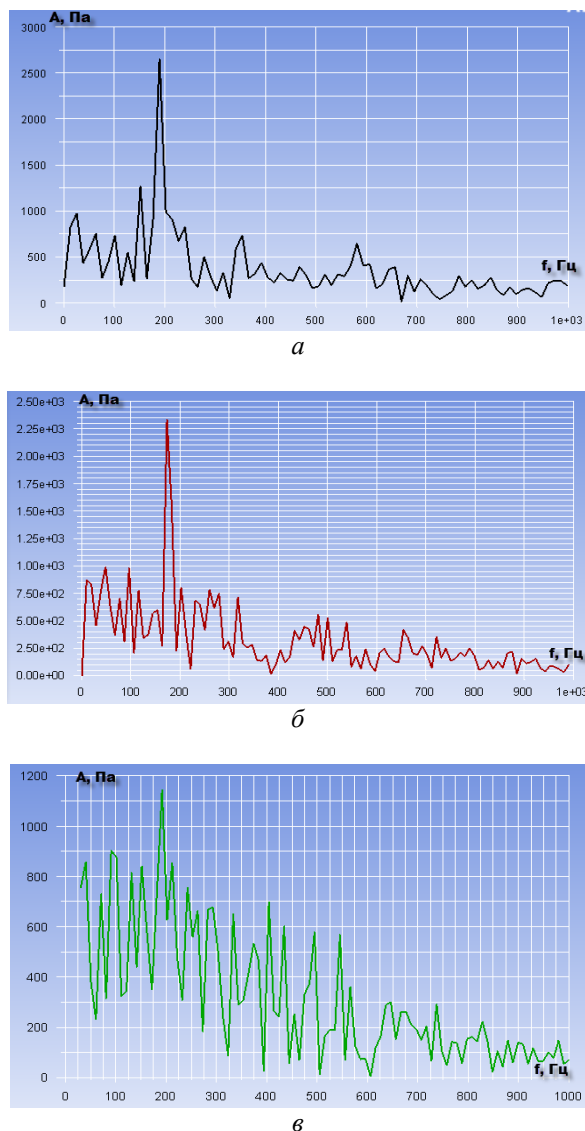


Рис. 2 – Амплитуда сигнала статического давления в сечении верхнего отверстия вторичного воздуха в жаровой трубе в зависимости от количества отверстий вторичного воздуха: а – четыре отверстиями; б – с двумя отверстиями; в – с одним отверстием

Для варианта с двумя отверстиями вторичного воздуха (рис. 2б) среднеквадратический уровень пульсаций в межтрубном пространстве над отверстием вторичного воздуха составляет 4,8 кПа (снижение около 20 %), в первичной зоне горения – осреднённое значение 9,6 кПа и максимальное значение 13 кПа (снижение на 8,5 и 6,8 % по сечению в районе третьей обечайки), на выходе из жаровой трубы – осреднённое значение 10,4 кПа и максимальное значение 16,8 кПа (снижение на 3,2 и 0,3 % по сечению жаровой трубы перед лопатками турбины).

Для варианта с одним отверстием вторичного воздуха (рис. 2в) среднеквадратический уровень

пульсаций в межтрубном пространстве над отверстием вторичного воздуха составляет 3 кПа (снижение на 50 %), в первичной зоне горения – осреднённое значение 4,4 кПа и максимальное значение 8,2 кПа (снижение на 58 и 41 % по сечению в районе третьей обечайки), на выходе из жаровой трубы – осреднённое значение 5 кПа и максимальное значение 14,5 кПа (снижение на 53 и 13,7 % по сечению жаровой трубы перед лопатками турбины).

Для жаровой трубы с четырьмя отверстиями пик пульсаций расположен на частоте 189 Гц с амплитудой 2563 Па, для жаровой трубы с двумя отверстиями пик расположен на частоте 174 Гц с амплитудой 2150 Па, а для жаровой трубы с одним отверстием пик расположен на частоте 195 Гц с амплитудой 1035 Па, это даёт падение амплитуды на 16 и 58 % для соответствующих вариантов.

Обсуждение результатов

Среднеквадратическое значение пульсаций температуры в камере в районе выхода из периферийного завихрителя снизилось на 8 градусов для варианта с двумя отверстиями вторичного воздуха и на 29 градусов для варианта с одним отверстием, что составляет 1,8 и 6,6 % соответственно.

Следует отметить, что наиболее эффективно при этом снижаются пульсации в первичной зоне горения и значительно слабее пульсации, возникающие от центрального вихря в зоне смешения ближе к выходу камеры. Данный способ является технологически простым и позволяет снизить средний уровень пульсаций давления в камере на 30 % и более.

Выводы

1 Проведены теоретические исследования пульсационных характеристик низкоэмиссионной камеры сгорания с предварительным перемешиванием топливо-воздушной смеси ГТД мощностью 25 МВт, позволившие определить, что максимальные по амплитуде пульсации давления наблюдаются: в приосевой зоне рециркуляции; в районе отверстий подвода вторичного воздуха; внутри жаровой трубы в районе 3-4-й обечайки; на стенках входного диффузора; в выходном сечении жаровой трубы перед турбинными лопатками; на лопатках периферийного завихрителя; в районе отверстий истечения топлива в каналах завихрителя.

2 Расчётным путём установлено, что за счёт повышения скорости истечения воздуха из периферийного завихрителя перекрытием отверстий вторичного воздуха возможно уменьшить пульсации давления в первичной зоне низкоэмиссионной камеры сгорания соответственно на 10...15 и 30...35 % для жаровой трубы с двумя и одним отверстием подвода вторичного воздуха.

Список литературы

- 1 **Козловский, А. В.** Прогнозирование термоакустических характеристик низкоэмиссионных камер сгорания ГТД методом трёхмерного математического моделирования [Текст] / **А. В. Козловский** // Вісник НТУУ «КПІ». Серія: Машинобудування. – Київ : НТУУ «КПІ», 2015. – № 3(75). – С. 25–29. – ISSN 2409-5966.
- 2 **Сербін, С. І.** Дослідження процесів нестационарного горіння в камері згорання ГТД [Текст] / **С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 11–16. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.
- 3 **Сербін, С. І.** Моделювання процесів нестационарного горіння в низькоемісійній камері згорання газотурбінного двигуна [Текст] / **С. І. Сербін, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський** // Вісник НУК. – Миколаїв : НУК, 2012. – № 1. – С. 24–32. – ISSN 2312-9441.
- 4 Разработка методов расчёта характеристик нестационарного рабочего процесса в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТД [Текст] / **С. И. Сербин, А. Б. Мостипаненко, А. В. Козловский, В. Г. Ванцовский, В. В. Вилкул** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 90–94. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.
- 5 **Serbin, S. I.** Investigation of the thermo-acoustic processes in low emission combustion chamber of gas turbine engine capacity of 25 MW [Text] / **S. I. Serbin, A. V. Mostipanenko, A. V. Kozlovskiy** // Международный журнал об инновациях в судостроении «Shipbuilding & marine infrastructure». – Николаев : НУК, 2014. – № 1(1). – С. 127–134.
- 6 Методы снижения интенсивности пульсационного горения в камере сгорания ГТД, работающей на газообразном топливе [Текст] / **С. И. Сербин, А. Б. Мостипаненко, А. В. Козловский, В. В. Вилкул** // Научно-технический журнал: «Авиационно-космическая техника и технология». – Харьков : НАКУ «ХАИ», 2014. – № 8 (115). – С. 84–88. – ISSN 1727-7337.
- 7 **Аввакумов, А. М.** Нестационарное горение в энергетических установках [Текст] / **А. М. Аввакумов, И. А. Чучкалов, Я. М. Щелоков**. – Ленинград : Недра, 1987. – 159 с.
- 8 **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: агрегати виробництва України та Росії [Текст] : навч. посібник / **Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук**. – Миколаїв : НУК, 2005. – 344 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Kozlovskiy, A. V.** (2015), "Prognostirovanie termoakusticheskikh harakteristik nizkoemissionnykh kamer sgoraniya GTD metodom trehmernogo matematicheskogo modelirovaniya [Prediction of the thermoacoustic characteristics of gas turbine low-emission

- combustion chambers by three-dimensional mathematical modeling method]", *Visnyk NTUU "KPI". Seriya: Mashynobuduvannya* [Prediction of the thermo-acoustic characteristics of gas turbine low-emission combustion chambers by three-dimensional mathematical modeling method], no. 3(75), pp. 25–29, ISSN 2409-5966.
- 2 **Serbin, S. I. and Mostipanenko, G. B.** (2012), "Doslidzhennja procesiv nestacionarnogo gorinnja v kameri zgorjannja GTD [Investigation of Transient Combustion Process in Gas Turbine Combustor]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 8, pp. 11–16, ISSN 2078-774X.
- 3 **Serbin, S. I., Mostipanenko, G. B. and Kozlovskiy, A. V.** (2012), "Modeljuvannja procesiv nestacionarnogo gorinnja v nyz'koemisijnij ka-meri zgorjannja gazoturbinnogo dyvguna [Modeling of unsteady combustion processes in gas turbine low-emission combustion chamber]", *Visnik NUK* [Modeling of unsteady combustion processes in gas turbine low-emission combustion chamber], no. 1, pp. 24–32, ISSN 2312-9441.
- 4 **Serbin, S. I., Mostipanenko, G. B., Kozlovskiy, A. V., Vantsovsky, V. G. and Vilkul V. V.** (2014), "Razrabotka metodov rascheta harakteristik nestacionarnogo rabochego processa v nizkoemissionnykh kamerah sgoraniya gazoturbinykh dvigatelej [Developing the Methods Used for the Computation of the Characteristics of Nonstationary Operating Processes in the Low-Emission Combustion Chambers of Gas Turbine Engines], *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 11(1054), pp. 90–94, ISSN 2078-774X.
- 5 **Serbin, S. I., Mostipanenko, G. B. and Kozlovskiy, A. V.** (2014), "Investigation of the thermo-acoustic processes in low emission combustion chamber of gas turbine engine capacity of 25 MW", *Mezhdunarodnyj zhurnal ob innovacijah v sudostroenii "Shipbuilding & marine infrastructure"*, no. 1(1), pp. 127–134.
- 6 **Serbin, S. I., Mostipanenko, G. B., Kozlovskiy, A. V. and Vilkul V. V.** (2014), "Metody snizhenija intensivnosti pul'sacionnogo gorenija v kamere sgoraniya GTD, rabotajushhej na gazoobraznom toplive [Methods to reduce the intensity of pulsating combustion in the gas turbine combustion chamber operating on gaseous fuel]", *Nauchno-tehnicheskij zhurnal: "Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija"* [Methods to reduce the intensity of pulsating combustion in the gas turbine combustion chamber operating on gaseous fuel], no. 8(115), pp. 84–88, ISSN 1727-7337.
- 7 **Avvakumov, A. M., Chuchkalov, I. A. and Shhelokov, Ja. M.** (1987), *Nestacionarnoe gorenje v jenergeticheskikh ustanovkah* [The unsteady burning in power plants], Nedra, Leningrad, Russia.
- 8 **Romanov'skyj, G. F., Serbin S. I. and Patlajchuk, V. M.** (2005), *Suchasni gazoturbinni agregaty: agregaty vyrobnyctva Ukrai'ny ta Rosii': Navchal'nyj posibnyk* [Modern gas turbine units: units manufacturing Ukraine and Russia], National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

Сведения об авторах (About authors)

Сербин Сергей Иванович – доктор технических наук, профессор, директор Машиностроительного института, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина; e-mail: siserbin@yandex.ru, ORCID 0000-0002-3423-2681.

Serbin Sergei – Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Machinebuilding Institute, National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

Козловский Артём Викторович – младший научный сотрудник, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев, Украина; e-mail: artem.kozlovskiy@nuos.edu.ua, artem_profkom@mail.ru, ORCID 0000-0002-6204-7782.

Kozlovskiy Artem – Junior Researcher, National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Сербин, С. И. Повышение устойчивости процессов горения в камере сгорания ГТД газодинамическим совершенствованием проточной части [Текст] / **С. И. Сербин, А. В. Козловский** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 65–69. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.09.

Please cite this article as:

Serbin, S. and Kozlovskiy, A. (2016), "Increasing the Stability of Combustion Processes in the Combustion Chamber of Gas-Turbine Engine through the Improvement of the Air-Gas Channel". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 65–69, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.09.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Сербин, С. І. Підвищення стійкості процесів горіння в камері згоряння ГТД газодинамічних вдосконаленням проточної частини [Текст] / **С. І. Сербін, А. В. Козловський** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 65–69. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.09.

АНОТАЦІЯ Стаття присвячена питанню стабілізації пульсаційних процесів в камерах згоряння газотурбінних двигунів за рахунок газодинамічного удосконалення проточної частини. Проведено аналіз пульсаційних процесів в низькоемісійних камері згоряння газотурбінного двигуна з допомогою сучасних інструментів обчислювальної гідродинаміки. Проведено теоретичні дослідження пульсаційних характеристик низькоемісійних камери згоряння з попередніми перемішуванням паливо-повітряної суміші Розроблено практичні рекомендації щодо підвищення стійкості горіння в низькоемісійних камері згоряння ГТД.

Ключові слова: газотурбінний двигун, камера згоряння, пульсаційне горіння, математичне моделювання.

Поступила (received) 11.01.2016

Г. А. БОНДАРЕНКО**УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ
КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

АННОТАЦИЯ Рассматривается центробежный компрессор высокого давления как деформируемая гидромеханическая система. Приведены обоснование и постановка задачи комплексного упругогидродинамического (УГД) анализа конструкции компрессора путём совместного решения уравнений гидродинамики упругости. С использованием аппарата методов подобия и размерности определены основные параметры и критерии анализа. Приведены результаты УГД-анализа конструкции компрессора на давление 80 МПа.

Ключевые слова: центробежный компрессор, гидромеханическая система, упругие деформации и гидродинамика течения, УГД-анализ, критерии.

Н. А. BONDARENKO**ELASTIC HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF HEAVY DUTY CENTRIFUGAL
COMPRESSORS DESIGNS**

ABSTRACT We consider the high centrifugal compressor as the deformable hydro system. The main problem in creating such compressors is very high static and dynamic loads on the structural elements. The cause of stress are: high density of the gas, the small size of the flow channels, high-speed rotary, flexible shaft, the deformation caused by the load causes the Rotary movement relative to the stator elements. This leads to a significant deviation of the actual dimensions from rated. At the design stage of the compressor it is necessary to consider these factors. The substantiation and the formulation of the problem of complex elastohydrodynamic (EHD) analysis compressor designs by joint decision of the elasticity equations of hydrodynamics. Using the methods of the similarity dimension of the main parameters and criteria for the review. Design nodes, which are subjects to elastic deformations are interrelated elements of the common system. Task UGD – analysis of each node is solved by iterative methods. Using previously obtained solutions for the basic elements received the results of the EHD analysis of compressor design pressure of 80 MPa.

Key words: centrifugal compressor, hydromechanical-system, elastic deformation and hydrodynamic flow, EHD analysis, and evaluation criteria.

Введение

При разработке сложных энергетических машин приходится неизбежно сталкиваться с проявлением влияния упругих деформаций элементов конструкции на гидро- и газодинамику потока в рабочих полостях машин. Классическим примером является проблема создания рабочих лопаток последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин.

Центробежные компрессорные машины имеют свою специфику: существенно малые размеры проточных каналов и вспомогательных трактов, высокие газодинамические нагрузки на элементы конструкции в сочетании с высокими частотами вращения ротора.

Традиционное, широкоиспользуемое в практике проектирования раздельное выполнение газодинамических и прочностных расчетов применительно к узлам центробежных компрессорных машин высокого давления (ЦКМ ВД) позволяет получить параметры лишь в первом приближении, так как в первом расчете не учитываются деформации границ проточных каналов, а во втором – силовая реакция потока при изменении границ. В ряде случаев такой подход может повлечь за собой существенные неточности при определении конструкционной прочности, затрат мощно-

сти, расходов рабочих жидкостей, чистоты обработки, допусков на изготовление, материалов, методов испытаний и т. п. Наконец, такой подход связан со значительными затратами на поиск оптимальных решений на стадии проектирования, проведения испытаний и доводочных работ.

Современный уровень развития механики сплошных сред, теории упругости, теории колебаний, молекулярно-кинетической теории жидкостей и газов, а также мощные средства вычислительной техники позволяют осуществлять газодинамический и прочностной анализы не последовательно, а параллельно, в тесной взаимосвязи друг с другом, что обеспечивает принятие оптимального решения на стадии проектирования.

Цель работы

Поскольку термин «жидкость» в теоретической механике охватывает любые сплошные среды, в том числе и газы, условимся для краткости вместо терминов «гидроаэроупругий», «гидроаэромеханический» и т. д. применены термины «гидроупругий», «гидромеханический».

В известном смысле ЦКМ ВД можно рассматривать как гидромеханическую систему – совокупность твердых упругих элементов, образующих проточные каналы, в которых движутся ре-

альные жидкости и газы. При этом полагается существенное силовое взаимодействие между жидкостью и упругими твердыми телами. Взаимодействующие тела системы имеют заданные физические свойства (плотность, вязкость, сжимаемость, упругость). Система замкнута и консервативна, т. е. внешние по отношению к ней силы отсутствуют, поведение системы полностью определяется внутренними силами. Состояние гидромеханической системы характеризуется параметрами состояния: термодинамическими (давление, плотность, температура), гидродинамическими (скорость, силовые факторы), механическими (напряжения деформации) $\Pi(x_1, \dots, x_n) = 0$. Параметры состояния системы x_i формируются согласно законам механики, которые считаются известными и описываются системой уравнений при заданных ограничениях, начальных и граничных условиях (состояниях). Под начальным условием понимается состояние системы в заданный момент времени, под граничными условиями – условия непроницаемости твёрдых границ потока, «прилипания» потока к границам и т.п.

На основе изложенного выше задача упругогидродинамического (УГД) анализа в общем виде может быть сформулирована следующим образом: определить параметры равновесного состояния гидродинамической системы с известными физическими свойствами жидких и твердых тел при заданных начальных и граничных условиях. УГД-анализ явлений в гидромеханической системе предполагает использование аналитического аппарата для описания свойств рабочих сред, течения рабочих сред, упругих деформаций твердых тел, т.е. привлечение аппаратов теорий механики жидкости и упругости твёрдых тел.

Изложение основного материала

Общие уравнения УГД-анализа могут быть сгруппированы в единую систему (для краткости записи конкретный аналитический вид уравнений не приводится):

$$\left. \begin{aligned} &\text{уравнение движения вязкой жидкости;} \\ &\text{уравнение неразрывности;} \\ &\text{уравнение состояния жидкости;} \\ &\text{обобщенный закон вязкости жидкости;} \\ &\text{уравнение энергии;} \end{aligned} \right\} \\ \left. \begin{aligned} &\text{уравнение движения в перемещениях;} \\ &\text{уравнение обобщенного закона Гука.} \end{aligned} \right\}$$

Эта система эквивалентна системе из шестнадцати уравнений в проекции на координатные оси. Таким образом, задача УГД-анализа сводится к математической задаче получения решений системы нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка относи-

тельно неизвестных: давления, плотности, температуры, вязкости, составляющих скорости, перемещений и напряжений.

Математическая теория таких систем разработана недостаточно и для них не сформулированы и не доказаны теоремы существования и единственности решения [1]. Основываясь на доказательствах теорем для ряда частных задач, в практике априори распространяют это утверждение и на другие задачи, чем воспользуемся и в данном случае.

Решение такой системы даже с применением современных ЭВМ представляет значительные трудности. Однако в этом нет необходимости. Пользуясь свойством аддитивности, гидромеханическую систему центробежного компрессора высокого давления (ЦКМ ВД) показанного на рис. 1 можно представить состоящей из более простых элементов (подсистем), взаимодействующих между собой так, что выходные параметры одной подсистемы являются входными параметрами для другой (рис.2).

Рассмотрим пример. Пусть проточная часть и упорный подшипник – подсистемы. Выходной параметр подсистемы «проточная часть» – осевая сила – является входным параметром подсистемы «упорный подшипник». Таких подсистем, к которым может быть применён приведённый выше аналитический аппарат, может быть выделено достаточно много. При ближайшем рассмотрении оказывается, что не для каждой из этих подсистем следует применять аналитический аппарат в полном объёме, так как превалирующими могут оказаться отдельные явления, а не их совокупность. Например, для анализа элементов с истечением масел их плотность может быть принята постоянной; при исследовании проточной части газ может считаться идеальным, а границы каналов слабдеформируемыми, при определении статических нагрузок и деформаций процессы могут рассматриваться как квазиустановившиеся и т. п. Такая постановка вопроса приводит к рассмотрению частных задач, а исходная система уравнений преобразуется к существенно более простым частным видам, описывающим определённые типы упругогидродинамических процессов (состояний).

Уместно поставить вопросы. Если анализу подвергается некоторое число гидромеханических систем, то для каких из них целесообразно применение УГД-анализа? Какие ЦКМ из типоразмерного ряда и какие узлы следует подвергать УГД-анализу? Классификационные признаки ЦКМ ВД здесь не могут быть определяющими в силу хотя бы их нечёткости, неконкретности. К тому же даже ЦКМ низкого давления могут иметь узлы с высоким напряжённо-деформированным состоянием, т. е. для них также существенны упругогидродинамические процессы.

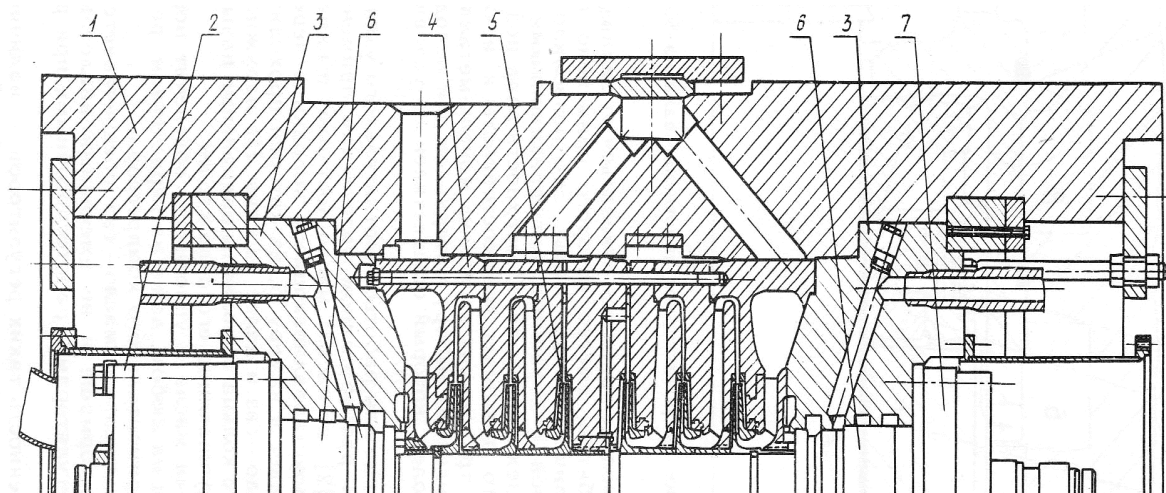


Рис. 1 – Конструкция экспериментального цилиндра компрессора на 80 МПа:

1 – корпус; 2 – узел опорно-упорного подшипника; 3 – торцевые крышки; 4 – внутренний корпус (статор); 5 – рабочее колесо; 6 – узлы концевых уплотнений; 7 – узел опорного подшипника.

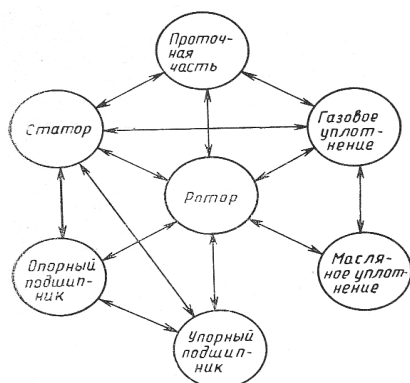


Рис. 2 – Граф взаимодействия элементов гидромеханической системы – ЦКМ ВД

По отношению к этим процессам постулируем следующее положение: процессы в гидромеханической системе являются упругогидродинамическими, если параметры состояния системы при абсолютно жестких и при упругих характеристиках твердых тел отличаются на конечную величину или в аналитическом виде

$\Pi(x_1, \dots, x_n) - \Pi'(x_1, \dots, x_n^1) \geq \xi \Pi(x_1, \dots, x_n)$; $\xi = a$, где Π и Π' – векторы параметров состояния жесткой и деформированной системы; ξ – наперед заданная скалярная величина, минимальное значение которой $\xi = a$ соответствует нижнему пределу существенного для поведения системы отклонения параметров состояния. Для всей совокупности параметров состояния системы (расход, удлинение корпуса, амплитуда колебаний вала и т.п.) невозможно однозначно задать пороговое значение a . В каждом конкретном случае заданное значение a должно быть соизмеримо с последствиями.

Критерии анализа. Из всего сказанного вытекает необходимость поиска критериев, характеризующих состояние УГД-системы. Применительно к ЦКМ ВД такой подход предложен в рабо-

те [2]. За целевую функцию принята некоторая функция качества системы (в широком понимании – экономичность, надежность), связывающая определяющие параметры, вытекающие из анализа общей системы уравнений: $\Phi(x_1, \dots, x_n) = 0$.

На основе методов подобия и размерности [1, 3] исходная функция определяющих размерных параметров для данной задачи может быть преобразована к функции двух безразмерных произведений этих параметров

$$\Phi(\text{Re}, \bar{\Delta}) = 0,$$

где Re – число Рейнольдса; $\bar{\Delta}$ – единичная деформация. Оба произведения характеризуют ту или иную гидромеханическую систему. Из функциональной зависимости следует важный вывод: анализ характеристик системы (компрессора или его элементов) необходимо выполнять с учетом совместного проявления эффектов гидродинамики и упругости. Конкретный вид функции Φ может быть найден либо из физических представлений, либо экспериментально, либо (для частных случаев) теоретически. Проиллюстрируем определение Φ на основе физического подхода. Приведенную выше функциональную зависимость можно истолковать следующим образом: деформации следует учитывать лишь в той мере, в какой они влияют на гидродинамику потока. Поэтому следует выяснить вопрос: какова должна быть минимальная величина деформации, начиная с которой гидродинамика потока изменяется существенно для поставленной задачи? Если бы удалось получить универсальное выражение для такой деформации, то оно могло бы быть если не критерием, то мерой УГД-состояния системы.

Обратимся к ЦКМ, упрощенно представив ее системой проточных элементов (каналы проточной части, зазоры между рабочим колесом и корпусом, щелевые зазоры в уплотнениях и т.п.).

Многочисленные исследования свидетельствуют, что зависимости для коэффициентов потерь λ в этих элементах имеют вид

$$\lambda = C Re^{-m}, \quad (1)$$

где C – некоторые постоянные; $m = 1 \dots 1/7$ (значение зависит от режима течения).

Рассмотрим два идентичных ($C = idem$) канала, в которых под действием перепада давления течёт несжимаемая жидкость, причём скорости течения одинаковы. Будем считать деформацию канала существенной, если потери в нем изменяются не менее чем на заданную величину a по отношению к недеформированному каналу, т.е. выполняется условие

$$\frac{|\lambda - \lambda'|}{\lambda} \geq a. \quad (2)$$

Число Re для жёсткого и упругого каналов равны соответственно:

$$Re = \frac{\omega l}{\nu}; Re' = \frac{\omega(l \pm \Delta l)}{\nu} = Re(1 \pm \bar{\Delta}); \bar{\Delta} = \frac{\Delta l}{l}, \quad (3)$$

где ω – скорость течения жидкости; l – поперечный размер канала; Δl – величина деформации канала (знак плюс соответствует расширению канала, а знак минус – сужению); ν – вязкость жидкости.

Подставив значения Re из формул (3) в уравнение (1), а затем полученные значения λ в формулу (2), получим ответ на поставленный вопрос в аналитическом виде

$$\left| 1 - \frac{1}{(1 \pm \bar{\Delta})^m} \right| \geq a. \quad (4)$$

Учитывая приближённость оценки $\bar{\Delta}$, в разложении в ряд выражения в круглых скобках из формулы (4) пренебрежем величинами второго порядка малости. Получим условие

$$|\bar{\Delta}| \geq \frac{a}{m}, \quad (5)$$

графическая интерпретация которого представлена на рис. 3. Если точка, отвечающая состоянию с координатами a , $\bar{\Delta}$, расположена выше кривой заданного режима течения, то влияние упругих деформаций на гидродинамику необходимо учитывать.

Диаграмма, приведённая на рис. 3, может быть также полезной при назначении допусков на размеры каналов. В этом случае под величиной $\bar{\Delta}$ следует понимать максимальный допуск на номинальный размер канала, а под a – приращение гидравлических потерь соответствующее этому допуску. Диаграмму можно использовать и для оценки допустимых величин эрозии (коррозии) или облитерации проточных каналов. При этом нужно исходить из допустимой по условиям эксплуатации величины изменения гидравлических потерь.

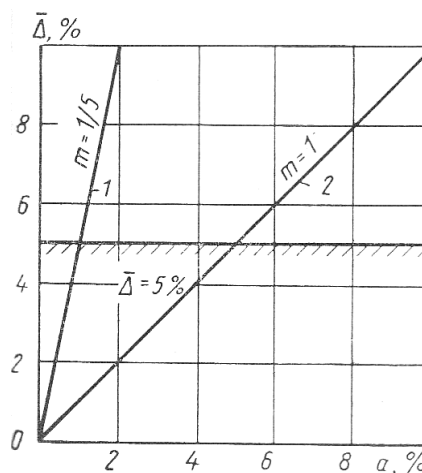


Рис. 3 – Графическая интерпретация условия необходимости УГД-анализа гидромеханической системы – проточный канал: 1 – турбулентный режим; 2 – ламинарный режим

Оценим величину a для различных случаев. Погрешность современных экспериментальных и теоретических методов определения потерь в элементах проточной части ЦКМ составляет около 1 %, и её можно принять в качестве параметра $a = 0,01$. Течение характеризуется развитым турбулентным режимом ($Re = 10^6 \dots 10^7$, $m = 1/5$). Погрешность гидравлических расчётов щелевых элементов не ниже 5 % ($a = 0,05$), режим течения обычно ламинарный ($Re = 10^3 \dots 10^5$, $m = 1$). Подставив эти значения в формулу (5), получим предельное значение относительной деформации $\bar{\Delta} \geq 0,05$, которое может служить условием проверки изучаемого проточного элемента на необходимость проведения УГД-анализа. Для щелевых зазоров уплотнений эта относительная деформация должна составлять величину порядка нескольких микрон, а для каналов проточной части – нескольких десятых долей миллиметра.

Обсуждение результатов

Реализация УГД-анализа конструкции ЦКМ ВД. Упрощенная схематизация элементов ЦКМ ВД и приближенное вычисление критерия (5) позволяет на стадии проектирования, в тех случаях, когда это возможно, устранить влияние упругих деформаций путем выбора соответствующих жёсткостных характеристик элементов. В противном случае необходим УГД-анализ, предусматривающий выбор расчетной схемы элемента, формулировку задачи и ее аналитическое описание в виде полной системы уравнений с последующим решением этой системы численным методом.

При этом, как следует из рис. 2 возникает достаточно много частных задач, основные из которых следующие: влияние упругих деформаций элементов ротора и статора на эффективность про-

точной части и осевую силу, газодинамических сил на прогиб и динамику ротора, деформаций плавающих колец масляных уплотнений на их характеристики, деформаций лабиринтных уплотнений на их герметичность и надежность и др. После решения частных задач необходима комплексная проверка конструкции ЦКМ, например анализ динамики ротора с учетом вычисленных газо- и гидродинамических сил взаимодействия его с элементами статора, на основе которой делается заключение о работоспособности конструкции ЦКМ ВД.

С использованием предложенного подхода решен ряд задач для отдельных узлов ЦКМ ВД: концевых уплотнений вала плавающими кольцами [4], лабиринтных уплотнений [5], динамики ротора [6], а также конструкции корпуса компрессора в

целом [7]. В качестве иллюстрации в табл. 1 приведены расчетные данные УГД-анализа конструкции корпуса высокого давления центробежного компрессора ТКА-6,3/80 МПа, показанного на рис. 1.

Следует отметить, что в ряде случаев для ЦКМ ВД не представляется возможным, в принципе, обеспечить такую жесткость конструкции, чтобы можно было пренебречь деформациями элементов. Необходимо принятие концепции ЦКМ, заключающейся в проектировании из условия не статического состояния, а состояния конструкции под рабочей нагрузкой, что можно осуществить на основе использования метода УГД-анализа.

Таблица 1 – Связь упругих деформаций элементов конструкции с изменением рабочих параметров ЦВД ТКА-6,3/800

Элемент (узел)	Изменение размера (деформация) элементов, мм	Изменение рабочих параметров узла	
Проточная часть: рабочее колесо – безлопаточный диффузор: 1, 2, 3-я ступени 4, 5, 6-я ступени	Смещение осей каналов 0,361 0,756	КПД, % – 1,2 –	Мощность, кВт +160 —
рабочее колесо – статор: 1, 2, 3-я ступени 4, 5, 6-я ступени	Изменение боковых зазоров 0,361 0,756	Осевая сила, Н — +5300	
рабочее колесо – сборная камера: 3-я ступень 6-я ступень	Максимальный прогиб вала 0,1	Радиальная сила, Н +633 +6455	Амплитуда вибрации, мкм — +30
Концевые уплотнения: лабиринтные втулочные масляные	Максимальный прогиб гребней 0,008 Радиальное обжатие наружного кольца 0,03	Расход газа, кг/с +0,13 Расход масла, л/мин – 57,5	Напряжение, МПа +8,8 Нагрев масла, °C +19,4
Подшипники опорный упорный	Изменение толщины смазочного слоя 0,008 0,042	Мощность, кВт +0,2 +5,0	Нагрев масла, °C +4 +24

Выводы

1 Обоснован и предложен метод комплексного УГД-анализа высоконагруженного центробежного компрессора как гидромеханической системы и его ответственных узлов как подсистем.

2 Предложены критерии для оценки необходимости проведения УГД-анализа.

3 С применением метода УГД-анализа на примере ЦКМ ВД показано существенное отличие его гидромеханических характеристик от определенных традиционными методами раздельных газодинамического и прочностного расчетов.

Список литературы

- 1 Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1970. – 904 с.
- 2 Бондаренко, Г. А. Упругогидродинамический анализ конструкций центробежных компрессоров высокого давления [Текст] / Г. А. Бондаренко // Химиче-

- ское и нефтяное машиностроение. – 1989. – № 8. – С. 17–19.
- 3 Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л. И. Седов. – М. : Наука, 1972. – 440 с.
- 4 Бондаренко, Г. А. Упругогидродинамический анализ уплотнений плавающими кольцами [Текст] / Г. А. Бондаренко, Б. Я. Ганелин, И. С. Бережной // Сб. науч. трудов ВНИИкомпрессормаш. – 1978. – С. 40–44.
- 5 Бондаренко, Г. А. Расчет лабиринтных уплотнений с учетом реальных свойств газов [Текст] / Г. А. Бондаренко, В. И. Юрко // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 4. – С. 21–23.
- 6 Хворост, В. А. Колебания валопровода компрессора СВД, вызванные технологическими и эксплуатационными несовершенствами [Текст] / В. А. Хворост, Г. А. Бондаренко // Сб. науч. трудов ВНИИкомпрессормаш. – 1988. – С. 43–52.
- 7 Бондаренко, Г. А. Применение метода упругогидродинамического анализа конструкции при разработке компрессора на давление 80 МПа [Текст] / Г. А. Бондаренко // Вопросы расчета и исследова-

ния центробежных компрессоров сверхвысокого давления. – М. : ЦИНИХимнефтемаш, 1990. – С. 17–24.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Loytzyansky, L. G.** (1970), *Mehanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas], Nauka, Moscow, Russia.
- 2 **Bondarenko, G. A.** (1989), "Uprugogidrodinamicheskij analiz konstrukcij centrobezhnyh kompressorov vysokogo davlenija [Progovernmental structural analysis of centrifugal compressors high pressure]", *Himicheskoe i nefjanoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering], no. 8, pp. 17–19.
- 3 **Sedov, L. I.** (1972), *Metody podobija i razmernosti v mehanike* [Methods of similarity and dimension in mechanics], Nauka, Moscow, Russia.
- 4 **Bondarenko, G. A., Ganelin, Y. B. and Berezhnoy, I. S.** (1978), "Uprugogidrodinamicheskij analiz uplotnenij plavajushimi kol'cami [Progovernmental analysis of floating seal rings]", *Sb. nauch. trudov VNIikompressormash* [Proc. scientific. proceedings of VNIikompressormash], pp. 40–44.
- 5 **Bondarenko, G. A. and Yurko, V. I.** (1990), "Raschet labirintnyh uplotnenij s uchetom real'nyh svojstv gazov [Calculation of labyrinth seals taking into account the real properties of gases]", *Himicheskoe i nefjanoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering], no. 4, pp. 21–23.
- 6 **Hvorost, V. A. and Bondarenko, G. A.** (1988), "Kolebanija valoprovoda kompressora SVD, vyzvannye tehnologicheskimi i jekspluatacionnymi nesovershenstvami [Oscillations of the shafting of the compressor SVD, caused by technological and operational imperfections]", *Sb. nauch. trudov VNIikompressormash* [Proc. scientific. proceedings of VNIikompressormash], pp. 43–52.
- 7 **Bondarenko, G. A.** (1990), "Primenenie metoda uprugogidrodinamicheskogo analiza konstrukcii pri razrabotke kompressora na davlenie 80 MPa [The application of the method of analysis of the progovernmental structures in the development of the compressor at a pressure of 80 MPa]", *Voprosy rascheta i issledovanija centrobezhnyh kompressorov sverhvyssokogo davlenija* [Problems of design and research centrifugal compressors high pressure], pp. 17–24.

Сведения об авторах (About authors)

Бондаренко Герман Андреевич – кандидат технических наук, профессор кафедры технической теплофизики, Сумской государственной университет; г. Сумы, Украина.

Herman Bondarenko – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, department of technical thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Пожадуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Бондаренко, Г. А. Упругогидродинамический анализ высоконагруженных конструкций центробежных компрессоров [Текст] / **Г. А. Бондаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 70–75. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.10.

Please cite this article as:

Bondarenko, G. A. (2016), "Elastic Hydrodynamic analysis of heavy duty centrifugal compressors designs", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 70–75, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.10.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бондаренко, Г. А. Пружнотермодинамічний аналіз конструкцій відцентрових компресорів [Текст] / **Г. А. Бондаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 70–75. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.10.

АНОТАЦІЯ Розглядається відцентровий компресор високого як гідромеханічна система що деформується. Наведені обґрунтування і постановка задачі комплексного пружнотермодинамічного (ПГД) аналізу конструкцій компресора шляхом спільного рішення рівнянь гідродинаміки пружності. З використанням апарату методів подоби і розмірності визначені основні параметри і критерії аналізу. Наведені результати ПГД-аналізу конструкції компресора на тиск 80 МПа.

Ключові слова: відцентровий компресор, гідромеханічна система, зв'язок пружних деформацій і гідродинаміки течії, ПГД-аналіз, критерії і оцінки.

Поступила (received) 25.01.2016

Б. А. ТРОШЕНЬКИН, В. Б. ТРОШЕНЬКИН**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ ПО ЗАМКНУТОМУ ЦИКЛУ**

АННОТАЦИЯ Рассмотрены основные этапы «дизелизации» газотурбинных установок (ГТУ), зафиксированные в патентной литературе. «Дизелизация» основана на принципе независимости давления, развиваемого компрессором, от расхода газа. Выполнение ряда технологических и конструктивных усовершенствований в ГТУ, даёт возможность увеличить давление газа, подаваемого к источнику тепла, до 30 МПа. Последнее обстоятельство позволяет повысить КПД ГТУ до 70 %. Тем не менее, ограничения со стороны прочностных свойств материалов не позволяют использовать часть располагаемого температурного напора для выработки электроэнергии. Данное положение можно исправить, применив для изготовления турбин и компрессоров углеродные материалы и, в частности, фуллерены. Опытным путём установлено, что микротрос из нанотрубок фуллерена толщиной в человеческий волос способен выдерживать грузы в десятки тонн. При высоких температурах прочностные свойства углеродных материалов изменяются незначительно. В докладе дан анализ замкнутого цикла, рабочим телом в котором приняты гелий и аргон. Эффективность разработанного высокотемпературного цикла позволяет приблизиться к эффективности цикла Карно.

Ключевые слова: газотурбинная установка, дизелизация, КПД, фуллерены, замкнутый цикл, цикл Карно.

B. TROSHENKIN, V. TROSHENKIN**INCREASING THE EFFICIENCY OF CLOSED-CYCLE GAS TURBINE POWER PLANTS**

ABSTRACT Consideration is given to the main stages of "dieselization" of gas turbine power plants (GTP) given in the patent literature. The "dieselization" is based on the principle that the pressure developed by the compressor is independent of the gas flow. Some technological and structural improvements in the GTP allow us to increase the gas pressure supplied to the heat source to 30 MPa. The latter circumstance will allow us to increase the GTP efficiency to 70 %. However, the restrictions related to the material strength properties prevent us from using a portion of available temperature difference to produce electric power. This situation can be improved by using carbon materials, in particular fullerenes for the building of turbines and compressors. The tests showed that the microcable made of fullerene nanotubes that have a human hair thickness can carry tens of tons cargo. At high temperatures the strength properties of carbon materials change insignificantly. In this report the analysis of the closed cycle whose actuating medium is helium and argon has been given. The efficiency of the developed high-temperature cycle allows us to approach the efficiency of Carnot cycle.

Key words: gas turbine plant, dieselization, efficiency factor, fullerenes, closed cycle and the Carnot cycle.

Введение

Известно, что термический КПД цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты является прямой функцией степени повышения давления (в адиабатном процессе) или иначе прямой функцией степени сжатия. Термический КПД определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}}, \quad (1)$$

где β – степень повышения давления при адиабатном сжатии, $\beta = P_2/P_1$; P_1 – начальное давление; P_2 – конечное давление; k – коэффициент, являющийся отношением теплоёмкости газа в процессах постоянного давления C_p и постоянного объёма C_v , $k = C_p/C_v$.

Из приведённой формулы (1) видно, что, повышая давление газов, можно добиться значительного роста КПД.

Такая возможность следует из сравнения цикла двигателя Дизеля с циклом газотурбинной установки при равенстве максимальных темпера-

тур и давлений, а также начальных состояний.

На рис. 1 приведены циклы газотурбинной установки $abcd$ и двигателя Дизеля $ABCD$.

В представленном цикле Дизеля газ сначала сжимается в адиабатном процессе AB , затем в изобарном процессе BC получает теплоту и нагревается. Далее происходит расширение газа в адиабатном процессе CD и отвод тепла от газа в изохорном процессе DA .

Поскольку цикл газотурбинной установки обладает меньшей среднеинтегральной температурой процесса отвода тепла от газа, то ГТУ будет иметь больший термический КПД.

Но ряд специалистов убеждены, что такое сравнение циклов ГТУ и двигателя Дизеля является чисто теоретическим, так как двигатели Дизеля работают при таких максимальных давлениях и температурах, которые ещё недоступны для газотурбинных установок [1].

Цикл газотурбинной установки со сгоранием при $P = \text{const}$ иногда называют циклом Брайтона. Этот цикл может быть разомкнутым или замкнутым. В замкнутом цикле количество рабочего тела сохраняют постоянным.

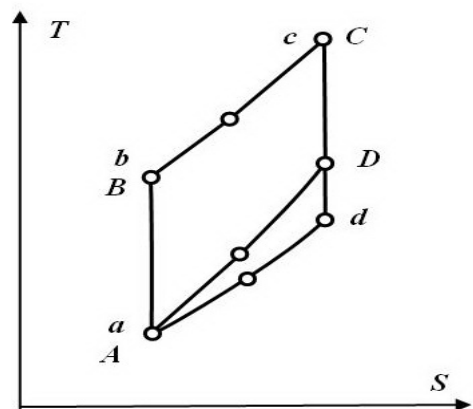


Рис. 1 – Циклы газотурбинной установки и двигателя Дизеля

Выход отработавших газов в атмосферу заменяют изобарным процессом с отводом тепла в холодильник. Тепло подводят к рабочему телу, от внешнего источника тепла. Замкнутый цикл обладает определёнными преимуществами перед разомкнутым циклом. В частности, замкнутый цикл позволяет применять рабочее тело, имеющее максимальное значение показателя адиабаты. Такими рабочими телами, в первую очередь, могут являться одноатомные газы – гелий и аргон. Для одноатомного идеального газа $k = 1,67$, тогда как для воздуха $k = 1,40$.

Кроме того, если в разомкнутой схеме низким давлением цикла является атмосферное давление, то в замкнутом цикле при той же степени увеличения давления начальное давление может быть выбрано значительно большим, чем атмосферное. Это позволяет вести работу при больших давлениях, что ведёт к значительному уменьшению объёмов газа, проходящих через элементы ГТУ. При этом сокращаются габариты установки, снижаются поверхности нагрева теплообменников и упрощается проблема создания турбин больших мощностей [2].

Значительные успехи в изучении процессов сжатия и расширения газов привели к появлению рациональных конструкций ГТУ. С другой стороны, в последнее время появился ряд материалов, стойких при высоких температурах, применение которых может повысить КПД ГТУ.

Цель работы

Определить направление научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по повышению эффективности газотурбинных установок на основе анализа патентов и достижений по материаловедению.

Анализ патентных материалов

Судя по ряду патентов, специалистам удалось преодолеть трудности «дизелизации» ГТУ и

резко повысить КПД установок. Установки работают как по замкнутому, так и по разомкнутому циклам [3–6].

Как известно, в типовых ГТУ компрессор и турбина имеют общий вал. Такое конструктивное решение приводит к зависимости давления, развиваемого компрессором, от массового потока сжимаемых газов. «Дизелизация» заключается в **устранении жесткой механической связи между турбиной и компрессором**, масса потоков и давления разделяются. В этом случае компрессор приводится в действие электродвигателем, а турбина вращает генератор, снабжающий электроэнергией компрессор (рис. 2).

Модуль компрессора состоит из двух подсистем (ступеней): высокого и низкого давления. Газотурбинный модуль также имеет подсистемы как высокого, так и низкого давления. В состав установки входят два внешних источника тепла по одному на каждую подсистему, а также один холодильник. Источники тепла могут включать камеры сгорания, геотермические радиаторы, ядерные реакторы или другие виды оборудования для производства тепла. Модульные и структурные компоненты на рис. 2 расположены в соответствии с термическим циклом для замкнутого контура [3].

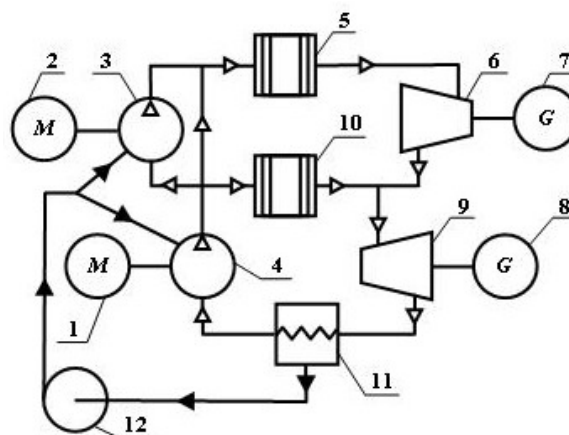


Рис. 2 – Схема газотурбинной установки:
1, 2 – электродвигатель; 3 – первая ступень компрессора; 4 – вторая ступень компрессора; 5 – первый источник тепла; 6 – первая ступень турбины; 7, 8 – генератор; 9 – вторая ступень турбины; 10 – второй источник тепла, 11 – холодильник; 12 – насос

В контуре циркулирует первичная нейтральная рабочая среда и вторичная среда с фазовыми превращениями. Первичная рабочая среда представляет собой инертный газ, такой, как гелий, аргон или ксенон. Среда с фазовыми превращениями – фреон.

Могут быть другие комбинации жидкостей. Компрессор работает всегда при постоянном и максимально возможном давлении в пределах

20–30 МПа. Если обычные турбины и компрессоры вращаются со скоростью 3 тыс. об/мин, то в рассматриваемой установке скорость вращения составляет 35–50 тыс. об/мин. Подшипники компрессора и турбины расположены на магнитных подвесках.

Наиболее экономичный изотермический процесс сжатия рабочей среды обеспечивают за счёт впрыскивания фреона в компрессорный модуль. Газообразная смесь нагревается от внешнего источника тепла и далее расширяется в газотурбинном модуле в ступенях высокого и низкого давления.

Турбина полностью подчинена требованиям потребителя, её мощность варьируется за счёт подключения второй ступени. При этом часть газов, сжатых в подсистеме компрессора низкого давления, подаются через источник тепла в подсистему турбины низкого давления.

В свою очередь, газы, выходящие из турбины низкого давления, отдают часть тепла в компрессорный модуль изотермически сжатому газу и окончательно охлаждаются в холодильнике, где фреон конденсируется. Далее фреон насосом закачивают в компрессорный модуль.

Установка имеет ряд элементов, не показанных на схеме. В частности, каждая ступень компрессора снабжена двумя роторами. Первый ротор вращается в направлении противоположном вращению второго ротора. Каждый ротор располагает своим электродвигателем.

Ступени турбины также имеют по два ротора со встречным вращением. Каждый ротор приводит во вращение свой электрогенератор.

Вращение роторов в противоположном друг другу направлениях оптимизирует процессы расширения и сжатия газов. На валах роторов установлены счётчики числа оборотов, сведения от которых поступают на процессор (интегратор). Интегратор по специальной программе управляет скоростью вращения роторов с помощью регулируемых клапанов, установленных на газовых трубопроводах.

Помимо этого, ступени компрессора и турбины имеют устройства поворота лопаток роторов в требуемое положение в зависимости от режимов сжатия или расширения газов.

Компрессорный и турбинный модули высокого давления заключены в камерах. Давление в компрессоре и турбине выравнено с давлением в камерах для устранения механических напряжений.

Циркуляция в контуре ГТУ рабочей среды представлена в виде кругового процесса на термодинамической диаграмме в системе координат $T-S$ (рис. 3) [3]. Автор по ординате даёт температуру в °С, которую можно перевести в термодинамическую температуру по формуле:

$$T = (t + 273) \text{ К} . \quad (2)$$

Изотермическое сжатие рабочей среды соответствует участку кругового процесса 1-2. В этот период жидкий фреон впрыскивается в модуль компрессора. Финальная стадия сжатия газовой смеси изображена на диаграмме в виде пути 2-3. Нагрев смеси проводят изобарическим 3-4 и изотермическим 4-5-6 образом. Газовая смесь расширяется последовательно сначала изотермически 4-5-6, а затем адиабатически 6-7. Далее изобарическое охлаждение 7-8-1 с отводом тепла для нагрева сжимаемого газа в финальной стадии 2-3-4. Рекуперация тепла происходит также как в цикле Ренкина.

Круговой процесс можно рассматривать как комбинированный цикл, состоящий из двух частей. В круговом процессе 1-2-3-4-1 достигается максимальный термический КПД. Тем не менее мощность ГТУ возрастёт, если добавить к первому круговому процессу второй круговой процесс, ограниченный контуром 1-4-5-6-7-8-1. В этом случае замкнутый цикл приближается по своей эффективности к циклу Карно. Автор считает, что введение в замкнутый цикл фреона является стратегическим решением, повышающим КПД установки.

Основные элементы рассмотренной ГТУ взяты автором из его предыдущего изобретения силовой установки, работающей по открытому циклу [4]. При коэффициенте β равном 80 КПД гибридной установки достигает 70 %.

Дальнейшее совершенствование гибридных силовых установок связано с сокращением длины газопроводов и использованием редукторов между компрессором и электродвигателем, а также между газовой турбиной и электрогенератором [5, 6].

Высокий КПД ГТУ позволяет в несколько раз снизить расход топлива и воздуха. Последнее особенно важно для авиации в стратосфере, где воздух разрежен. Ресурс работы двигателя 40 тыс. часов. Двигатель является турбоавиационным, установлен, в частности, на Боингах (сообщение Dr. Marius Angelo Paul на семинаре в ИПМаш им. А. Н. Подгорного НАН Украины 21.08.2006 г.).

Перспективы применения высокотемпературных циклов

Основной недостаток рассмотренного изобретения заключается в том, что расширение газа в турбинах идёт от температуры 1200 °С. В то время как при сжигании топлива, например, газа, в воздухе развиваются температуры 1900 °С. Следовательно, температурный напор примерно в 700 °С остаётся неиспользованным для производства электроэнергии.

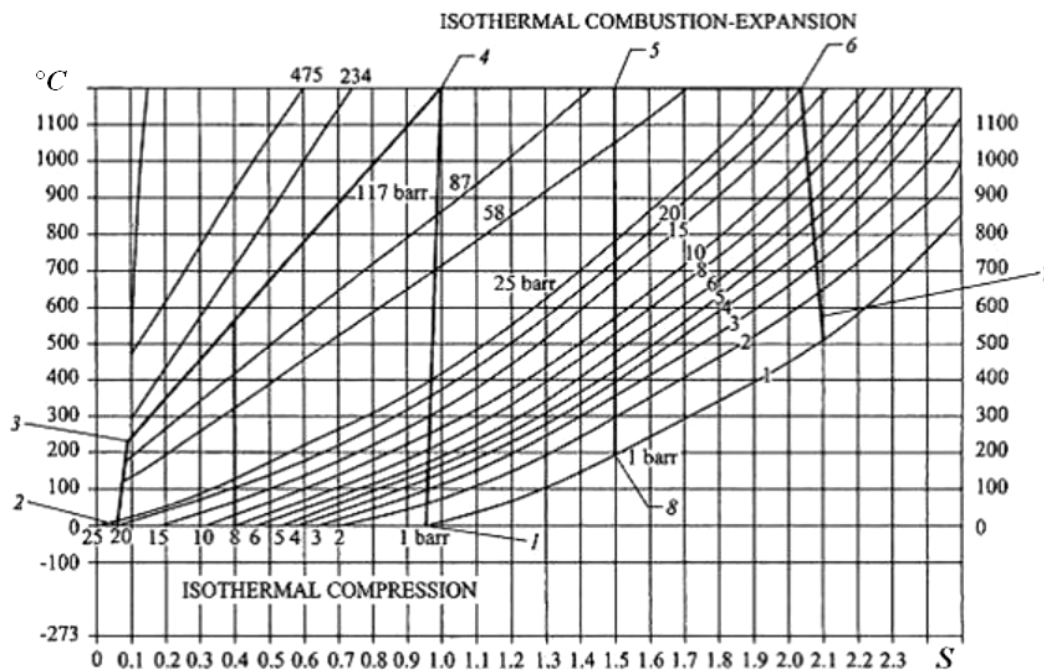


Рис. 3 – Циркуляция рабочей среды в контуре ГТУ в виде кругового процесса [3]

Но на пути дальнейшего повышения температуры рабочей среды возникает ряд препятствий. Можно выделить из них два основных: во-первых материал газовых турбин не выдерживает температуры выше 1200 °C, во-вторых, с ростом температуры активизируется процесс образования токсичных соединений, в частности оксидов азота NO_x , а при температуре выше 1800 °C – циана C_2N_2 .

Вместе с тем недавние достижения в области материаловедения позволяют преодолеть оба этих препятствия.

Так, создание тонких ионно-обменных мембран открывает перспективу производства дешевого кислорода из воздуха. Мембраны изготавливают как из диоксида циркония, так и из соединений на основе оксидов лантана, стронция, кобальта, железа и т. п. [7, 8].

Применение мембран снижает стоимость производства кислорода по сравнению с получаемым криогенным способом на 40 % [9].

Сжигание топлива в чистом кислороде самым благоприятным образом сказывается на экономических и экологических показателях ТЭС. Вначале остановимся на экологических преимуществах разрабатываемой технологии. Для исключения оксидов азота NO_x из продуктов сгорания необходимо, чтобы азот просто не подавался в топку электростанций.

При сжигании мазута и газа в кислороде это условие выполняется полностью. Как известно, в твердом топливе содержится незначительное количество азота. При сжигании угля в кислороде количество образующихся оксидов азота не пре-

вышает установленных нормами предельно допустимых концентраций (ПДК).

Другой положительный момент рассматриваемой технологии заключается в том, что продукты сгорания состоят в основном из диоксида углерода и паров воды. Это позволяет без особых затрат на проведение кругового процесса отделить диоксид углерода, оживить его и закачать в глубинные слои Земли [10, 11].

Для изготовления турбин, работающих при высоких температурах, пригоден материал, сформированный из нитей чистого углерода. В качестве связующего нитей используют также чистый углерод (пироуглерод). Поэтому созданный материал называется углерод-углеродным. Прочностные свойства данного материала с повышением температуры от 20 до 2000 °C изменяются незначительно [12].

В Харьковском физико-техническом институте построен и оснащён необходимым оборудованием специальный научно-производственный комплекс общей площадью около 5000 м², рассчитанный на производство изделий из углерод-углеродного материала не менее 40 тонн в год. В последнее время разработано и в той или иной степени освоено опытное или серийное производство более 30 видов продукции общетехнического назначения.

Созданная технология позволяет получать изделия со следующими характеристиками:

- плотность, $\rho = 1700\text{--}2000 \text{ кг/м}^3$;
- прочность при растяжении: при 20 °C $\sigma = 120 \text{ МПа}$; при 2000 °C $\sigma = 80 \text{ МПа}$;

– коэффициент теплопроводности: при 20 °С $\lambda = 5-7$ Вт/(м·К); при 1000 °С $\lambda = 10-15$ Вт/(м·К).

Как видим, плотность углеродного материала примерно в четыре раза ниже плотности стали. Это означает, что при равных температурных условиях ротор турбины, изготовленный из углеродного материала может вращаться со скоростью в четыре раза более высокой, чем ротор, изготовленный из металла. В этом случае механические нагрузки, развиваемые в конструкциях роторов центробежной силой, будут одинаковыми.

Ранее предполагалось, что разработанный материал пригоден для изготовления не только роторов турбин, но и центрифуг. Это предположение было проверено на примере разделения сплава ферросиликоалюминия (ФСА), полученного из углеотходов [13]. Состав сплава ФСА, % вес.: 15–25 Al, 55–60 Si, Fe – остальное.

Вначале по известным диаграммам изучали растворимость углерода в алюмокремниевых сплавах. Установлено, что при 2000 °С чистый кремний растворяет до 5 %, а сплав состава 30 % Si и Al – остальное – до 6 %.

Температура плавления образующихся карбидов SiC – 2730 °С, Al₄C₃ – 2100 °С, Fe₃C – 1650 °С [14, 15]. Высокая температура плавления карбидов позволяла надеяться, что формируемый ими тонкий слой на внутренней (рабочей) поверхности ротора, может служить надёжным гарнисажем для основного корпуса.

Далее были проведены предварительные лабораторные опыты. Навеску сплава ФСА весом 45 г загружали в графитовый тигель. Тигель разогревали электротокком до плавления сплава ФСА. После чего тигель остужали и разрезали по высоте. Изучение структуры графита показало, что никаких изменений, за исключением тонкого внутреннего слоя, не наблюдалось.

Затем был изготовлен стенд с вертикальным расположением ротора и электродвигателя. Ротор выполнен в двух вариантах. В первом варианте ротор имел внутренний диаметр $D_i = 80$ мм, внешний – $D_e = 105$ мм, высота между дном ротора и крышкой $h = 50$ мм. Геометрические размеры второго ротора: $D_i = 40$ мм, $D_e = 50$ мм, $h = 60$ мм. Первый ротор вмещает 0,34 кг раздробленного ФСА, второй – примерно в два раза меньше. Роторы закрывались крышками. Для этого в верхней части каждого ротора нарезалась внутренняя резьба, а на боковой стенке крышки наружная резьба. После загрузки сплава ФСА крышка плотно закручивалась в корпус ротора.

Установка снабжена медными индукторами, установленными с внешней стороны роторов, и высокочастотным генератором тип ВЧГ-60/044. Оборудование размещалось в бронекамере, в которую под давлением нагнетался аргон.

Во время опытов к индуктору подводился ток напряжением до 8 кВ и частотой 440 кГц. Одновременно в индуктор вводилась и отводилась охлаждающая вода.

В стационарных условиях ротор вначале становился красным, а с достижением температуры 2000 °С принимал белый цвет. Сплав ФСА расплавлялся, но в центре ротора $D_i = 80$ мм были обнаружены крупинки нерасплавившегося железа. Это явление исчезало в роторе $D_i = 40$ мм, сплав полностью расплавлялся.

Однако опыты пришлось прекратить в самом начале при запуске установки.

Пироуглерод, заполняющий пространство между углеродными волокнами, оказался недостаточно плотным. В результате жидкий алюминий проник через микропоры на внешнюю поверхность ротора. При высоких оборотах капли алюминия могли, скорее всего, замкнуть ротор на индуктор.

Причиной возникновения микропор могла явиться технология изготовления ротора. Ротор вытачивался на токарном станке из сплошной цилиндрической заготовки. Толщина стенки ротора в 5 мм оказалась слишком малой для такого рода изделий. В связи с этим крайне важно разработать технологию изготовления витых роторов.

В последнее время открыты молекулы углерода C₆₀. Молекула содержит 60 атомов углерода и по своему виду похожа на футбольный мяч, поверхность которого составлена из правильных пяти- и шестиугольников. Материал назван фуллереном. Опытным путём установлено, что микротрос из нанотрубок фуллерена толщиной в человеческий волос способен выдерживать грузы в десятки тонн. В 2004 г была синтезирована искусственная плёнка из фуллерена C₆₀ толщиной в один атом. Плёнку назвали графен.

Как известно, фуллерен получают путём конденсации паров графита. При этом оказалось возможным заменять один атом углерода в шестиграннике, на атом другого элемента, например, бора [16].

В связи с этим можно предположить, что в ближайшее время будет налажено производство многослойных изделий с заданными свойствами. Это обстоятельство открывает возможность создания энергоустановок, работающих по высокотемпературным циклам.

Как уже отмечалось, крайне сложно адаптировать турбоавиационный двигатель к условиям стационарной теплоэнергетики, и, в частности, к установкам, работающим по бинарному циклу [17]. Так, выходящий из последней ступени турбины поток газа с температурой 500 °С может дать в генераторе пар с давлением не более 2,0–3,0 МПа. Хотя сейчас в ряде стран (США, Германия и др.) уже эксплуатируются блоки на давлении

пара 30 МПа при температуре 700–730 °С. КПД таких установок достигает 52 %.

Иное дело если из последней ступени турбины будет выходить газ с температурой 900–1000 °С. Тогда можно получить пар с температурой 700–730 °С.

Применение углеродного материала открывает такую возможность. Расширение газа от температуры 1900–2000 °С до 900–1000 °С материал позволяет производить в газотурбинной установке, а далее следует вырабатывать пар и получать энергию в паровом цикле.

Причём наиболее приемлемыми являются замкнутые циклы, рабочей средой в которых служат нейтральные газы.

С переходом на высокие температуры камеры сгорания или топки также придётся изготавливать из углеродного материала. Во избежание их износа, например при сжигании угля, необходимо применять двухступенчатый процесс получения тепла.

Известно, что при сжигании угля в кислороде при температуре 1500 °С реакции соответствует уравнение



При этом в продуктах реакции выдерживается соотношение

$$CO_2 : CO = 0,5. \quad (4)$$

При температуре выше 1700–1800 °С продукты реакции углерода с кислородом состоят в основном из монооксида углерода [18]. Последнее обстоятельство позволяет устанавливать на потоке газообразных продуктов сгорания угля оборудование из углеродного материала. Далее **монооксид** углерода следует сжигать в топках парогенераторов. После котлов получаемый диоксид углерода необходимо направлять в рекуператоры тепла и затем в конденсационную установку.

В угле имеется ряд примесей, способных корродировать углеродный материал. Для предотвращения этого явления поверхности контакта источника тепла с потоком монооксида углерода желательно покрыть плёнкой тугоплавкого металла. Для этой цели может подойти, например, гафний, тантал или вольфрам.

Представляет интерес узнать примерную величину максимального термического КПД высокотемпературных установок. Вначале уточним КПД ГТУ, а затем паросиловой установки (ПСУ). Для этого обратимся к диаграмме, представленной на рис. 3. Автор изобретения утверждает, что круговой процесс 1-2-3-4-1 достигает максимального термического КПД. Но площадь, ограниченная линией кругового процесса, напоминает площадь треугольника, что примерно в два раза меньше площади, ограниченной циклом Карно. Поэтому цикл 1-2-3-4-1 изначально не может иметь максимального термического КПД.

Как известно, термический КПД цикла Карно находят по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (5)$$

где T_1 , T_2 – максимальная и минимальная температуры цикла, соответственно, К.

В то время как КПД треугольного цикла рассчитывают по зависимости [19]

$$\eta_t = 1 - 2,3 \frac{T_2}{T_1 - T_2} \lg \frac{T_1}{T_2}. \quad (6)$$

При небольшой разности температур T_1 и T_2 КПД определяют по формуле

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2}. \quad (7)$$

Исходя из этого, можно заключить, что термический КПД ГТУ, работающей по замкнутому циклу, вряд ли превысит $\eta'_t = 72\%$.

Как уже упоминалось, термический КПД ПСУ с парогенераторами высокого давления не превышает $\eta''_t = 52\%$.

При сжигании метана в кислороде разовьются температуры превышающие 2000 °С. Часть располагаемого температурного напора будет затрачена в теплообменнике на передачу тепла от газов сгорания к нейтральному газу. Поэтому можно допустить, что нейтральный газ будет расширяться от температуры $t_1 = 2000$ °С до температуры $t_2 = 1000$ °С. Таким образом, используемый перепад температур составит $\Delta t_{ГТУ} = 1000$ °С.

Для передачи тепла в парогенераторе от нейтрального газа к циркулируемому пароводяному потоку достаточно 200–270 °С.

Отсюда следует, что пар в ПСУ будет расширяться от $t_1 = 730$ °С до температуры $t_2 = 30$ °С, т. е. полезный перепад температур составляет $\Delta t_{ПСУ} = 700$ °С.

Далее по правилу аддитивности находим термический КПД бинарного цикла

$$\eta_t = \eta'_t \frac{\Delta t_{ГТУ}}{\Delta t_{ГТУ} + \Delta t_{ПСУ}} + \eta''_t \frac{\Delta t_{ПСУ}}{\Delta t_{ГТУ} + \Delta t_{ПСУ}} \approx 0,64.$$

В то же время, КПД цикла Карно для тех же условий составляет $\eta = 81\%$ [1].

Справедливости ради следует отметить, что порядка 15 % своей мощности станция будет затрачивать на производство кислорода. Однако на стоимости электроэнергии, отпускаемой потребителям, это обстоятельство не должно сказаться, поскольку из неё исключается налог на выброс углерода в атмосферу.

Выводы

Анализ патентных материалов показывает, что повышение КПД ГТУ идёт по пути увеличения давления рабочей среды. При этом жёсткая механическая связь между компрессором и турбиной заменяется на более гибкую электрическую связь. Привод компрессора служит электродвигатель, который потребляет часть электроэнергии, вырабатываемой турбогенератором.

В итоге компрессор развивает давление до 30 МПа. Наиболее оптимальным считают замкнутый цикл, в котором в качестве рабочего тела используют одноатомные газы: гелий, аргон или ксенон.

Экономичный процесс изотермического сжатия газов обеспечивают за счёт фазового превращения фреона, добавляемого в систему. Цикл предусматривает возможность рекуперации тепла. Перечисленные мероприятия позволяют приблизить КПД цикла ГТУ к КПД установок, работающих по циклу Карно.

Дальнейшее повышение эффективности ГТУ связывают с увеличением температуры процесса. Последнее возможно лишь при замене металла, идущего на изготовление турбин и компрессоров, на углеродный материал.

Попытка применения известных углеродных материалов для изготовления роторов центрифуг привела к заключению, что для изготовления турбин следует использовать недавно синтезированные материалы – фуллерен и графен.

Учитывая требования по сокращению выбросов углерода в атмосферу, сжигание топлива необходимо производить в кислороде, что позволит отделить диоксид углерода от продуктов сгорания, оживить его и закачать в глубины Земли.

Предварительные расчёты показывают, что КПД высокотемпературного бинарного цикла, реализуемого совместно ГТУ и ПСУ, может достигать 64 %.

Список литературы

- 1 Ястржембский, А. С. Техническая термодинамика [Текст] / А. С. Ястржембский. – М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1960. – 495 с.
- 2 Кириллин, В. А. Техническая термодинамика [Текст] / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – М. : Наука, 1979. – 592 с.
- 3 US Patent No.: 7,426,832 B2. Appl. No.: 11/212,815. Int. Cl. F 01K 7/34 (2006.01). U.S. Cl. 60/653. Universal Thermodynamic Gas Turbine In A Closed Carnot Cycle [Electronic resource] / Marius A. Paul, 1120 E. Elm Ave., Fullerton, CA (US) 92831. Filed: Aug. 25, 2005. Date of Patent: Sep. 23, 2008. – Mode of access: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US7426832.pdf>. – Last access: 10 Jan. 2016.
- 4 US Patent No.: 6,282,897 B1. Appl. No.: 09/583,103. Int. Cl. F 02B 39/10. U.S. Cl. 60/598. Advanced Ther-

- mo-Electronic Systems For Hybrid Electric Vehicles [Electronic resource] / Marius A. Paul, 1120 E. Elm Ave., Fullerton, CA (US) 92631. Filed: May 18, 1998. Date of Patent: Sep. 4, 2001. – Mode of access: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US6282897.pdf>. – Last access: 10 Jan. 2016.
- 5 US Patent Application Pub. No.: 2010/0170245 A1. Appl. No.: 12/596,261. Int. Cl. F 02B 33/44 (2006.01). U.S. Cl. 60/607. Turbocharger Configuration And Turbochargeable Internal Combustion Engine [Electronic resource] / Dick Amos, Lincoln (GB); Ulrich Bast, Munchen (DE); Francis Heyes, Lincoln (GB); Norbert Huber, Erlangen (DE); Andre Kaufmann, Baienfurt (DE); Achim Koch, Tegernheim (DE); Georg Mehne, Wenzenbach (DE); Gerhard Schopp, Pettendorf (DE); Udo Schwerdel, Gerolsheim (DE); Markus Teiner, Regensburg (DE). PST Filed: April 8, 2008. PCT No.: PCT/EP2008/054236. Pub. Date: Jul. 8, 2010. – Mode of access: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US20100170245.pdf>. – Last access: 10 Jan. 2016.
- 6 US Patent Application Pub. No.: 2010/0313558 A1. Appl. No.: 12/866,379. Int. Cl. F02G 1/04 (2006.01). U.S. Cl. 60/517. Method Of Externally Modifying A Carnot Engine Cycle [Text] / Robert Thiessen, Calgary (CA). PST Filed: Feb. 9, 2009. PCT No.: PCT/CA09/00167. Pub. Date: Dec. 16, 2010. – Mode of access: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US20100313558.pdf>. – Last access: 10 Jan. 2016.
- 7 Васильев, О. Паливна комірка [Текст] / О. Васильев // Электропанорама. – Киев, 2000. – № 3. – С. 18–20.
- 8 Elshof, Johan Evert ten. Dense inorganic membranes: Studies on transport properties, defect chemistry and catalytic behavior [Text] / ten J. E. Elshof // Commission of the European Communities in the framework of the Joile programme. – Enchede : Print Papers Ipskamp of The Netherlands, 1997. – 152 pp. available at: <http://doc.utwente.nl/9189/> (Accessed 12 Apr. 2016).
- 9 Stein, V. E. Improving IGCC Economics throgth ITM Oxygen Integration [Text] / V. E. Stein, E. Jumono, E. P. Demetri // 18th Intern. Pittsburgh Coal Conf., 4–7 Dec. 2001. – Newcastle : NSW, Australia. – 15 pp.
- 10 Barbara, McKee. Solutions for the 21st Century [Text] / McKee Barbara // Zero Emissions Technologies for Fossil Fuels. – NY : International Energy Agency, 2002. – 48 pp.
- 11 Yantovski, E. Zeitmop Cycle [Text] / E. Yantovski, J. Gorski, B. Smyth, ten J. Elshof // Proceedings of ECOS 2002, July 3–5, 2002, Berlin, – P. 1153–1160. available at: <http://www.netl.doe.gov/publications/proceedings/03/carbon-seq/PDFs/230.pdf> (Accessed 12 Apr. 2016).
- 12 Гури́н, В. А. Газофазные методы получения углеродных и углерод-углеродных материалов [Текст] / В. А. Гури́н, В. Ф. Зеленский // Вопр. атом. науки и техники. Физика радиац. повреждений и радиац. материаловедение. – Харьков, 1999. – Вып. 4(76). – С. 13–31.
- 13 Трошенькин, В. Б. Разделение сплавов в центробежном поле с получением алюминия [Текст] / В. Б. Трошенькин // Вестник НТУ «ХПИ». Серия:

- Новые решения в современных технологиях. – Харьков, 2006. – № 27. – С. 88–92. – p-ISSN: 2079-5459. – e-ISSN: 2413-4295.
- 14 **Schmitt, H.** Löslichkeit von Kohlenstoff in der Al-Si Legierungen [Text] / **H. Schmitt, H. Witter** // *Z. Erzbau*. – 1960. – Bd. XIII, N. 10. – S. 471.
 - 15 **Куликов, И. С.** Термодинамика карбидов и нитридов [Текст] : справ. / **И. С. Куликов**. – Челябинск : Metallurgiya, 1980. – 320 с.
 - 16 **Чурилов, Г. Н.** Фуллерены: синтез и теория образования [Текст] / **Г. Н. Чурилов, Н. В. Булина, А. С. Федоров**. – Новосибирск : Изд-во СО РАН, 2007. – 230 с.
 - 17 **Трошенкин, Б. А.** Совершенствование термодинамических циклов газотурбинных установок [Текст] / **Б. А. Трошенкин, В. Б. Трошенкин** // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. Сб. науч. статей. – Днепропетровск : Изд-во НППК «Триакон». – 2014. – № 2(15). – С. 45–48. – ISSN 2076-6866.
 - 18 **Некрасов, Б. В.** Основы общей химии [Текст] / **Б. В. Некрасов**. – М. : Химия, 1973. – Т. 1. – 656 с.
 - 19 **Зысин, В. А.** Комбинированные парогазогенераторные установки и циклы [Текст] / **В. А. Зысин**. – М.; Л. : Госэнергиздат, 1962. – 187 с.
- Bibliography (transliterated)**
- 1 **Yastrzhembsky, A. S.** (1960), *Tekhnicheskaja termodinamika [Technical Thermodynamics]*, Gosenergoizdat [Gosenergoizdat], Moscow, Russia.
 - 2 **Kyrylyn, V. A., Syichev, V. V. and Sheidlyn, A. E.** (1979), *Tekhnicheskaja termodinamika [Technical Thermodynamics]*, Nauka [Science], Russia.
 - 3 US Patent No.: 7,426,832 B2. Appl. No.: 11/212,815. Int. Cl. F 01K 7/34 (2006.01). U.S. Cl. 60/653. Universal Thermodynamic Gas Turbine In A Closed Carnot Cycle [Text] / **Marius A. Paul**, 1120 E. Elm Ave., Fullerton, CA (US) 92831. Filed: Aug. 25, 2005. Date of Patent: Sep. 23, 2008. available at: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US7426832.pdf> (Accessed 10 Jan. 2016).
 - 4 US Patent No.: 6,282,897 B1. Appl. No.: 09/583,103. Int. Cl. F 02B 39/10. U.S. Cl. 60/598. Advanced Thermo-Electronic Systems For Hybrid Electric Vehicles [Text] / **Marius A. Paul**, 1120 E. Elm Ave., Fullerton, CA (US) 92631. Filed: May 18, 1998. Date of Patent: Sep. 4, 2001. available at: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US6282897.pdf> (Accessed 10 Jan. 2016).
 - 5 US Patent Application Pub. No.: 2010/0170245 A1. Appl. No.: 12/596,261. Int. Cl. F 02B 33/44 (2006.01). U.S. Cl. 60/607. Turbocharger Configuration And Turbochargeable Internal Combustion Engine [Text] / **Dick Amos**, Lincoln (GB); **Ulrich Bast**, Munchen (DE); **Francis Heyes**, Lincoln (GB); **Norbert Huber**, Erlangen (DE); **Andre Kaufmann**, Baienfurt (DE); **Achim Koch**, Tegernheim (DE); **Georg Mehne**, Wenzelnbach (DE); **Gerhard Schopp**, Pettendorf (DE); **Udo Schwerdel**, Gerolsheim (DE); **Markus Teiner**, Regensburg (DE). PST Filed: April 8, 2008. PCT No.: PCT/EP2008/054236. Pub. Date: Jul. 8, 2010. available at: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US20100170245.pdf> (Accessed 10 Jan. 2016).
 - 6 US Patent Application Pub. No.: 2010/0313558 A1. Appl. No.: 12/866,379. Int. Cl. F02G 1/04 (2006.01). U.S. Cl. 60/517. Method Of Externally Modifying A Carnot Engine Cycle [Text] / **Robert Thiessen**, Calgary (CA). PST Filed: Feb. 9, 2009. PCT No.: PCT/CA09/00167. Pub. Date: Dec. 16, 2010. available at: <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US20100313558.pdf> (Accessed 10 Jan. 2016).
 - 7 **Vasilev, O.** (2000), *Palyvna komirka [Fuel Cell]*, Jeletropanorama [Electroprospect], Kyiv, no. 3, pp. 18–20.
 - 8 **Elshof, Johan Evert ten.** (1997), "Dense inorganic membranes: Studies on transport properties, defect chemistry and catalytic behavior", *Commission of the European Communities in the framework of the Joile programme*, Print Papers Ipskamp of The Netherlands, Enchede, **Netherlands**. available at: <http://doc.utwente.nl/9189/> (Accessed 12 Apr. 2016).
 - 9 **Stein, V. E., Jumono, E. and Demetri, E. P.** (2001), "Improving IGCC Economics through ITM Oxygen Integration", *18th Intern. Pittsburgh Coal Conf.*, 4–7 Dec. 2001, NSW, Newcastle, Australia.
 - 10 **Barbara, McKee.** (2002), "Solutions for the 21st Century", *Zero Emissions Technologies for Fossil Fuels*, International Energy Agency, NY, USA.
 - 11 **Yantovski, E., Gorski, J., Smyth, B. and Elshof J. ten** (2002), "Zeitrop Cycle", *Proceedings of ECOS 2002*, July 3–5, pp. 1153–1160, Berlin, **Germany**. available at: <http://www.netl.doe.gov/publications/proceedings/03/carbon-seq/PDFs/230.pdf> (Accessed 12 Apr. 2016).
 - 12 **Gyrin, V. A. and Zelensky, V. F.** (1999), "Gazofaznye metody poluchenija uglirodnyh i uglirod-uqlirodnyh materialov [The Gas-Phase Methods For Producing The Carbon And Carbon-Carbon Materials]", *Vopr. atom. nauki i tehniki. Fizika radiac. povrezhdenij i radiac. materialovedenie [The Problems Of Nuclear Science And Technology. The Physics Of Radiation Damage And Radiation Materials]*, no. 4(76), pp. 13–31.
 - 13 **Troschenkin, V. B.** (2006), "Razdelenie splavov v centrobezhnom pole s polucheniem aljuminija [Separation Of The Alloys In The Centrifugal Field For Producing Of Aluminum]", *Bulletin of NTU "KhPI", Series: New solutions in modern technologies*, no. 27, pp. 88–92, p-ISSN: 2079-5459, e-ISSN: 2413-4295.
 - 14 **Schmitt, H. and Witter, H.** (1960), "Löslichkeit von Kohlenstoff in der Al-Si Legierungen", *Z. Erzbau*, Bd XIII, N. 10, pp. 471.
 - 15 **Kylykov, I. S.** (1980), *Termodinamika karbidov i nitridov [Thermodynamics Of Carbides And Nitrides]*, Metallurgija [Metallurgy], Chelyabinsk, Russia.
 - 16 **Chyrylov, G. N., Bylyna, N. V. and Fedorov, A. S.** (2007), *Fullereny: sintez i teorija obrazovanija [Fullerenes: Synthesis And Theory Of Forming]*, Publishing house of Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia.
 - 17 **Troschenkin, B. A. and Troschenkin, V. B.** (2014), "Sovershenstvovanie termodinamicheskikh ciklov gazoturbinnyh ustanovok [Improving The Thermodynamic Cycles Of Gas Turbines]", *Sovremennaja nauka: issledovanija, idei, rezul'taty, tehnologii [Modern sci-*

- ence: researches, ideas, results, technologies], no. 2(15), pp. 45–48, Publishing house of Scientific Production And Innovation Company "Triacon", Dnepropetrovsk, Ukraine, ISSN 2076-6866.
- 18 **Nekrasov, B. V.** (1973), *Osnovy obshhej himii [The Basics Of General Chemistry]*, Himija [Chemistry], Moscow, Russia.
- 19 **Zysin, V. A.** (1962), *Kombinirovannye parogazogeneratory i tsikly [Combined steam and gas generator sets and cycles]*, Gosjenergoizdat [Gosenergoizdat], Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Трошенькин Борис Александрович – доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник, Отдел оптимизации процессов и конструкций, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: troshenkin@ipmach.kharkov.ua, troshenkinv@gmail.com, ORCID 0000-0001-9661-9489.

Troshenkin Boris – Doctor of Technical Sciences, Professor, Position, Affiliation, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Dm. Pozharsky st. 2/10, Kharkov, Ukraine.

Трошенькин Владислав Борисович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Отдел оптимизации процессов и конструкций, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, ул. Дм. Пожарского, 2/10, Украина, e-mail: troshenkin@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-9661-9489.

Troshenkin Vladislav – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Dm. Pozharsky st. 2/10, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Трошенькин, Б. А. Повышение эффективности газотурбинных установок, работающих по замкнутому циклу [Текст] / **Б. А. Трошенькин, В. Б. Трошенькин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 76–84. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.11.

Please cite this article as:

Troshenkin, B. and Troshenkin, V. (2016), "Increasing the Efficiency of Closed-Cycle Gas Turbine Power Plants", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 76–84, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.11.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Трошенькін, Б. О. Підвищення ефективності газотурбінних установок, що працюють по замкнутому циклу [Текст] / **Б. О. Трошенькін, В. Б. Трошенькін** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 76–84. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.11.

АНОТАЦІЯ Розглянуто основні етапи «дизелізації» газотурбінних установок (ГТУ), зафіксовані в патентній літературі. «Дизелізація» заснована на принципі незалежності тиску, що розвивається компресором, від витрат газу. Виконання ряду технологічних і конструктивних удосконалень в ГТУ, дає можливість збільшити тиск газу, що подається до джерела тепла, до 30 МПа. Остання обставина дозволяє підвищити ККД ГТУ до 70 %. Проте, обмеження з боку міцних властивостей матеріалів не дозволяють використовувати частину наявного температурного напору для вироблення електроенергії. Дане положення можна виправити, застосувавши для виготовлення турбін і компресорів вуглецеві матеріали і, зокрема, фулерени. Дослідним шляхом встановлено, що мікротрос з нанотрубок фулерену товщиною в людський волос здатний витримувати вантажі в десятки тон. При високих температурах властивості міцності вуглецевих матеріалів змінюються незначно. У доповіді дано аналіз замкнутого циклу, робочим тілом в якому прийняті гелій і аргон. Ефективність розробленого високотемпературного циклу дозволяє наблизитися до ефективності циклу Карно.

Ключові слова: газотурбінна установка, дизелізація, ККД, фулерени, замкнутий цикл, цикл Карно.

Поступила (received) 03.01.2016

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Т. В. НИКУЛЕНКОВА, А. Г. НИКУЛЕНКОВ

ЕТАПИ РЕАЛІЗАЦІЇ УПРАВЛІННЯ СТАРІННЯМ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГОБЛОКІВ АЕС

АНОТАЦІЯ В зв'язку з наближенням терміну вироблення встановленого ресурсу обладнання енергоблоків АЕС стає актуальною проблема оцінки його технічного стану, прогнозування залишкового ресурсу та продовження термінів його подальшої експлуатації. На стан енергетичного обладнання АЕС впливає багато чинників: малоциклова втома, охрупнення шарів металу, ерозійно-корозійне зношення, які потребують прямих методів визначення своїх величин та діагностування роботи всіх найважливіших параметрів елементів енергоблоків. В даній статті акцентовано увагу на підвищення ефективності експлуатації енергоблоків шляхом реалізації заходів, спрямованих на своєчасне виявлення і підтримку в виявлених межах деградації, викликаній старінням елементів. Аналізується методологія управління старінням тепломеханічного обладнання і трубопроводів. На основі експлуатаційних даних визначені процеси, що зношують критичне обладнання енергоблоку АЕС. Також в статті приведені переваги управління ресурсом шляхом впровадження моніторингу та діагностики обладнання енергоблоків. Отже, результати управління старінням можливо застосовувати при обґрунтуванні можливості тривалої експлуатації.

Ключові слова: управління старінням, ресурс, технічний стан, моніторинг, охрупнення.

O. CHERNOUSENKO, T. NIKULENKOVA, A. NIKULENKOV

MILESTONES OF IMPLEMENTATION OF AGEING MANAGEMENT FOR NPP COMPONENTS

ABSTRACT The assessment of technical conditions, remaining life forecast and extension of nuclear power plant equipment service life become particularly relevant issues as NPP equipment approaches the end of its design service life. The technical conditions of NPP equipment are affected by a number of factors low-cycle fatigue, metal embrittlement, erosion-corrosion wear, which require using direct methods for defining their values and diagnostics of all the most significant parameters of NPP components. The article is focused on increasing NPP operating performance by implementing measures aimed at timely detection of aging induced degradation and maintaining it within revealed limits. The methodology of aging management for thermal and mechanical equipment and piping is analyzed. Based on operational data the processes resulting in wear of critical NPP equipment are defined. The article also provides advantages of service life management by implementing monitoring and diagnostics of unit equipment. Therefore, the results of aging management could be used to justify possibility of long-term operation.

Key words: ageing management, service life, technical conditions, monitoring, embrittlement.

Вступ

Метою проведення робіт з управління старінням елементів енергоблоків є забезпечення необхідного рівня безпеки впродовж терміну експлуатації енергоблоків (в тому числі понад проектний) та досягнення максимальної ефективності експлуатації енергоблоків шляхом виконання заходів, спрямованих на своєчасне виявлення і підтримку в прийнятних межах деградації, викликаній старінням елементів.

Основним керівним виробничим документом по впровадженню та реалізації технічних і експлуатаційних заходів, що здійснюються з метою утримання в допустимих межах деградації внаслідок старіння і зношення обладнання є Програма управління старінням елементів енергоблоків. Впровадження і реалізація даної програми є необхідною умовою для: підтримки або підвищення рівня безпеки енергоблоку атомної електричної станції (АЕС); підготовки до експлуатації понад проектний термін; створення ефективної системи управління ресурсом.

Метою роботи

Метою роботи є висвітлення вимог до орга-

нізації і порядку реалізації діяльності по управлінню старінням елементів енергоблоків атомних електростанцій.

Методологія управління старінням тепломеханічного обладнання і трубопроводів

На елементи енергоблоку можуть впливати процеси старіння, що виникають з часом або в результаті тривалого використання. Негативний вплив старіння може привести до деградації елемента, а саме до погіршення його надійності і, як наслідок, безпеки енергоблоку в цілому.

Для управління старінням елемента встановлюються визначальні параметри стану елементів і їх граничнодопустимі значення, а також обрані методи і засоби контролю цих параметрів. При цьому перевага віддається неруйнівним методам контролю, а також методам, які можуть бути застосовані для елементів, що знаходяться в роботі.

При здійсненні діяльності з управління старінням тепломеханічного обладнання і трубопроводів енергоблоку особливу увагу приділяють:

- обстеженню елементів з подальшим виявленням і вивченням процесів старіння;
- оцінці технічного стану з подальшим перепризначенням ресурсу;

- розробці і впровадженню моніторингу домінуючих процесів старіння;
- розробці і впровадженню заходів щодо пом'якшення процесів старіння;
- постійному контролю параметрів технічного стану, спрямованому на підтвердження того, що експлуатаційна надійність критичних елементів підтримується відповідно до вимог технічної документації.

Результати оцінки технічного стану тепло-механічного обладнання та трубопроводів представляються у вигляді звітів, які містять:

- визначення проектних ресурсних характеристик елементів;
- механізми старіння і їх вплив на зазначені експлуатаційні параметри і характеристики;
- оцінку існуючих засобів і методів контролю, діагностики елементів, в тому числі перевірок і випробувань, аналіз отриманої інформації;
- оцінку реалізованих і запланованих заходів по зниженню впливу старіння, як в режимах нормальної експлуатації, так і в аварійних режимах;
- формування прогнозу зміни ресурсу аналізованих елементів впродовж подовженого терміну експлуатації і можливості виконання ними функцій безпеки.

Розробка і впровадження заходів щодо пом'якшення процесів старіння і щодо забезпечення надійної експлуатації елементів в період перепризначеного ресурсу є обов'язковим видом діяльності з управління старінням тепломеханічного обладнання і трубопроводів [1]. Як показує практика, довговічність елементів енергоблоків АЕС визначається, в основному, активністю ерозійно-корозійних та інших зношувальних процесів (табл. 1). При цьому інші критерії надійності, в першу чергу – по малоциклової втомі, відповідають нормативним вимогам.

Разом з тим в процесі тривалої експлуатації діє механізм накопичення пошкоджень в результаті вичерпання тривалої пластичності і, як наслідок, охрупчення шарів металу, що піддаються впливу найбільших напружень. При глибокому вичерпанні ресурсу в матеріалі з'являються тріщини, які при подальшому розвитку призводять до серйозного пошкодження деталі.

Призначений проектом термін експлуатації енергоблоків АЕС з високою імовірністю дає впевненість, що критичні елементи, як і блок АЕС в цілому, за умови відповідного технічного обслуговування, ремонтів та експлуатаційного контролю, впродовж цього терміну будуть відповідати критеріям безпеки.

Оцінка фактичного технічного стану та відповідності елементів енергоблоку

Оцінка фактичного технічного стану та відповідності елементів енергоблоку чинним нормативним документам є необхідною умовою для прийняття рішення щодо подовження терміну ек-

сплуатації, модернізації чи виведення їх з експлуатації [2].

Проведення обстеження технічного стану з метою подовження терміну експлуатації обладнання включає наступні етапи виконання робіт: аналіз технічної документації; аналіз досвіду експлуатації; оцінку технічного стану по визначальних параметрах; оцінку технічного стану по міцнісних параметрах; оцінку залишкового ресурсу за результатами вимірювання параметрів граничного стану; прийняття рішення про можливість подовження терміну експлуатації обладнання і оформлення Висновку.

Технічна документація електростанції включає аналіз по режимах експлуатації, пошкодженнях, змінах геометрії у період відновлювальних ремонтів основних елементів енергоблоку, результатах контролю металу впродовж усього терміну їх експлуатації. З метою оцінки стану металу високотемпературних елементів проводять вивчення та систематизацію експлуатаційної і ремонтної документації по результатах контролю металу за весь період експлуатації енергоблоку. Після цього фіксують різні види пошкоджень (тріщини, розтріскування, промивання) і відтворюють у геометричній моделі елемента. Такий підхід дозволяє наблизити розрахункову модель до реального стану елемента енергоблоку після тривалої експлуатації.

За результатами оцінки технічного стану елементів енергоблоків, управління старінням передбачає розробку відповідних заходів щодо пом'якшення і призупинення процесів старіння, які реалізуються в рамках:

- технічного обслуговування і ремонту;
- реконструкції (модернізації);
- заміни елементів або комплектуючих;
- зміни умов і режимів експлуатації.

Рішення про доцільність здійснення заходів щодо подовження експлуатації енергоблоку АЕС приймає експлуатуюча організація, виходячи з можливості забезпечення безпеки на рівні, встановленому в діючих нормах і правилах з ядерної та радіаційної безпеки, шляхом проведення аналізу економічних факторів та технічного стану критичних елементів блоку АЕС (рис. 1).

Управління ресурсом за допомогою моніторингу та діагностики обладнання енергоблоків

Моніторинг процесів старіння виконується з метою отримання своєчасної та достовірної інформації про стан процесів старіння елемента.

Для моніторингу процесу старіння конкретного елемента енергоблоку із загальної кількості механізмів старіння даного елемента вибираються домінуючі механізми старіння, які вносять основний вклад в процес старіння. Методика вибору домінуючих механізмів старіння визначається типовими програмами оцінки технічного стану для відповідних елементів енергоблоків.

Таблиця 1 – Управління старінням елементів енергоблоку № 1 Южно-Української АЕС

Елемент Програми управління старінням АЕС	Елемент/область	Механізми деградації/наслідки старіння	Заходи із зменшення впливу ефектів старіння
Реактор – корпус	Кільцеві зварні шви; оболонка активної зони корпусу реактора	Радіаційне охрупнення і зміцнення	Використання в реакторі паливних завантажень зі зниженим виходом нейтронів
	Весь корпус реактора	Термічне охрупнення і зміцнення	Не потрібні
	Внутрішня поверхня корпусу (наплавка КР (корпусу реактора))	Корозія, корозійне розтріскування під напругою	Моніторинг і контроль параметрів водно хімічного режиму першого контуру відповідно до чинних НД (нормативних документів)
Захисні труби	Блок захисних труб	Втома	Дотримання технологічного регламенту щодо кількості циклів навантаження реакторної установки.
		Корозійне розтріскування під напругою	Моніторинг і контроль параметрів водно хімічного режиму першого контуру відповідно до чинних НД
	Упорне кільце	Малоциклова втома	Дотримання технологічного регламенту щодо кількості циклів навантаження реакторної установки.
		Багатоциклова втома	Виконати заміну тороїдальних прижимних труб
	Всі елементи	Корозія	Не потрібні
Парогенератор	Корпус, паровий колектор	Малоциклова втома	Не потрібні
	Теплообмінні труби, фланцеві роз'єми колекторів першого контуру, вузол приєднання колекторів до патрубків	Корозійне розтріскування під напругою, корозійна втома, міжкристалічне розтріскування	Не потрібні
Парова турбіна	—	Ерозійно-корозійне зношення; загальна і локальна корозія	Знизити тривалість роботи турбіни в номінальному діапазоні міцності
Турбогенератор	—	Вібраційні навантаження, старіння ізоляції обмоток ротора	Не потрібні

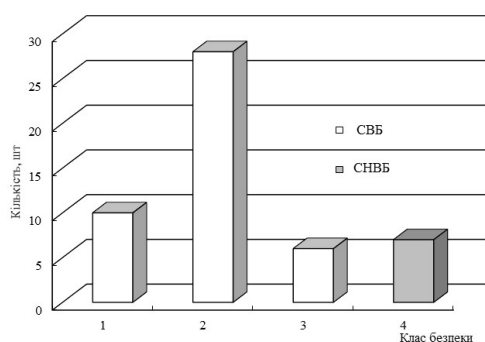


Рис. 1 – Розподіл критичних елементів енергоблоку № 1 ВП ЮУАЕС (відокремленого підрозділу «Южно-Українська АЕС»): СВБ – системи важливі для безпеки; СНВБ – системи, що не впливають на безпеку

Моніторинг технічного стану елементів виконується шляхом контролю встановлених параметрів і характеристик, що визначають технічний

стан елементів, в період їх роботи, при проведенні випробувань, вимірювань, експлуатаційного контролю металу, ремонтів і техобслуговування елементів. Моніторинг повинен здійснюватися систематично впродовж усього терміну експлуатації енергоблоку. В свою чергу технічна діагностика контролює поточний стан всіх елементів, виявляє аномальні стани, визначає причини їх появи, що дозволяє оцінити ситуацію і прийняти заходи по їх усуненню [3–5].

При оснащенні енергоблоків АЕС системою технічної діагностики застосовують наступний системний підхід: результати вимірювання параметрів енергоблоку штатної автоматичної системи управління технологічними процесами дають достатню інформацію про режими роботи і стан обладнання, а для вирішення задач діагностування необхідно правильно організувати збір даних і їх обробку.

Прогнозування залишкового ресурсу обладнання можливе тоді, коли критерії граничного

стану обладнання визначені в чисельних значеннях, а під час експлуатації обладнання здійснюються вимірювання і реєстрація параметрів.

Автоматична система технічної діагностики (АСТД) повинна вирішувати основні задачі діагностики, а саме:

- визначення поточного стану діагностуючого обладнання;
- прогнозування змін цього стану;
- визначення стану цього обладнання в минулому, бо без цього неможливо буде оцінити теперішній і майбутній стан, в тому числі аварійний;
- супроводження аварії або після аварійний стан.

Виконання умов технічного обслуговування обладнання дозволить чітко виявити технічний стан обладнання енергоблоків, запобігти аваріям, повноцінно використовувати ресурси і обладнання, скоротити експлуатаційні витрати.

Все це виражається в коригуванні графіка ремонтів в сторону скорочення термінів (міжремонтного циклу), скороченні чисельності ремонтного персоналу, чіткому плануванні робіт. Відбувається перехід до нової прогресивної форми технічного обслуговування обладнання по реальному технічному стану, в основі якого лежить пропозиція про можливість оцінки і прогнозування залишкового ресурсу, відновлення ресурсу шляхом проведення ремонтно-відновлювальних робіт, спланованих по результатах аналізу експлуатації з врахуванням реального стану обладнання АЕС, отриманого при проведенні діагностичного обслуговування і досліджень.

На підставі моніторингу процесів старіння і технічного стану елементів енергоблоку встановлюються вимоги до виконання додаткових робіт (вимірів, контролю металу, випробувань та ін.) для основних об'єктів робіт в періоди капітальних ремонтів для обґрунтування можливості подовження ресурсу/терміну служби елементів, перепризначення ресурсу яких проводиться в рамках капітального ремонту.

Головною перешкодою на шляху впровадження діагностичних систем є додаткові капітальні витрати, що становлять до 20 % вартості обладнання. Однак, як показує досвід, ці витрати швидко окупаються (впродовж одного-двох років), а потім дають відчутний прибуток. Підвищення безпеки експлуатації енергоблоків електричних станцій досягається за рахунок розширення обсягу інформації про стан об'єктів діагностування, прогнозування розвитку подій і рекомендацій технічному персоналу про подальші дії. Впровадження АСТД дозволяє також замість планово-попереджувального ремонту перейти на організацію ремонтного обслуговування обладнання за його фактичним станом, що дає суттєвий економічний ефект за рахунок додаткового вироблення електроенергії та зменшення ремонтних витрат.

Ціллю технічного діагностування обладнання є Висновок про справність і дієздатність конкретного типу обладнання, а засоби технічної

діагностики повинні забезпечити виявлення дефектів, які впливають на дієздатність діагностованого обладнання і забезпечити прогнозування його залишкового ресурсу [6].

Висновки

Дані, одержані в процесі управління старінням конкретних елементів енергоблоку, повинні бути застосовані для оптимізації процедур з їх технічного обслуговування, ремонту і моніторингу в процесі експлуатації, а також для обґрунтування безпеки при подовженні терміну служби енергоблоку. Результати управління старінням повинні застосовуватися при обґрунтуванні можливості тривалої експлуатації (подовження терміну експлуатації) елементів, а також оптимізації випробувань та існуючого ремонтного впливу на них.

Список літератури

- 1 Программа управления старением элементов энергоблока № 1 ЮУАЭС. ПМ.1.3812.0196 согласована с Госатомрегулированием Украины от 22.11.2013 [Текст] / ОП ЮУАЭС ГП «НАЕК «Енергоатом». – 2013. – 154 с.
- 2 Общие требования к продлению эксплуатации энергоблоков АЭС в сверхпроектный срок по результатам выполнения периодической переоценки безопасности. НП 306.2.099-2004 [Текст] / Госатомрегулирования Украины. – Зарег. в Мин. Юст. Украины 15.12.04 под № 1587/10186. – 2004. – 19 с.
- 3 Колотникова, О. В. Эффективность упрочнения методами поверхностного пластического деформирования деталей, работающих при повышенных температурах [Текст] / О. В. Колотникова // Проблемы прочности. – 1983. – № 2. – С. 112–114.
- 4 Алехин, В. П. Физика прочности и пластичности поверхностных слоев материалов [Текст] / В. П. Алехин. – М.: Наука, 1983. – 279 с.
- 5 Комаровский, А. А. Диагностика напряжённо-деформированного состояния [Текст] / А. А. Комаровский // Контроль. Диагностика. – 2000. – № 2. – С. 22–27.
- 6 Шульженко, Н. Г. Автоматизированная система непрерывного вибромониторинга и анализа параметров вибрации роторных агрегатов [Текст] / Н. Г. Шульженко, В. П. Билетченко, Л. Д. Метелев и др. // Питання розвитку газової промисловості України. Зб. наукових праць. – Харків: 2000. – Вип. 28. – С. 19–23.

Bibliography (transliterated)

- 1 OP JuUAJeS GP "NAEK "Energoatom" (2013), PM.1.3812.0196. Programma upravlenija stareniem jelementov jenerglobloka № 1 JuUAJeS [Aging Management Programme of Unit 1 SUNPP], Kiev, Ukraine.
- 2 Gosatomregulirovanija Ukrainy. (2004), NP 306.2.099-2004. Obshhie trebovanija k prodleniju jekspluatatsii jenergloblokov AJeS v sverhproektnyj srok po rezul'tatam vypolnenija periodicheskoj pereocenki bezopasnosti [General Requirements for Extension of NPP Operation beyond Design Lifetime based on Results of Periodic Safety Reassessment], Kiev, Ukraine.

- 3 **Kolotnikova, O. V.** (1983), "Jeftektivnost' uprochnenija metodami poverhnostnogo plasticheskogo deformirovanija detalej, rabotajushhih pri povyshennyh temperaturah [Efficiency of surface plastic strain hardening under increased temperature]", *Problemy prochnosti*, no 2, pp. 112–114.
- 4 **Al'okhin, V. P.** (1983), *Fizika prochnosti i plastichnosti poverhnostnyh sloev materialov [Physics of Strength and Plasticity of Surface Layers of Materials]*, Nauka, Moscow, Russian.
- 5 **Komarovsky, A. A.** (2000), "Diagnostika naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija [Diagnostics of stress-strain state]", *Kontrol'. Diagnostika*, no. 2, pp. 22–27.
- 6 **Shulzhenko, N. G. Biletschenko, V. P. and Metel'ev, L. D.** et al. (2000), "Avtomatizirovannaja sistema nepreryvnogo vibromonitoringa i analiza parametrov vibracii rotornyh agregatov [Automated system for continuous vibration monitoring and rotor vibrational characteristics analysis]", *Pitannya rozvitku gazovoi promislovosti Ukraïni. Zb. naukovih prac'*, no. 28, pp. 19–23.

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юрійвна – доктор технічних наук, професор, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», завідувач кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

Chernousenko Olga Yuriivna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv.

Нікуленкова Тетяна Володимирівна – кандидат технічних наук, Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», старший викладач кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 375-54-44; e-mail: tvnikulenkova@yandex.ua; ORCID 0000-0003-1880-1124.

Nikulenkova Tetiana Volodymyrivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Lecturer at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv.

Нікуленков Анатолій Геннадійович – Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут», аспірант кафедри Теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (063) 82–94–86; e-mail: a-Nikulenkov@yandex.ua; ORCID 0000-0003-4345-8575.

Nikulenkov Anatolii Hennadiiovych – National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Postgraduate Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv.

Будь ласка посилайтеся на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Етапи реалізації управління старінням елементів енергоблоків АЕС [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, Т. В. Нікуленкова, А. Г. Нікуленков** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 85–89. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.12.

Please cite this article as:

Chernousenko, O. Yu., Nikulenkova, T. V. and Nikulenkov, A. H. (2016), "Milestones of Implementation of Ageing Management for NPP Components", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 85–89, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.12.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Этапы реализации управления старением элементов энергоблоков АЭС [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, Т. В. Никуленкова, А. Г. Никуленков** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 85–89. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.12.

АННОТАЦІЯ В связи с приближением срока выработки установленного ресурса оборудования энергоблоков АЭС становится актуальной проблема оценки его технического состояния, прогнозирования остаточного ресурса и продление сроков его дальнейшей эксплуатации. На состояние энергетического оборудования АЭС влияет много факторов: малоцикловая усталость, охрупчивание слоёв металла, эрозийно-коррозионный износ, которые нуждаются в прямых методах определения своих величин и диагностирования работы всех важнейших параметров элементов энергоблоков. В данной статье акцентировано внимание на повышении эффективности эксплуатации энергоблоков путём реализации мероприятий, направленных на своевременное выявление и поддержание в выявленных пределах деградации, вызванной старением элементов. Анализируется методология управления старением тепломеханического оборудования и трубопроводов. На основе эксплуатационных данных определены изнашивающие процессы для критического оборудования энергоблока АЭС. Также в статье приведены преимущества управления ресурсом посредством внедрения мониторинга и диагностики оборудования энергоблоков. Таким образом, результаты управления старением следует применять при обосновании возможности длительной эксплуатации.

Ключевые слова: управление старением, ресурс, техническое состояние, мониторинг, охрупчивание.

Надійшла (received) 10.01.2016

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУББОТОВИЧ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ ОТБОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

АННОТАЦИЯ Рассмотрено влияние диаметра и количества отводящих патрубков на уровень гидравлических потерь при входе в эти патрубки. Усовершенствована методика расчета натурных трактов теплофикационных отборов при отводе пара из турбины как через один, так и через два патрубка. Обобщены результаты проведенных в НТУ «ХПИ» исследований камер отбора на крупномасштабном статическом стенде.

Ключевые слова: отбор на теплофикацию, полные потери тракта отбора, гидравлические потери участков тракта, методика расчета

A. V. LAPUZIN, V. P. SUBOTOVICH

HYDRAULIC DESIGN OF THE BLEEDING CHAMBER FOR THE STEAM TURBINE

ABSTRACT Hydraulic Design of the Bleeding Chamber for the Steam Turbine Hydraulic loss coefficients in the turbine flow discharge section were calculated on the basis of experimental determination of pressure losses in the turbine section designed for the heating bleeding in the steam turbine. It has been established that these loss coefficients are affected by the number of outlet branches, the diameters of outlet branches, a value of throat cross-section (narrow), radial cone cross-section through which the steam enters the bleeding section, and a relative flow of effluent medium (up to 35 %). The investigation was carried out using the aerodynamic test bench. The bleeding chamber was designed with the axial symmetry and had a large volume peculiar for the turbines with large uncontrolled steam bleedings. Consideration was given to the operation of the options of bleeding channels that have radial cone elements and also the options that have no radial cone. The technique was given that allows us to calculate pressure losses in the region between the flow passage of real steam turbine and the bleeding branches. This technique was developed based on the experimental investigation of bleeding channel carried out using the stationary aerodynamic test bench. It has been established that the use of two outlet branches instead of one results in a more substantial decrease of losses in the diffuser bleeding channel in comparison with the approach when the area of one outlet branch is increased two times.

Key words: heating bleeding, total losses of bleeding channel, hydraulic losses in channel sections, and the methods of calculation.

1 Основные результаты исследований, проведённых в НТУ «ХПИ»

Результаты экспериментального определения потерь в камерах отбора паровых турбин при больших относительных расходах пара рассмотрены в статьях [1–5]. Расход воздуха через испытываемые модели изменялся от 1,5 до 4,5 кг/с, температура торможения – от 340 до 380 К, давление p_1 перед моделями в сечении I за сетками, имитирующими предотборную ступень, – от 0,108 до 0,133 МПа, скорость C_1 – от 22 до 52 м/с. При увеличении расхода $G_{отб}$ через камеру отбора расход через предотборную ступень G также увеличивался, а величина относительного расхода $\bar{G}_{отб} = G_{отб}/G$ зависела от гидравлического сопротивления тракта отбора, включающего кольцевой канал, сообщающий межступенчатый зазор с камерой отбора, собственно камеру отбора и патрубков (или патрубков) отбора. При неизменных размерах и форме камеры отбора гидравлическое сопротивление бездиффузорных трактов отборов зависело: от относительной ширины кольцевой щели с острой кромкой $\bar{S}$ ($\bar{S}$ – отношение ширины щели к высоте межступенчатого зазора), количества патрубков n диаметром 116 мм, схемы расположения патрубков относительно камеры отбо-

ра, а также относительного расхода $\bar{G}_{отб}$. В бездиффузорных трактах отборов с минимальной шириной кольцевой щели $\bar{S} = 0,106$ увеличение количества патрубков n с одного до двух приводило к снижению гидравлического сопротивления тракта, что позволяло увеличить максимально возможный относительный расход $\bar{G}_{отб\max}$ с 0,35 до 0,45.

В варианте с двумя патрубками ($n = 2$) и относительной шириной кольцевой щели $\bar{S} = 0,343$ максимально возможный относительный расход $\bar{G}_{отб\max} = 0,53$ [1].

Гидравлические потери как бездиффузорных, так и диффузорных трактов отбора оценивались с помощью условного коэффициента полных потерь $\zeta'_n = (p_1^* - p_2)/(p_1^* - p_1)$, где $p_1^* = p_1 + \rho_1 C_1^2/2$, p_1, ρ_1, C_1 – осреднённые в тангенциальном направлении параметры на среднем радиусе контрольного сечения I на входе в межступенчатый зазор за предотборной ступенью, а p_2 – давление в патрубках отбора. Результаты исследований бездиффузорных трактов отбора при четырёх величинах относительной ширины кольцевой щели $\bar{S} = 0,106; 0,343; 0,554; 1,28$ с различным количеством патрубков $n = 1; 2; 3$ одинакового диаметра 116 мм рассмотрены в работе [1], а

результаты исследования диффузорных трактов отборов при трех величинах относительного «горла» диффузора $\bar{S} = 0,09; 0,114; 0,330$ с одним и двумя патрубками двух различных диаметров 116 мм и 144 мм рассмотрены в работе [2, 3, 5].

Из всех исследованных вариантов радиальных диффузоров, описанных в [5], отобраны оптимальные варианты для малых (0,15), средних (0,25) и больших (0,35) относительных расходов $\bar{G}_{отб}$. В работах [1, 2, 5] приведены аппроксимационные зависимости для расчета коэффициента полных потерь в бездиффузорных трактах отбора с диаметром патрубков 116 мм и диффузорных трактах отбора с диаметром патрубка 144 мм.

Для перехода от рассмотренных выше экспериментальных данных к расчету натуральных трактов отбора паровых турбин, отличающихся от модельных трактов отбора как более высоким уровнем скорости C_1 , так и большей относительной площадью отводящих патрубков $\bar{F}$, в [4] была предложена методика расчета, основанная на предположении, что в модельных и натуральных условиях гидравлические потери в диффузоре (или в кольцевой щели бездиффузорных трактов отбора) и в камере отбора одинаковы, а отличающимися являются лишь потери с выходной скоростью $\zeta'_{вс}$ и гидравлические потери, связанные с входом потока из камеры отбора в отводящие патрубки, которые в ориентировочных расчетах принимались равными половине величины потерь с выходной скоростью $\zeta'_{вс}$. Под относительной площадью отводящих патрубков $\bar{F}$ понимается величина, равная отношению площади выходных патрубков к площади межступенчатого зазора за предотборной ступенью. В опытах с бездиффузорными трактами отбора относительная площадь $\bar{F}$ изменялась от 0,15 до 0,3 и 0,45 путём увеличения числа патрубков отбора ($n = 1; 2; 3$) диаметром 116 мм. Диффузорные тракты отборов исследовались как с одним патрубком отбора ($\bar{F} = 0,15; D_{патр} = 116$ мм, а также $\bar{F} = 0,231, D_{патр} = 144$ мм), так и с двумя патрубками отбора ($\bar{F} = 0,3, D_{патр} = 116$ мм).

2 Цель работы

Детальный анализ результатов исследований бездиффузорных и диффузорных трактов отборов показывает, что коэффициент k в формуле для расчета полных потерь натурального тракта отбора

$$\zeta'_{п\text{ нат}} = \zeta'_{п\text{ мод}} + k(\zeta'_{вс\text{ нат}} - \zeta'_{вс\text{ мод}}) \quad (1)$$

может существенно отличаться от принятого в [4] значения 1,5 и требует уточнения.

Кроме того, без снижения точности можно упростить алгоритм расчёта, если при определении удельного объёма рабочего тела в патрубках v_2 пренебречь изменением произведения давления на удельный объём $p v$ и находить отношение удельных объёмов v_2/v_1 только по двум параметрам, а именно: по коэффициенту $\zeta'_п$ и режимному параметру $T = p_1/(\rho_1 C_1^2/2)$.

3 Методика расчёта натуральных диффузорных трактов отбора с одним патрубком

Если патрубок один, то вместо коэффициента k в выражении (1) следует использовать коэффициент k_1 (рис. 1), определённый путём сравнения потерь с выходной скоростью и полных потерь в вариантах с относительной площадью отводящих патрубков $\bar{F} = 0,15$ и 0,231. Для промежуточных значений относительной ширины кольцевой щели $\bar{S}$ можно использовать формулу:

$$k_1 = -21,5\bar{G}_{отб}^2 + 15\bar{G}_{отб} - 1,12 + 4,63(\bar{S} - 0,114)(1,79 - 4,6\bar{G}_{отб} - 2\bar{G}_{отб}^2).$$

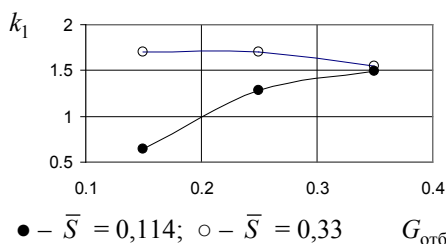


Рис. 1 – Зависимость k_1 для диффузорного тракта отбора

В натурном и модельном вариантах принимаются одинаковыми: параметры радиального диффузора $\bar{S}$, $\bar{D}$, γ ($\bar{D}$ – отношение наружного диаметра диффузора к наружному диаметру межступенчатого зазора, γ – угол раскрытия стенок диффузора), относительный расход через камеру отбора $\bar{G}_{отб}$ и отсчитываемый от осевого направления угол закрутки потока α_1 в сечении I .

Используя перечисленные выше параметры, для модели с относительной площадью отводящих патрубков $\bar{F} = 0,231$ можно последовательно вычислить:

– полные потери при отсутствии закрутки потока, $\zeta'_{п\text{ }0,231} = f(\bar{G}_{отб}, \bar{S}, \bar{D}, \gamma)$;

– полные потери при наличии закрутки потока в сечении I (величина угла α_1 задаётся в градусах), $\zeta'_{п\text{ мод}} = \zeta'_{п\text{ }0,231} - 0,0165\alpha_1$;

– режимный параметр в сечении I , $T_{мод} = 1400\bar{G}_{отб}^2 + 1880\bar{G}_{отб} + 815$;

$$\begin{aligned} - (v_2/v_1)_{\text{мод}} &= T_{\text{мод}} / (T_{\text{мод}} + 1 - \zeta'_{\text{п мод}}); \\ - \text{потери с выходной скоростью} \\ \zeta'_{\text{вс мод}} &= 18,74 [\bar{G}_{\text{отб}} \cos \alpha_1]^2 (v_2/v_1)_{\text{мод}}. \end{aligned}$$

$$\zeta'_{\text{п нат}} = \zeta'_{\text{п мод}} + k_1 \left(\left(\frac{\bar{G}_{\text{отб}}}{\bar{F}_{\text{нат}}} \cos \alpha_1 \right)^2 \frac{T_{\text{нат}}}{T_{\text{нат}} + 1 - \zeta'_{\text{п нат}}} - \zeta'_{\text{вс мод}} \right).$$

Для модельного и для натурального вариантов тракта отбора относительная потеря давления на участке тракта между сечениями 1 и 2 определяется так

$$\overline{\Delta p} = (p_1 - p_2) / p_1 = (\zeta'_{\text{п}} - 1) / T.$$

4 Методика расчёта натуральных диффузорных трактов отбора с двумя патрубками

Если тракт отбора имеет два патрубка ($n=2$), то расчёт коэффициента полных потерь $\zeta'_{\text{п нат}}$ выполняется в два этапа. На первом этапе, полагая $n=1$, по параметрам $\bar{G}_{\text{отб}}$, $\bar{S}$, $\bar{D}$, γ , α_1 в соответствии с предложенной выше схемой определяются полные потери для «промежуточного» варианта, отличающегося от модельного варианта только относительной площадью, которая принимается равной половине натуральной

$$\zeta'_{\text{п пром}} = \zeta'_{\text{п мод}} + k_1 (\zeta'_{\text{вс пром}} - \zeta'_{\text{вс мод}}),$$

где

$$\zeta'_{\text{вс пром}} = \left(\frac{2\bar{G}_{\text{отб}}}{\bar{F}_{\text{нат}}} \cos \alpha_1 \right)^2 \frac{T_{\text{мод}}}{T_{\text{мод}} + 1 - \zeta'_{\text{п пром}}}.$$

На втором этапе число отводящих патрубков удваивается, режимный параметр снижается от величины $T_{\text{мод}}$ до величины $T_{\text{нат}}$, что позволяет найти полные потери натурального тракта с двумя патрубками:

$$\zeta'_{\text{п нат}} = \zeta'_{\text{п пром}} + k_n (\zeta'_{\text{вс нат}} - \zeta'_{\text{вс пром}}),$$

$$\zeta'_{\text{вс нат}} = \left(\frac{\bar{G}_{\text{отб}}}{\bar{F}_{\text{нат}}} \cos \alpha_1 \right)^2 \frac{T_{\text{нат}}}{T_{\text{нат}} + 1 - \zeta'_{\text{п нат}}}.$$

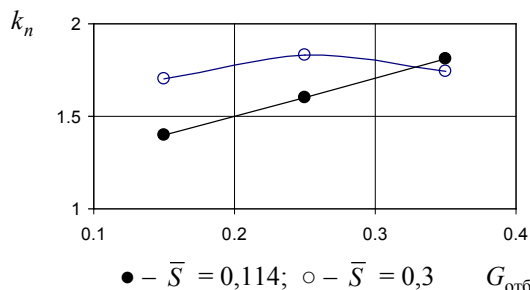


Рис. 2 – Зависимость k_n для диффузорного тракта отбора

Коэффициент k_n (рис. 2) определён путём сравнения потерь в вариантах $\bar{F} = 0,15$, $n = 1$ и

По известным параметрам натурального объекта $\bar{F}_{\text{нат}}$ и $T_{\text{нат}} = p_{1\text{нат}} / (\rho_{1\text{нат}} C_{1\text{нат}}^2 / 2)$ определяются для него полные потери путем численного решения алгебраического уравнения:

$\bar{F} = 0,3$, $n = 2$. Для промежуточных значений $\bar{S}$ можно использовать формулу:

$$\begin{aligned} k_n &= 2,35 \bar{G}_{\text{отб}} + 1,03 + 4,63 (\bar{S} - 0,114) \times \\ &\times (0,04 + 3,55 \bar{G}_{\text{отб}} - 11,6 \bar{G}_{\text{отб}}^2). \end{aligned}$$

5 Методика расчёта натуральных бездиффузорных трактов отбора с двумя патрубками

Коэффициент k_n в бездиффузорных (рис. 3) и диффузорных (рис. 2) трактах отбора существенно отличается из-за отличия условий, которые формируются на входе в патрубок отбора кольцевой щелью с острой кромкой и радиальным диффузором, форма которого близка к оптимальной.

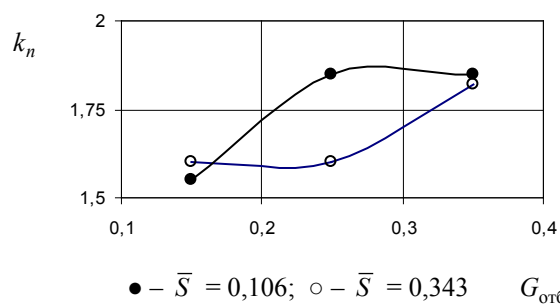


Рис. 3 – Зависимость k_n для бездиффузорного тракта отбора

Следует отметить, что при двух патрубках ($n=2$) схема расположения патрубков отбора (у обоих патрубков оси лежат на одном диаметре или оси патрубков перпендикулярны одна другой) практически не влияет на коэффициент k_n .

Кроме того, в бездиффузорных трактах отбора от коэффициента k_n незначительно отличается коэффициент k , увязывающий полные потери и потери с выходной скоростью в вариантах $n = 1$, $\bar{F} = 0,15$ и $n = 3$, $\bar{F} = 0,45$.

Выводы

Рассмотрены алгоритмы расчета потерь в диффузорных и бездиффузорных трактах отбора при разном количестве отводящих патрубков, которые рекомендуются для расчета паровых турбин.

Список литературы

- 1 **Гаркуша, А. В.** Определение окружной неравномерности давлений и потерь в тракте теплофикационных отборов турбин [Текст] / **А. В. Гаркуша, А. В. Лапuzин, А. Г. Понкратова** и др. // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1988. – Вып. 46. – С. 3–9.
- 2 **Железников, М. Д.** Совершенствование диффузорных элементов проточной части паровых турбин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» / **Железников Михаил Дмитриевич**. – Харьков : ХПИ им. В.И. Ленина, 1989. – 246 с.
- 3 **Гаркуша, А. В.** Определение оптимальных размеров радиальных кольцевых диффузоров, установленных в тракте отбора паровых турбин [Текст] / **А. В. Гаркуша, М. Д. Железников, А. В. Лапuzин** // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1995. – Вып. 53. – С. 82–95.
- 4 **Лапuzин, А. В.** К расчёту потерь в трактах отборов паровых турбин [Текст] / **А. В. Лапuzин** // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа. – 1990. – Вып. 50. – С. 23–28.
- 5 **Лапuzин, А. В.** Оптимальные параметры диффузоров трактов отборов паровых турбин [Текст] / **А. В. Лапuzин, В. П. Субботович** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. –

№ 17(1126). – С. 68–74. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Garkusha, A. V., Lapuzin, A. V., Pankratova, A. G. et al/** (1988), "Determination of the circumferential of nonuniformity pressure and cogeneration turbines bleeds path losses", *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, no. 46, pp. 3–9.
- 2 **Zheleznikov, M. D.** (1989), "Improvement the diffuser elements of flow path of steam turbines", Ph.D. Thesis, Turbomachine and Turbo-installation, NTU "KhPI", Kharkov, Ukraine.
- 3 **Garkusha, A. V., Zheleznikov, M. D. and Lapuzin, A. V.** (1995), "Determination of the optimal size of the radial annular diffusers installed in the path bleed steam turbines", *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, no. 53, pp. 82–95.
- 4 **Lapuzin, A.V.** (1990), "The calculation of the path losses bleeds steam turbines", *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, no. 50, pp. 23–28.
- 5 **Lapuzin, A. V. and Subotovich, V. P.** (2015), "Optimal Parameters of the Diffusers of the Bleeding Routes of Steam Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 17, pp. 68–74.

Сведения об авторах (About authors)

Лапuzин Александр Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID – 0000-0002-6445-3979.

Lapuzin Alexander – Candidate of Technical Sciences, Associate professor, National Technical University «Kharkov Polytechnical Institute», Associate professor of turbine construction department, Kharkov, Ukraine;

Субботович Валерий Петрович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; ORCID – 0000-0002-7051-4758.

Subotovich Valery – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, National Technical University «Kharkov Polytechnical Institute», Professor of turbine construction department, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Лапuzин, А. В. Гидравлический расчет камеры отбора паровой турбины [Текст] / **А. В. Лапuzин, В. П. Субботович** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 90–93. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

Please cite this article as:

Lapuzin, A. and Subotovich, V. (2016), "Hydraulic Design of the Bleeding Chamber for the Steam Turbine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 90–93, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:

Лапuzин, О. В. Гідравлічний розрахунок камери відбору парової турбіни [Текст] / **О. В. Лапuzин, В. П. Субботович** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 90–93. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

АНОТАЦІЯ Розглянуто вплив діаметра і кількості відповідних патрубків на рівень гідравлічних втрат при вході в ці патрубки. Удосконалено методику розрахунку натурних трактів теплофікаційних відборів при відведенні пара з турбіни, як через один, так і через два патрубка. Узагальнено результати проведених в НТУ «ХПІ» досліджень камер відбору на великомасштабному статичному стенді.

Ключові слова: відбір на теплофікацію, повні втрати тракту відбору, гідравлічні втрати ділянок тракту, методика розрахунку.

Поступила (received) 08.01.2016

О. А. СІРИЙ, М. З. АБДУЛІН, О. В. БАРАНЮК

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІКИ ПОТОКУ ПОВІТРЯ В СТРУМЕНЕВО-НІШЕВІЙ СИСТЕМІ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

АНОТАЦІЯ Проведено дослідження структури потоку повітря в нішевій порожнині трапецієвидної форми із плоским козирком на передній стінці в умовах струменево-нішевої системи стабілізації і спалювання газоподібного палива. Представлено методику проведення та опис експериментальної установки для виконання термоанемометричних досліджень. Виконано порівняння експериментальних даних профілю турбулентності для прямокутної та трапецієвидної ніші. Проаналізовано структуру течії в нішевій порожнині та її вплив на стабілізаційні якості струменево-нішевої системи.

Ключевые слова: струменево-нішева система (CHC), турбулентність, пальниковий пристрій, пускові характеристики.

A. SIRYI, M. ABDULIN, A. BARANYUK

STUDYING THE HYDRODYNAMICS OF AIR FLOW IN THE FUEL COMBUSTION SYSTEM OF A JET-RECESS TYPE

ABSTRACT The purpose of this scientific paper is to improve the startup characteristics of jet-recess system (JRS) by changing its configuration after the analysis of the hydrodynamic structure of flow. A change in the configuration of recess cavity covers a change of its rectangular shape for the trapezoidal shape with further establishment of the so-called "flow structurator" represented by the flat apron above the recess in the front wall. The flow structure, in particular velocity profiles averaged in time and their pulsations were measured experimentally using the heat loss anemometer-based technology in isothermal conditions in the air channel provided that the recess is available. The experimental data are given for the distributions of average velocities and their pulsations in the central part of recess cavity. The experiment was carried out in the range of Reynolds numbers of $23 \cdot 10^3$ to $84 \cdot 10^3$. An equivalent channel diameter of the burner was used as a defining dimension in the Reynolds number and the flow velocity in the central part of burner channel was used as a defining velocity. The JRS startup analysis during the combustion showed a certain decrease in startup and stalling fuel consumptions in conditions of a changed geometry of recess cavity. Thus, we can state that the use of "flow structurator" allows us on the whole to improve JRS startup properties due to the flow structure transformation and somewhat decrease the turbulence intensity in the recess. Such a transformation allows us to shift the fuel combustion mechanism towards a higher diffusibility of process.

Key words: jet-recess system (JRS), turbulence, burner and startup characteristics.

Вступ

Простота використання в промисловості як основного палива природного газу, його екологічність, високий рівень розвитку інфраструктури, а також вигідне географічне положення України з точки зору транспортування та споживання палива, визначили широке розповсюдження природного газу в промисловості та енергетиці. В порівнянні з альтернативними паливними газами (генераторним, доменним, шахтним, біогазом) природний газ має найпривабливіші характеристики і в найближчий час його швидка заміна на альтернативні палива в хімічній, важкій промисловості та енергетиці неможлива. Таким чином, основним завданням на найближчий період є впровадження енергоефективних технологій, які б задовольняли сучасним вимогам по емісійним характеристикам, а також дозволяли б в найкоротші терміни окупили затрати на модернізацію застарілого обладнання.

Однією з найголовніших проблем залишається також збереження ефективності роботи вогнетехнічного обладнання (ВО) на змінних режимах його експлуатації.

Слід зазначити, що значна частина ВО України вичерпала свій фізичний та моральний ресурс. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є проведення його модернізації з впровадженням сучасного паливовикористовуючого обладнання. Визначальним напрямком в цій ситуації є орієнтація на вітчизняні технології, які вигідно відрізняються від імпорتنих аналогів за рахунок кращої адаптованості до вітчизняного ВО, а також більш сприятливою ціновою політикою вітчизняних виробників [1].

Отже, вирішення поставленої задачі можливе у випадку визначення підходу, який би дозволив за допомогою ефективної технології розв'язати ряд актуальних задач. В тому числі:

- при модернізації енергетичних та водогрійних котлів;
- об'єктів комунального господарства;
- об'єктів хімічної промисловості;
- об'єктів будівельної промисловості.

Однією з найбільш ефективних паливоспалюючих вітчизняних технологій, яка дозволяє надійно та ефективно працювати в широкому діапазоні робочих навантажень ВО є струменево-нішева технологія (СНТ) [2]. Сьогодні проведено модернізацію близько 1000 ВО України та зарубіжжя.

Слід зазначити, що переведені за рахунок мало затратної модернізації міські теплотережі міст: Житомир, Луганськ, Алчевськ, Івано-Франківськ та інші.

Модернізовано мартенівські печі та інше обладнання Запоріжсталі. Проведено заміну застарілого обладнання на ВО декількох десятків лікеро-горілчаних, цукрових та молочних заводів [3].

Поряд з проблемами, пов'язаними з необхідністю пошуку альтернативних палив та економії дефіцитних енергоресурсів, до СНТ висуваються вимоги стосовно розширення меж потужності пальникових пристроїв за рахунок: зниження пускових тисків палива, а також – збільшення одиничної потужності пальників при нормативних показниках по емісійним характеристикам, а також ефективності вигорання палива.

В роботі основна увага приділена дослідженню впливу конфігурації нішевого стабілізатору на процеси гідродинаміки потоку в струменево-нішевій системі (СНС) покладеної до основи однопоточних промислових пальників.

Ціль роботи

Метою представленого експериментального дослідження є вивчення структури повітряних потоків в струменево-нішевій системі шляхом вимірювання осереднених в часі та пульсуючих їх гідродинамічних характеристик за допомогою термоанемометричної техніки. В якості об'єкта дослідження вивчалися гідродинамічні параметри потоку, що спостерігаються в нішевому стабілізаторі полум'я СНС при зміні його конфігурації (рис. 1б–г).

На рис. 1а приведена схема самоохолодження основного елементу промислових пальників СНТ – паливного колектору пілону полум'я, яка дозволяє охолодити найбільш термічно навантажені елементи пальників за рахунок попереднього підігріву палива [4].

Очевидно, що зміна форми нішевої порожнини дозволяє зменшити місцеві гідравлічні втрати по тракту палива в умовах пальникового пристрою в середньому на 20 % (табл. 1), а також ефективніше охолодити нахилені стінки ніші в порівнянні з прямокутною формою нішевого стабілізатору. Вплив зміни геометрії ніші на гідравлічний опір в каналі при обтіканні ніші потоком повітря досліджено в роботі [5].

Таблиця 1 – Відношення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат непрямокутної ніші до відповідної прямокутної по тракту палива (кут нахилу бокових стінок складає 45°)

Навантаження, N/N_0		0,1	0,4	0,8	1,2
ξ		3,25	3,01	2,88	2,86
ξ/ξ_0		0,78	0,79	0,8	0,8

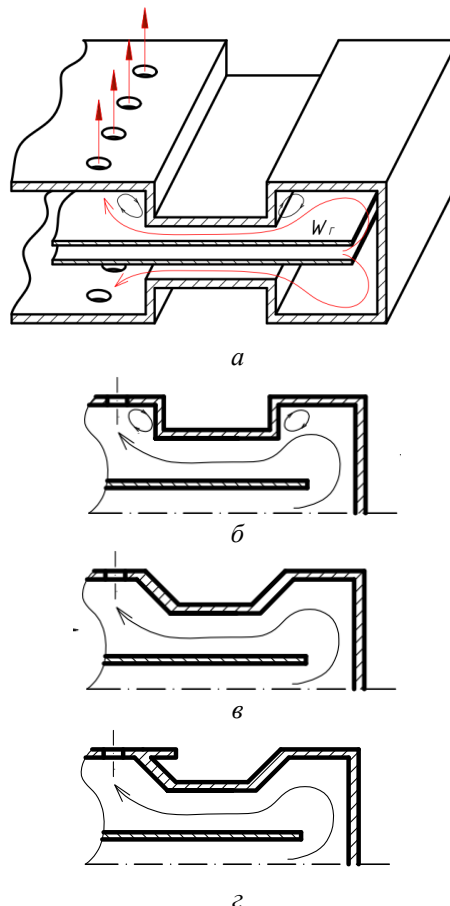


Рис. 1 – Схема самоохолодження струменево-нішевого пілону полум'я, при зміні конфігурації нішевої порожнини: а – схема; б – прямокутна; в – в формі трапеції; г – в формі трапеції з козирком на передній стінці

Існує необхідність ефективної стабілізації факелу в системі і автори роблять припущення, що використання плоскої накладки (рис. 1г) покращить надійність пуску обладнання. В зв'язку з цим стає актуальним питання обґрунтувати з гідродинамічної точки зору доцільності застосування такої плоскої накладки, яка в подальшому тексті статті скорочено називається «козирком». В даній роботі основна увага приділена вивченню гідродинамічної картини зовнішнього обтікання нішевої порожнини, а також встановлення закономірностей впливу плоского козирка на характеристики турбулентних пульсацій та профілю швидкості в системі.

Методика досліджень

Вимірювання структури течії – профілів усереднених в часі швидкостей і їх пульсацій проводилося експериментально за допомогою термоанемометричної техніки на діючому зразку СНС пальника. В якості термоанемометричного обладнання використовувались термоанемометр DISA-

Eelectronics (Данія) типу 55M та анемометра-термометр *TESTO 425*. В якості первинного перетворювача використовується однопровідний датчик. Робочий елемент датчика довжиною 1,25 мм виготовлений з вольфрамової нитки діаметром 5 мкм. Нитка датчика термоанемометра вмикається в одне з плечей мосту, що входить в склад основних блоків термоанемометричних систем *DISA 55M* та *TESTO 425*. Для налаштування термоанемометричної системи і візуального спостереження за сигналом під час проведення вимірювань засто-

совувався осцилограф *CI-70*. Аеродинамічний стенд з усією необхідною апаратурою, а також схема фіксації датчика наведені на рис. 2.

Під час вимірювань датчик термоанемометру *DISA 55M*, розташовувався в центральному перерізі пальника і переміщувався на глибину від його центру каналу пальника до стінки ніші. Нитка датчика розміщувалася перпендикулярно набігаючому потоку і реагувала на сумарну збудженість, яка створюється при течії в каналі пальника.



Рис. 2 – Аеродинамічний стенд з вимірювальною апаратурою

Відомо, що при використанні термоанемометрів з нагрітою ниткою безпосередньо вимірювані електричні сигнали перераховуються в гідродинамічні характеристики потоку. Коефіцієнти перекладу (чутливості) визначаються закономірностями конвективного теплообміну між потоком і нагрітим чутливим елементом датчика. Тому точність методики термоанемометричних вимірювань в значній мірі визначається коректністю побудови тарувальної характеристики датчика.

Для проведення тарування датчика в той же переріз, де знаходився датчик встановлювався «носок» трубки Піто-Прандтля (рис. 2).

Попередні вимірювання за допомогою анемометра-термометра *TESTO 425* підтвердили рівномірність поля швидкостей в місці установки трубки Піто-Прандтля і нитки датчика термоанемометра *DISA 55M*. Швидкість повітряного потоку визначалася в робочій ділянці трубкою Піто-Прандтля встановленої поблизу нитки датчика. Тарувальна характеристика, як зазвичай, будувалася в лінеаризованих координатах.

Приклад тарувальної характеристики термоанемометра приведений на рис. 3.

З тарувальної характеристики видно, що вона лінійна у всьому діапазоні швидкостей 2...12 м/с (максимальне відхилення не перевищує 0,01 %). На підставі тарувальної характеристики визначаються константи градування E_0^2 і B , необхідні для розрахунку швидкості і середньоквадратичної пульсації.

Методика термоанемометричних вимірювань базується на теорії конвективного теплообміну нагрітої нитки датчика термоанемометра. Розглядаючи нитку як циліндр нескінченної довжини, для описання теплообміну застосовуються рівняння подібності, що здобуті в випадку поперечного обтікання циліндру, оскільки при вимірюваннях поздовжньої компоненти пульсації нитка датчика термоанемометру розташовується перпендикулярно обтікаючому її потоку.

В теорії конвективного теплообміну рівняння подібності для поперечно-обтікаємого повітрям циліндру визначаються в вигляді двочленної залежності [6]

$$E^2 = E_0^2 + BU^{0,45}, \quad (1)$$

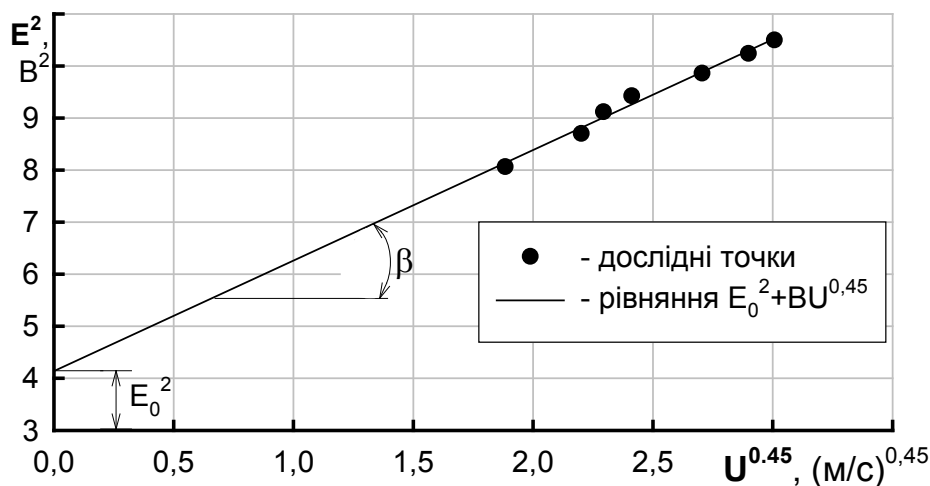


Рис. 3 – Тарувальна характеристика датчика термоанемометра

де U – швидкість потоку, м/с; E – напруга, що знімається з діагоналі мосту (лінійно пов'язана з E_w , але посилена за рахунок мостової схеми і посилювача зворотного зв'язку), В; E_0^2 – квадрат фіктивної напруги, значення якого визначається при пролонгації тарувальної характеристики до $w = 0$, В²; B – константа тарування; показник ступені $n = 0,45$ вибраний як оптимальний на основі експериментальних даних [6], В²(м/с)^{0,45}.

З допомогою рівняння (1) проводиться расшифровка результатів вимірювань. Як безпосередньо випливає з цього рівняння, середня в часі швидкість може бути визначена, як

$$U = \left(\frac{E^2 - E_0^2}{B} \right)^{2,22}, \quad (2)$$

Диференціювання рівняння (2) по змінним E та w дозволяє встановити взаємозв'язок між середньоквадратичними пульсаціями поздовжньої компоненти швидкості та напруги

$$\frac{\sqrt{u'^2}}{u} \% = \frac{0,444E}{E^2 - E_0^2} \sqrt{e'^2}, \quad (3)$$

де $\sqrt{e'^2}$ – середньоквадратична пульсація напруги, мВ.

Ступінь турбулентності потоку визначався з сумарною відносною похибкою

$$\varepsilon_{\text{Тн}} = \sqrt{\varepsilon_B^2 + E^2 + \varepsilon_{rw}^2 + E_0^2 + \varepsilon_u^2}, \quad (4)$$

Похибка визначення окремих величин:

а) похибки вимірювання пульсацій напруги ε_B і напруги моста E оцінені відповідно в $\pm 0,5$ і $\pm 0,2$ %;

б) опір датчика вимірювався з абсолютною похибкою 0,05 Ом, так що максимальна відносна похибка ε_{rw} (для датчика з ниткою діаметром 5 мкм, $\varepsilon_{rw} = 4$ Ом) складала $\pm 0,8$ %;

в) значення E_0^2 виходило побудовою тарувальної характеристики насадки з похибкою не більш ± 2 %;

г) абсолютна похибка вимірювання швидкості потоку за допомогою трубки Піто-Прандтля, необхідною для побудови тарувальної характеристики датчика, складала $\pm 0,07$ мм водяного стовпа, що при мінімальній швидкості потоку ($\sim 1,5$ мм водяного стовпа) призводить до максимальної відносної похибки $\pm 2,4$ %.

Гідродинамічні характеристики потоку – число Рейнольдса і ступінь турбулентності визначалися з похибкою $\pm 2,7$ % і $\pm 3,3$ % відповідно.

Таким чином, вимірювання ступеню турбулентності проводилося з похибкою $\pm 3,3$ %, а середньої швидкості $\pm 2,4$ %.

Обговорення результатів

Результати експериментів представлялись у вигляді розподілів середніх швидкостей і їх пульсацій в центральній частині каверни. Експеримент проводився в діапазоні чисел Рейнольдса від $23 \cdot 10^3$ до $84 \cdot 10^3$. В якості визначального розміру в числі Рейнольдса вибирався еквівалентний діаметр каналу пальника, а в якості визначальної швидкості – швидкість потоку в центрі каналу пальника.

Для аналізу впливу «козирка» на розподіл середньої швидкості потоку на рис. 4 приведені дані залежностей $U = f(y)$ для каверни з встановленим «козирком» та без нього. Порівняння проводилось при однаковій швидкості потоку в перетині, що проходить через центр нішевої порожнини при $U = 18$ м/с, що відповідає числу Рейнольдса $84 \cdot 10^3$.

Аналіз розподілів приведених на рис. 5 свідчить, що у випадку відсутності «козирка» у каверні розвивається класична відривна течія з максимальною швидкістю зворотного руху 5 м/с, що складає 36 % від швидкості основного потоку в центральному каналі пальника. При чому необхідно констатувати, що профіль середніх швидкостей потоку в центрі пальника є прямокутним, про що свідчить залежність $U = f(y)$ для висот y від 30 мм до 60 мм. Згадане твердження справедливе також для каверни з «козирком» і свідчить про правомірність проведення тарування датчика термометра в центрі прямокутного каналу пальника.

Аналіз розподілу швидкостей для каверни з встановленим «козирком» свідчить про утворення складної в гідродинамічному сенсі картини течії в каверні – наявність «козирка» дозволяє розділити суцільну вихрову зону (яка спостерігається в каверні без «козирка») на систему окремих вихрів, що взаємодіють між собою (про що свідчить деформація профілю швидкості на висоті від 0 до 10 мм).

Для доповнення інформації приведеної на рис. 4 використовується розподіл середньоквадратичних пульсацій швидкостей, що відповідають середній швидкості потоку в центрі каналу 18 м/с і приведені на рис. 5.

Аналіз рис. 5 свідчить, що встановлення «козирка» на 14 % знижує сумарну турбулентність потоку в каверні порівняно з випадком без «козирка». Так, в центрі каверни турбулентність потоку складає 18 %, тоді як в каверні з встановленим «козирком» вона досягає 10 %. При чому, необхідно констатувати, що встановлення «козирка» змінює характер профілю пульсацій швидкості з параболічного (характерний для каверни без «козирка») на спрямлений.

Для порівняльного аналізу отриманих результатів використовувались експериментальні дані [7], отримані автором при дослідженні структури потоку в плоскій прямокутній каверні, тих же геометричних розмірів, що і досліджувалась в даній роботі. Як свідчить рис. 3 залежність $\sqrt{u'^2}/U = f(y)$ середньоквадратичних пульсацій швидкості в прямокутній ніші має той же характер, що і для ніші без «козирка». Максимальне відхилення отриманих експериментальних даних від відомих з літератури спостерігається біля дна ніші і складає 25 %. Порівняльний аналіз також свідчить, що автор [7] не зміг більш повно оцінити структуру потоку в прямокутній ніші, тому автори даної роботи можуть претендувати на правомірність отриманих результатів.

Стосовно довжини структуратора слід зазначити наступне: зі збільшенням його довжини відбувається відповідне переміщення центральної вихрової структури з центру до задньої стінки ніші. Подальше збільшення довжини погіршує

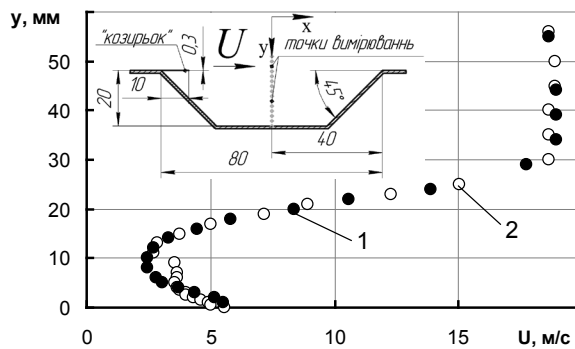


Рис. 4 – Розподіл середньої швидкості потоку: 1 – залежність $U = f(y)$ для каверни без «козирка»; 2 – залежність $U = f(y)$ для каверни з встановленим «козирком»

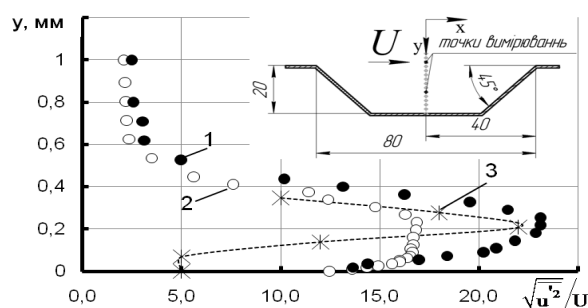


Рис. 5 – Розподіл середньоквадратичних пульсацій швидкості потоку в перетині, що проходить через центр нішевої порожнини: 1, 2 – залежність $\sqrt{u'^2}/U = f(y)$ для каверни без «козирка» і з встановленим «козирком» відповідно; 3 – розподіл середньоквадратичних пульсацій швидкості в прямокутній ніші [7]

стабілізаційні якості течії насамперед за рахунок зменшення прохідної площі горизонтального перетину нішевої порожнини. Температурний стан металу надкрилка помірний і залежить від швидкості набігаючого потоку повітря, а також витратних параметрів паливоподачі. Так, температура металу збільшується при горінні палива, відповідно, на більших швидкостях окисника, але дещо зменшується при наборі потужності в межах одного швидкісного режиму набігаючого повітря. Максимальні рівні температур на вільному кінці структуратора довжиною 4 мм при ніші розміром $L/H = 40/10$ не перевищували 315 °С.

Виконання експериментальних досліджень візуалізації течії за допомогою саже кerosинові суміші показало, що використання козирка видозмінює структуру вихрової структури в каверні і, тим самим, підтверджує отримані результати термоанемометрії.

Виводи

1 За допомогою методів термоанемометрії встановлено, що зміна конфігурації ніші з прямо-

кутної форми до трапецієвидної майже не впливає на характер розподілу і максимальне значення турбулентності по центральному перетину каналу.

2 Визначено, що використання принішевого «козирка» змінює структуру вихрової течії, зміщуючи її в сторону задньої по потоку стінки ніші, і тим самим, зменшує максимальні рівні значень турбулентності потоку (з 23 %, як для каверни без «козирка», до 17 % для каверни з встановленим «козирком») в геометричному центрі ніші.

3 Застосування плоскої накладки («козирка») в струменеві-нішеві системі дозволяє видозмінити вихрову структуру в каверні, тому можна констатувати, що досліджена в роботі накладка виступає в деякій мірі в якості регулятора турбулентності і може бути охарактеризована як аеродинамічний структуратор течії.

4 Використання аеродинамічного структуратора в цілому дозволяє покращити пускові якості СНС за рахунок деякого зниження інтенсивності турбулентності потоку в ніші, що дозволяє перемістити процес з мікродифузійного режиму спалювання в сторону більшої дифузійності процесу горіння.

Список літератури

- 1 **Абдулін, М. З.** Применение струйно-нишевой технологии сжигания топлива в энергетических установках [Текст] / **М. З. Абдулін** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2005. – № 6. – С. 130–144. – Бібліогр. : 7 назв. – ISSN 2078-774X.
- 2 **Абдулін, М. З.** Оптимизация топочного процесса – путь к повышению эффективности, экологической безопасности и надежности работы котлов [Текст] / **М. З. Абдулін, И. П. Овсиенко, Г. Р. Дворцин, А. М. Жученко, Ю. А. Кулешов** // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 4. – С. 31–35.
- 3 **Абдулін, М. З.** Горелочное устройство на основе саморегулирующейся системы смесеобразования и стабилизации пламени [Текст] / **М. З. Абдулін, Г. Р. Дворцин, И. Б. Тепляков, В. Н. Строкин** // Труды IV международной научно-технической конференции «Комплексная автоматизация промышленности». – 1990. – С. 12–16.
- 4 **Фялко, Н. М.** Компьютерное моделирование процессов переноса в системах охлаждения горелочных устройств стабилизаторного типа [Текст] / **Н. М. Фялко, В. Г. Прокопов, Ю. В. Шеренковский, С. А. Алешко, Н. О. Меранова, М. З. Абдулін, Л. С. Бутковский, А. Н. Миргородский** // Пром. теплотехника – 2012. – Т. 34, № 1. – С. 64–71. – ISSN 0204-3602.
- 5 **Фялко, Н. М.** Анализ влияния геометрической формы нишевой полости на аэродинамическое сопротивление канала [Текст] / **Н. М. Фялко, В. Г. Прокопов, С. А. Алешко, Н. П. Положенко, А. Б. Тимошенко, М. З. Абдулін, О. Е. Малецкая, А. В. Ночовный** // Пром. теплотехника – 2012. – Т. 34, № 1. – С. 72–76. – ISSN 0204-3602.

- 6 **Дыбан, Е. П.** Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков [Текст] / **Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик**. – Киев : Наукова думка, 1985. – 296 с.
- 7 **Абдулін, М. З.** Струйно-нишевая система стабилизации и сжигания топлива [Текст] : автореф. дис. ... канд. тех. наук : 05.04.01 «Котлы и камеры сгорания» / **Абдулін Михаил Загретдинович** ; НТУУ «КПИ». – Киев, 1986. – 18 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Abdulin, M. Z.** (2005), "Primenenie strujno-nishevoj tehnologii szhiganiya topliva v jenergeticheskikh ustanovkakh [The use of jet-niche technology of fuel combustion in power plants]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 130–144, ISSN 2078-774X.
- 2 **Abdulin, M. Z., Ovsienko, I. P., Dvortsin, G. R., Zhuchenko, A. M. and Kuleshov, Yu. A.** (2008), "Optimizacija topocnogo processa – put' k povysheniju jeffektivnosti, jekologicheskoy bezopasnosti i nadezhnosti raboty kotlov [Optimizing the combustion process - a way to increase efficiency, environmental safety and reliability of the boiler]", *Novosti teplosnabzhenija* [Heating news], no. 4, pp. 31–35.
- 3 **Abdulin, M. Z., Dvortsin, G. R., Teplyakov, I. B. and Strokin, V. N.** (1990), "Gorelochnoe ustrojstvo na osnove samoregulirujushhejsja sistemy smeseobrazovaniya i stabilizacii plameni [Burner device based on a self-regulating system of mixing and flame stabilization]", *Trudy IV mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii "Kompleksnaja avtomatizacija promyshlennosti"* [Proceedings of the IV International scientific conference "Integrated industrial-automation"], pp. 12–16.
- 4 **Fialko, N. M., Prokopov, V. G., Sherenkovskiy, Yu. V., Aleshko, S. A., Meranova, N. O., Abdulin, M. Z., Butovskiy, L. S. and Mirgorodskiy A. N.** (2012), "Komp'yuternoe modelirovanie processov perenosov v sistemah ohlazhdeniya gorelochnykh ustroystv stabilizatornogo tipa [Computer modeling of the transport processes in cooling systems of stabilization burners]", *Prom. teplotekhnika* [Industrial heat engineering], vol. 34, no. 1, pp. 64–71, ISSN 0204-3602.
- 5 **Fialko, N. M., Prokopov, V. G., Aleshko, S. A., Polozhenko, N. P., Timoschenko, A. B., Abdulin, M. Z., Maletskaya, O. E. and Nochovnyy, A. V.** (2012), "Analiz vliyanija geometricheskoy formy nishevoj polosti na ajerodinamicheskoe soprotivlenie kanala [Analysis of the influence of the niche cavity geometric shape to the aerodynamic channel resistance]", *Prom. teplotekhnika* [Industrial heat engineering], vol. 34, no. 1, pp. 72–76, ISSN 0204-3602.
- 6 **Dyban, E. P. and Epik, E. Ya.** (1985), *Teplomassoobmen i gidrodinamika turbulizirovannykh potokov* [Heat and mass transfer and hydrodynamics of turbulize flows], Naukova dumka [Scientific thought], Kiev, Ukraine.
- 7 **Abdulin, M. Z.** (1986), "Strujno-nishevaja sistema stabilizacii i szhiganiya topliva [Jet recess system of fuel stabilization and combustion]", Abstract of Ph.D. dissertation, Kotly i kamery sgoraniya [Boilers and combustion chambers], NTUU "KPI", Kiev, Ukraine.

Сведения об авторах (About authors)

Сірий Олександр Анатолійович – старший викладач Кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», м. Київ-56, вул. Політехнічна, 6, корпус № 5, Україна; e-mail: Seruy_Alex@i.ua.

Siryi Alexander – Senior Lecturer (S. L.), department of Heat-and-power engineering plants of thermoelectric and nuclear power stations of NTUU "KPI", 6, Politechnicheskaya Str., Kiev-56, bldg. 5, Ukraine.

Абдулін Михайло Загретдинович – кандидат технічних наук, доцент Кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», м. Київ-56, вул. Політехнічна, 6, корпус №5, Україна; e-mail: MZAbdulin@gmail.com.

Michail Abdulin – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Heat-and-power engineering plants of thermoelectric and nuclear power stations of NTUU «KPI», 6, Politechnicheskaya Str., Kiev-56, bldg. 5, Ukraine.

Баранюк Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», м. Київ-56, вул. Політехнічна, 6, корпус № 5, Україна; e-mail: AleksandrW@i.ua.

Baranyuk Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer (S. L.), Department of Nuclear power stations and engineering thermal physics - of NTUU «KPI», 6, Politechnicheskaya Str., Kiev-56, bldg. 5, Ukraine.

Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Сірий, О. А. Дослідження гідродинаміки потоку повітря в струменево-нішевій системі спалювання палива [Текст] / **О. А. Сірий, М. З. Абдулін, О. В. Баранюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 94–100. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.14.

Please cite this article as:

Siryi, A., Abdulin, M. and Baranyuk, A. (2016), "Studying the Hydrodynamics of Air Flow in the Fuel Combustion System of a Jet-Recess Type", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 94–100, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.14.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Серый, А. А. Исследование гидродинамики потока воздуха в струйно-нишевой системе сжигания топлива [Текст] / **А. А. Серый, М. З. Абдулин, А. В. Баранюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 94–100. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.14.

АНОТАЦІЯ Проведены исследования структуры потока воздуха в нишевой полости трапецевидной формы с плоским козырьком на передней стенке в условиях струйно-нишевой системы стабилизации и сжигания газообразного топлива. Приведена методика проведения и описание экспериментальной установки для термоанемометрических исследований. Выполнено сравнение экспериментальных данных профиля турбулентности для прямоугольной и трапецевидной ниши. Проанализирована структура течения в нишевой полости и ее влияние на стабилизационные качества струйно-нишевой системы.

Ключові слова: Струйно-нишевая система (CHC), турбулентность, горелочное устройство, пусковые характеристики.

Надійшла (received) 18.01.2016

М. М. НЕЧУЙВІТЕР**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ К-120-6,4 БЛОКА ПГУ-345**

АНОТАЦІЯ Для кліматологічних умов східної частини України досліджувались можливості підвищення ефективності експлуатації паротурбінної установки К-120-6,4 блоку ПГУ-345 шляхом забезпечення річного графіка теплових навантажень та вибору оптимальних варіантів відпуску теплоти. Технічний ефект варіанта відпуску теплоти впродовж опалювального сезону при постійній витраті мережної води – це збільшення виробництва електричної енергії на $111,7 \cdot 10^3$ МВт – годин/рік.

Ключові слова: паротурбінна установка, циліндр високого тиску, циліндр низького тиску, парогазова установка, теплофікаційна установка, тепловий споживач, графік річних витрат теплоти, тепла енергія, електрична потужність, техніко-економічна ефективність.

М. М. NECHUIVITER**INCREASING THE TECHNOECONOMIC OPERATING EFFICIENCY OF STEAM TURBINE
PLANT K-120-6.4 OF THE UNIT OF STEAM AND GAS PLANT SGP-345**

ABSTRACT Consideration is given to the issues of saving energy resources for thermal power engineering branch, in particular thermal power plants that are operated at the present time and are subject to the modernization and reconstruction and are situated at a certain distance from industrial and residential buildings. With regard to the steam-turbine plant K-120-6.4 of the unit of steam and gas plant SGP-345 consideration was given to the possibility of an increase in the efficiency of its operation taking into account the climatological conditions of the East Ukraine, assuring the annual schedule of thermal loads and analyzing heat release options. The technical effect of the heat released by the cogeneration unit for the purposes of heat supply during the year for the proposed option of the heat release of $Q_t = 105$ MW (90 Gcal/year) at a fixed discharge of the heating-system water in comparison with the option of the heat release of $Q_t = 105$ MW (90 Gcal/year) at variable discharge of heating – system water can be described as an increase in the electric power production ΔW_e , equal to $111,7 \cdot 10^3$ MW-hour/year.

Key words: steam-turbine plant, high pressure cylinder, low pressure cylinder, steam-gas plant, cogeneration plant, thermal consumer, annual heat discharge schedule, heat power, electric power, and the technoeconomic efficiency.

Вступ

Проблема заощадження енергетичних ресурсів України є однією з найважливіших проблем. Задачі цієї проблеми в галузі теплоенергетики є комплексними, вимагають пошуку нових шляхів удосконалення енергетично ощадних технологій виробництва теплової та електричної енергії. Для ТЕС, котрі в теперішній час знаходяться в експлуатації, підлягають модернізації, реконструкції та розташовані на визначеній відстані від промислово-житлових комплексів задача цієї проблеми може вирішуватися шляхом оптимізації параметрів систем теплопостачання з урахуванням графіків теплового та електричного навантаження систем теплопостачання та енергетичної системи.

Аналіз основних досягнень та літератури

За даними інституту енергетичних досліджень РАН [1] на стан 1991 р. енергоємність внутрішнього національного доходу складала в минулому в СРСР 3–5 кг. у.п./р., в Японії та США відповідно 0,5; 0,8.

За даними [2] енергоємність внутрішнього валового продукту на 1\$ складала (дані 2007 р.) в країнах Великобританії – 115 г, Німеччині, Японії

– 140 г, Росії – 350 г. в Україні 414 г палива в нафтовому еквіваленті.

Найбільший показник енергоємності внутрішнього національного доходу припадає на Україну. Так, за даними [3] на стан 2010 р., в Україні на \$1 тисячу виробленої продукції в витрачалось 0,55 т умовного палива.

У цьому зв'язку проблема енергетичного заощадження набуває особливої актуальності. Одним з раціональних шляхів інтенсифікації паливно-енергетичного комплексу, котрий є джерелом енергетичного заощадження, екологічно «чистим» джерелом енергії, теплоти є шлях удосконалення енергетично ощадних технологій виробництва теплової та електричної енергії шляхом оптимізації параметрів систем теплопостачання – температури прямої мережної води, з урахуванням графіків теплового та електричного навантаження теплопостачання та енергетичної системи.

Аналіз робіт [4–8] в напрямі підвищення техніко-економічної ефективності експлуатації паротурбінних установок дозволив констатувати наступне: для ТЕС України, котрі в теперішній час знаходяться в експлуатації, модернізації, реконструкції, розташовані на визначеній відстані від промислових житлових комплексів та приймають участь в регулюванні потужності енергосистеми доцільним є відпуск теплоти для цілей теплопо-

стачання з акумуляцією надлишкової кількості теплоти в транзитних трубопроводах систем централізованого теплопостачання.

Останнє дозволяє розширити діапазон регулювання потужності енергосистеми. Найбільш перспективним технічним рішенням з цього питання є визначення раціональних режимів відпуску теплоти ТЕС, ТЕЦ теплофікаційних відборів паротурбінної установки К-120-6,4 ПГУ-345.

Мета дослідження, постановка задачі

Метою даної статті є підвищення ефективності експлуатації парогазового блоку ПГУ-345 шляхом максимально – можливого відпуску теплоти теплофікаційною установкою впродовж опалювального сезону з акумулюванням теплоти мережної води в системі централізованого теплопостачання.

Задачі дослідження – визначення оптимальних режимних параметрів відпуску теплоти відпуску теплоти теплофікаційною установкою впродовж опалювального сезону.

Матеріали дослідження

Для побудови графіка річних витрат теплоти від ТЕС з блоком ПГУ-345, котрий представлено на рис. 1, приймалися кліматологічні дані для умов теплопостачання промислово-житлового комплексу східної частини України. При цьому коефіцієнт теплофікації приймався рівним оптимальному значенню $\alpha_T = 0,6$, а долі теплового навантаження вентиляційного γ_v та гарячого водопостачання $\gamma_{гв}$ відповідно приймалися згідно існуючих норм рівними відповідно 0,17 і 0,12. Розрахунковий відпуск теплоти з відборів турбоустановки складав $Q_T = 105$ МВт або 90 Гкал/год. Розрахунок даних, котрі необхідні для побудови графіка річних витрат теплоти здійснювався за методикою [9].

Для прийнятих умов максимальне теплове навантаження, розрахункове навантаження вентиляції, гарячого водопостачання для зимового та літнього періодів визначалось за відповідними залежностями

$$Q_{T, \max} = \alpha_T Q_{\text{розр. відб}}, \quad (1)$$

де $Q_{T, \max}$ – максимальне теплове навантаження; $Q_{\text{розр. відб}}$ – розрахункове навантаження відборів турбіни;

$$Q_{\text{розр. в.}} = \gamma_{v, \text{розр}} Q_{T, \max}, \quad (2)$$

де $\gamma_{v, \text{розр}}$ – доля розрахункового теплового навантаження вентиляції; $Q_{\text{розр. в.}}$ – розрахункове навантаження вентиляції.

$$Q_{\text{розр. гв. зм}} = \gamma_{гв, \text{розр. зм}} Q_{T, \max}, \quad (3)$$

де $\gamma_{гв, \text{розр. зм}}$ – доля розрахункового навантаження гарячого водопостачання для періоду зими; $Q_{\text{розр. гв. зм}}$ – розрахункове навантаження гарячого водопостачання (середньо тижневе) в опалювальний період.

Для літнього періоду середньо тижневе навантаження гарячого водопостачання визначається за залежністю

$$Q_{\text{розр. гв. літ}} = k Q_{\text{розр. гв. зм}}, \quad (4)$$

де k – коефіцієнт співвідношення навантаження гарячого водопостачання літнього та зимового періодів. Для даного випадку приймався рівним 0,7.

Розрахункове навантаження опалення визначається за залежністю

$$Q_{\text{розр. опал.}} = Q_{T, \max} - Q_{\text{розр. в.}} - Q_{\text{розр. гв. зм}}. \quad (5)$$

Значення теплового навантаження опалення в залежності від температури зовнішнього повітря мінус 23 °С та розрахункової температури в середині приміщень («плюс» 18 °С) визначались за залежністю

$$Q_{\text{опал}} = Q_{\text{розр. опал}} [(t_{\text{прим}} - t_{\text{зп}})/(t_{\text{прим}} - t_{\text{розр. оп}})], \quad (6)$$

де $t_{\text{розр. оп}}$ – розрахункова температура опалювального періоду (для даних умов прийнята мінус 23 °С, що дорівнює мінімальній температурі регіону сходу України); $t_{\text{зп}}$ – температура зовнішнього повітря, °С; $t_{\text{прим}}$ – температура всередині приміщень, (приймається згідно норм проектування та [10]) плюс 18 °С.

Розрахункові значення максимального теплового навантаження, навантаження вентиляції, гарячого водопостачання, середньо тижневе навантаження гарячого водопостачання в літній період, навантаження опалення для мінімальної температури зовнішнього повітря (мінус 23 °С) для прийнятих умов складають відповідно $Q_{T, \max} = 159$; $Q_{\text{розр. в.}} = 17,85$; $Q_{\text{розр. гв. зм}} = 12,6$; $Q_{\text{розр. гв. літ}} = 8,82$; $Q_{\text{розр. опал.}} = 128,55$ МВт.

Графік теплового навантаження теплофікаційної установки в залежності від температури зовнішнього повітря та графік річного відпуску теплоти теплофікаційною установкою блоку представлено на рис. 1 та 2.

Для графіка річних витрат теплоти теплофікаційною установкою блоку ПГУ-345 для умов сходу України досліджувались наступні варіанти відпуску теплоти:

– початковий (порівнювальний) з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт з наступним зниженням теплового навантаження у відповідності з графіком річного відпуску теплоти в діапазоні температур зовнішнього повітря від мінус 23 °С до плюс 8 °С.

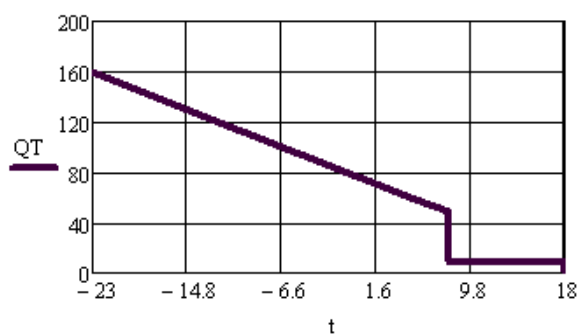


Рис. 1 – Графік теплового навантаження теплофікаційної установкою в залежності від температури зовнішнього повітря: Q_T – теплове навантаження, МВт; t – температура зовнішнього повітря, °C

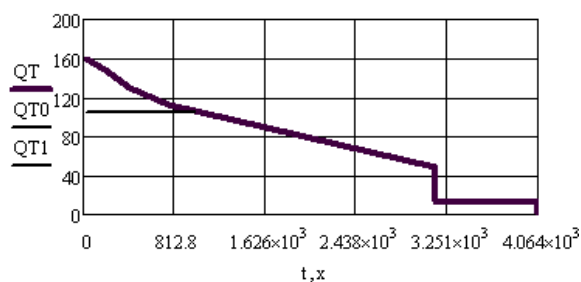


Рис. 2 – Графік річного відпуску теплоти теплофікаційною установкою в залежності від числа годин стояння температури зовнішнього повітря: Q_T – теплове навантаження, МВт; Q_{TO} – теплове навантаження початкового (порівнювального) варіанту з відпуском теплоти $Q_m = 105$ МВт з наступним зниженням теплового навантаження у відповідності з графіком річного відпуску теплоти в діапазоні температур зовнішнього повітря від мінус 23 до плюс 8 °C при постійному нагріві Δt та змінній витраті $G_{мв}$ мережної води; Q_{TOI} – теплове навантаження першого варіанту з відпуском теплоти $Q_m = 105$ МВт (90 Гкал/год) та наступним зниженням у відповідності з графіком річних витрат теплоти в діапазоні температур зовнішнього повітря від мінус 23 до плюс 8 °C при постійних температурі прямої мережної води t_1 та витраті $G_{мв}$ мережної води

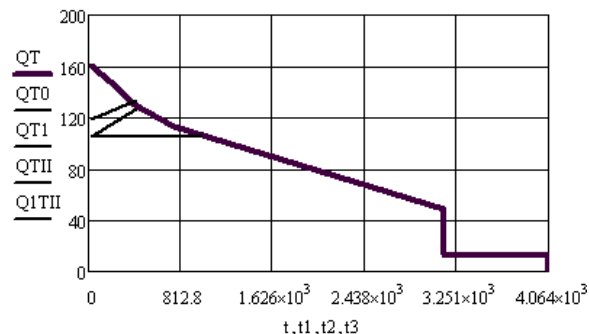


Рис. 3 – Графік річного та додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійних температур прямої мережної води $t_{11} = 156$ та $t_{12} = 168$ °C: Q_{TII} – теплове навантаження додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійної температури прямої мережної води $t_{11} = 156$ °C; Q_{TIII} – теплове навантаження додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійної температури прямої мережної води $t_{12} = 168$ °C

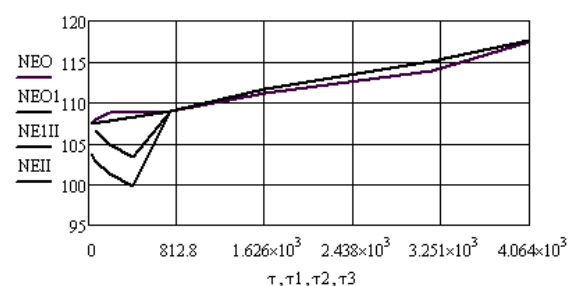


Рис. 4 – Графіки виробництва електричної енергії для досліджуваних варіантів відпуску теплоти теплофікаційною установкою в період опалювального період: NEO – електричне навантаження початкового (порівнювального) варіанту з відпуском теплоти $Q_m = 105$ МВт з наступним зниженням теплового навантаження у відповідності з графіком річного відпуску теплоти в діапазоні температур зовнішнього повітря від мінус 23 до плюс 8 °C при постійному нагріві Δt та змінній витраті $G_{мв}$ мережної води; $NEOI$ – електричне навантаження першого варіанту з відпуском теплоти $Q_m = 105$ МВт (90 Гкал/год) та наступним зниженням у відповідності з графіком річних витрат теплоти в діапазоні температур зовнішнього повітря від мінус 23 до плюс 8 °C при постійних температурі прямої мережної води t_1 та витраті $G_{мв}$ мережної води; $NEOII$ – електричне навантаження додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійної температури прямої мережної води $t_{11} = 156$ °C; $NEOIII$ – електричне навантаження додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійної температури прямої мережної води $t_{12} = 168$ °C

Витрата мережної води має змінний характер. Нагрів води в теплофікаційній установці постійний;

– перший з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) та наступним зниженням у відповідності з графіком річних витрат теплоти в діапазоні температур зовнішнього повітря від мінус 23 до плюс 8 °С при постійній витраті мережної води в останній;

– другий – додатковий відпуск теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійних температур прямої мережної води $t_{11} = 156$ та $t_{12} = 168$ °С.

В табл. 1 представлені значення режимно-термодинамічних параметрів блоку ПГУ-345: температури води охолодження, $t_{охл.в.}$; тиску пари на вході в ЦВТ, p_0 ; витрати пари в ЦВТ, $G_{вт.}$; температури пари, що поступає в ЦВТ, $t_{0,вт.}$; витрати пари в, що поступає в ЦНТ, $G_{нт.}$; температури пари, що поступає в ЦНТ, $t_{нт.}$; ентальпії пари на вході в ЦНТ, $h_{нт.}$; кількість теплоти, що знімається повітряно-паровим теплоохолоджувачем $Q_{п-п тохл.}$, в залежності від температури зовнішнього повітря в діапазоні температур від мінус 23 до плюс 8 °С.

Результати дослідження

Графік річного та додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпечен-

ням постійних температур прямої мережної води $t_{11} = 156$ та $t_{12} = 168$ °С представлено на рис. 3.

Графіки виробництва електричної енергії для досліджуваних варіантів відпуску теплоти теплофікаційною установкою в опалювальний період представлені на рис. 4.

В табл. 2 представлені техніко-економічні показники блоку ПГУ-345 при різних варіантах відпуску теплоти: початковому (порівнювальному) з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) при постійному нагріві води в теплофікаційній установці; пропонованому з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) при постійній витраті мережної води, $G_{мв.}$; додатковий відпуск теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійних температур прямої мережної води $t_{11} = 156$ та $t_{12} = 168$ °С.

Аналіз даних залежності зміни електричної потужності блоку ПГУ-345 впродовж року дозволяє констатувати збільшення виробництва електричної енергії в діапазоні температур «мінус 4,3 – плюс 8 °С». В діапазоні температур зовнішнього повітря «мінус 23 – мінус 4,3 °С» виробництво електричної енергії практично залишається постійним, так як нагрів води мережної води в теплофікаційній установці залишається постійним, та дорівнює 90 °С.

В табл. 3 представлені результати технічної ефективності досліджуваних варіантів відпуску теплоти ПГУ-345 впродовж року.

Таблиця 1 – Значення параметрів $t_{охл.в.}$, p_0 , $G_{вт.}$, $t_{0,вт.}$, $G_{нт.}$, $t_{нт.}$, $h_{нт.}$, $Q_{п-п тохл.}$, в залежності від температури зовнішнього повітря, $t_{зп.}$

Температура зовнішнього повітря $t_{зп.}$, °С	$t_{охл.в.}$, °С	p_0 , кгс/см ²	$G_{вт.}$, тн/год	$t_{0,вт.}$, °С	$G_{нт.}$, тн/год	$t_{нт.}$, °С	$h_{нт.}$, кДж/кг	$Q_{п-п тохл.}$, Гкал/год (МВт)
Мінус 23	6,0	79,59	353,0	452,0	108	225,0	3257	9,50 (11,00)
Мінус 20	7,0	79,75	352,0	454,0	106	224,6	3273	9,75 (11,33)
Мінус 14	9,5	79,15	351,0	455,0	104	224,5	3302	10,25 (11,91)
Мінус 9,5	11,0	79,32	350,0	457,6	100	224,4	3319	10,50 (12,20)
Мінус 4,3	13,0	79,40	349,5	459,5	97,5	224,0	3344	10,85 (12,60)
Мінус 1,3	13,5	79,20	348,5	461,0	97,0	223,5	3394	10,95 (12,70)
0	14,5	79,10	348,0	462,0	95,5	223,0	3399	11,05 (12,84)
Плюс 1	15,0	79,03	347,5	462,5	95,0	222,5	3401	11,10 (12,90)
Плюс 3	16,0	78,90	346,0	464,0	94,0	222,0	3407	11,25 (13,08)
Плюс 8	17,5	78,53	343,5	466,0	91,0	221,5	3415	11,40 (13,25)

Таблиця 2 – Техніко-економічні показники блоку ПГУ-345 при різних варіантах відпуску теплоти

Варіант відпуску теплоти	Q_T , Гкал/год (МВт)	$t_{зп.}$, °С	t_1/t_2 , °С/°С	Δt , °С	$G_{мв.}$, тн/год	Потужність, N , МВт
початковий (порівнювальний) з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) при постійному нагріві води, Δt , °С	90,2 (104,8)	Мінус 23	156/66	90	940	107,517
	90,1 (104,6)	Мінус 20	152/62	90	940	107,883
	90,0 (104,6)	Мінус 14	144/54	90	940	108,727
	89,8 (104,6)	Мінус 9,5	139/49	90	940	108,527
	88,0 (103,1)	Мінус 5	134/44	90	940	108,823
	80,8 (93,9)	Мінус 3	133,5/43,5	90	843	111,193
	67,3 (78,2)	0	132,5/42,5	90	689	113,827
	60,8 (70,7)	Плюс 1	131/41	90	620	114,995
	55,2 (64,2)	Плюс 3	129/39	90	558	115,967
	42,8 (49,8)	Плюс 8	128/38	90	420	117,444

Окончание таблицы 2

Варіант відпуску теплоти	Q_T , Гкал/год (МВт)	$t_{зп}$, °C	t_1/t_2 , °C/°C	Δt , °C	$G_{мв}$, тн/год	Потужність, N , МВт
пропонованому з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) при постійній витраті мережної води $G_{мв} = \text{const}$	80,9 (94,1)	Мінус 3	124,3/43,5	80,8	940	111,684
	67,0 (77, 9)	0	108,5/42,5	66	940	115,068
	59,4 (69,1)	Плюс 1	101,2/41	60,2	940	116,245
	55,8 (64,9)	Плюс 3	93,2/39	54,2	940	116,502
	43,8 (50,9)	Плюс 8	79,6/38	41,6	940	117,621
Другий – додатковий відпуск теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійних температур прямої мережної води $t_{11} = 156$ та $t_{12} = 168$ °C	94,0 (109,3)	Мінус 20	156/70	94	940	106,631
	101,5 (118,0)	Мінус 14	156/62	102	940	104,947
	106 (123,25)	Мінус 9,5	156/57	110	940	103,327
	102,3 (118,9)	Мінус 23	168/74	102	940	103,732
	106,9 (124,3)	Мінус 20	168/70	106	940	102,8976
	113,2 (131,6)	Мінус 14	168/62	114	940	101,279
	117,6 (136,7)	Мінус 9,5	168/57	119	940	99,756

Таблица 3 – Технічна ефективність досліджуваних варіантів відпуску теплоти ПГУ-345

Варіант відпуску теплоти	Режим роботи ТФУ	Відпуск теплоти ПГУ, W_T , $10^3 \cdot \text{МВт} \cdot \text{год/рік}$	Виробництво електричної енергії, W_e , $10^3 \cdot \text{МВт} \cdot \text{год/рік}$	Зміна відпуску теплоти ΔW_T , $10^3 \cdot \text{МВт} \cdot \text{год/рік}$	Зміна виробництва електричної енергії ΔW_e , $10^3 \cdot \text{МВт} \cdot \text{год/рік}$
початковий (порівнювальний) з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) при постійному нагріві води, Δt	Постійний нагрів мережної води, $\Delta t = 90$ °C	431,3	986	—	—
пропонованому з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) при постійній витраті мережної води, $G_{мв}$	Нагрів води, що забезпечує задане теплове навантаження Q_T та $\Delta t = C_1$; $t_1 = C_2$	1097,5; 1085,5	0	—	111,7
Другий – додатковий відпуск теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійних температур прямої мережної води $t_{11} = 156$ та $t_{12} = 168$ °C	Забезпечення постійної температури прямої мережної води $t_{11} = 156$ °C	445,5	1082,2	13,8	3,3
	$t_{12} = 168$ °C	464,1	1077,7	32,4	7,7

Висновки

Технічний ефект відпуску теплоти теплофікаційною установкою ПГУ-345 для цілей теплопостачання впродовж (опалювального сезону) року для:

– пропонованого варіанту з відпуском теплоти $Q_T = 105$ МВт (90 Гкал/год) при постійній

витраті мережної води, $G_{мв}$ та нагріві води, що забезпечує заданий графік річного теплового

навантаження Q_T – зміна виробництва електричної енергії ΔW_e складає – $111,7 \cdot 10^3$ МВт·год/рік;

навантаження Q_T – зміна виробництва електричної енергії ΔW_e складає – $111,7 \cdot 10^3$ МВт·год/рік;

– додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійної температури прямої мережної води $t_{11} = 156\text{ }^{\circ}\text{C}$ – зміна відпуску теплоти ΔW_t та зміна виробництва електричної енергії ΔW_e , складає відповідно – $13,8 \cdot 10^3$ та $3,3 \cdot 10^3$ МВт·год/рік;

— додаткового відпуску теплоти теплофікаційною установкою з забезпеченням постійної температури прямої мережної води $t_{12} = 168\text{ }^{\circ}\text{C}$ – зміна відпуску теплоти ΔW_t та зміна виробництва електричної енергії ΔW_e , складає відповідно – $32,4 \cdot 10^3$ та $7,7 \cdot 10^3$ МВт·год/рік.

Список літератури

- 1 **Калинин, М.** Кладезь енергосбережения. Информационный бюллетень. 1991 [Текст] / М. Калинин. – М. : ЦНИИатоминформ, 1992. – С. 120–122.
- 2 Повышение синергетического эффекта национальных программ стран-членов СНГ по энергоэффективности и энергосбережению для повышения их энергетической безопасности [Электронный ресурс] : (Проект) / Regional Report Annexes 29 August 2013. – Режим доступа: www.unece.org/.../pdfs/.../RegionalReportAnnexes29August2013_final_Rus.pdf3. – Назва з домашньої сторінки Інтернету. – 15.03.2016 г.
- 3 Энергоемкость украинской экономики — самая высокая в Европе [Электронный ресурс] / Капитал 25 апреля 2014, №064 (241). Режим доступа : <http://www.capital.ua/ru/publication/19016>. – Назва з домашньої сторінки Інтернету. – 15.03.2016 г. www.unece.org/.../pdfs/.../RegionalReportAnnexes29August2013_final_Rus.pdf3. <http://www.capital.ua/ru/publication/19016-energoemkost-ukrainskoy-ekonomiki-samaya-vysokaya-v-evrope-industriya-khochet-modernizirovatsya#ixzz3XrTC2io8>.
- 4 **Хрилев, Л. С.** Перспективные направления развития теплофикации и теплоснабжения [Текст] / Л. С. Хрилев // Энергетик. – 1991. – № 5. – С. 3–6.
- 5 **Хрилев, Л. С.** Экономическая целесообразность и необходимость ускоренного развития теплоэнергетики [Текст] / Л. С. Хрилев // Теплоэнергетика. – 1990. – № 9. – С. 2–5.
- 6 **Вирченко, М. А.** Регулирование теплофикационной нагрузки конденсационных турбин с большими отборами при нерегулируемом давлении [Текст] / М. А. Вирченко, Б. А. Аркадьев, В. Ю. Иоффе, Н. В. Лыхвар // Теплоэнергетика. – 1985. – № 12. – С. 11–16.
- 7 **Нечуйвйтер, М. М.** О возможности участия конденсационно-теплофикационных установок в регулировании мощности энергосистемы [Текст] / М. М. Нечуйвйтер, Б. А. Аркадьев // Науч. сб. Проблемы

машиностроения. Институт проблем машиностроения АНУ. 1993. – Вып. 39. – С. 67–73.

- 8 Способ регулирования режима работы ТЭЦ [Текст] : а.с. 1776926: СССР / Б. А. Аркадьев, М. М. Нечуйвйтер. – № 4910159-06; заявл. 12.02.91 ; опубл. 23.11.92, Бюл. № 43. – 21 с.
- 9 **Андрющенко, А. И.** Теплофикационные установки их использование [Текст] / А. И. Андрющенко, Р. З. Аминов, Ю. М. Хлебалин. – М. : Высш. шк., 1989. – 256 с.
- 10 **Соколов, Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети [Текст] : учеб. для ВУЗов / Е. Я. Соколов. – М. : Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Kalinin, M.** (1991), *Kladez' jenergosberezenija. Informacionnyj bjulleten'* [Energy Saving Fount. Information Bulletin], CNIIatominform, Moscow, Russia.
- 2 Increasing the Synergetic Effect of National Programs of CIS Member Countries with Regard to the Energy Efficiency and Energy Saving to Increase their Energy Security (2013), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: http://www.unece.org/.../pdfs/.../RegionalReportAnnexes29August2013_final_Rus.pdf3 (Accessed 15 March 2016).
- 3 The Energy Intensity of Ukrainian Economy is the Highest in Europe (2014), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: http://www.unece.org/.../pdfs/.../RegionalReportAnnexes29August2013_final_Rus.pdf3 (Accessed 15 March 2016).
- 4 **Khrylev, L. S.** (1991), "Perspective Areas of Heat and Heat Supply Development", *Jenergetik*, no. 5, pp. 3–6.
- 5 **Khrylev, L. S.** (1990), "Economic Appropriateness and the Need for the Accelerated Development of Heat Power Engineering", *Teplojenergetika*, no. 9, pp. 2–5.
- 6 **Virchenko, M. A., Arkadiev, B. A., Ioffe, V. U. and Lykhvar, N. V.** (1985), "Control of the Heat Load in Condensing Turbines with Big Bleedings at the Uncontrolled Pressure", *Teplojenergetika*, no. 12, pp. 11–16.
- 7 **Nechuyvyter, M. M. and Arkadiev, B. A.** (1993), "On the Possibility of Using Condensing and Cogenerating Plants for the Power Control of Power Supply Systems", *Scientific Transactions. The Problems of Mechanical Engineering of the National Academy of Ukraine*, no. 39, pp. 67–73.
- 8 **Arkadev, B. A. and Nechuyvyter, M. M.**, USSR (1991), *Sposob regulirovaniya rezhima raboty TJeC* [Method of Control of the Operating Conditions of Heat and Power Plant], USSR, Pat. 4910159-06.
- 9 **Andriushchenko, A. I., Aminov, R. Z. and Khlebalin, U. M.** (1989), *Teplofikacionnye ustanovki ih ispol'zovanie* [Cogeneration Plants and Their Application], Vyssh. Shkola, Moscow, Russia.
- 10 **Sokolov, E. Y.** (2001), *Teplofikacija i teplovyje seti* [Heating and Heat Networks], Publishing House of Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Нечуйвйтер Марія Михайлівна – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри теплоенергетики та енергозберігаючих технологій, Українська інженерно-педагогічна академія, г. Харків, Україна, (050) 860-87-79, (057) 733-79-43; e-mail: olesya@email.com, ORCID 0000-0001-7997-370X.

Nechuiviter Mariya Mikhailivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), senior staff scientist, Associate Professor Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkov, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Нечуйвітер, М. М. Підвищення техніко-економічної ефективності експлуатації паротурбінної установки К-120-6,4 блока ПГУ-345 [Текст] / **М. М. Нечуйвітер** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 101–107. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.15.

Please cite this article as:

Nechuiviter, M. M. (2016), "Increasing the Technoeconomic Operating Efficiency of Steam Turbine Plant K-120-6.4 of the Unit of Steam and Gas Plant SGP-345", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 101–107, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.15.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Нечуйвітер, М. М. Повышение технико-экономической эффективности эксплуатации паротурбинной установки К-120-6,4 блока ПГУ-345 [Текст] / **М. М. Нечуйвітер** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 101–107. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.15.

АННОТАЦИЯ Для климатологических условий восточной части Украины исследовались возможности повышения эффективности эксплуатации паротурбинной установки К-120-6,4 блока ПГУ-345 обеспечения годового графика тепловых нагрузок и выбора оптимальных вариантов отпуска теплоты. Технический эффект варианта отпуска теплоты на протяжении отопительного сезона при постоянном расходе сетевой воды – это увеличение производства электрической энергии на $111,7 \cdot 10^3$ МВт·часов/год.

Ключевые слова: паротурбинная установка, цилиндр высокого давления, цилиндр низкого давления, парогазовая установка, теплофикаційна установка, тепловой потребитель, график годовых расходов теплоты, тепловая энергия, электрическая мощность, технико-экономическая эффективность.

Надійшла (received) 18.01.2016

А. В. ЕФИМОВ, Ю. В. РОМАШОВ, В. Л. КАВЕРЦЕВ

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ОПТИМАЛЬНОЕ ОТНОШЕНИЕ ВНУТРЕННЕГО И НАРУЖНОГО РАДИУСОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЧАСТИ СОСУДОВ ДАВЛЕНИЯ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

АННОТАЦИЯ Рассмотрено условие прочности цилиндрической части сосудов давления (барабанов, коллекторов, поверхностей нагрева и т.п.) парогенерирующих установок, в котором учтены напряжения от внутреннего давления и температурные напряжения. Предложена геометрическая интерпретация рассмотренного условия прочности, которая позволяет определять оптимальное с точки зрения прочности соотношение между внутренним и наружным радиусами цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок.

Ключевые слова: парогенератор, паровой котёл, сосуд давления, цилиндрическая часть, прочность.

A. YEFIMOV, Yu. ROMASHOV, V. KAVERTSEV

TEMPERATURE STRESSES AND OPTIMUM RATIO OF THE INNER AND OUTER RADII OF THE CYLINDRICAL PARTS OF PRESSURE VESSELS OF STEAM GENERATING SYSTEMS

ABSTRACT The strength condition of the cylindrical parts of pressure vessels (water drums, collectors, heating surfaces, etc.) of steam-generating systems, which takes into account stresses due to the internal pressure and thermal stresses. Stresses due to internal pressure and temperature stresses are obtained using all-known results of the theory of elasticity for infinite cylinders. It is assumed that the strength of the cylindrical parts of pressure vessels of steam-generating systems is limited due to the formation of the plastic deformation in one point at least. The theory of maximum shear stress is used to formulate the strength condition. A geometric interpretation of the formulated strength condition is considered. The strength conditions for cylindrical parts of pressure vessels is reduced to the inequality that under given structural material properties restricts the possible values of the internal pressure and temperature drop across the wall thickness. The geometrical interpretation of the strength condition proposed for the cylindrical parts of pressure vessels in the base of the graphical representing of the solution of the inequality, corresponded to the strength condition. Graphical solution of the pressure vessels strength condition was presented on a coordinate plane the internal pressure – the temperature drop across the wall thickness. It is shown that the allowable by the strength condition the values of the internal pressure and temperature drop across the wall thickness in the coordinate plane occupies the limited area in the form of the right triangle. Proposed geometric interpretation allows us to determine the optimum value of the relationship between the inner and outer radii for the strength of cylindrical parts of pressure vessels of steam-generating systems.

Keywords: steam generator, steam boiler, pressure vessel, cylindrical part, strength

Введение

Корпусные части сосудов давления (барабанов, поверхностей нагрева) парогенерирующих установок выполняют преимущественно в виде длинных толстостенных круговых цилиндров. Характерные для парогенерирующих установок значительные тепловые потоки вызывают высокие температуру металла и ее перепад по толщине стенки, что заметно ограничивает прочность цилиндрической части сосудов давления как из-за снижения допускаемых напряжений конструкционных сталей с увеличением их температуры, так и вследствие температурных напряжений, вызываемых градиентом температуры.

Заметное повышение тепловой экономичности парогенерирующих установок осуществляется в первую очередь за счет увеличения давления и температуры вырабатываемого пара, что характерно как для паровых котлов, так и для парогенераторов АЭС [1–5]. Возможности увеличения температуры и давления вырабатываемого пара ограничены, главным образом, прочностью сосудов давления, из-за чего прочности сосудов давления

парогенерирующих установок уделяется большое внимание [6–9].

Цель работы

В настоящее время представляется, что в перспективных паровых котлах будет производиться пар суперсверхкритических параметров с высоким давлением, превосходящим 24 МПа, и высокой температурой, достигающей 700–760 °С [4]. В таких котлах влияние температурных напряжений на прочность цилиндрической части сосудов давления необходимо учитывать при обосновании толщины стенок. Целью данной работы является определение оптимального с точки зрения прочности отношения внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок с учетом температурных напряжений. Для реализации сформулированной цели предполагается решение задач о формулировке условия прочности с учетом температурных напряжений и условия оптимальности с точки зрения прочности отношения внутреннего и наружного радиусов цилиндрической

части сосудов давления парогенерирующих установок.

Расчётная схема цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок

Цилиндрическую часть сосудов давления парогенерирующих установок выполняют в виде толстостенного цилиндра с наружным радиусом, намного меньшим длины образующей. В качестве основных внешних воздействующих факторов рассматриваем внутреннее давление p рабочей среды и тепловые потоки от высокотемпературных рабочих сред. Рассматриваем прочность только центральной части сосудов давления, поскольку именно в центральной части имеют место наибольшие тепловые потоки, а концевые части расположены в зоне относительно невысоких температур.

Обозначим r_1 и r_2 внутренний и наружный радиус цилиндрической части сосудов давления. Поскольку наружный радиус r_2 значительно меньше длины образующей, рассматриваем цилиндрическую часть сосудов давления в рамках гипотез плоской задачи термоупругости [10, 11]. Температурное и напряженное состояние цилиндрической части сосудов давления рассматриваем в полярных координатах r , $r_1 \leq r \leq r_2$ и θ , $0 \leq \theta \leq 2\pi$. Принимаем, что внутреннее давление рабочей среды равномерно распределено в точках внутренней поверхности цилиндрической части, и что тепловые потоки порождают в цилиндрической части осесимметричное поле температуры [10, 11]:

$$T(\rho) = T_2 + (T_1 - T_2) \frac{\ln(\rho)}{\ln(\rho_1)}, \quad \rho_1 \leq \rho \leq 1, \quad (1)$$

где T , T_1 и T_2 – температура в произвольной точке, в точках на внутренней и наружной боковой поверхности цилиндрической части; $\rho = r/r_2$ – относительная радиальная координата; $\rho_1 = r_1/r_2$.

Для поля температуры (1) с помощью результатов термоупругости [10, 11] получаем осесимметричные напряжения в цилиндрической части сосудов давления, включающие напряжения от внутреннего давления и температурные напряжения:

$$\begin{aligned} \sigma_r(\rho) &= \frac{p\rho_1^2}{1-\rho_1^2} \left(1 - \frac{1}{\rho^2}\right) + \\ &+ \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{T_2 - T_1}{\ln \rho_1} \left(\ln \rho + \frac{\rho_1^2}{1-\rho_1^2} \left(1 - \frac{1}{\rho^2}\right) \ln \rho_1 \right), \\ \sigma_\theta(\rho) &= \frac{p\rho_1^2}{1-\rho_1^2} \left(1 + \frac{1}{\rho^2}\right) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{T_2 - T_1}{\ln \rho_1} \left(1 + \ln \rho + \frac{\rho_1^2}{1-\rho_1^2} \left(1 - \frac{1}{\rho^2}\right) \ln \rho_1 \right), \\ \sigma_z(\rho) &= \frac{2\nu p \rho_1^2}{1-\rho_1^2} + \\ &+ \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{T_2 - T_1}{\ln \rho_1} \left(1 + 2 \ln \rho + \frac{2\rho_1^2 \ln \rho_1}{1-\rho_1^2} \right), \quad (2) \end{aligned}$$

где σ_r , σ_θ и σ_z – радиальное, окружное и осевое напряжения; α , E и ν – коэффициент температурного расширения, модуль упругости и коэффициент Пуассона материала, которые представлены своими значениями, усреднёнными в интервале $[T_1, T_2]$ температуры.

Принимаем, что прочность цилиндрической части сосудов давления ограничена образованием пластической деформации хотя бы в одной точке; используем теорию максимальных касательных напряжений [11], которая приводит к неравенству:

$$2\tau_{\max} \leq \sigma_T, \quad \tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2, \quad (3)$$

где $\tau_{\max}$ – максимальное касательное напряжение; σ_T – предел текучести материала; $\sigma_1 = \max(\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z)$ и $\sigma_3 = \min(\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z)$ – максимальное и минимальное главные напряжения.

Условие прочности цилиндрической части сосудов давления

Анализ напряжений (2) показывает, что максимальное значение величины (3) максимального касательного напряжения имеет место на внутреннем радиусе $\rho = \rho_1$ цилиндрической части сосуда давления. С учетом этого обстоятельства, напряжений (2) и неравенства (3) для цилиндрической части сосудов давления после несложных преобразований получим условие прочности, ограничивающее внутреннее давление p и величину $\Delta T = T_2 - T_1$ перепада температуры по толщине стенки:

$$\begin{aligned} \frac{p}{p_{\max}(\rho_1)} + \frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}(\rho_1)} &\leq 1, \\ p_{\max}(\rho_1) &= \frac{\sigma_T}{k(\rho_1)}, \quad \Delta T_{\max}(\rho_1) = \frac{2(1-\nu)\sigma_T}{\alpha E \kappa(\rho_1)}, \quad (4) \end{aligned}$$

где $k(\rho_1) = \frac{2}{1-\rho_1^2}$; $\kappa(\rho_1) = \frac{1}{\ln \rho_1} + \frac{2}{1-\rho_1^2}$.

В условии (4) $p_{\max}(\rho_1)$ – это максимальная величина внутреннего давления, выдерживаемого цилиндрической частью сосуда давления в однородном, отвечающем $\Delta T = 0$, поле температуры. Величина $\Delta T_{\max}(\rho_1)$ в условии (4) – это максимальный перепад температуры по толщине, выдерживаемый цилиндрической частью сосуда давления при гипотетическом условии, что внутрен-

нее давление $p = 0$. Для определения зависимостей $p_{\max}(\rho_1)$ и $\Delta T_{\max}(\rho_1)$ требуются значения предела текучести, коэффициента температурного расширения, модуля упругости, коэффициента Пуассона конструкционной стали, которые необходимо выбрать в соответствие с расчетной температурой стенки.

Геометрическая интерпретация условия (4) состоит в следующем: множество допускаемых условием прочности (4) величин внутреннего давления p и перепада ΔT температуры по толщине для цилиндрической части сосудов давления с заданными свойствами материала и соотношением ρ_1 внутреннего и наружного радиуса, занимают заштрихованную область, показанную на рис. 1.

Оптимальное отношение внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления

В качестве критерия выбора соотношения ρ_1 внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления используем условие максимума площади заштрихованной на рис. 1 фигуры, которое с учетом соотношений (4) приведет к условию максимума функции одной переменной

$$K(\rho_1) = \frac{1}{k(\rho_1) \cdot \kappa(\rho_1)}. \quad (5)$$

Функция (5) действительно имеет максимум (рис. 2), который можно найти из условия $dK/d\rho_1 = 0$ с помощью известных [12] численных методов решения алгебраических уравнений. В результате, независимо от свойств материала и температуры стенки оптимальное отношение внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления

$$\rho_1^{\text{opt}} \cong 0,28922. \quad (6)$$

Обсуждение результатов

Отношение (6) внутреннего и наружного радиусов отвечает значительной толщине стенки цилиндрической части сосудов давления и не зависит от внутреннего давления и температурного режима, тогда как внешние воздействующие факторы сосудов давления парогенерирующих установок отвечают ожидаемым техническим характеристикам, условиям и режимам эксплуатации. Условие (4) позволяет реализовать иной подход к выбору оптимальной величины отношения внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления. Этот подход может состоять в определении величины ρ_1 , которая максимизирует допускаемый условием прочности перепад ΔT температуры по толщине стенки, при задан-

ном внутреннем давлении p и расчетной температуре T металла, что планируется рассмотреть в дальнейших исследованиях.

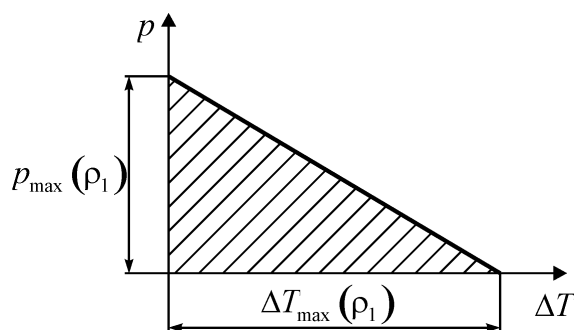


Рис. 1 – Геометрическая интерпретация условия прочности

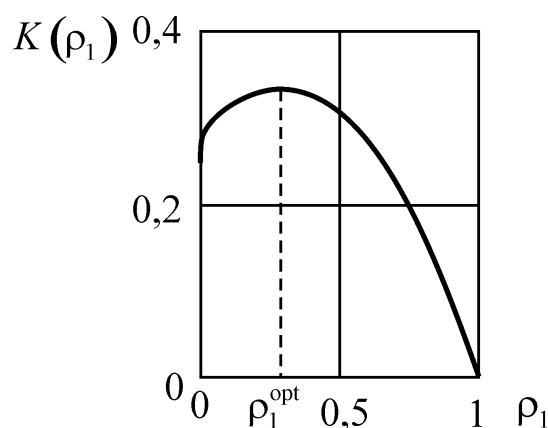


Рис. 2 – Определение оптимального отношения внутреннего и наружного радиусов сосудов давления

Выводы

С помощью известного решения плоской задачи термоупругости и критерия максимального касательного напряжения с учетом температурных напряжений исследована прочность цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок. Показано, что зависимость между максимальным внутренним давлением и максимальным перепадом температуры по толщине стенки, допускаемыми условием прочности, является линейной; с увеличением внутреннего давления величина допускаемого перепада температуры по толщине стенки уменьшается. Наибольшая область возможных состояний цилиндрической части сосудов давления, которые удовлетворяют условию прочности, независимо от свойств конструкционной стали и температуры стенки обеспечивается при отношении (6) внутреннего и наружного радиусов.

Список литературы

- 1 **Єфімов О. В.** Конструкції, матеріали, процеси і розрахунки реакторів і парогенераторів АЕС [Текст] / **О. В. Єфімов, М. М. Пилипенко.** – Харків : Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ», 2010. – 268 с. – ISBN 978-966-2426-007.
- 2 Паровые и газовые турбины для электростанций [Текст] / **А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний** ; под ред. А. Г. Костюка. – М. : Издательский дом МЭИ, 2008. – 556 с.
- 3 **Yongping Yang.** Comprehensive exergy-based evaluation and parametric study of a coal-fired ultra-supercritical power plant [Text] / **Yongping Yang, Ligang Wang, Changqing Dong, Gang Xu, Tatiana Morosuk, George Tsatsaronis** // *Applied Energy*. – 2013. – Vol. 112. – P. 1087–1099.
- 4 **Klarstrom, D. L.** Nickel-Base Alloy Solutions for Ultrasupercritical Steam Power Plants [Text] / **D. L. Klarstrom, L. M. Pike, V. R. Ishwar** // *Procedia Engineering*. – 2013. – Vol. 55. – P. 221–225.
- 5 **Usman Tariq Murtaza.** Optimization of the size and shape of the set-in nozzle for a PWR reactor pressure vessel [Text] / **Usman Tariq Murtaza, M. Javed Hyder** // *Nuclear Engineering and Design*. – 2015. – Vol. 284. – P. 219–227.
- 6 **Morachkovskii, O. K.** Continual model of propagation of corrosion cracks for the evaluation of the service life of structures [Text] / **O. K. Morachkovskii, Yu. V. Romashov** // *Materials Science*. – 2010. – Vol. 46, No. 2. – P. 254–259.
- 7 **Sinclair, G. B.** A review of simple formulae for elastic hoop stresses in cylindrical and spherical pressure vessels: What can be used when [Text] / **G. B. Sinclair, J. E. Helms** // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – 2015. – Vol. 128. – P. 1–7.
- 8 **Kunio Hasegawa.** Collapse loads for circumferentially through-wall cracked pipes subjected to combined torsion and bending moments [Text] / **Kunio Hasegawa, Yinsheng Li, Kazuya Osakabe** // *Engineering Fracture Mechanics*. – 2014. – Vol. 123. – P. 77–85.
- 9 **Bin Ma.** Assessment on failure pressure of high strength pipeline with corrosion defects [Text] / **Bin Ma, Jian Shuai, Dexu Liu, Kui Xu** // *Engineering Failure Analysis*. – 2013. – Vol. 32. – P. 209–219.
- 10 **Timoshenko, S.** Theory of elasticity [Text] / **S. Timoshenko and J. N. Goodier**. – New York – Toronto – London : MCGRAW-HILL BOOK COMPANY, Inc., 1951. – 506 p.
- 11 **Timoshenko, S.** Strength of Materials. Part II: Advanced theory and problems [Text] / **S. Timoshenko**. – Toronto – New York – London : D. VAN NOSTRAND COMPANY, Inc., 1940. – 510 p.
- 12 **Ostrowski, A. M.** Solution of equations and systems of equations [Text] / **A. M. Ostrowski**; 2nd ed. – New York : Academic Press, 1966. – 338 p.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Yefimov, A. V. and Pilipenko, N. N.** (2010), *Konstrukcii, materialy, procesy i rozrahunki reaktoriv i parogeneratoriv AES* [Structure, materials, processes and calculations of reactors and steam-generators of NPP], *Pidruchnyk NTU "KhPI"*, Kharkiv, Ukraine.
- 2 **Kostyuk, A. G., Frolov, V. V., Bulkin, A. E. and Truhniy, A. D.** (2008), *Parovye i gazovye turbiny dlja jelektrostantsij* [Steam and gas turbines for power plants], in **Kostyuk, A. G.** (ed.), *Izdatelskiy dom MEI*, Moscow, Russia.
- 3 **Yongping Yang, Ligang Wang, Changqing Dong, Gang Xu, Tatiana Morosuk and George Tsatsaronis** (2013), "Comprehensive exergy-based evaluation and parametric study of a coal-fired ultra-supercritical power plant", *Applied Energy*, no. 112, pp. 1087–1099.
- 4 **Klarstrom, D. L., Pike, L. M. and Ishwar, V. R.** (2013), "Nickel-Base Alloy Solutions for Ultrasupercritical Steam Power Plants", *Procedia Engineering*, no. 55, pp.221–225.
- 5 **Usman Tariq Murtaza and M. Javed Hyder** (2015), "Optimization of the size and shape of the set-in nozzle for a PWR reactor pressure vessel", *Nuclear Engineering and Design*, no. 284, pp. 219–227.
- 6 **Morachkovskii, O. K. and Romashov, Yu. V.** (2010), "Continual model of propagation of corrosion cracks for the evaluation of the service life of structures", *Materials Science*, vol. 46, no. 2, pp. 254–259.
- 7 **Sinclair, G. B. and Helms, J. E.** (2015), "A review of simple formulae for elastic hoop stresses in cylindrical and spherical pressure vessels: What can be used when", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, no. 128, pp. 1–7.
- 8 **Kunio Hasegawa, Yinsheng Li and Kazuya Osakabe** (2014), "Collapse loads for circumferentially through-wall cracked pipes subjected to combined torsion and bending moments", *Engineering Fracture Mechanics*, no. 123, pp. 77–85.
- 9 **Bin Ma, Jian Shuai, Dexu Liu and Kui Xu** (2013), "Assessment on failure pressure of high strength pipeline with corrosion defects", *Engineering Failure Analysis*, no. 32, pp. 209–219.
- 10 **Timoshenko, S. and Goodier, J. N.** (1951), *Theory of elasticity*, McGraw-Hill Book Company Inc., New York, Toronto, London.
- 11 **Timoshenko, S.** (1940), *Strength of Materials. Part II: Advanced theory and problems*, D. VAN NOSTRAND COMPANY, Toronto, New York, London.
- 12 **Ostrowski, A. M.** (1966), *Solution of equations and systems of equations*, 2nd ed., Academic Press, New York, USA.

Сведения об авторах (About authors)

Ефімов Александр Вячеславович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: AVEfimov@Kpi.Kharkov.ua, ORCID 0000-0003-3300-7447.

Yefimov Alexander – Doctor of Technical Science, Professor, Head of the Steam Generator Building Department, National of Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Ромашов Юрий Владимирович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: yu.v.romashov@gmail.com, ORCID 0000-0001-8376-3510.

Romashov Yurii – Doctor of Engineering Science, Docent, Professor of the Steam Generator Building Department, National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Каверцев Валерий Леонидович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры парогенераторостроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: kavercev@rambler.ru.

Kavertsev Valerii – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Docent of the Steam Generator Building Department, National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ефимов, А. В. Температурные напряжения и оптимальное отношение внутреннего и наружного радиусов цилиндрической части сосудов давления парогенерирующих установок [Текст] / **А. В. Ефимов, Ю. В. Ромашов, В. Л. Каверцев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 108–112. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.16.

Please cite this article as:

Yefimov, A., Romashov, Yu. and Kavertsev, V. (2016), “Temperature Stresses and Optimum Ratio of the Inner and Outer Radii of the Cylindrical Parts of Pressure Vessels of Steam Generating Systems”, *Bulletin of NTU “KhPI”. Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 108–112, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.16.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Єфімов, О. В. Температурні напруження і оптимальне відношення внутрішнього і зовнішнього радіусів циліндричної частини посудин тиску парогенеруючих установок [Текст] / **О. В. Єфімов, Ю. В. Ромашов, В. Л. Каверцев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 108–112. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.16.

АНОТАЦІЯ Розглянуто умову міцності циліндричної частини посудин тиску (барабанів, колекторів, поверхонь нагріву і т.п.) парогенеруючих установок, в якому враховані напруження від внутрішнього тиску і температурні напруження. Запропоновано геометричну інтерпретацію розглянутої умови міцності, яка дозволяє визначати оптимальне з точки зору міцності співвідношення між внутрішнім і зовнішнім радіусами циліндричної частини посудин тиску парогенеруючих установок.

Ключові слова: парогенератор, паровий котел, посудини тиску, циліндрична частина, міцність.

Поступила (received) 20.01.2016

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, В. А. ПЕШКО

**ВЛИЯНИЕ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ И ВОЗНИКАЮЩИХ В НЕМ
УСИЛИЙ НА РЕСУРСНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЦСД ТУРБИНЫ К-200-130**

АННОТАЦИЯ Предложено совершенствование модели корпуса цилиндра среднего давления турбины К-200-130 путём приближения конструктивной формы фланцев горизонтального разъёма к реальному виду и учёта, возникающих в штилевых соединениях, усилий. Показано, что данное мероприятие уменьшает уровень интенсивности напряжений, возникающих в корпусе турбины при пусках из различных тепловых состояний. Учёт усилий возникающих во фланцах показал значительное влияние затяжки шпилек на напряжённо-деформированное состояние корпуса турбины. Эти усилия, в некоторой мере, компенсируют усилия со стороны давления и разности температурных полей и способствует улучшению ресурсных показателей корпуса.

Ключевые слова: паровая турбина, корпус, цилиндр среднего давления, фланцы, тепловое состояние, напряжённо-деформированное состояние, остаточный ресурс.

O. CHERNOUSENKO, V. PESHKO

**INFLUENCE OF THE FLANGE CONNECTION AND THE STRESSES
ARISING IN IT ON THE LIFE INDICES OF THE INTERMEDIATE-PRESSURE CYLINDER
OF K-200-130 TURBINE**

ABSTRACT It is proposed to improve the model of the casing for the intermediate pressure cylinder of the K-200-130 turbine by making the structural type of the flanges of horizontal connector similar to the real type, taking into consideration the stresses that arise in doweled joints. It was shown that the transition from the model with the flanges of a simplified type to the model of a real type is accompanied both by the total decrease in the intensity of stresses inside the casing at all hot starts and the appearance of new stress concentrators on the outer part in the places of transition from the flanges to thin-wall casing elements. The registration of stresses that arise in the flanges showed a considerable influence of pin tightening on the mode of deformation of the turbine casing. These stresses compensate to some extent the stresses caused by pressure and temperature field differences and contribute to the improvement of the life indices of the casing, in particular the acceptable number of all hot starts, cyclic and statistical failures, and the residual life of the IPC casings of the K-200-130 turbine.

Key words: steam turbine, casing, intermediate-pressure cylinder, flanges, thermal state, mode of deformation, and the residual life.

Введение

Для энергетики Украины характерной является выработка паркового ресурса большинства энергетического оборудования [1–3]. Возможность обоснованного продления остаточного ресурса действующего оборудования является актуальной и стратегически-важной задачей, поскольку позволяет значительно сократить затраты на введение новых энергетических мощностей.

Ранее была предложена методика комплексной оценки остаточного ресурса [4–6] высокотемпературных элементов паровых турбин, которая включает в себя создание пространственных 3D аналогов, решение задачи нестационарной теплопроводности, определение теплового (ТС) и напряжённо-деформированного состояния (НДС) и оценку циклической и статической поврежденности с определением остаточного ресурса. Модели выполнены с учётом реальных условий эксплуатации и результатов ремонтно-восстановительных работ. Для сокращения времени расчётов некоторые элементы были упрощены. В данной работе предлагается усовершенствование модели корпуса цилиндра среднего давления (ЦСД) турбины К-200-130 путём приближения фланцев горизонтального разъёма к реальному виду, организации на конструктивном уровне обо-

грева фланцев и шпилек по обнизке, а также учёт силы затяжки шпилек.

Цель работы

Оценить степень влияния усилий затяжки шпилек во фланцевом соединении турбины на формирование НДС внутренней поверхности корпуса ЦСД и на его ресурсные характеристики.

**Усовершенствование математической модели
корпуса ЦСД турбины К-200-130**

Фланцы обеспечивают плотность горизонтального разъёма корпуса турбины и имеют переменную по длине ширину. Выполнение фланцевых соединений согласно промышленным чертежам, позволяет приблизить пространственный 3D аналог к реальному объекту (рис. 1) и оценить степень влияния фланцев на ТС и НДС корпуса.

Для сокращения времени прогрева достаточно массивных фланцев и уменьшения уровня, возникающих в них, напряжений применяется паровой обогрев фланцев и шпилек. Для обогрева используется собственный пар, отбираемый из камеры регулирующей ступени, который подаётся в обнизку.

Проведённый расчёт теплового состояния

корпуса ЦСД согласно методике [4–6] с заданием граничных условий I–IV рода на различных поверхностях корпуса, включая паровой обогрев фланцев по обнизке, показал, что увеличение размеров фланцев практически не влияет на уровень температур во внутренней части корпуса (разница порядка 3 %). Однако сами фланцы прогреваются значительно дольше. На рис. 2 представлены значения температур в характерных узлах наружной поверхности фланцев при прогреве корпуса ЦСД во время пуска из неостывшего состояния (НС-1). Узел 1 соответствует фронтальной части фланцев, узел 2 – зоне прилегания патрубков подвода пара к фланцам, узел 3 – зоне у камеры отбора № 4.

Анализируя рис. 2, следует отметить, что темп прогрева наружной поверхности фланцев в отдельных точках для упрощённой модели выше на 6–30 %, что связано с массивными размерами реальных фланцев в сравнении с упрощённой моделью. С выходом на стационарный режим работы турбины, тепловое состояние обеих моделей выравнивается.

В отношении НДС увеличение размеров фланцев способствует уменьшению уровня напряжений. Максимальная интенсивность условных упругих напряжений при пуске из НС-1 возникает в момент времени 3400 сек в зоне паровпуска в месте, где выполнена выборка сетки растрескиваний. Значение максимальной интенсивности напряжений уменьшается на 21 %. Общее уменьшение величины интенсивности напряжений во внутренней части корпуса, также сопровождается незначительным увеличением напряжений на наружной поверхности (порядка 6 %) и появлением новых концентраторов напряжений в местах перехода от фланцев к тонкостенным элементам корпуса (рис. 3).

Выше представленное НДС корпуса формируется совместным воздействием температурных напряжений и напряжений от давления. Однако также присутствует усилие затяжки шпилек N во фланцевом соединении. Величина этого усилия

может быть найдена из условия плотности фланцевого соединения [7]

$$N \geq pd \frac{l}{2} \frac{1+3c}{2a-b}, \quad (1)$$

где p – давление пара в проточной части в зоне рассчитываемой шпильки; d – внутренний диаметр корпуса в зоне рассчитываемой шпильки; l – расстояние между соседними шпильками; a , b , c – геометрические параметры, характеризующие положение шпильки во фланце.

Решая данное неравенство для каждой шпильки, можно получить величины минимально необходимого усилия затяжки шпилек (рис. 4) для обеспечения плотности горизонтального разъёма турбины.

При перерасчёте НДС корпуса с учётом воздействия усилия затяжки шпилек наблюдается уменьшение максимальной интенсивности напряжений на 22 %. При этом, общий уровень напряжений во внутренней части корпуса также снижается приблизительно на 8–14 %. Однако в зоне шпилек наблюдается увеличение напряжений на 30 %, но так как эти напряжения сравнительно малы (порядка 130 МПа), можно сделать вывод о позитивном влиянии затяжки шпилек на НДС корпуса ЦСД.

В ходе оценки малоциклового усталости корпуса ЦСД была рассчитана приведённая амплитуда интенсивности деформаций для каждого пускового режима и допустимое число пусков (табл. 1) по экспериментальным кривым усталости стали марки 15Х1М1ФЛ [2].

Сопоставляя данные из табл. 1 с ранее полученными данными для корпуса ЦСД с упрощёнными фланцами (табл. 2), можно отметить общее снижение уровня интенсивности напряжений на 14–17 % для всех пусковых режимов. Как следствие, уровень приведённой деформации так же снижается на 1–1,7 %, что сопровождается увеличением допустимого числа пусков из всех тепловых состояний турбины на 500–800 циклов.

Таблица 1 – Расчётная оценка малоциклового усталости для корпуса ЦСД с учётом усилия затяжки шпилек во фланцах

Пусковой режим	Температура по толщине стенки корпуса, $t_{\max}$, °C	Интенсивность напряжений, $\sigma_{i \max}$, МПа	Приведённая деформация, $\varepsilon_{a \text{ пр}}$, %	Допустимое число пусков, N_d
				При $n_N = 5$ и $n_e = 1,5$
НС-2	513	533	0,1387	2900
НС-1	509	558	0,1242	5100
ХС	493	499	0,1263	5500

Таблица 2 – Расчётная оценка малоциклового усталости для корпуса ЦСД с упрощёнными фланцами и без учёта усилия затяжки шпилек

Пусковой режим	Температура по толщине стенки корпуса, $t_{\max}$, °C	Интенсивность напряжений, $\sigma_{i \max}$, МПа	Приведённая деформация, $\varepsilon_{a \text{ пр}}$, %	Допустимое число пусков, N_d
				При $n_N = 5$ и $n_e = 1,5$
НС-2	516	647	0,1566	2400
НС-1	511	665	0,1353	4600
ХС	495	575	0,1361	4700

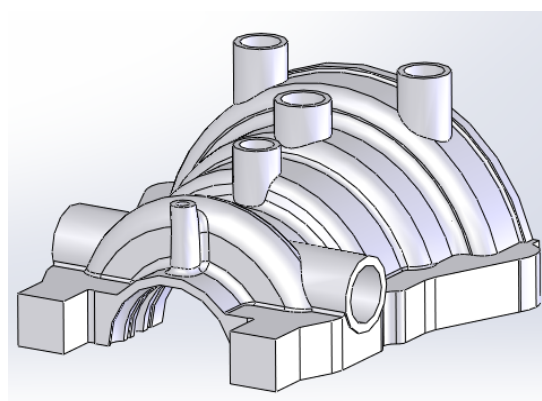
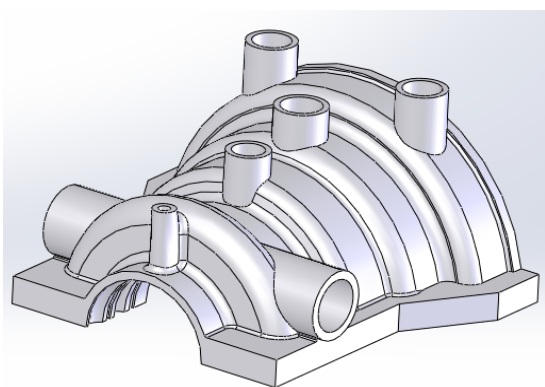


Рис. 1 – Нижня часть корпуса ЦСД турбины К–200–130 с фланцами:
а – упрощённого вида; б – реального вида

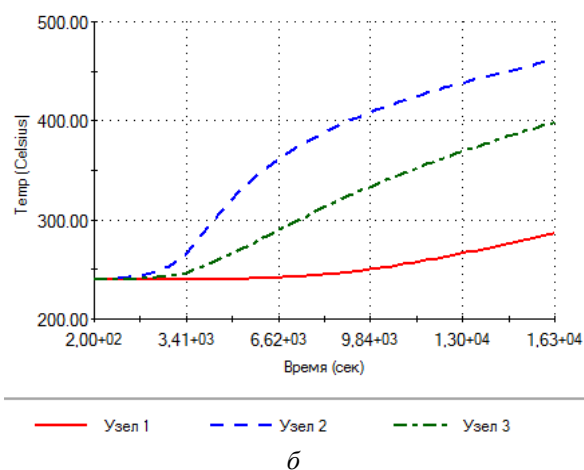
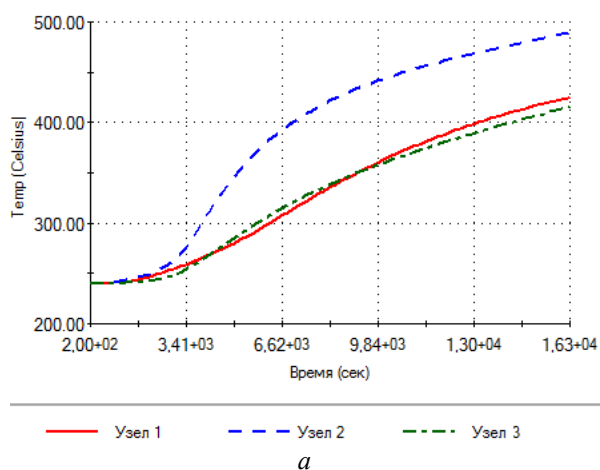


Рис. 2 – Темп изменения уровня температур на наружной поверхности фланцев корпуса ЦСД при пуске из неостывшего состояния НС–1: а – модель с упрощёнными фланцами; б – с реальными фланцами

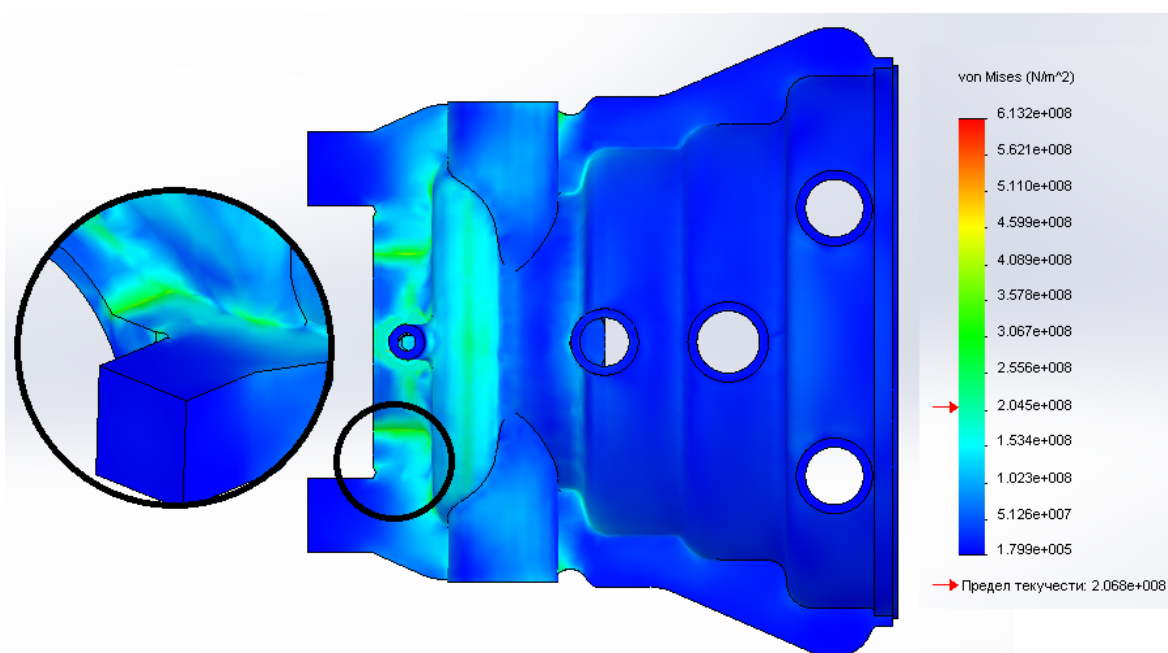


Рис. 3 – НДС корпуса ЦСД при пуске из НС–1 в момент времени 3400 сек

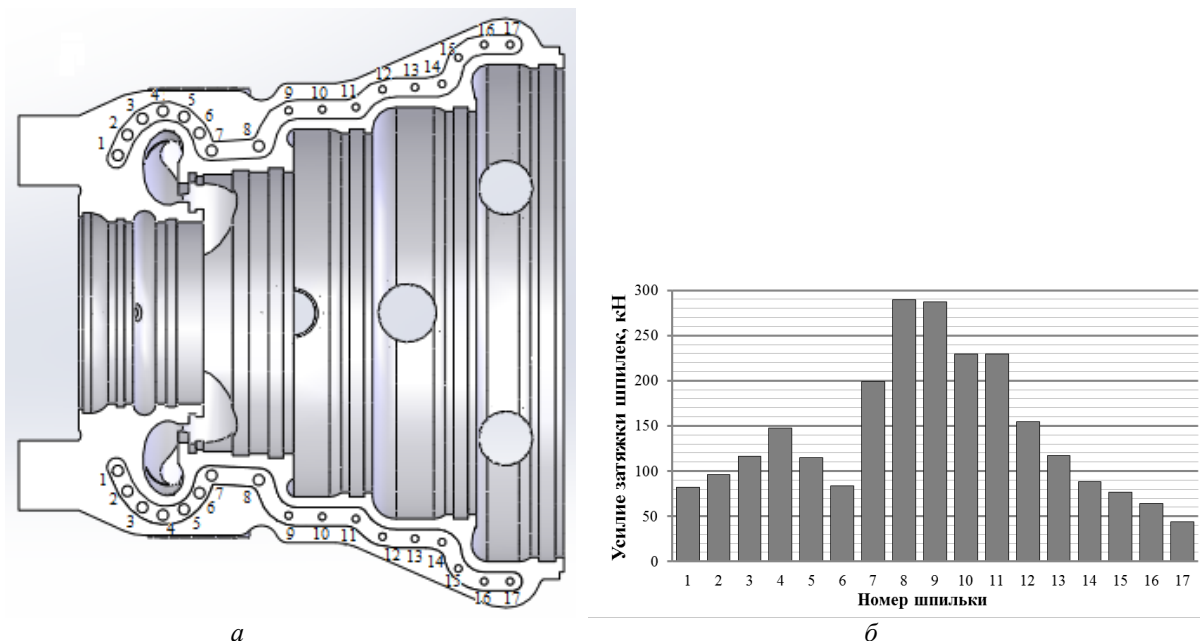


Рис. 4 – Минимально необходимые усилия затяжки шпилек:
а – характерный разрез корпуса ЦД; б – величина усилий

После оценки малоциклового усталости корпуса ЦД, производится расчёт остаточного ресурса. Уточнение модели дало возможность уменьшить циклическую поврежденность корпуса на 6 % и увеличить индивидуальный остаточный ресурс со 119 тыс. часов до 139 тыс. часов (17 %).

Выводы

Уточнение модели корпуса ЦД турбины К-200-130, путём учёта реальных размеров фланцев и расчёта усилий, возникающих в шпильчных креплениях, позволяет в большей мере приблизить пространственный 3D аналог корпуса к реальному объекту. Проведённое расчётное исследование показывает существенное влияние фланцев на НДС корпуса. Учёт усилий, возникающих в шпильках, даёт снижение интенсивности напряжений при пусках из всех тепловых состояний на 20 %, позволяет увеличить допустимое число пусков, снижает поврежденность корпуса на 6 %, а также увеличивает индивидуальный остаточный ресурс на 17 %.

Список литературы

- 1 НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – К.: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
- 2 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость [Текст]. – М., 1985. – № АЗ–002/7382. – 49 с.
- 3 РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке

проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса [Текст]. – М., 1996. – 98 с.

- 4 Черноусенко, О. Ю. Комплексная оценка остаточного ресурса паровых турбин на примере К-200-130 [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов. – Харьков : ИПМаш им. Подгорного НАНУ. – 2010. – №4. – С. 128–134.
- 5 Черноусенко, О. Ю. Обобщение и анализ результатов расчётного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВД и ЦД турбины К-200-130 блока 200 МВт [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 107–110. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.
- 6 Черноусенко, О. Ю. Оценка малоциклового усталости паровой турбины К-200-130-3 с применением программного комплекса ANSYS и COSMOS [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Е. В. Штефан, Д. В. Рындюк [и др.] // Энергетика и электрификация. – 2008. – № 3. – С. 42–48.
- 7 Паровые и газовые турбины [Текст] : учеб. для вузов / М. А. Трубилов, Г. В. Арсеньев, В. В. Фролов [и др.] ; под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 (2005), ND MPE Ukrainy. Kontrol metalu i prodovzhennya terminu ekspluatatsiyi osnovny'x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy'x elektrostancij. – Ty'pova instrukciya. SOU-N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004],

- GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
- 2 (1985), RTM 108.021.103. *Detali parovyh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuyu ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation]*, Moscow, Russian.
 - 3 (1996), RD 34.17.440–96. *Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life]*, Moscow, Russian.
 - 4 **Chernousenko, O. Yu.** (2010), "Kompleksnaya ocenka ostatochnogo resursa parovyh turbin na primere K-200-130 [Comprehensive assessment of residual service life of steam turbines based on K-200-130 design]", *Sovershenstvovanie turbostanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya: Sb nauchn. trudov [Enhancing turbine sets by means of mathematical and physical modelling techniques: Collection of studies]*, no. 4, pp. 128–134,
 - 5 **Chernousenko, O. Yu.** (2008), "Obobshchenie i analiz rezul'tatov raschetnogo issledovaniya individual'nogo resursa korpusov i rotorov CVD i CSD turbiny K-200-130 bloka 200 MWt [The Enrichment and Analysis of the Calculated Investigation of Individual Resource of Corps, Rotors, Catch Valves of the CHP and CMP K-200-130 Block of 200 MWt], *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 6, pp. 107–110, ISSN 2078-774X.
 - 6 **Chernousenko, O. Yu., Shtefan, E. V. and Ryndiuk, D. V.** [et al.] (2008), "Ocenka malociklovoj ustalosti parovoy turbiny K-200-130-3 s primeneniem programnogo kompleksa ANSYS i COSMOS [Evaluation of low-cycle fatigue of steam turbine K-200-130-3 using ANSYS and COSMOS software package]", *Jenergetika i jelektrifikacija [Energy and Electrification]*, no. 3, pp. 42–48.
 - 7 **Trubilov, M. A., Arsen'ev, G. V. and Frolov, V. V.** (1985), *Parovye i gazovye turbiny [Steam and gas turbines]*, in Kostjuka, A. G., Frolova, V. V. (ed.), *Jenergoatomizdat*, Moscow, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Черноусенко Ольга Юрьевна – доктор технических наук, профессор, Национальный Технический Университет Украины «Киевский Политехнический Институт», заведующий кафедры Теплоэнергетических установок Тепловых и Атомных Электростанций; г. Киев; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

Chernousenko Olga Yuriivna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv, Ukraine; tel.: (067) 504-82-92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua.

Пешко Виталий Анатольевич – Национальный Технический Университет Украины «Киевский Политехнический Институт», аспирант кафедры Теплоэнергетических установок Тепловых и Атомных Электростанций; г. Киев; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: vapesenko@gmail.com; ORCID 0000-0003-0610-1403

Peshko Vitaliy Anatoliyovich – National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Postgraduate Student at the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Влияние фланцевого соединения и возникающих в нем усилий на ресурсные показатели ЦСТ турбины K-200-130 [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 113–117. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.17.

Please cite this article as:

Chernousenko, O. and Peshko, V. (2016), "Influence of the Flange Connection and the Stresses Arising in It on the Life Indices of the Intermediate-Pressure Cylinder of K-200-130 Turbine". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 113–117, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.17.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Влияние фланцевого з'єднання і зусиль, що виникають в ньому на ресурсні показники ЦСТ турбіни K-200-130 [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 113–117. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.17.

АНОТАЦІЯ Запропоновано вдосконалення моделі корпусу циліндра середнього тиску турбіни K-200-130 шляхом наближення конструктивної форми фланців горизонтального роз'єму до реального виду та врахуванні зусиль, що виникають у шпилькових з'єднаннях. Показано, що даний захід зменшує рівень інтенсивності напружень, що виникають в корпусі турбіни при пусках з різних теплових станів. Врахування зусиль виникають у фланцях виявило значний вплив затяжки шпильок на напружено-деформований стан корпусу турбіни. Ці зусилля, в деякій мірі, компенсують зусилля з боку тиску і різниці температурних полів і сприяють поліпшенню ресурсних показників корпусу.

Ключові слова: парова турбіна, корпус, циліндр середнього тиску, фланці, тепловий стан, напружено-деформований стан, залишковий ресурс.

Поступила (received) 23.01.2016

А. Л. ШУБЕНКО, А. В. СЕНЕЦКИЙ, В. П. САРАПИН

ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБИН, РАБОТАЮЩИХ НА НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

АННОТАЦИЯ Приведены результаты расчетных исследований с использованием программного комплекса, разработанного в ИПМаш НАН Украины, по определению расходных и геометрических характеристик проточных частей турбин на органических рабочих телах, с учетом их свойств. Проведен сравнительный анализ характеристик проточных части турбин со сверхкритическими и докритическими параметрами рабочего тела на входе в турбину. Показано влияние начальных параметров на экономичность и мощность турбины.

Ключевые слова: турбина, электрическая мощность, энергосбережение, тепловая схема, проточная часть, сверхкритические и докритические параметры, низкокипящее рабочее тело, смешевое и однокомпонентное рабочее тело.

O. SHUBENKO, O. SENETSKY, V. SARAPIN

INFLUENCE OF INITIAL PARAMETERS ON THE PERFORMANCES OF THE FLOW SYSTEM OF TURBINES OPERATING ON LOW-BOILING ACTUATING MEDIUM

ABSTRACT A comparative analysis of supercritical and subcritical steam turbine cycles with low-boiling actuating medium has been done. The effect of initial steam parameters at the turbine inlet on the metering, geometric and power characteristics of the turbine was demonstrated using different actuating media. Steam turbine cycles of this type using the mix (multicomponent) medium or single-component actuating medium that define the amount of capital expenditures and have an impact on the further operation of heat flow diagram have also been compared. Computation studies of the flow system of turbines using different actuating media were carried out taking into consideration the thermodynamic properties and peculiarities of low-boiling actuating media in question. The data of computation studies that were carried out using the software system developed by the IPMash of the National Academy of Sciences of Ukraine showed that the selection of actuating medium should be based on the availability of industrial production that would allow us to reduce the procurement costs for it and the costs for the replenishment of leakages (if available) during the operation. When implementing the low-boiling actuating media-based heat flow diagram it is required to compare the efficiency of thermodynamic cycles, and to estimate the specific quantity of metal and the power efficiency of all the components of power plant. It should also be taken into account that the boundary curve of dryness fraction is of an inclining type and therefore to reduce the costs required for the condensation of actuating medium its parameters should be selected in a way so as to bring the expansion process closer to the boundary curve. It has been established that the overall dimensions of the flow system of turbine with supercritical and subcritical parameters change insignificantly; the flow-rate of actuating medium differs within 10 %, and the electric power changes up to 5 %.

Key words: turbine, electric power, energy saving, heat flow diagram, supercritical and subcritical parameter, low-boiling actuating medium, mix (multicomponent) and single-component actuating medium.

Введение

Потребление углеводородных топливных ресурсов в мире все время увеличивается, что влечет за собой уменьшение их запасов. К сожалению, значительная часть тепловой энергии используется крайне неэффективно, зачастую просто рассеивается в окружающей среде. Одним из направлений экономии топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) является более глубокое использование тепла сжигаемого топлива, т.е. утилизация низкопотенциальной сбросной теплоты с целью получения дополнительной энергии для нужд потребителей [1].

Все большее внимание уделяется такому направлению исследований как паротурбинные циклы на низкокипящих рабочих телах (НРТ) [1–4]. Реализация тепловых схем на НРТ позволит вырабатывать электрическую энергию за счет повышения эффективности использования

вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), которые практически не используются, а сбрасываются в окружающую среду и безвозвратно теряются (например, уходящие газы технологических процессов различных топливоиспользующих предприятий) [5].

В различных литературных источниках неоднократно доказываются преимущества и недостатки замкнутых паротурбинных циклов на НРТ на сверхкритические параметры, однако малое внимание уделяется оценке влияния таких параметров на отдельные элементы тепловой схемы (например, турбину) [6–8].

Цель работы

В данной работе проведен сравнительный анализ сверхкритических и докритических паротурбинных циклов на низкокипящих рабочих телах, а также влияния начальных параметров пара на расходные, геометрические и мощностные

характеристики турбин при использовании различных рабочих веществ. Немаловажным является и оценка целесообразности реализации паротурбинных циклов такого типа на смесовом либо однокомпонентном рабочем теле, что сказывается на величине капитальных вложений и дальнейшей эксплуатации тепловой схемы.

Расчетные исследования проточных частей турбин на различных рабочих телах проведены с учетом термодинамических свойств и особенностей рассматриваемых НРТ.

Процесс расширения рабочего тела в турбине

Преобразование тепловой энергии ВЭР (рис. 1) в механическую и далее в электрическую энергию происходит в замкнутом органическом цикле Ренкина (Organic Rankine Cycle – ORC) 1-2-3-4-5-1.

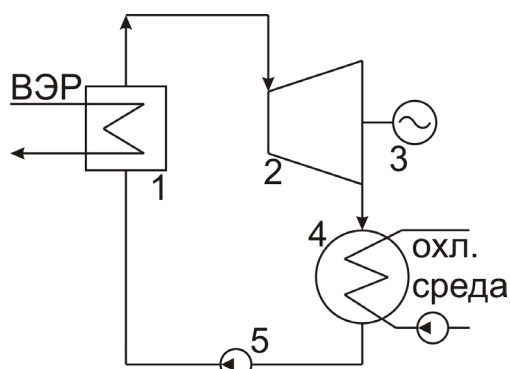


Рис. 1 – Принципиальная тепловая схема установки с ORC контуром для утилизации ВЭР: 1 – теплообменник-испаритель НРТ; 2 – турбина; 3 – электрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – конденсатный насос

На рис. 2 представлена P, h -диаграмма. ORC цикл включает: 1-2 – сжатие НРТ в насосе, 2-3 – подвод теплоты (нагрев и испарение), 3-4 – процесс расширения НРТ в турбине, 4-1 – отвод теплоты с конденсацией. При реализации паротурбинных циклов на основе цикла Ренкина целесообразно рассматривать три состояния начальных параметров рабочего тела: 1) режим нагрева до насыщенного пара (1-2-3-4); 2) режим перегретого пара (1-2-3'-4'); 3) сверхкритический режим (1-2'-3''-4'') [7].

Во всех случаях процесс в турбине заканчивается в области перегретого пара (точка 4 на рис. 2), что исключает эрозию лопаток [9].

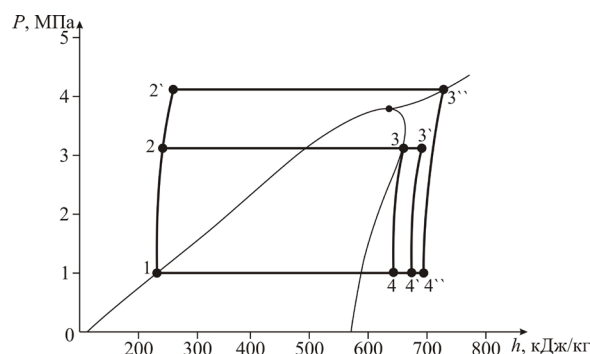


Рис. 2 – Тепловой процесс в P, h -диаграмме, протекающий в ORC цикле

Выбор источника сбросной теплоты и низкокипящего рабочего тела

При выборе рабочих тел для турбин ORC цикла необходимо удовлетворить экологическим, термодинамическим, эксплуатационным, экономическим требованиям. Фреоны, в полной мере отвечающие перечисленным требованиям, найти затруднительно. Поэтому предпочтение отдается НРТ, удовлетворяющему большинству перечисленных требований [10].

В качестве источника сбросной теплоты может быть рассмотрено металлургическое предприятие. В монографии [11] приведена структура выработки и возможного использования ВЭР на металлургическом предприятии с полным циклом. Анализ этой структуры показывает, что на таком предприятии имеется ряд технологических процессов со сбросной теплотой, которую можно использовать для выработки электроэнергии, реализуя ORC цикл (табл. 1) [10, 11].

В табл. 2 представлены основные свойства некоторых низкокипящих рабочих тел применяемых при реализации замкнутых паротурбинных циклов. Кроме термодинамических, экологических, стоимостных и других ограничений [12], также необходимо учитывать ограничения по диапазону их применения (давление и температура).

Таблица 1 – Параметры источников сбросной теплоты на металлургическом предприятии

Наименование параметра	Доменные печи	Мартеновские печи и кислородные конвертеры	Нагревательные печи	Коксовые батареи	Обжиговые печи
Температура, °C	150–250	≈ 250	110–200	300–400	120–200
Средний объем уходящих газов, тыс. м ³ /ч	80	37	3	1000	35

Таблица 2 – Основные свойства рассматриваемых хладагентов

Хладагент	Мол. м., г/моль	$T_{\text{кип}}^*$, °C	$T_{\text{кр}}^{**}$, °C	$P_{\text{кр}}^{**}$, МПа	$V_{\text{кр}}^{**}$, м³/кг	Температура самовоспламенения, °C	ODP
R-600	58,12	-0,48	152,0	3,8	0,255	405	0
R-600a	58,12	-11,73	134,7	3,63	0,263	460	0
R-141b	116,95	32,15	209,7	4,39	0,2525	520	0,11
<i>n</i> -Pentane	72,15	36,1	196,45	3,38	0,311	286	0

* – температура кипения; ** – значение параметров в критической точке.

Условием корректности проведения расчётов и сопоставления полученных результатов по реализации паротурбинного цикла на низкокипящем рабочем теле и проектированию проточных частей турбин на НРТ является то, что в качестве источника бросовой теплоты используются уходящие газы технологического процесса, объем которых обеспечивает подвод теплоты в теплообменнике-испарителе в количестве 8550 кВт для рассматриваемых случаев.

Другим основополагающим условием является максимально эффективное использование подводимой теплоты, т.е. реализация оптимального варианта для каждого конкретного случая с учетом возможных ограничений. Сравнения проведены для однокомпонентных и смесевых рабочих тел.

Для решения поставленной задачи в качестве примера выбраны рабочие тела для замкнутого паротурбинного цикла:

- однокомпонентное (R-600);
- двухкомпонентное (R-600a/R-141b (60/40)) [6].

Методология расчета

С учетом параметров источника сбросной теплоты проведен анализ и выбор рабочих тел, которые обладают соответствующими химическими, физическими и эксплуатационными свойствами при заданных условиях работы. Сбросная теплота технологического процесса в температурном диапазоне 90–350 °C используется для выработки электрической энергии (частичное покрытие собственных нужд предприятия).

Рабочие тела в паротурбинных циклах могут быть различными (вода, фреоны и т.д.), при этом расчет физических процессов в тепловых схемах и ее составных элементах (турбинах, теплообменниках, насосах и др.) необходимо осуществлять таким образом, чтобы физические свойства были определены максимально точно.

Базовым уравнение определения свойств различных веществ является уравнение Ван-дер-Ваальса [13]

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT, \quad (1)$$

где P – давление, МПа; T – температура, К; v – мольный объем, м³/кмоль; R – универсальная

газовая постоянная, МПа·м³/кмоль·К; a , b – постоянные коэффициенты, определенные для любого рабочего тела.

В настоящее время разработано большое количество модификаций этого уравнения [14–16], имеющих разную степень сложности, но, при этом все они сводятся к кубическим уравнениям относительно объема.

Определение PVT -свойств различных веществ осуществляется путем применения различных уравнений состояния базирующихся на уравнении Ван-дер-Ваальса (Редлиха-Квонга, Патела-Тейя, 11-коэффициентном уравнении Старлинга-Хаана и других более сложных), однако их применение усложняет и затрудняет расчет.

Для описания поведения нормальных углеводородов и их смесей наиболее популярным является уравнение, опубликованное Робинсоном и его аспирантом Пенгом в 1976 году (*Peng-Robinson*) [17, 18]

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a\alpha(T)}{v^2 + 2bv - b^2}, \quad (2)$$

$$\alpha(T) = \left\{1 + (0,37464 + 1,5422\omega - 0,26992\omega^2) \left[1 - \sqrt{T/T_c}\right]\right\}^2, \quad (3)$$

где $\alpha(T)$ – универсальная функция, зависящая от двух индивидуальных параметров, характеризующих свойства той или иной конкретной жидкости: критической температуры (T_c) и, так называемого, ацентрического фактора (ω).

Решение задачи определения индивидуальных коэффициентов для уравнения состояния Пенга-Робинсона позволяет рассчитывать PVT -свойства и хорошо описывать фазовые превращения, следовательно, использование этого уравнения является рациональным и имеет высокое практическое значение с широким применением [19, 20].

С учетом характеристик низкокипящих рабочих тел проведены расчетные исследования путем моделирования тепловых схем. Структура построения расчетной модели базируется на общих уравнениях тепловых балансов [21–25]. Модель предусматривает собой совокупность составных объектов, в основе которых лежит структурное описание тепловой схемы в целом, т.е. представление ее в виде компонент и связей между ними. Такой подход к моделированию

энергетических установок позволяет проводить расчетные исследования тепловых схем с различными рабочими телами и различной компоновкой составных объектов.

Расчет тепловой схемы позволил оценить мощность электрогенерирующей установки с учетом принятых ограничений.

Влияние начальных и конечных параметров на мощность турбины

Применение низкокипящих рабочих тел в замкнутых паротурбинных циклах возможно как при до-, так и сверхкритических циклах. В

качестве примера рассмотрен случай для рабочего тела – R-600, термодинамическая $\lg P, h$ -диаграмма для которого представлена на рис. 3 [26].

В представленном варианте количество подведенной теплоты в теплообменнике-испарителе составляет 8550 кВт, а отведенной в конденсаторе – 7060 кВт. В зависимости от начальных параметров на входе в турбину, давление на выходе из нее будет величиной переменной для поддержания температуры конденсата рабочего тела на уровне $+21^\circ\text{C}$ (это связано с температурой охлаждающей среды поступающей в конденсатор), при таких условиях изменение мощности установки представлено на рис. 4.

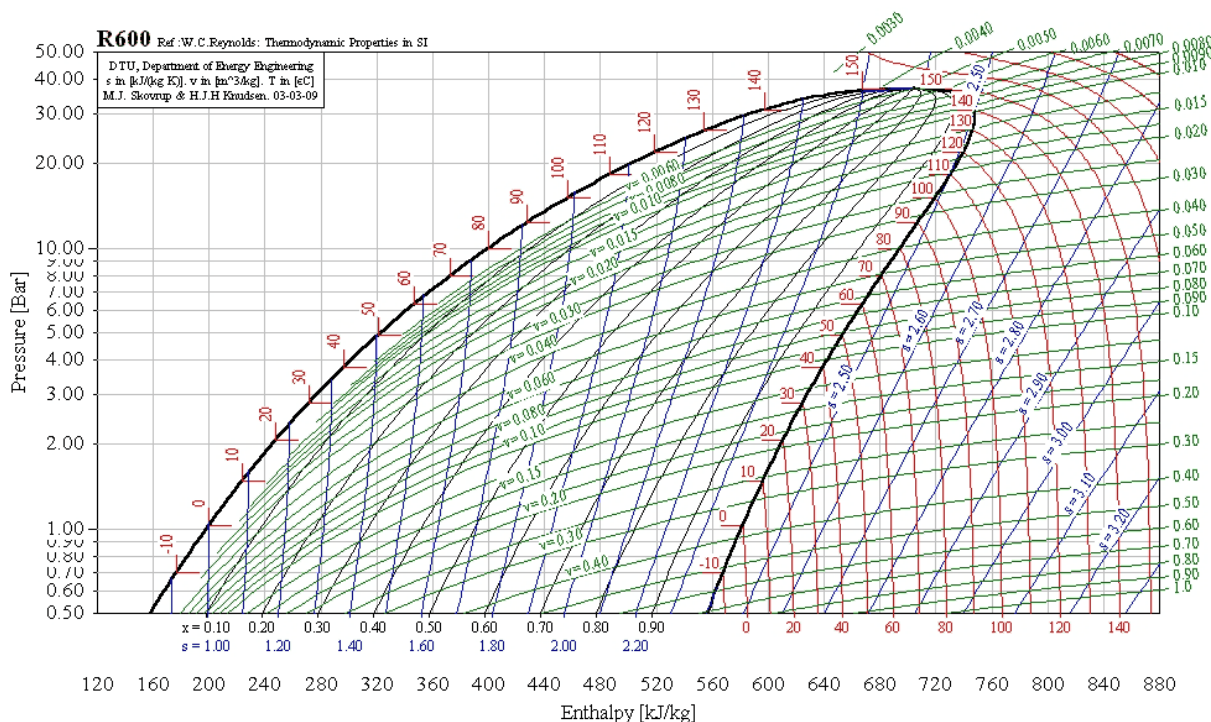


Рис. 3 – Термодинамическая $\lg P, h$ -диаграмма для R-600

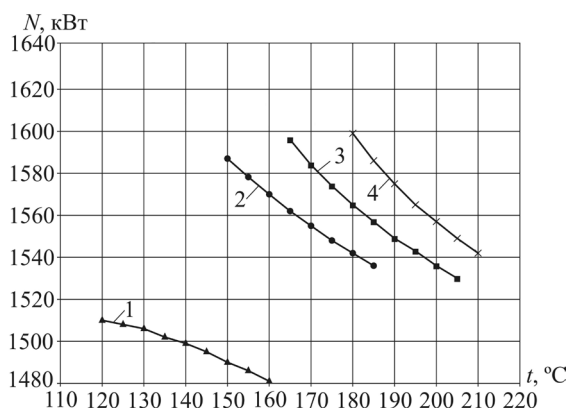


Рис. 4 – Зависимость электрической мощности от начальной температуры при переменном давлении в конденсаторе и начальных давлениях: 1 – 2,0 МПа; 2 – 3,0 МПа; 3 – 4,0 МПа; 4 – 5,0 МПа

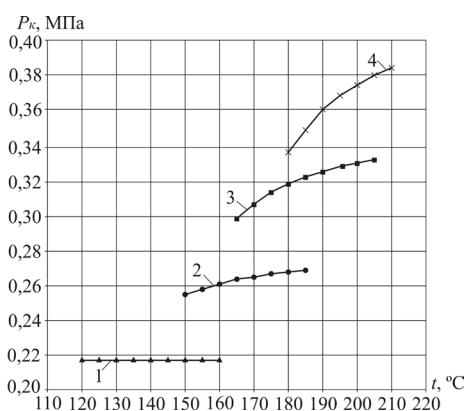


Рис. 5 – Зависимость давления в конденсаторе от начальной температуры при различных давлениях: 1 – 2,0 МПа; 2 – 3,0 МПа; 3 – 4,0 МПа; 4 – 5,0 МПа

Как видно из графика (рис. 4), электрическая мощность установки переменная, это в первую очередь связано с изменением величины теплоперепада и расхода рабочего тела на турбину. График показывает, что при одинаковом количестве исходной теплоты увеличение мощности турбины незначительно, следовательно, поднимать параметры пара на входе в турбину до сверхкритических не имеет смысла.

При повышении начальных параметров изменяется и давление на выходе из турбины (рис. 5), что сказывается на величине теплоперепада, а как следствие на электрической мощности установки.

Увеличение начальных параметров приводит к уменьшению расхода рабочего тела (при одинаковом количестве подведенной теплоты), что в свою очередь приводит к повышению удельной электрической мощности (рис. 6).

График (рис. 6) показывает, что при увеличении температуры рабочего тела на входе в турбину наблюдается тенденция роста удельной электрической мощности, но до определенного уровня, после которого данная величина не изменяется. Однако увеличение удельной выработки электрической энергии не всегда соответствует максимальной электрической мощности установки (рис. 3 и 5) при заданных начальных условиях.

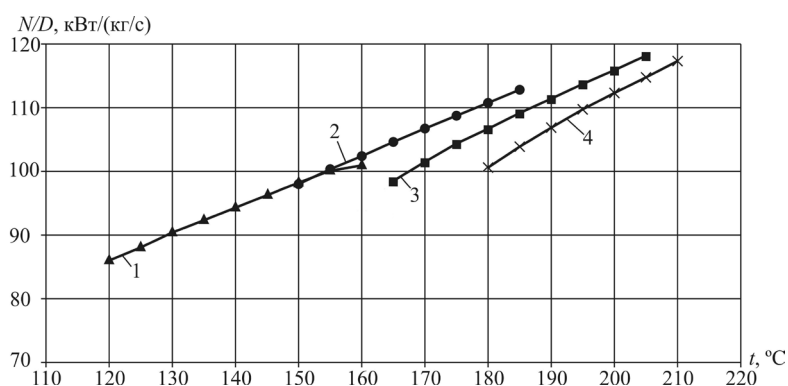


Рис. 6 – Зависимость удельной электрической мощности от начальной температуры при различных давлениях: 1 – 2,0 МПа; 2 – 3,0 МПа; 3 – 4,0 МПа; 4 – 5,0 МПа

Были также рассмотрены случаи при постоянном давлении на входе и выходе турбины, изменялась только температура на входе в турбину. Результаты показали, что в данном случае повышение температуры не оказывает значительного воздействия на мощность установки, т.к. это приводит к изменению расхода рабочего тела на турбину.

В результате проведенных расчетных исследований получены мощностные характеристики паротурбинных циклов на НРТ при условии постоянной величины используемой теплоты.

Расчет проточных частей турбин на НРТ

Особенностью проектирования проточных частей турбин на НРТ является выбор начальных и конечных параметров таким образом, чтобы процесс расширения в турбине происходил без фазовых переходов (образования конденсата в проточной части турбины). Расчеты тепловых схем не учитывают особенности наклона пограничной кривой в $\lg P, h$ -диаграммах различных рабочих тел [8], а лишь определяют

величину теплоперепада приходящегося на турбину. Для оценки целесообразности выбора того или иного рабочего тела необходимо получить картину его расширения путем моделирования геометрии проточных частей турбин с выбранным рабочим телом.

Расчет проточных частей турбин на низкокипящих рабочих телах осуществляется при помощи программного комплекса, разработанного в ИПМаш НАН Украины. Программный комплекс позволяет определять все показатели, характеризующие процесс расширения в проточной части турбины с учетом термодинамических свойств используемых рабочих тел. Расчеты осевых турбин проводились по среднему диаметру при условии периферийного раскрытия проточной части. Предварительно получено, что наилучшим вариантом проточной части является 7-ми ступенчатая конструкция на 9000 об/мин, что позволит уменьшить габаритные размеры турбин и увеличить высоты лопаточных аппаратов.

Ниже представлены оптимальные варианты реализации турбин на НРТ с применением различных рабочих тел при одинаковых заданных условиях.

Вариант 1. Смесевое рабочее тело R-600a/R-141b при сверхкритических параметрах на входе в турбину. Основные геометрические и расходные характеристики проточной части представлены в табл. 3.

Из представленных в таблице результатов видно, что раскрытие проточной части плавное, выход потока из рабочих решёток близок к осевому, при этом мощность турбины составляет 1680 кВт при КПД 86,6 %.

Вариант 2. Однокомпонентное рабочее тело R-600 при сверхкритических параметрах на входе в турбину. Для такого условия получены следующие геометрические и расходные характеристики проточной части, которые представлены в табл. 4.

Применение R-600 в качестве рабочего тела в замкнутом паротурбинном цикле позволило получить мощность турбины ~ 1600 кВт при КПД 89,75 %. Раскрытие проточной части также плавное и выход потока из рабочих решеток близок к осевому.

Таблица 3 – Проточная часть турбины на R-600a/R-141b

Характеристики	Обозн.	Разм.	Номер ступени						
			1	2	3	4	5	6	7
Расход пара на турбину	D_0	кг/с	18,76						
Давление пара на входе в турбину	P_0	МПа	5,0						
Температура пара на входе в турбину	t_0	°С	190						
Давление пара за турбиной	P_k	МПа	0,28						
Угол выхода потока из сопловой решетки	α_1	°	13	18	22	29	32	30	31
Средний диаметр ступени	$d_{ср}$	м	0,193	0,197	0,2	0,203	0,207	0,213	0,22
Степень реактивности на ср. диаметре	ρ	—	0,11	0,125	0,16	0,2	0,255	0,35	0,45
Число Маха для сопловой решетки	M_{a1}	—	0,813	0,831	0,816	0,780	0,738	0,661	0,557
Угол входа потока в рабочую решетку	β_1	°	28,1	38,0	46,5	61,1	69,8	76,7	83,8
Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки	β_2	°	19,9	28,6	34,5	39,3	40,3	36,3	33,3
Высота сопловой решетки	l_1	мм	9,0	11,6	15,7	18,9	25,4	38,7	55,1
Высота рабочей решетки	l_2	мм	10,5	12,6	16,3	20,9	27,9	40,8	56,2
Угол выхода потока из рабочей решетки	α_2	°	88,01	88,45	88,48	89,49	89,57	88,61	89,46
Относит. внутренний КПД турбины	$\eta_{от}$	%	86,6						
Суммарная внутр. мощность турбины	N_T	кВт	1680						

Таблица 4 – Проточная часть турбины на R-600 при сверхкритических параметрах на входе в турбину

Характеристики	Обозн.	Разм.	Номер ступени						
			1	2	3	4	5	6	7
Расход пара на турбину	D_0	кг/с	15,90						
Давление пара на входе в турбину	P_0	МПа	5,0						
Температура пара на входе в турбину	t_0	°С	180						
Давление пара за турбиной	P_k	МПа	0,337						
Угол выхода потока из сопловой решетки	α_1	°	12	13	14	15	17	19	22
Средний диаметр ступени	$d_{ср}$	м	0,195	0,198	0,203	0,209	0,215	0,222	0,226
Степень реактивности на ср. диаметре	ρ	—	0,09	0,145	0,2	0,255	0,305	0,36	0,4
Число Маха для сопловой решетки	M_{a1}	—	0,742	0,728	0,696	0,662	0,636	0,603	0,658
Угол входа потока в рабочую решетку	β_1	°	25,7	29,9	34,8	41,1	50,3	62,5	66,2
Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки	β_2	°	21,46	21,75	21,61	22,52	23,45	24,40	26,36
Высота сопловой решетки	l_1	мм	8,7	13,7	19,8	27,3	34,0	42,4	48,1
Высота рабочей решетки	l_2	мм	8,7	14,4	21,3	28,2	35,8	44,4	50,9
Угол выхода потока из рабочей решетки	α_2	°	89,78	89,00	88,23	89,72	89,06	90,09	80,15
Относит. внутренний КПД турбины	$\eta_{от}$	%	89,75						
Суммарная внутр. мощность турбины	N_T	кВт	1599						

Таблица 5 – Проточная часть турбины на R-600 при параметрах близких к критическому значению на входе в турбину

Характеристики	Обозн.	Разм.	Номер ступени						
			1	2	3	4	5	6	7
Расход пара на турбину	D_0	кг/с	16,5						
Давление пара на входе в турбину	P_0	МПа	3,5						
Температура пара на входе в турбину	t_0	°C	155						
Давление пара за турбиной	P_k	МПа	0,27						
Угол выхода потока из сопловой решетки	α_1	°	12	14	14	17	19	21	23
Средний диаметр ступени	d_{cp}	м	0,2	0,204	0,212	0,217	0,223	0,232	0,243
Степень реактивности на ср. диаметре	ρ	—	0,125	0,185	0,245	0,295	0,355	0,41	0,47
Число Маха для сопловой решетки	M_{a1}	—	0,756	0,713	0,687	0,659	0,617	0,593	0,563
Угол входа потока в рабочую решетку	β_1	°	27,0	34,3	37,8	48,8	61,2	73,9	89,4
Угол выхода относительной скорости из рабочей решетки	β_2	°	21,27	21,62	21,52	23,45	24,40	25,35	25,32
Высота сопловой решетки	l_1	мм	12,7	18,0	26,6	32,2	41,3	51,0	63,1
Высота рабочей решетки	l_2	мм	12,9	19,6	27,5	34,5	43,7	53,0	65,3
Угол выхода потока из рабочей решетки	α_2	°	90,57	89,95	89,05	88,31	89,25	88,79	88,01
Относит. внутренний КПД турбины	$\eta_{от}$	%	89,93						
Суммарная внутр. мощность турбины	N_T	кВт	1610						

Вариант 3. Расчеты проточной части турбины с применением однокомпонентного рабочего тела R-600 при параметрах близких к критическому значению на входе в турбину (табл. 5).

Из табл. 5 видно, что применение однокомпонентного рабочего тела R-600 для замкнутого паротурбинного цикла позволяет получить мощность турбины 1610 кВт при КПД 89,93 %.

Анализ результатов, приведённых в табл. 3–5 показал:

- габаритные размеры проточных частей отличаются незначительно;
- расходные характеристики отличаются на величину не более 10 %;
- выход потока из рабочей решетки близок к осевому;
- в зависимости от применяемого рабочего тела мощность изменяется в пределах ~ 70 кВт, что не превышает ~ 5 %;
- КПД проточной части осевой турбины при использовании смесового рабочего тела ниже более чем на 3 % по сравнению с однокомпонентным рабочим телом.

В действительности, при реализации замкнутых паротурбинных циклов важными факторами являются не только показатели мощности и экономичности работы установки. Немаловажной при решении задачи энергосбережения на основе применения тепловых схем на НРТ с целью выработки электроэнергии является величина капитальных вложений при выборе элементов паротурбинного цикла и стоимость получения многокомпонентного рабочего тела, а также учет особенностей при дальнейшей эксплуатации.

Для рассмотренных вариантов с применением рабочего тела со сверхкритическими параметрами на входе в турбину стоимость запорной арматуры, трубопроводов, питательного насоса, турбины увеличивается практически вдвое. Это связано с увеличением металлоемкости, например, стоимость задвижек на давление 6,3 МПа в два раза выше, чем при давлении 3,5 МПа [27, 28]. При этом стоимость автоматизированной системы управления технологическим процессом (АСУ ТП), генератора, части запорной арматуры и трубопроводов одинакова для рассмотренных случаев. При реализации установки на сверхкритические параметры величина финансовых затрат будет ориентировочно на 50 % больше по сравнению с вариантом на докритические параметры на входе в турбину.

Выводы

1 Выбор рабочего тела должен основываться на наличии его промышленного производства, что позволит сократить расходы на его приобретение и пополнение утечек (если таковые будут) в процессе эксплуатации.

2 При реализации тепловой схемы на НРТ необходимо проводить сравнение эффективности термодинамических циклов, оценку металлоемкости и энергетической эффективности всех элементов энергетической установки. Это связано с тем, что затраты на привод насосного оборудования для получения необходимых параметров рабочего тела на входе в турбину могут приближаться к получаемой полезной электрической мощности. Также необходимо учитывать, что пограничная кривая степени сухости имеет наклонный вид, а

следовательно, для снижения затрат на конденсацию рабочего тела, его параметры необходимо подбирать таким образом, чтобы процесс расширения в турбине проходил вблизи пограничной кривой.

3 В результате проведенных расчетных исследований получено, что габаритные размеры проточных частей турбин отличаются незначительно, расход рабочего тела отличается на величину не более 10 %, электрическая мощность изменяется до 5 % (табл. 3–5). Установка на сверхкритических параметрах требует на 50 % больше вложений денежных средств в связи с увеличением массогабаритных показателей по сравнению с вариантом на докритических параметрах на входе в турбину (при рассмотрении одного и того же рабочего тела).

4 Повышение параметров рабочего тела (R-600) на входе в турбину приводит к увеличению удельной выработки электроэнергии (рис. 6), но при этом увеличивается давление конденсации при постоянной температуре (рис. 5), что может привести к снижению теплоперепада приходящегося на турбину, а, как следствие, уменьшению мощности турбоагрегата.

Таким образом, в нашем случае, решение о переходе к работе на тех или иных параметрах и рабочих телах должно приниматься на базе детального технико-экономического обоснования.

Список литературы

- 1 **Белов, Г. В.** Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике [Текст] / **Г. В. Белов, М. А. Дорохова** // Наука и образование. – 2014. – № ФС77-48211. – С. 99–124. – ISSN 1994-0408.
- 2 **Lukawski, M.** Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions [Text] / **M. Lukawski** // The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri. – Akureyri, 2009. – 87 p.
- 3 **Quoilin, S.** Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications [Text] / **S. Quoilin** // Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege. – Liege, 2011. – 183 p.
- 4 **Walter de Freitas Pereira Marques M.** Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry [Text] / **M. Walter de Freitas Pereira Marques** // Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais. – 2014. – 133 p. – http://run.unl.pt/bitstream/10362/13041/1/Marques_2014.pdf. – 16.04.2016.
- 5 **Ботштейн, В. А.** Использование вторичных энергоресурсов на металлургических предприятиях Украины [Текст] / **В. А. Ботштейн, А. Л. Каневский, В. Г. Литвиненко, А. Л. Скоромный** // Экология и промышленность. – 2011. – № 1. – С. 85–90. – ISSN 2311-584X.
- 6 **Редько, А. А.** Повышение эффективности теплоутилизационных энергетических установок [Текст] / **А. А. Редько, С. В. Павловский, А. И. Компан** // Вісник КНУТД. – 2013. – № 6. – С. 231–237. – ISSN 1813-6796.
- 7 **Сергиенко, Р. В.** Пути повышения эффективности рабочего цикла энергетических теплоутилизующих установок с низкокипящими рабочими телами [Текст] / **Р. В. Сергиенко, Б. Д. Билека, В. Я. Кабков** // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 38–42. – ISSN 1727-7337.
- 8 **Редько, А. А.** Методы повышения эффективности систем геотермального теплоснабжения [Текст] / **А. А. Редько**. – Макеевка : ДонНАСА, 2010. – 302 с. – ISBN 978-966-7477-94-3.
- 9 Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкокипящем рабочем теле [Текст] / **А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, М. И. Роговой** и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 18–26.
- 10 Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии [Текст] / **А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, Н. Ю. Бабак, А. В. Сенецкий** // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 07(101). – С. 23–29. – ISSN 2218-1849.
- 11 **Никифоров, Б. И.** Энергосбережение на металлургических предприятиях [Текст] / **Б. И. Никифоров, Г. В. Заславец**. – Магнитогорск : МГТУ, 2000. – 280 с.
- 12 Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности [Текст] / **А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак** // ИПМаш НАН Украины. – Харьков, 2014. – 320 с. – ISBN 978-966-02-7059-6.
- 13 **Van der Waals J. D.** On the Continuity of the Gaseous and Liquid States [Text] / **J. D. Van der Waals**. – New York : Dover, 2004. – 320 p. – ISBN 0486495930.
- 14 **Soave, G.** Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State [Text] / **G. Soave** // Chemical Engineering Science. – 1972. – № 27. – 1197–1203 pp.
- 15 **Heidemann, R. A.** A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules [Text] / **R. A. Heidemann, J. M. Prausnitz** // Proc. Natl. Acad. Sci. USA. – 1976. – Vol. 73, № 6. – P. 1773–1776.
- 16 **Garland, C. W.** Experiments in Physical Chemistry [Text] / **C. W. Garland, J. W. Nibler, D. P. Shoemaker**. – New York : McGraw-Hill Higher Education, 2009. – 757 p. – ISBN 0-07-231821-X.
- 17 **Peng, D. Y.** A new two – constant equation of state [Text] / **D. Y. Peng, D. B. Robinson** // Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. – 1976. – № 15. – P. 59–64.
- 18 **Abbas, R. J.** Thomson coefficients and Joule-Thomson inversion curves for pure compounds and binary systems predicted with the group contribution equation of state VTPR [Text] / **R. J. Abbas** // Fluid Phase Equilibria. – 2011. – № 306. – P. 181–189.
- 19 **Poling, B. E.** The properties of gases and liquids [Text] / **B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J. P. O'Connell**. – New York : McGraw-Hill Companies, Inc., 2001. – 803 p. – doi: 10.1036/0070116822.

- 20 **Pedersen, K. S.** Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids [Text] / **K. S. Pedersen, P. L. Christensen.** – New York : Taylor & Francis Group, 2007. – 423 p. – ISBN 0-8247-0694-3.
- 21 **Dan Surianu, F.** Mathematical Modelling and Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Thermal and Hydro Power Plants [Text] / **F. Dan Surianu** // Numerical Simulations of Physical and Engineering Processes. – 2011. – P. 551–576.
- 22 **Bihari, P.** Efficiency and cost modelling of thermal power plants [Text] / **P. Bihari, G. Gróf, I. Gács** // Thermal Science. – 2010. – Vol. 14. – № 3. – P. 821–834. – doi: 10.2298/TSCI1003821B.
- 23 AspenTech Company. Official website of company – Access: <http://www.aspentech.com/hysys/>. – Caps. screen. – 10.01.2016.
- 24 **Quoilin, S.** Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles [Text] / **Quoilin S.** et al. // Applied Energy. – 2011. – № 88. – P. 2183–2190.
- 25 **Лыхвар, Н. В.** Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики [Текст] / **Н. В. Лыхвар, Ю. Н. Говорущенко, В. А. Яковлев** // Пробл. машиностроения. – 2003. – № 1. – С. 30–41. – ISSN 0131-2928.
- 26 Термодинамические lgP,h-диаграммы для хладагентов [Текст] / ООО «АВИСАНКО». – М. : ООО «АВИСАНКО», 2003. – 50 с.
- 27 НПО «МосЭлектроПривод». Официальный сайт производителя. – Режим доступа: <http://moselectroprivod.ru/?cat=44>. – Загл. с экрана. – 20.01.2016.
- 28 ЧП «Мельниковых». Официальный сайт производителя. – Режим доступа: <http://kran.odessa.ua/index.html>. – Загл. с экрана. – 25.01.2016.
- 7 **Sergienko, R. V., Bilek, B. D. and Kabakov, V. Y.** (2012), “Ways of increasing the efficiency of the working cycle of energy heat utilization installations with low-boiling working fluids”, *Aerospace Engineering and Technology*, no. 8 (95), pp. 38–42.
- 8 **Redko, A. A.** (2010), *Metody povysheniya effektivnosti sistem geotermfllnogo teplosnabzheniya* [Methods of increasing the efficiency of geothermal heating systems], DonNACEA, Makiyivka, Ukraine.
- 9 **Shubenko, A. L., Babak, N. Y., Rogovoy, M. I.** et al. (2010), “Economic efficiency of utilization of low-grade secondary energy resources by installing a turbine on the low boiling working fluid”, *Energy saving. Energy. Energy audit*, no. 6, pp. 18–26.
- 10 **Shubenko, A. L., Malyarenko, V. A., Babak, N. Y. and Senetskyi, A. V.** (2012), “Disposal of waste heat of industrial of technological processes of the enterprise with the purpose of electricity generation”, *Energy saving. Energy. Energy audit*, no. 07(101), pp. 23–29.
- 11 **Nikiforov, B. I. and Zaslavets, G. V.** (2000), *Energochberegenie na metallurgicheskikh predpriyatiyah* [Energy saving on metallurgical enterprises], MGTU, Magnitogorsk, Russia.
- 12 **Shubenko, A. L., Malyarenko, V. A., Senetskyi, A. V. and Babak, N. Y.** (2014), *Kogeneratsionnye tehnologii v energetike na osnove primeneniya parovykh turbin maloy moshchnosti* [Cogeneration technologies in energy on based the use of low-power steam turbines], IP-Mach NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.
- 13 **Van der Waals J. D.** (2004), *On the Continuity of the Gaseous and Liquid States*, Dover, New York, USA.
- 14 **Soave, G.** (1972), “Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State”, *Chemical Engineering Science*, no. 27, pp. 1197–1203.
- 15 **Heidemann, R. A. and Prausnitz, J. M.** (1976), “A van der Waals-type equation of state for fluids with associating molecules”, *Proc. Natl. Acad. Sci.*, vol. 73, no. 6, pp. 1773–1776.
- 16 **Garland, C. W., Nibler, J. W. and Shoe-maker D. P.** (2009), *Experiments in Physical Chemistry*, McGraw-Hill Higher Education, New York, USA.
- 17 **Peng, D. Y. and Robinson, D. B.** (1976), “A new two – constant equation of state”, *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, no. 15, pp. 59–64.
- 18 **Abbas, R. J.** (2011), “Thomson coefficients and Joule-Thomson inversion curves for pure compounds and binary systems predicted with the group contribution equation of state VTPR”, *Fluid Phase Equilibria*, no. 306, pp. 181–189.
- 19 **Poling, B. E., Prausnitz, J. M. and O’Connell, J. P.** (2001), “The properties of gases and liquids”, McGraw-Hill Companies, Inc., New York, USA. doi: 10.1036/0070116822.
- 20 **Pedersen, K. S. and Christensen, P. L.** (2007), *Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids*, Taylor & Francis Group, New York, USA.
- 21 **Dan Surianu F.** (2011), “Mathematical Modelling and Numerical Simulation of the Dynamic Behaviour of Thermal and Hydro Power Plants”, *Numerical Simulations of Physical and Engineering Processes*. 2011, pp. 551–576.
- 22 **Bihari, P., Gróf, G. and Gács, I.** (2010), “Efficiency and cost modelling of thermal power plants”, *Thermal Science*, vol. 14, no. 3, 821–834 pp. doi: 10.2298/TSCI1003821B.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Belov, G. V. and Dorohova, M. A.** (2014), “Organic Rankine Cycle and its use in alternative energy”, *Science and education*, no. ФС77-48211, pp. 99–124.
- 2 **Lukawski, M.** (2009), “Design and optimization of standardized Organic Rankine Cycle power plant for European conditions”, *The School for Renewable Energy Science in affiliation with University of Iceland & the University of Akureyri*. Akureyri.
- 3 **Quoilin, S.** (2011), “Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications”, *Energy systems research unit Aerospace and mechanical engineering department university of Liege*, Liege.
- 4 **Walter de Freitas Pereira Marques M.** (2014), Potential for ORC Application in the Portuguese Manufacturing Industry. Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia do Ambiente, perfil Gestão e Sistemas Ambientais.
- 5 **Botstein, V. A., Kanevsky, A. L., Litvinenko, V. G. and Skoromniy, A. L.** (2011), “The use of secondary energy resources at the metallurgical enterprises of Ukraine”, *Ecology and industry*, no. 1, pp. 85–90.
- 6 **Redko, A. A., Pavlovsky, S. V. and Kompan, A. I.** (2013), “Improving the efficiency of heat recovery of power installations”, *Vesnik of the KNUITD*, no. 6, pp. 231–237.

- 23 **AspenTech Company**. Official website of company (2016), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: <http://www.aspentech.com/hysys/> (Accessed 10 January 2016).
- 24 **Quoilin, S. et al.** (2011), "Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles", *Applied Energy*, no. 88, pp. 2183–2190.
- 25 **Lyhvar, N. V., Govorushchenko, Yu. N. and Yakovlev, V. A.** (2003), "Modeling thermal power units with using interactive graphic scheme", *J. of Mechanical engineering*, no. 1, pp. 30–41.
- 26 **Termodinamicheskie lgP,h-diagrammy dlya hladagentov** [Thermodynamics lgP,h-diagrams for refrigerants] (2003), "AVISANKO" Ltd., Moscow, Russia.
- 27 **NGO "MosElektroPrivod"**. Official website of the manufacturer (2016), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: <http://moselectroprivod.ru/?cat=44> (Accessed 20 January 2016).
- 28 **PE "Melnikov's"**. Official website of the manufacturer (2016), Electronic resource: finding resources by subject [Online], Retrieved from: <http://kran.odessa.ua/index.html> (Accessed 25 January 2016).

Сведения об авторах (About authors)

Шубенко Александр Леонидович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, заведующий отделом оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-9014-1357.

Shubenko Oleksandr – Member-correspondent of National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Department Head in optimization of processes and designs of turbomachinery, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Сенецкий Александр Владимирович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net, ORCID 0000-0001-8146-2562.

Senetskyi Oleksandr – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Fellow, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Senior Research Fellow in optimization of processes and designs of turbomachinery Department, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Сарапин Владимир Павлович – главный конструктор оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: sarapin_v@mail.ru, ORCID 0000-0002-5323-5351.

Sarapin Volodymyr – chief designer in optimization of processes and designs of turbomachinery Department, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Шубенко, А. Л. Влияние начальных параметров на характеристики проточных частей турбин, работающих на низкокипящих рабочих телах [Текст] / **А. Л. Шубенко, А. В. Сенецкий, В. П. Сарапин** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 118–127. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.

Please cite this article as:

Shubenko, O., Senetskyi, O. and Sarapin, V. (2016), "Influence of Initial Parameters on the Performances of the Flow System of Turbines Operating on Low-Boiling Actuating Medium", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 118–127, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шубенко, О. Л. Вплив початкових параметрів на характеристики проточних частин турбін, що працюють на низькокиплячих робочих тілах [Текст] / **О. Л. Шубенко, О. В. Сенецький, В. П. Сарапін** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 118–127. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.

АНОТАЦІЯ Наведено результати розрахункових досліджень з використанням програмного комплексу, що розроблено в ІПМаш НАН України, по визначенню витратних та геометричних характеристик проточних частин турбін на органічних робочих тілах, з урахуванням їх властивостей. Проведено порівняльний аналіз характеристик проточних частин турбін із сверхкритичними та докритичними параметрами робочого тіла на вході в турбіну. Показано вплив початкових параметрів на економічність та потужність турбін.

Ключові слова: турбіна, електрична потужність, енергозбереження, теплова схема, проточна частина, сверхкритичні та докритичні параметри, низькокипляче робоче тіло, сумішеве і однокомпонентне робоче тіло.

Поступила (received) 27.01.2016

М. К. БЕЗРОДНЫЙ, А. Ю. РАЧИНСКИЙ, Н. Н. ГОЛИЯД

МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА КОНТАКТНОГО ГАЗОКАПЕЛЬНОГО УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛОТЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

АННОТАЦИЯ Разработана методика расчёта контактного аппарата газокapельного типа для утилизации теплоты низкотемпературных отходящих газов. Для распыления жидкости использовалась механическая центробежная форсунка. Данная методика учитывает реальные условия протекания процессов тепло- и массообмена в системе «конус факела распыливания капель жидкости – сплошная парогазовая среда» и основана на использовании результатов ранее проведённых экспериментальных исследований авторов в указанной системе.

Ключевые слова: методика, контактный утилизатор теплоты, газокapельный, форсунка.

M. BEZRODNY, A. RACHINSKIY, N. GOLIYAD

HEAT CALCULATION TECHNIQUE FOR THE CONTACT-TYPE GAS-DROP HEAT RECOVERY SYSTEM OF LOW-TEMPERATURE EFFLUENT GASES

ABSTRACT A purpose of this scientific paper is to develop the heat calculation technique for the contact-type heat recovery system of low-temperature effluent gases using mechanical centrifugal nozzles to spray liquid. The calculation technique is based on preliminary experimental investigations carried out by the authors to study nozzle dispersion characteristics and heat-mass exchange processes in the two-phase system: the torch cone used for the dispersion of water drops is the steam-gas mixture and it is also based on the preliminary theoretical analysis of the total interfacial area of interacting phases. The work done allowed us to work out the heat calculation technique for the contact-type heat recovery system of low-temperature effluent gases that takes into consideration real conditions for transfer processes in the two-phase system in question. The heat calculation procedure described in the paper and used for the heat recovery system allows us to determine the brand and the number of dispensers required for the generation of water drops using the parameters of effluent gases and water specified for the system inlet, to arrange them in the standard duct for the gas withdrawal and to calculate the heat carrier parameters at the unit output and to determine its heating efficiency.

Key words: technique, contact-type heat recovery unit, gas-drop, and the nozzle.

Введение

В настоящее время заметное внимание уделяется вопросам использования вторичных энергетических ресурсов в виде теплоты низкотемпературных отходящих газов энергетических и технологических агрегатов и устройств. Для решения этих вопросов предложены и используются различные конструкции утилизаторов теплоты контактного типа. Несомненными преимуществами при утилизации теплоты отходящих газов энергетических и технологических установок обладают утилизационные контактные аппараты газокapельного типа [1] с распылителями воды в виде форсунок различных типов (зачастую центробежных, как имеющих наиболее простую конструктивную схему и обширную литературу по их характеристикам, например, [2]). Вместе с тем, в литературе отсутствует надежная методика теплового расчета подобных устройств. В известной литературе отсутствуют также какие-либо обобщающие зависимости по тепломассообмену между сплошной газовой средой и системой капель в виде конуса распыливания форсунки. Используемые в литературе данные относятся, как правило, к одиночной капле [3–8].

В связи с этим для создания указанной методики предварительно был выполнен комплекс работ, связанных с адаптацией центробежных

форсунок для работы в качестве распылителей воды в контактных утилизационных аппаратах. С этой целью в работах [9, 10] были выполнены экспериментальные исследования характеристик распыла (среднего объемно-поверхностного диаметра капель, угла раскрытия конуса факела распыливания) применительно к режимным параметрам их работы в составе утилизатора теплоты. Кроме того, в работе [11] теоретическим путем был решен ряд вопросов, связанных с определением элементов гидродинамики форсуночной камеры аппарата (изменения скорости движения капель по длине их пробега, суммарной величины межфазной поверхности), определяющих условия тепломассообмена между газовой средой и каплями жидкости. И, наконец, в работе [12] были проведены экспериментальные исследования коэффициентов тепло- и массоотдачи между парогазовой средой и системой капель воды распылительной форсунки.

Важным условием эффективной работы контактного аппарата для утилизации теплоты отходящих газов является обеспечение таких параметров работы, при которых имеет место конденсация водяных паров и отсутствует режим испарения воды с поверхности капель. Экспериментальному исследованию этого вопроса посвящена работа авторов [13]. В ней в результате проведенных опытов определены параметрические границы (режимные параметры работы) эффективного ис-

пользования выбранной форсунки (с исключением процесса испарения капель).

Указанные работы явились основой для создания излагаемой ниже методики теплового расчета контактных утилизаторов теплоты газокapельного типа.

Цель работы

Разработать методику теплового расчёта утилизационных контактных аппаратов газокapельного типа с распылителями воды в виде форсунок различных типов. Для достижения этой цели был предварительно выполнен комплекс работ, связанных с адаптацией центробежных форсунок для работы в качестве распылителей воды в контактных утилизационных аппаратах.

Схема аппарата и общие замечания к методике расчёта

Схема контактного утилизатора теплоты газокapельного типа представлена на рис. 1. Конструктивно активная часть утилизатора представляет собой полый аппарат, внутреннее пространство которого заполнено только определенным количеством форсунок с подводящими к ним воду трубопроводами. В связи с этим тепловой расчёт такого аппарата сводится к определению марки и количества распылителей, их компоновке в газотводящем коробе, определению параметров потоков теплоносителей на выходе и теплопроизводительности утилизатора.

Для определённости, по мнению авторов, перед изложением собственно процедуры расчёта газокapельного утилизатора целесообразно упомянуть о некоторых основных моментах, имеющих значение при проектировании таких устройств.

Во-первых, отметим, что рассматриваемое устройство предназначено для утилизации низкотемпературных отходящих газов. Низкотемпературными считаются отходящие газы с температурой $\sim 135^\circ\text{C}$ на входе в аппарат из-за возможности возникновения низкотемпературной коррозии в различного рода экономайзерах и иных поверхностных утилизаторах, которые необходимо устанавливать до газокapельного устройства. С другой стороны, приблизительно такая же температура газовой смеси регламентируется наличием верхнего предела нагрева капель воды, равного температуре «мокрого» термометра для парогазовой смеси.

Во-вторых, вопрос об определении количества разбрызгивающих форсунок решается с помощью результатов предварительных исследований, изложенных в работах [12, 13]. Здесь же отметим, что возникает еще один актуальный вопрос о вероятности столкновения капель в дисперсных потоках, образованных различными распылителя-

ми. В связи с этим может изменяться дисперсный состав капель по причине этого столкновения. Ответы на эти вопросы приведены ниже в процедуре расчета.

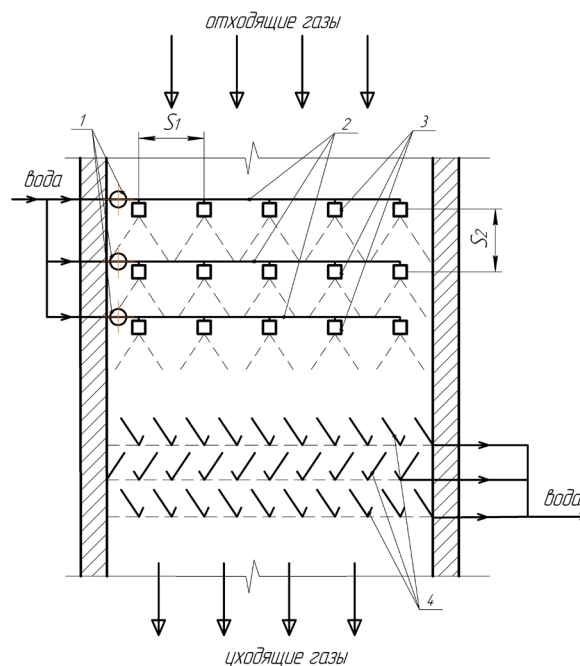


Рис. 1 – Схема контактного аппарата:
1 – коллекторы для подвода воды; 2 – трубы подвода воды к форсункам; 3 – форсунки; 4 – сепаратор

В-третьих, вопрос об определении параметров потоков отходящих газов и воды после контактного утилизатора при заданных значениях этих величин на входе в участок утилизации решается с помощью обобщающих зависимостей по тепло- и массообмену в газокapельной системе, представленных в работе [12].

Исходные данные для расчёта

Как правило, среди исходных данных должны фигурировать следующие величины:

- вид и рабочий состав топлива для энерготехнологического агрегата (устройства);
- барометрическое давление парогазовой смеси (ПГС), B , Па;
- объёмный расход парогазовой смеси при нормальных условиях на входе в газокapельный аппарат, V , $\text{м}^3/\text{ч}$;
- средняя скорость движения отходящих газов (либо сечение отводящего короба);
- схема движения потоков газа и капель воды (принимается прямоточную);
- температура смеси по «сухому» термометру на входе в аппарат, $t_{2\text{с.вх}}$, $^\circ\text{C}$;
- влагосодержание ПГС на входе в аппарат, d_1 , $\text{кг}/(\text{кг сух. г.})$;

- давление воды перед форсунками, P_1 , МПа;
- температура воды на входе в аппарат $t_{1\text{вх}}$, °С.

Процедура расчёта

Процедура расчета газокapельного контактного утилизатора следующая.

1 Выбор марки и количества разбрызгивающих форсунок

Ориентиром при решении вопроса о выборе марки распылителя может быть работа [2]. Рекомендуется центробежный тип распылительной форсунки как имеющей наиболее простую и надежную конструктивную схему. Для энерготехнологических устройств небольшой мощности можно предложить стандартную центробежную форсунку № 26 [2], которая использовалась авторами при проведении настоящих исследований. Тем более, что авторы поработали над адаптацией этого распылителя для более широкого диапазона режимных параметров ее работы применительно к указанным энерготехнологическим устройствам.

Для расчета количества разбрызгивающих форсунок указанной марки авторами были проведены специальные исследования [13]. Эти исследования были посвящены определению параметрических границ эффективного использования выбранной форсунки. Соответствующие границы определены, исходя из условия исключения возможного испарения капель воды при достижении предельной температуры их нагрева, соответствующей температуре мокрого термометра. Эти условия соответствуют максимальному расходу сухих газов на одну форсунку V_B^{max} , определяемому из рис. 2 в зависимости от объемной доли содержащегося в них водяных паров и давления воды перед форсункой. Тогда, общее количество форсунок n может быть определено как

$$n = \frac{V}{V_B^{\text{max}}}, \quad (1)$$

Величина V_B^{max} рассчитывается также по формулам (2)–(4) из работы [13].

2 Компоновка форсунок в коробе для отвода отходящих газов

При компоновке форсунок следует учитывать вопрос о вероятности столкновения капель в дисперсных потоках, образованных различными распылителями, и связанным с этим возможным изменением дисперсного состава капель по причине этого столкновения. Оказалось (работы [14, 15]), что вероятность p столкновения жидкостных частиц чрезвычайно мала ($p < 0,001$) из-за незначительного отличия их скоростей вблизи распылителей и резкого снижения их концентрации при удалении от места вылета (на расстоянии

нескольких сантиметров эта вероятность приближается к нулю). Исключение может составлять лишь очень плотная установка форсунок, что применяется крайне редко. Для примера: факелы двух центробежно-струйных форсунок, установленных на расстоянии 150 мм, оказались «прозрачными» друг для друга [14].

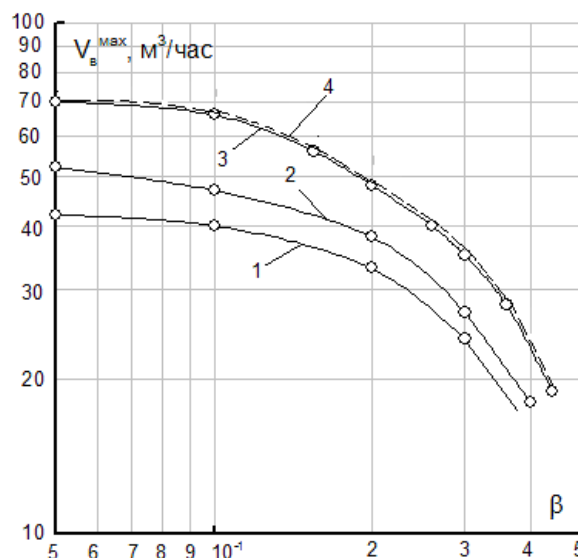


Рис. 2 – Зависимость максимального объемного расхода сухого воздуха от объемной доли водяных паров β при избыточном давлении воды перед форсункой: 1 – $P = 0,2$ МПа; 2 – $0,4$ МПа; 3 – $0,6$ МПа; 4 – расчет по [13]

По поводу изменения дисперсного состава капель по причине возможного их столкновения отметим следующее. Происходящие столкновения не могут привести к заметному изменению дисперсного состава капель из-за низких значений числа We , характерных для распыливания жидкостей и изменяющихся всего-навсего в пределах 0,5–10. Кроме того, влияние полидисперсности капель, их коалесценция и дробление учитываются при определении среднего диаметра капель.

Следовательно, размещение форсунок в поперечном сечении короба S_k может быть принято в узловых точках сетки с размером её ячейки $S_{\text{я}} = 150 \times 150$ мм, т.е. с поперечным шагом $S_1 = 150$ мм. Тогда, количество ячеек и соответствующее количество форсунок в одном ярусе может быть определено как

$$n_{\text{я}} = \frac{S_k}{S_{\text{я}}}, \quad (2)$$

а число ярусов форсунок по высоте аппарата

$$N = \frac{n}{n_{\text{я}}}. \quad (3)$$

Величина шага размещения форсунок по высоте аппарата S_2 выбирается на основании

опытных данных. Согласно этим данным [12] на высоте конуса распыливания от среза сопла $H = 110$ мм практически заканчиваются процессы конвективной теплоотдачи от ПГС к каплям и конденсации паров воды на их поверхности. Тогда, продольный шаг размещения форсунок может быть принят равным $S_2 = 110$ мм.

3 Определение параметров системы со стороны факела распыливания

Параметры форсунки и факела распыливания определяются по данным работ [9, 10]. При этом массовый расход воды через форсунку в функции давления воды перед её соплом (в диапазоне изменения $p = 0,2\text{--}0,6$ МПа) определяем по формуле

$$G = 34,74p + 8,17. \quad (4)$$

Угол факела распыливания α , град., в функции давления воды перед форсункой (в диапазоне изменения $p = (0,2\text{--}0,6)$ МПа) рассчитывается по уравнению

$$\alpha = 13,3 + 283,84p - 286,1p^2. \quad (5)$$

Средний объёмно-поверхностный диаметр каплей d_{32} в конусе распыливания форсунки определяется по обобщенному уравнению

$$\frac{d_{32}}{d_c} = 35,7Eu^{0,39}(ReWe)^{-0,52}, \quad (6)$$

где $Re = \frac{W_Y d_c}{\nu}$; $We = W_Y \sqrt{d_c \frac{\rho}{\sigma}}$; $Eu = \frac{\Delta p}{\rho W_Y^2}$;

$W_Y = \frac{4G}{\pi d_c^2 \rho}$; Δp – перепад давления потока воды,

срабатываемый в форсунке; d_c – диаметр сопла.

4 Определение параметров парогазовой смеси (ПГС) на выходе из активной зоны контактного аппарата

Для определения параметров ПГС на выходе из утилизатора достаточно произвести их расчет применительно к одному вертикальному ряду распылителей. При этом число распылителей в ряду соответствует числу ярусов форсунок в аппарате.

Общий расчёт параметров теплоносителей для одного ряда форсунок сводится к последовательному расчету параметров на выходе из конуса распыла для каждой форсунки. При этом входные параметры для первой форсунки заданы в исходных данных для всего аппарата, а входные параметры для каждой последующей форсунки принимаются равными выходным параметрам для предыдущей форсунки. Схема расчета состоит в следующем.

Полная тепловая нагрузка Q^1 для первого (верхнего) по ходу ПГС распылителя определяется по формуле

$$Q^1 = c_{pв} G (t_{1в\text{ых}} - t_{1в\text{х}}). \quad (7)$$

В этих расчётах принимается, что испарение капель (и, следовательно, конденсация вторичного, образующегося по этой причине пара) в конце каждого шага расположения вертикального ряда форсунок пренебрежимо мало (из-за поступления очередной порции распыла холодной воды из следующего распылителя). Температура воды на выходе $t_{1в\text{ых}}$ в первом приближении может быть принята равной предельной температуре нагрева в зависимости от давления воды и доли пара в ПГС в соответствии с рис. 3.

Далее в соответствии с экспериментальными данными принимаем, что температура «сухого» термометра для ПГС на выходе на $(1\text{--}3)^\circ\text{C}$ выше температуры $t_{1в\text{ых}}$ и определяем конвективную составляющую теплового потока

$$Q_{\text{конв}} = \alpha_k F \Delta T. \quad (8)$$

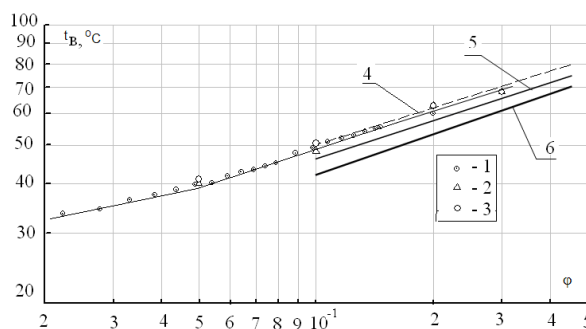


Рис. 3 – Зависимость максимальной температуры нагретой воды от объёмной доли водяных паров при избыточном давлении воды перед форсункой: 1 – $P = 0,6$ МПа; 2 – $0,4$ МПа; 3 – $0,2$ МПа; 4 – по данным [16], 5 – по данным [18], 6 – по данным [17]

В формуле (8) коэффициент конвективной теплоотдачи α_k определяется из обобщенного уравнения (9)

$$\alpha_k = 1,97 \frac{\lambda_{см}}{d_{32}} Re^{0,53} Pr^{0,33} \quad (9)$$

по данным работы [12] в зависимости от расчётной средней скорости движения капель на заданном участке длины пробега, определяемой в свою очередь с помощью рис. 4.

В уравнении (9): $Re = \frac{W d_{32}}{\nu_{см}}$; F – расчётная

величина межфазной поверхности, принимается по рис. 5; ΔT – среднелогарифмический температурный перепад, который определяется с учетом принятой температуры «сухого» термометра для ПГС на выходе.

После этого определяем конденсационную составляющую $Q_{\text{конд}}$ общего теплового потока Q^1 для первой форсунки рассматриваемого вертикального ряда

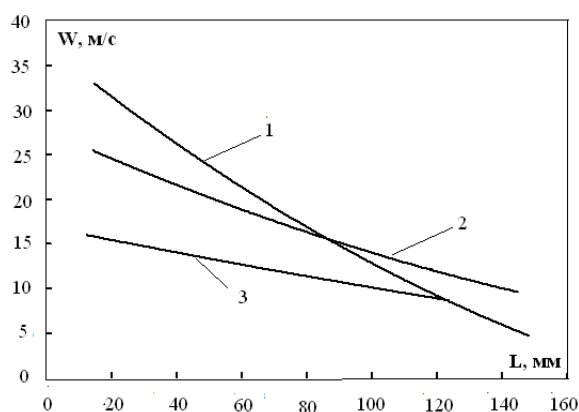


Рис. 4 – Зависимость скорости движения капель W от длины их пробега L при разных давлениях воды перед форсункой по [11]: 1 – $P = 0,6$ МПа; 2 – $P = 0,4$ МПа; 3 – $P = 0,2$ МПа

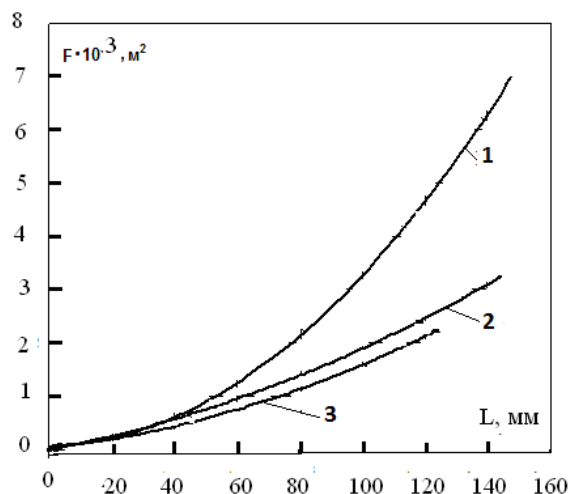


Рис. 5 – Зависимость расчётной величины межфазной поверхности F от длины их пробега L при разных давлениях воды перед форсункой по [11]: 1 – $P = 0,6$ МПа; 2 – $P = 0,4$ МПа; 3 – $P = 0,2$ МПа

$$Q_{\text{конд}} = Q^1 - Q_{\text{конв}} \quad (10)$$

и сравниваем $Q_{\text{конд}}$ по уравнению (10) со значением этой величины $Q'_{\text{конд}}$, рассчитанным через экспериментальное значение коэффициента массоотдачи β , определяемое из обобщённой зависимости (3) по данным работы [12]:

$$\text{Nu}_D = 0,96 \text{Re}^{0,55} \text{Pr}_D^{0,33} \varepsilon^{0,55},$$

$$\text{Nu}_D = \frac{\beta d_{32}}{D}, \quad \text{Pr}_D = \frac{\nu_{\text{см}}}{D},$$

$$D = \frac{2,28}{133,3B} \left[\frac{t_c^{\text{cp}} + 273}{273} \right]^{1,8}.$$

$$Q'_{\text{конд}} = j_r F = \overline{\beta_P} \Delta p r F = \beta \frac{\mu_{\text{H}_2\text{O}}}{RT} \overline{\Delta p} r F, \quad (11)$$

где Nu_D – диффузионное число Нуссельта; D – коэффициент диффузии; Pr_D – диффузионное

число Прандтля; $\beta = \overline{\beta_P} \frac{RT}{\mu_{\text{H}_2\text{O}}}$; $\overline{\beta_P}$ – средний ко-

эффициент массоотдачи, отнесённый к разности парциальных давлений; R – универсальная газовая постоянная; T – средняя абсолютная температура смеси; $\mu_{\text{H}_2\text{O}}$ – молекулярная масса водяного пара;

$\overline{\Delta p} = P_{\text{п.о.}} - P_{\text{п.в.}}$ – разность средних парциальных давлений водяных паров в объёме ПГС и на поверхности капель рассматриваемого участка.

С другой стороны

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{г.с.}} (d_1 - d_2) r, \quad (12)$$

откуда

$$d_2 = d_1 - \frac{Q_{\text{конд}}}{G_{\text{г.с.}} r}. \quad (13)$$

В последних формулах: $G_{\text{г.с.}} = V_{\text{г.с.}} \rho_{\text{г.с.}}$ – массовый расход сухих отходящих газов; $V_{\text{г.с.}}$ – объёмный расход тех же газов (определённый согласно п. 1 настоящей процедуры); $\rho_{\text{г.с.}}$ – плотность сухих отходящих газов (принимается равной плотности сухого воздуха [19] при температуре его поступления в энерготехнологический агрегат).

Таким образом, по уравнению (10) определяется величина $Q_{\text{конд}}$, а по уравнению (13) – d_2 . Далее, определив прежде по формуле

$$P_{\text{п}} = \frac{133,3 B d}{579 + d}, \quad (14)$$

парциальное давление водяных паров в ПГС в начале и в конце рассматриваемого участка, можно рассчитать среднее для участка значение $\overline{\Delta p}$, и, наконец, определить величину $Q'_{\text{конд}}$.

Сравнение величины $Q_{\text{конд}}$, рассчитанной по (10), с величиной $Q'_{\text{конд}}$, рассчитанной по (11), дает ответ на вопрос о правильности выбора температуры воды и температуры «сухого» термометра для ПГС на выходе после первой форсунки рассматриваемого ряда.

Если значения этих величин отличаются более чем на 10 %, то тогда необходимо задаться новым значением температуры воды и температуры «сухого» термометра для ПГС, повторив затем проделанные вычисления. Полученные в итоге итерационного процесса значения температур и влагосодержания смеси на выходе после первой форсунки принимаются в качестве исходных данных для второй форсунки, после чего аналогичным образом рассчитываются параметры теплоносителей на выходе из активной зоны данной форсунки. Расчет повторяется до определения параметров ПГС на выходе после активной зоны последней форсунки, т.е. на выходе из контактного аппарата.

5 *Определение температуры нагретой воды на выходе из контактного аппарата.*

Учитывая то, что влагосодержание ПГС по ходу движения газов резко меняется, температура воды на выходе из активной зоны каждой форсунки по высоте аппарата также будет изменяться. При этом с учетом того, что расходы воды на все форсунки одинаковы, средняя температура воды на выходе из аппарата может быть определена как среднеарифметическое значение температур воды на выходе для активных зон отдельных форсунок вертикального ряда

$$t_{\text{в.вых}} = \frac{t_{1\text{вых}} + t_{1\text{вых}} + \dots + t_{n\text{вых}}}{n}, \quad (15)$$

где $n = N$ – число форсунок в вертикальном ряду, равное числу ярусов форсунок в аппарате.

6 *Определение теплопроизводительности контактного аппарата*

Зная типоразмер и общее количество форсунок, а также температуру воды на входе и выходе из аппарата, теплопроизводительность контактного утилизатора определяется по формуле

$$Q = nc_{\text{рв}} G(t_{\text{в.вых}} - t_{\text{в.вх}}). \quad (16)$$

Таким образом, приведенная процедура теплового расчета рассматриваемой утилизационной установки позволяет при заданных параметрах отходящих газов и воды на её входе получить марку и количество распылителей для генерирования капель воды, произвести их компоновку в штатном коробе для отвода газов, рассчитать параметры теплоносителей на выходе из установки и определить её теплопроизводительность.

Выводы

В результате проведённых авторами исследований [9–13] создана методика теплового расчета газокapельного контактного утилизатора теплоты низкотемпературных отходящих газов, учитывающая реальные условия протекания процессов переноса в рассматриваемой двухфазной системе.

Список литературы

- 1 **Галустов, В. С.** Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике [Текст] / **В. С. Галустов.** – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.
- 2 **Хавкин, Ю. И.** Центробежные форсунки [Текст] / **Ю. И. Хавкин.** – Ленинград : Машиностроение, 1976. – 168 с.
- 3 **Терехов, В. И.** Численное исследование гидродинамики, тепло- и массообмена двухфазного газопарокапельного потока в трубе [Текст] / **В. И. Терехов, М. А. Пахомов** // Прикладная механика и техническая физика. – 2003. – Т. 44, № 1. – С. 108–122.
- 4 **Пахомов, М. А.** Численное исследование гидродинамики и тепломассообмена в пристенных и струйных газокapельных потоках [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 01.04.14 «Теплофизика и теоретическая теплотехника» / Пахомов Максим Алек-

сандрович ; Учреждение Российской академии наук Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН. – Новосибирск : ИТФ СО РАН, 2009. – 39 с.

- 5 **Мустафин, Р. Р.** Математическое моделирование процессов тепломассообмена двухфазных потоков в двигателях летательных аппаратов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» / **Мустафин Ренат Рафаилович** ; «Уфимский государственный авиационный технический университет». – Уфа, 2010. – 15 с.
- 6 **Тумашова, А. В.** Моделирование процессов тепло- и массообмена в форсуночных оросительных камерах [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 01.04.14 «Теплофизика и теоретическая теплотехника» / **Тумашова Анастасия Валерьевна** ; Государственное образовательное учреждение Высшего профессионального образования «Томский государственный архитектурно-строительный университет». – Томск, 2011. – 19 с.
- 7 **Pakhomov, M. A.** Second moment closure modeling of flow, turbulence and heat transfer in droplet-laden mist flow in a vertical pipe with sudden expansion [Text] / **M. A. Pakhomov, V. I. Terekhov** // Int. J. of Heat and Mass Transfer. – 2013. – No. 66. – P. 210-222. – ISSN 0947-7411. – doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.013.
- 8 **Терехов, В. И.** Экспериментальное и численное исследования нестационарного испарения капель жидкости [Текст] / **В. И. Терехов, В. В. Терехов, Н. Е. Шишкин, К. Ч. Би** // Инженерно-Физический журнал. – 2010. – Т. 83, № 5. – С. 829–836. – ISSN 1062-0125.
- 9 **Безродный, М. К.** Некоторые характеристики распыла центробежных форсунок контактных утилизаторов отходящих газов капельного типа [Текст] / **М. К. Безродный, Н. Н. Голянд, П. А. Барабаш, А. Ю. Рачинский, А. Б. Голубев** // Промышленная Теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 6. – С. 31–38. – ISSN 0204-3602.
- 10 **Безродный, М. К.** Влияние входных параметров воды на тонкость распыла центробежных форсунок [Текст] / **М. К. Безродный, Н. Н. Голянд, П. А. Барабаш, А. Б. Голубев, А. Ю. Рачинский** // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2013. – № 2. – С. 23–30. – ISSN 1813-5420.
- 11 **Безродный, М. К.** До визначення поверхні тепломасообміну в контактних теплоутилізаторах крапельного типу [Текст] / **М. К. Безродний, М. Н. Голянд, А. Ю. Рачинський** // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 1/8(67). – С. 21–26. – ISSN 1729-3774. – doi: 10.15587/1729-4061.2014.20646.
- 12 **Безродный, М. К.** Экспериментальное исследование коэффициентов тепло- и массообмена при утилизации теплоты парогazового потока в факеле капель механической форсунки [Текст] / **М. К. Безродный, А. Ю. Рачинский, Н. Н. Голянд, П. А. Барабаш** // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 6/8(78). – С. 50–59. – ISSN 1729-3774. – doi: 10.15587/1729-4061.2015.55484.
- 13 **Безродный, М. К.** Параметрические границы эффективного использования центробежной водяной форсунки в контактных утилизаторах теплоты отходящих газов [Текст] / **М. К. Безродный, А. Ю. Рачинский, П. А. Барабаш, Н. Н. Голянд** //

- Инженерно-Физический журнал. – 2016. – № 4. – ISSN 1062-0125.
- 14 **Пажи, Д. Г.** Основы техники распыливания жидкостей [Текст] / **Д. Г. Пажи, В. С. Галустов.** – М. : Химия, 1984. – 255 с.
 - 15 **Зайцев, А. И.** Основы теории процессов движения и взаимодействия дисперсных материалов в тонких слоях и разреженных потоках и разработка эффективного технологического оборудования для их осуществления [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.09 «Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности» ; защищена 11.03.1979 ; утв. 16.06.1979 / **Зайцев Анатолий Иванович** ; Московского института химического машиностроения. – М., 1979. – 591с.
 - 16 **Аронов, И. З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / **И. З. Аронов.** – Ленинград : Недра, 1990. – 280 с.
 - 17 **Безродный, М. К.** Тепломассообмен при конденсации водяных паров из парогазовой смеси в восходящем потоке с плённой жидкостью [Текст] / **М. К. Безродный, И. А. Назарова, С. А. Хавин** // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 26–30.
 - 18 **Безродный, М. К.** Контактный тепломассообмен в проточном барботажном слое [Текст] / **М. К. Безродный, А. П. Костюк, Н. Н. Голияд** // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 7. – С. 53–54. – ISSN 0204-3602.
 - 19 **Богданов, С. Н.** Холодильная техника. Свойства веществ [Текст] : справ. / **С. Н. Богданов, О. П. Иванов, А. В. Куприянова.** – М. : Агропромиздат, 1985. – 208 с.
 - 6 **Tumashova, A. V.** (2011), "Modelirovanie processov teplo- i massoobmena v forsunochnyh orositel'nyh kamerah [Modelling of processes of heat and mass transfer in the washer nozzle]", Ph.D. Thesis, 01.04.14 "Thermophysics and theoretical the heating engineer" Tomsk State University of Architecture and Civil Engineering, Tomsk, Russia.
 - 7 **Pakhomov, M. A. and Terekhov, V. I.** (2013), "Second moment closure modeling of flow, turbulence and heat transfer in dropletladen mist flow in a vertical pipe with sudden expansion [Second moment closure modeling of flow, turbulence and heat transfer in droplet-laden mist flow in a vertical pipe with sudden expansion]", Int. J. of Heat and Mass Transfer, no. 66, pp. 210–222, ISSN, 0947-7411, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.013.
 - 8 **Terekhov, V. I., Terekhov, V. V., Shishkin, N. E. and Bi K. Ch.** (2010), "Jeksperimental'noe i chislennoe issledovanie nestacionarnogo isparenija kapel' zhidkosti [Experimental and numerical study of non-stationary evaporation of liquid droplets]", IFZh [Journal of Engineering Physics and Thermophysics], vol. 83, no. 5, pp. 829–836, ISSN1062-0125.
 - 9 **Bezrodnyj, M. K., Golijad, N. N., Barabash, P. A., Rachinskij, A. Ju. and Golubev, A. B.** (2013), "Nekotorye harakteristiki raspyla centrobezhnyh forsunok kontaknyh utilizatorov othodjashhih gazov kapel'nogo tipa [Some spray characteristics of centrifugal atomizers for contact utilizers of the exhaust gases of the drop type]", Promyshlennaja Teplotehnika [Industrial Heat Engineering], vol. 35, no. 6, pp. 31–38, ISSN 0204-3602.
 - 10 **Bezrodnyj, M. K., Golijad, N. N., Barabash, P. A., Golubev, A. B. and Rachinskij, A. Ju.** (2013), "Vlijanie vhodnyh parametrov vody na tonkost' raspyla centrobezhnyh forsunok [Influence of input parameters of water on a thinness of spray of centrifugal atomizers]", Energetika: ekonomika, tehnologii, ekologija [Power engineering: economics, technique, ecology], no. 2, pp. 23–30, ISSN 1813-5420.
 - 11 **Bezrodnyj, M. K., Golijad, M. N. and Rachinskij, A. Ju.** (2014), "Do viznachennja poverhni teplomasoobminu v kontaktnih teploutilizatorah krapel'nogo tipu [To determine heat and mass exchange surface in contact utilizers of drop type]", Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], no. 1/8(67), pp. 21–26, ISSN1729-3774, doi: 10.15587/1729-4061.2014.20646.
 - 12 **Bezrodnyj, M. K., Rachinskij, A. Ju., Golijad, N. N. and Barabash P. A.** (2015), "Jeksperimental'noe issledovanie koeficientov teplo- i massoobmena pri utilizacii teploty parogazovogo potoka v fakele kapel' mehanicheskij forunki [Experimental study of heat and mass transfer coefficients at heat recovery steam-gas flow in the torch of drops of mechanical nozzle]", Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], no. 6/8(78), pp. 50–59, ISSN1729-3774, doi:10.15587/1729-4061.2015.55484.
 - 13 **Bezrodnyj, M. K., Rachinskij, A. Ju., Barabash, P. A. and Golijad N. N.** (2016), "Parametricheskie granicy jeffektivnogo ispol'zovanija centrobezhnoj vodjanij forunki v kontaktnyh utilizatorah teploty othodjashhih gazov [Parametric boundaries of the effective use of

- centrifugal water nozzles in the contact heat recovery heat of exhaust gases]", IFZh [Journal of Engineering Physics and Thermophysics], no. 4, pp. ISSN1062-0125.
- 14 **Pazhi, D. G. and Galustov, V. S.** (1984), Osnovy tehniki raspylivaniya zhidkostey [Basic techniques of atomization of liquids], Khimiya, Publ. Moscow, Russia.
 - 15 **Zajcev, A. I.** (1979), Osnovy teorii protsessov dvizheniya i vzaimodeystviya dispersnykh materialov v tonkikh sloyakh i razrezhenykh potokakh i razrabotka effektivnogo tekhnologicheskogo oborudovaniya dlya ikh osushchestvleniya [Basic theory of movement processes and the interaction of disperse materials in thin layers and diluted flows and the development of efficient equipment for their implementation]", D. Sc. Thesis, 05.04.09 Machines and equipment Oil and Gas Industry Moscow Institute of Chemical Engineering, Moscow, Russia.
 - 16 **Aronov, I. Z.** (1990), Kontaktnyj nagrev vody produktami sgoraniya prirodnogo gaza [Contact water heating products of combustion of natural gas], Nedra, Leningrad, Russia.
 - 17 **Bezrodnyj M. K., Nazarova, I. A. and Havin S. A.** (2003), "Teplomassoobmen pri kondensacii vodjanyh parov iz parogazovoj smesi v voshodjashhem potoke s plenкой zhidkosti [Heat and mass transfer in the condensation of water vapor from the gas mixture upstream from the liquid film]", Promyshlennaja teplotehnika [Industrial Heat Engineering], no. 4, pp. 26–30.
 - 18 **Bezrodnyj, M. K., Kostjuk, A. P. and Golijad N. N.** (2011), "Kontaktnyj teplomasoobmen v pro-tochnom barbotazhnom sloe [Contact heat and mass transfer in fluid bubbling bed]", Promyshlennaja teplotehnika [Industrial Heat Engineering], vol. 33, no. 7, pp. 53–54, ISSN 0204-3602.
 - 19 **Bogdanov, S. N., Ivanov, O. P. and Kuprijanova, A. V.** (1985), Holodil'naja tehnika. Svoystva veshhestv: Spravochnik [Refrigeration equipment. Properties of materials], Agropromizdat [Cooling technology], Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Безродный Михаил Константинович – доктор технических наук, профессор, зам. заведующего кафедры теоретической и промышленной теплотехники, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина; e-mail: m.bezrodny@kpi.ua, ORCID 0000-0002-0788-5011.

Bezrodny Michail – Doctor of Technical Sciences, Professor, Deputy Head of the Department of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

Рачинский Артур Юрьевич – аспирант кафедры теоретической и промышленной теплотехники, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина; e-mail: artur_rachinskii@mail.ru, ORCID 0000-0001-6622-1517.

Rachinskiy Artur – PhD student, Department of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

Голяд Николай Никифорович – старший преподаватель кафедры теоретической и промышленной теплотехники, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина; e-mail: goliad.n@mail.ru, ORCID 0000-0002-9332-9723.

Goliyad Mykola – Lecturer, Department Chair of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute", Kiev, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Безродный, М. К. Методика теплового расчёта контактного газокapельного утилизатора теплоты низкотемпературных отходящих газов [Текст] / **М. К. Безродный, А. Ю. Рачинский, Н. Н. Голяд** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 128–135. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.19.

Please cite this article as:

Bezrodny, M., Rachinskiy, A. and Goliyad, N. (2016), "Heat Calculation Technique for the Contact-Type Gas-Drop Heat Recovery System of Low-Temperature Effluent Gases", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 128–135, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.19.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Безродний, М. К. Методика теплового розрахунку контактного газокapельного утилізатора теплоти низькотемпературних відхідних газів [Текст] / **М. К. Безродний, А. Ю. Рачинський, М. Н. Голяд** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 128–135. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.19.

АНОТАЦІЯ Розроблено методику розрахунку контактного апарату газокapельного типу для утилізації теплоти низькотемпературних відхідних газів. Для розпилювання рідини використовувалась механічна відцентрова форсунка. Дана методика враховує реальні умови протікання процесів тепло- і масообміну в системі «конус факелу розпилення крапель рідини – суцільне парогазове середовище» і базується на використанні результатів раніше проведених авторами експериментальних досліджень в даній системі.

Ключові слова: методика, контактний утилізатор теплоти, газокapельний, форсунка.

Поступила (received) 11.01.2016

А. И. БЕДА, И. Н. БЕДА, А. С. КОСТОРНОЙ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ СИЛЫ В ЩЕЛЕВОМ УПЛОТНЕНИИ КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ

АННОТАЦИЯ Проведены экспериментальные исследования гидростатической силы в относительно длинном цилиндрическом щелевом уплотнении проточной части центробежного насоса. Получены зависимости коэффициентов радиальной и угловой жёсткостей от перепада давления на щели. Дана оценка влияния окружных перетоков рабочей жидкости в щели, обусловленных полем давления, на величину этих коэффициентов. Получено явление самовозбуждения невращающегося вала в относительно длинном щелевом уплотнении цилиндрической формы.

Ключевые слова: центробежный насос, щелевое уплотнение, гидростатическая сила, коэффициент радиальной жёсткости, коэффициент угловой жёсткости.

A. I. BEDA, I. N. BEDA, A. S. KOSTORNOY

EXPERIMENTAL STUDIES OF HYDROSTATIC FORCE IN ANNULAR SEAL OF FINITE LENGTH

ABSTRACT The present paper describes the experimental test rig and the procedure for experimental studies of radial hydrostatic force components in a relatively long cylindrical annular seal for the hydraulic system of a centrifugal pump. The obtained rotor loading characteristics showed a linear dependence between the applied force and the resultant displacement over a wide range of the shaft eccentricity. With the theoretical ratio of coefficients for radial and angular stiffness, there have been obtained experimental dependences of these coefficients from the pressure differential across the gap. The effects of the circumferential backflows of the handled medium due to the pressure distribution on the magnitude of these coefficients have been evaluated. The phenomenon of self-excitation has been obtained for the non-rotating shaft in a relatively long annular seal of a cylindrical shape at a relatively large eccentricity of the shaft.

Key words: centrifugal pump, annular seal, hydrostatic force, coefficient of radial stiffness, coefficient of angular stiffness.

Введение

Обеспечение надёжной работы быстроходного центробежного насоса требует достоверного определения динамических характеристик щелевых уплотнений его проточной части [1, 2]. Данная задача до настоящего времени не имеет однозначного решения, а поэтому при её решении приходится упрощать математическую модель щелевого уплотнения. Наиболее надёжную оценку правомерности тех или иных допущений можно получить на основании результатов экспериментальных исследований. Удовлетворительное расхождение между экспериментальными и расчётными данными является критерием правильности предложенного метода расчёта.

Следует отметить, что и экспериментальные исследования движения жидкости в щели связаны с некоторыми специфическими трудностями. Существенным является то, что минимальная величина радиального зазора щели определяется технологией изготовления роторных и статорных деталей, радиальным перемещением ротора при работе центробежной машины и измеряется десятками долями миллиметра. При этом даже небольшие смещения вала относительно оси втулки приводят к относительно большим изменениям в движении жидкости в щели. Существенное влияние на характер движения жидкости в щели также оказывает вращение ротора и прецессия его оси. Движение ротора, а вместе с ним и одной из стенок кольце-

вого канала приводят к изменению величины радиального зазора и, таким образом, к нестационарности движения жидкости. Из-за малых зазоров, вращение вала и нестационарности движения жидкости в щели становятся непригодными обычные способы измерения полей скоростей и давления жидкости в щелевом уплотнении. В этом случае оценка гидродинамических параметров щелевого уплотнения делается на основании исследования динамических характеристик системы, в состав которой входит уплотнение. Как правило, искомые параметры уплотнения получают путем обработки амплитудных и фазовых характеристик такой колебательной системы. Но существующие в настоящее время методы оценки параметров щелевых уплотнений не позволяют оценить отдельно все составляющие радиальной силы в щели, а дают только оценку равнодействующих некоторых сил, например, гидростатической силы, обусловленной радиальным и угловым смещением вала, демпфирующей и циркуляционной сил и т. д. Это, конечно, усложняет получение достоверных экспериментальных данных. Поэтому при исследовании щелевых уплотнений очень важно разложить задачу экспериментальных исследований на более простые, уменьшая при этом число неизвестных параметров (число составляющих радиальной силы). Естественно, что на первом шаге желательно рассматривать кольцевые каналы с неподвижным ротором: в этом случае, с одной стороны, не будет гидродинамических составляющих радиальной

силы, а с другой – появляется возможность исследовать относительно длинные щелевые уплотнения, для которых получить амплитудные и фазовые характеристики затруднительно. В работах [3, 4] приведены результаты экспериментальных исследований для щелевых уплотнений с параметром $l/r < 1$. Число работ, посвящённых экспериментальным исследованиям щелевых уплотнений с параметром $l/r < 1$ незначительно [5].

Постановка задачи и описание экспериментального стенда

С учётом сделанных замечаний целью экспериментальных исследований данной работы является оценка коэффициентов жёсткости составляющих гидростатической силы, обусловленной как радиальным смещением невращающегося вала, так и его перекосом в относительно длинном кольцевом канале цилиндрической формы. В качестве рабочей жидкости применяется вода при температуре 25...30 °С.

В соответствии с поставленными задачами исследований был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 1. Стенд включает в себя испытательный узел, систему гидравлического обеспечения и контрольно-измерительные приборы. Основой экспериментального стенда является испытательный узел, схема которого приведена на рис. 2. Уплотнительную пару (объект исследования) составляет втулка 5, неподвижно закреплена на валу 2, и корпус гидроцилиндра 3.

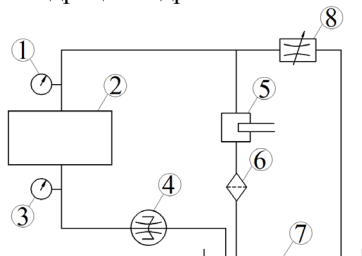


Рис. 1 – Схема экспериментального стенда:
1, 3 – манометр; 2 – испытательный узел;
4 – расходомерное устройство; 5 – насос;
6 – фильтр; 7 – бак; 8 – дроссель

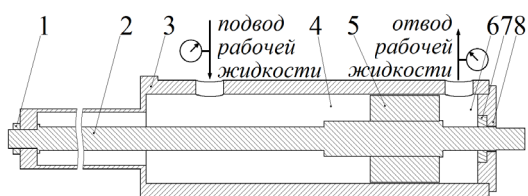


Рис. 2 – Схема испытательного узла:
1 – гайка; 2 – вал; 3 – корпус; 4 – камера перед уплотнением; 5 – втулка; 6 – камера после уплотнения; 7 – уплотняющая манжета; 8 – крышка

Рабочая жидкость поступает из системы гидравлического обеспечения в камеру 4, затем

через щелевое уплотнение поступает в камеру 6, откуда возвращается в систему гидравлического обеспечения. Давление перед щелью и после неё контролируется манометрами, по показателям которых определяется перепад давления рабочей жидкости на щелевом уплотнении. Регулирование давления рабочей жидкости, которая поступает в испытательный узел, осуществляется вентилем на байпасной линии, по которой отводится остаточное количество рабочей жидкости в резервуар, минуя испытательный узел.

Щелевое уплотнение имеет следующие основные параметры: диаметр испытуемого уплотнения – 76 мм; средний радиальный зазор – 0,35 мм. Для оценки влияния основных геометрических параметров щели и перепада давления на неё на характеристики щелевого уплотнения в процессе исследований измерялся перепад давления на щели и её длина. Перепад давления на щели варьировался от 0,1 до 0,8 МПа, а её длина составляла 20, 40, 60, 80 и 100 мм, что соответствует безразмерному параметру $l_r = l/r = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5$.

Методы оценивания величины гидростатической силы

Экспериментальное определение величины гидростатической силы щелевого уплотнения проводится методом идентификации параметров, суть которого заключается в том, чтобы по результатам входных и выходных данных в процессе работы системы «упругий вал – щелевое уплотнение» получить качественные и количественные оценки искомых параметров.

Гидростатическая радиальная сила щелевого уплотнения определяется как реакция щели на нагружение на вал, рис. 3.

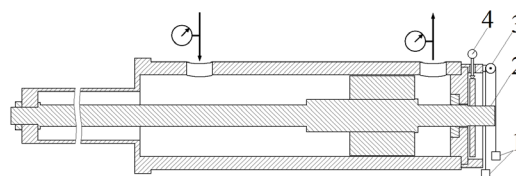


Рис. 3 – Схема нагружения:
1 – тарированный груз; 2 – вал; 3 – блок;
4 – индикатор

Нагружение вала осуществляется с помощью тарированных грузов 1, прикреплённых непосредственно к валу 2 (при смещении вала вниз), или через блок 3 (при смещении вала вверх). Такой подход позволяет исследовать гидростатическую силу в более широком интервале перемещений вала, что уменьшает погрешность измерений. Смещения вала измерялись индикатором часового типа с ценой деления 0,01 мм. Указанный индикатор прост в использовании и даёт высокую точность измерений.

Зависимость между приложенной силой F_i и обусловленным ею смещением вала Δh_i в работе описывается линейным уравнением парной регрессии вида $F = k\Delta h + a$, где характеризующий жёсткость данной системы коэффициент k находится методом наименьших квадратов.

Следует заметить, что параметр k определяет коэффициент жёсткости всей системы «упругий вал – щелевое уплотнение». Для оценки непосредственно коэффициентов жёсткости составляющих гидростатической силы, обусловленной радиальным смещением вала и его поворотом в уплотнении, рассмотрим следующую модель «упругий вал – щелевое уплотнение», рис. 4.

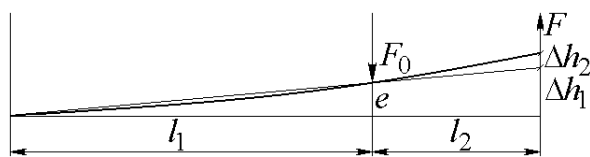


Рис. 4 – К вопросу идентификации коэффициента жёсткости гидростатической силы

Используя рисунок и учитывая структуру радиальной силы [1]

$$|F| = K_e e + K_\theta \vartheta = K_e e \left(1 + \frac{K_\theta}{K_e} \frac{\vartheta}{e} \right), \quad (1)$$

находим

$$K_e = K_c \left(1 + \frac{l_2}{l_1} \right) \left(1 - \frac{K_c}{K_b} \right)^{-1} \times \left(1 + \frac{K_\theta}{K_e} \frac{1}{l_1} \left(1 + \frac{K_e}{K_b} \frac{l_1}{l_2} \right) \right)^{-1}, \quad (2)$$

где K_e – коэффициент радиальной жёсткости; K_θ – коэффициент угловой жёсткости; K_c – коэффициент жёсткости системы «упругий вал – щелевое уплотнение».

Поскольку испытательный узел не позволяет непосредственно получить величины составляющих радиальной гидростатической силы, то в работе используем соотношение $\alpha(l_r) = K_\theta / (K_e r)$ между теоретическими коэффициентами K_e и K_θ , полученными в [3].

Коэффициент радиальной жёсткости K_e гидростатической силы будем находить методом последовательных приближений по (2), при этом коэффициент угловой жёсткости гидростатической силы находим по формуле

$$K_\theta = K_e r \alpha(l_r). \quad (3)$$

Результаты экспериментальных исследований

Типичные характеристики нагружения вала при различных геометрических размерах щели и

перепадах давления рабочей жидкости приведены на рис. 5 и рис. 6.

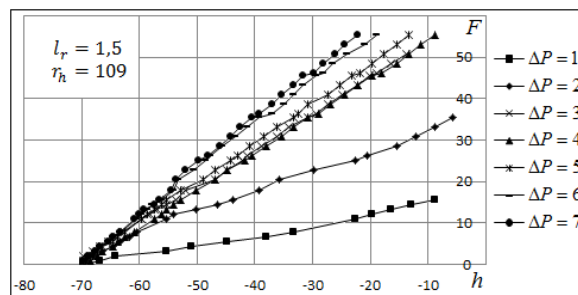


Рис. 5 – Характеристики нагружения вала

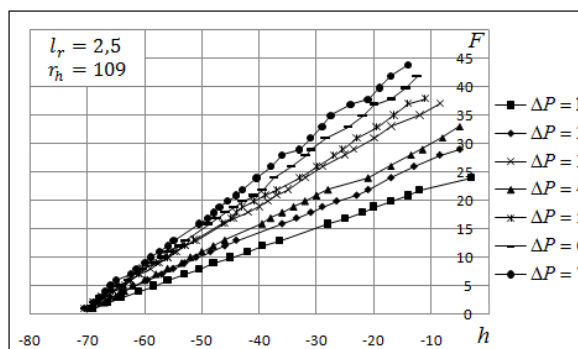


Рис. 6 – Характеристики нагружения вала

В данной работе результаты обработки характеристик нагружения вала приведём для щелевого уплотнения с параметром $l_r = 2,5$. На рис. 7 приведены зависимости коэффициента жёсткости системы «упругий вал – щелевое уплотнение» (маркер 4) и коэффициента жёсткости составляющей гидростатической силы, обусловленной радиальным смещением вала (маркер 3) от перепада давления на щели. На рис. 8 приведена зависимость коэффициента жёсткости гидростатической силы, обусловленной угловым смещением вала (маркер 3) от перепада давления на щели. На рис. 7, 8 также показаны теоретические зависимости коэффициентов, полученные по методике короткого щелевого уплотнения (линия 1) и методике щелевого уплотнения конечной длины (линия 2).

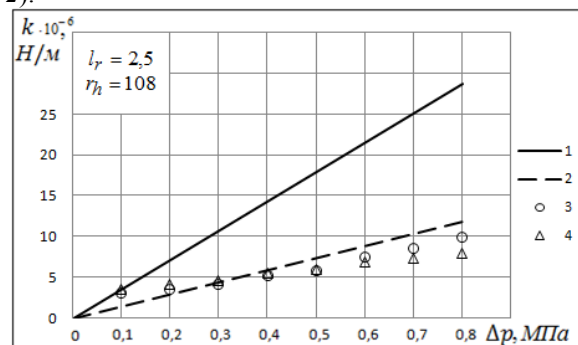


Рис. 7 – Теоретические и экспериментальные зависимости коэффициента радиальной жёсткости гидростатической силы

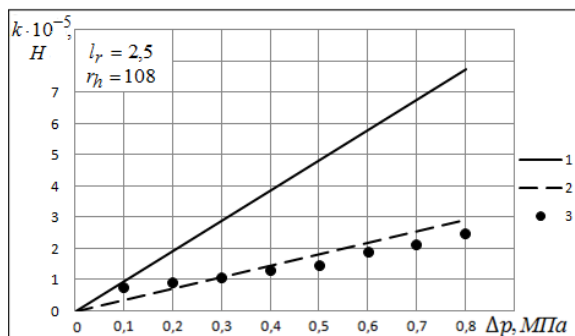


Рис. 8 – Теоретические и экспериментальные зависимости коэффициента угловой жёсткости гидростатической силы

Следует также отметить, что при проведении экспериментальных исследований были выявлены следующие особенности:

1 При $l_r \leq 1$ вал «всплывает» в щелевом уплотнении, что свидетельствует о появлении в щелевом уплотнении центрирующей гидростатической силы.

2 При $l_r \geq 1,5$ вал перестаёт «всплывать» в уплотнении, а лежит на уплотняющей манжете 7, рис. 2. Это, по-видимому, объясняется влиянием составляющей радиальной силы, обусловленной перекосом между валом и втулкой, величина которой, как показывают теоретические исследования [2], с ростом параметра l_r стремительно растёт. Но при смещении вала вверх наблюдается линейная зависимость между приложенной силой и обусловленным ею перемещением при всех рассмотренных перепадах давления на щели.

3 При $l_r \geq 1,5$ наблюдается потеря устойчивого положения вала вблизи стенки втулки: смещая вал вниз из положения равновесия при перепадах давления жидкости на щели $\Delta p < 0,4$ МПа вал стремительно возвращается в исходное положение равновесия и на последующее увеличение нагружения почти не реагирует. С ростом перепада давления наблюдается явление самовозбуждения колебаний вала, причём с ростом перепада давления их интенсивность растёт.

Выводы

1 Гидростатическая сила, возникающая в щелевом уплотнении, характеризуется высокой линейностью для достаточно широкого диапазона эксцентриситетов вала, что позволяет достаточно точно её описывать коэффициентом жёсткости.

2 С ростом параметра l_r возрастает влияние составляющей гидростатической силы, обусловленной перекосом осей вала и втулки. Поскольку в реальных условиях всегда присутствуют случайные несоосности вала и втулки и перекося между их осями, желательно не использовать относительно длинные щелевые уплотнения.

3 Используя теоретическое соотношение между коэффициентами жёсткости составляющих гидростатической силы, экспериментально получены коэффициенты жёсткости составляющих гидростатической силы, обусловленной как радиальным, так и угловым смещениями вала в щелевом уплотнении.

Список литературы

- 1 **Марцинковский, В. А.** Динамика роторов центробежных машин [Текст] : моногр. / **В. А. Марцинковский.** – Сумы : СумГУ, 2012. – 563 с. – ISBN 978-966-657-423-0.
- 2 **Beda, A. I.** Analysis of a Nonlinear Elastic Force in a Relatively Long Annular Seal and its Impact on the Dynamics of the Rotor [Text] / **A. I. Beda, V. I. Symonowsky** // *Applied Mechanics and Materials.* – 2014. – Vol. 630. – P. 240–247. – ISSN 1660-9396 (print), doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.630.240.
- 3 **Бєда, І. Н.** Разработка уточненной модели и исследование динамических характеристик системы ротор-щелевые уплотнения [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / **Бєда Иван Никитович.** – М., 1992. – 192 с.
- 4 **Гулый, А. Н.** Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / **Гулый Александр Николаевич.** – Сумы, 1989. – 217 с.
- 5 **Будник, А. Н.** Экспериментальное исследование и оценивание динамических коэффициентов ротора с щелевыми уплотнениями [Текст] / **А. Н. Будник, В. И. Симоновский** // Экспрессинформация ЦИНТИХИМНЕФТМАШ : качество, надежность, долговечность. – 1982. – № 4-82. – С. 4–6.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Marcinkovskij, V. A.** (2012), *Dinamika rotorov centrobezhnyh mashin* [Rotordynamics of centrifugal machines], SumGU, Sumy, Ukraine, ISBN 978-966-657-423-0/
- 2 **Beda, A. I. and Symonowsky, V. I.** (2014), "Analysis of a Nonlinear Elastic Force in a Relatively Long Annular Seal and its Impact on the Dynamics of the Rotor", *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 630, pp. 240–247, ISSN 1660-9396 (print), doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.630.240.
- 3 **Beda, I. N.** (1992), "Razrabotka utocnenoj modeli i issledovanie dinamicheskikh harakteristik sistemy rotor-shhelevye uplotnenija [Development of a detailed model and investigation of dynamic behaviour of Rotor - Annular Seals system]", Abstract of Ph.D. dissertation, 01.02.06, Dynamics and strength of machines, devices and apparatus, Kharkiv Order of Lenin and Order of the October Revolution Polytechnic Institute named after V. I. Lenin, Moscow, Russia.
- 4 **Gulyj, A. N.** (1989), "Razrabotka jeksperimental'nyh i teoreticheskikh metodov analiza dinamicheskikh parametrov beskontaktnykh uplotnenij [Development of experimental and theoretical methods of analysis for dynamic parameters of non-contact seals]: Abstract of Ph.D. dissertation, 01.02.06, Dynamics and strength of machines, devices and apparatus, Kharkiv Order of Len-

- in and Order of the October Revolution Polytechnic Institute named after V. I. Lenin, Sumy, Ukraine.
- 5 **Budnik, A. N. and Simonovskij, V. I.** (1982), "Jeksperimental'noe issledovanie i ocenivanie dinamicheskikh koeficientov rotora s shhelevymi uplotnenijami [Experimental investigation and assessment of dynamic coefficients of the rotor running in annular seals]", *Jekspresinformacija CINTIHIMNEFTMASH: kachestvo, nadezhnost', dolgovechnost'*, no. 4-82, pp. 4–6.

Сведения об авторах (About authors)

Беда Александр Иванович – кандидат технических наук, Публичное акционерное общество «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения», младший научный сотрудник, г. Сумы, Украина; e-mail: otddl10@vniiaen.sumy.ua.

Aleksandr Beda – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), junior research assistant, JSC VNIIAEN, Sumy, Ukraine.

Беда Иван Никитович – кандидат технических наук, доцент, Сумской государственный университет, доцент кафедры математического анализа и методов оптимизации, г. Сумы, Украина.

Ivan Beda – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Mathematical Analysis and Optimization Methods, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Косторной Александр Сергеевич – кандидат технических наук, Публичное акционерное общество «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения», заместитель генерального директора по научной работе – главный конструктор, г. Сумы, Украина.

Aleksandr Kostornoy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Deputy General Director for Research – Chief Designer, JSC VNIIAEN, Sumy, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Беда, А. И. Экспериментальные исследования гидростатической силы в щелевом уплотнении конечной длины [Текст] / **А. И. Беда, И. Н. Беда, А. С. Косторной** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 136–140. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.20.

Please cite this article as:

Beda, A., Beda, I. and Kostornoy, A. (2016), "Experimental Studies of Hydrostatic Force in Annular Seal of Finite Length", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 136–140, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.20.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Беда, О. І. Експериментальні дослідження гідростатичної сили у щілинному ущільненні скінченної довжини [Текст] / **О. І. Беда, І. М. Беда, О. С. Косторной** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 136–140. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.20.

АНОТАЦІЯ Проведені експериментальні дослідження гідростатичної сили у відносно довгому циліндричному щілинному ущільненні проточної частини відцентрового насоса. Отримані залежності коефіцієнтів радіальної та кутової жорсткостей від перепаду тиску на щілині. Дана оцінка впливу окружних перетоків робочої рідини в щілині, обумовлених полем тиску, на величину вказаних коефіцієнтів. Отримано явище самозбудження необертового валу у відносно довгому щілинному ущільненні циліндричної форми.

Ключові слова: відцентровий насос, щілинне ущільнення, гідростатична сила, коефіцієнт радіальної жорсткості, коефіцієнт кутової жорсткості.

Поступила (received) 15.01.2016

Т. Н. ПУГАЧЕВА**РЕКОНСТРУКЦИЯ УПЛОТНЕНИЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ
С ЦЕЛЬЮ УМЕНЬШЕНИЯ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА**

АННОТАЦИЯ Рассмотрены вопросы системы регулирования зазоров в уплотнениях регенеративных воздухоподогревателей. Существующая конструкция уплотнений неэффективна из-за невозможности достаточной регулировки и поддержания необходимых рабочих зазоров в уплотнениях. Установка новой, инновационной системы уплотнений позволяет снизить присосы воздуха до уровня (12–15) %, и как следствие повышение экономичности котла, снижение расходов электроэнергии на собственные нужды, обеспечение стабильной характеристики воздухоподогревателя, повышение надежности и долговечности его элементов.

Ключевые слова: регенеративные воздухоподогреватели, зазоры, система уплотнений, перетоки воздуха, регулирование.

T. N. PUGACHOVA**IMPROVING THE SEALS OF AIR HEATERS TO REDUCE THE AIR INFLOW**

ABSTRACT A fraction of air that overflows to the flow of effluent combustion gases defines the operation efficiency of air heater and affects the efficiency factor of steam generating unit. The test data show that the cross-flows of air and effluent gases in the regenerative air heater (RAH) in the case of operation of TGM-96B boiler are actually higher than 40%. The leakages in the RAH result in a decrease of the power of energy generating unit, because air cross-flows to the gas section of the RAH result in the restricted boiler loading with regard to the efficiency of smoke suckers and fans and also in increased expenditures of energy for the auxiliaries. Consideration was given to the issues related to the clearance control system in the seals of regenerative air heaters. The available seal structure is inefficient due to the impossibility of appropriate adjustment and maintenance of required running clearances in the seals. A placement of new innovative system of seals allows for the reduction of air inflow to the level of 12 to 15 % and as a result an increase in the boiler efficiency, a reduction of energy expenditures for auxiliaries providing a stable behavior of the air heater and increasing the reliability of it and the longevity of its components.

Key words: regenerative air heaters, clearances, seal system, air overflows and the control.

Введение

Оборудование газомазутных котлов ТГМ-96Б энергоблоков 80 МВт проектировалось в 60-х годах прошлого столетия и к настоящему времени морально и физически устарело. На энергетических котлах Украины установлены регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели типа РВП-54, РВП-68, РВП-88, РВП-98 производства ТКЗ «Красный котельщик», и ВПР-5 производства ЗиО (Подольский машиностроительный завод).

Доля воздуха, перетекающая в поток уходящих дымовых газов, определяет экономичность работы воздухоподогревателя и влияет на коэффициент полезного действия котельного агрегата.

Перетоки воздуха в уходящие газы в регенеративном воздухоподогревателе (РВП) при эксплуатации котла ТГМ-96Б, по результатам испытаний, фактически составляют более 40 %.

Неплотности РВП являются одной из причин снижения мощности энергоблока, так как перетоки воздуха в газовую часть в РВП приводят к ограничению нагрузки котла по производительности дымососов и вентиляторов, а также увеличению расхода электроэнергии на собственные нужды.

Воздухоподогреватели оснащены окружными, радиальными и центральными уплотнения-

ми, предназначенными предотвращать присосы и перетоки воздуха в газовый тракт.

Анализ предыдущих исследований

Известны попытки улучшения работы подобных уплотнений путем замены чугунных уплотнительных колодок графитовыми. Это решение также оказалось неэффективным, т.к. значительные линейные скорости ротора приводят к интенсивному абразивному износу графита и к необходимости частой замены уплотнительных элементов.

Цель работы

Существующая конструкция уплотнений не имеет возможность эффективно учитывать сложную тепловую деформацию ротора. Целью работы является разработка технических решений по модернизации регенеративного воздухоподогревателя РВП-68 для достижения надежности и увеличения эффективности при работе на котлоагрегате ТГМ-96Б.

Реконструкция РВП-68 осуществляется путем модернизации системы его уплотнений на базе современных технических решений, внедрения в конструкцию воздухоподогревателей новых перспективных отечественных и зарубежных разрабо-

ток, а также оптимизации режима эксплуатации воздухоподогревателя.

Внедрение данных мероприятий позволит снизить присосы воздуха с существующих 40 % до гарантированных 15 %, снять ограничения по тяге и дутью, повысить температуру горячего воздуха (при замене набивки на новую, интенсифицированную).

Материал и результаты исследований

Для повышения эффективности работы РВП уплотнения оснащаются системой перемещения уплотнительных рам с ручными приводами. Такая система уплотнений позволит поддерживать заданные минимальные зазоры в уплотнениях порядка 2–3 мм.

Установка такой системы позволяет обойтись без частых перенастроек и регулировок уплотнений.

При необходимости, система уплотнений может быть дополнена электроприводами устройств перемещения.

Модернизации подлежат окружные, секторные, радиальные и центральные уплотнения, ротор, корпус РВП, верхняя и нижняя крышки корпуса РВП.

Корпус РВП состоит из восьми секций и двух крышек. Соединение секций между собой и с крышками осуществляется с помощью болтов. Четыре секции корпуса выполнены более жесткими, являются несущими элементами РВП и устанавливаются на специальные опоры. На верхней крышке установлена опорная рама верхней подшипниковой опоры. Крышки изготовлены из двух половин с патрубками, которые присоединяются с помощью компенсаторов к газовым и воздушным коробам котла. Подвод воздуха к РВП осуществляется снизу, а дымовых газов сверху.

Ротор состоит из цилиндрической обечайки с массивными фланцами на торцах, ступицы, радиальных перегородок, разделяющих ротор на 24 сектора. В сектора укладываются пакеты с поверхностью нагрева в три слоя по высоте ротора. Ротор снабжен пустотелым валом, проходящим внутри ступицы. Верхняя опора ротора снабжена радиальным сферическим подшипником, нижняя опора расположена внизу на железобетонной тумбе и имеет сферический упорно-радиальный подшипник.

Цевочный привод воздухоподогревателя состоит из одноступенчатого редуктора, электродвигателя и шестерни. Цевочное колесо крепится в средней части ротора.

Согласно проекту реконструкции, на верхней и нижней крышке корпуса РВП устанавливаются специальные уплотнительные рамы (стальные с чугунными плитами). Рамы образуют два

раздельных замкнутых контура – в воздушном и газовом каналах воздухоподогревателя.

Уплотнительные рамы, посредством блоков стальных линзовых компенсаторов, связаны с газовыми и воздушными патрубками крышек РВП. Наличие линзовых компенсаторов позволяет упруго деформировать уплотнительные рамы и приближать их к радиальным уплотнениям и фланцам ротора, с учетом его тепловых деформаций.

Для центровки положения уплотнительных рам относительно крышек РВП устанавливаются центрирующие устройства, а для предохранения рам от сдвига при задевании вращающегося ротора об элементы уплотнения устанавливаются фиксирующие устройства.

На уровне плоскости верхнего и нижнего фланцев ротора, для визуального наблюдения за функционированием системы уплотнений, в корпусе РВП устанавливаются гляделки со смотровыми стеклами.

Для управления величиной зазора между верхней уплотнительной рамой с одной стороны, и верхним фланцем и радиальным уплотнением ротора с другой стороны, должна быть разработана система управления электроприводами перемещения верхнего уплотнения воздухоподогревателя РВП-68Г и выполнена установка электрических исполнительных механизмов.

РВП необходимо оснастить электромеханическими приводами перемещения верхней уплотнительной рамы и температурным датчиком, контролирующим температуру уходящих газов перед воздухоподогревателем, сигнал от которого поступает на блочный щит управления (БЩУ) энергоблока. При достижении температуры газов величины 250 °С электромеханические привода приводятся в действие оперативным персоналом с БЩУ энергоблока. Данная температура получена в результате расчетов, выполненных на основании данных по эксплуатации РВП.

Управление величиной зазора между уплотнительными рамами и ротором осуществляется устройствами перемещения, которые устанавливаются на верхнюю и нижнюю крышки корпуса. На нижнюю крышку корпуса устанавливаются только ручные устройства перемещения (в количестве 19 штук).

На верхнюю крышку корпуса устанавливаются устройства перемещения уплотнительной рамы, как ручные (8 шт.), так и с электроприводом (11 шт.). Ручные приводы установлены в центральной части уплотнительных секторов, разделяющих газовую и воздушную части воздухоподогревателя, а с электроприводом – на периферии.

Для окружной части верхней уплотнительной рамы необходимо установить семь устройств перемещения с электроприводом типа I, для секторной части верхней уплотнительной рамы, на периферии, необходимо установить четыре

устройства перемещения с электроприводом типа 2 (табл. 1).

Таблица 1 – Общие характеристики приводов

Наименование	Привод тип 1	Привод тип 2
Характер движения штока	Линейный	
Тип действия привода	Двухсторонний	
Расположение штока	Вертикальное	
Усилие штока, Н	8700	21500
Привод	Электрический	
Максимальный ход штока, мм	40	40
Температура окружающей среды, °C:		
минимальная	-25	-25
максимальная	+55	+55
Количество на один воздухоподогреватель РВП-68, штук	7	4

Для секторной части верхней уплотнительной рамы, на периферии, необходимо установить четыре устройства перемещения с электроприводом типа 2.

Устройства перемещения окружной части верхней уплотнительной рамы – устанавливаются в специальные ниши на верхней крышке корпуса с электроприводом типа 1 (рис. 1). Устройства перемещения секторной части верхней уплотнитель-

ной рамы устанавливаются на периферии с электроприводом типа 2 (рис. 2).

В устройстве перемещения установлен шток, который одним концом крепится к бонке на уплотнительной раме монтажной сваркой. Другим концом шток через соединительную муфту крепится к толкателю электрического исполнительного механизма. Электропривод устанавливается и крепится на верхней плите устройства перемещения.

При включении электропривода, под воздействием толкателей, верхняя уплотнительная рама перемещается вверх или вниз, относительно верхнего торца вращающегося ротора.

Для закрепления штока на уплотнительной раме и для наблюдения за установкой уплотнительной рамы относительно ротора с зазором $\gamma_1 = 1-2$ мм на монтаже, а также для технического обслуживания на верхней крышке корпуса воздухоподогревателя в районе секторной части верхней уплотнительной рамы предусмотрена установка четырех заглушек (рис. 3).

Система регулирования зазоров в уплотнениях воздухоподогревателя РВП-68г, при его работе в основном режиме, должна обеспечивать синхронное вертикальное перемещение приводами краев верхней уплотнительной рамы в 11 точках по её периметру, включая 4 точки – в секторной части (согласно рис. 4).

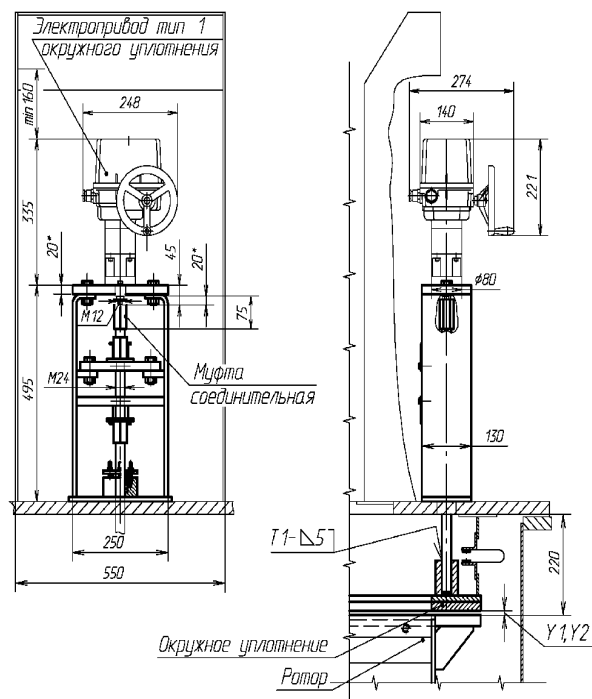


Рис. 1 – Привод тип 1 окружного уплотнения

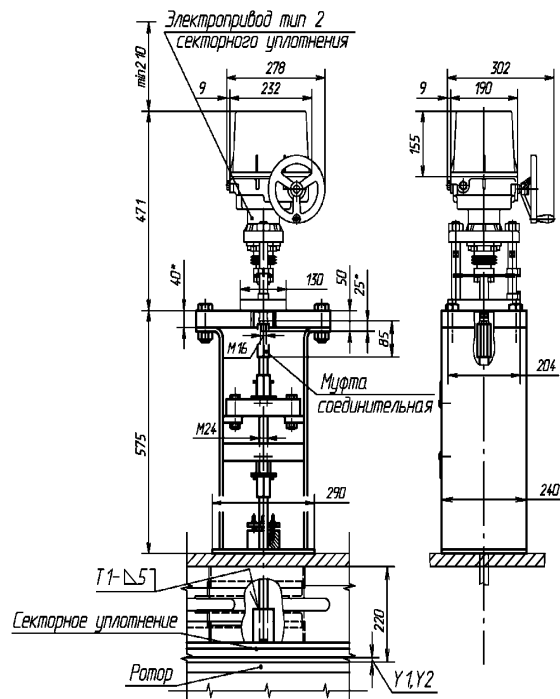


Рис. 2 – Привод тип 2 секторного уплотнения

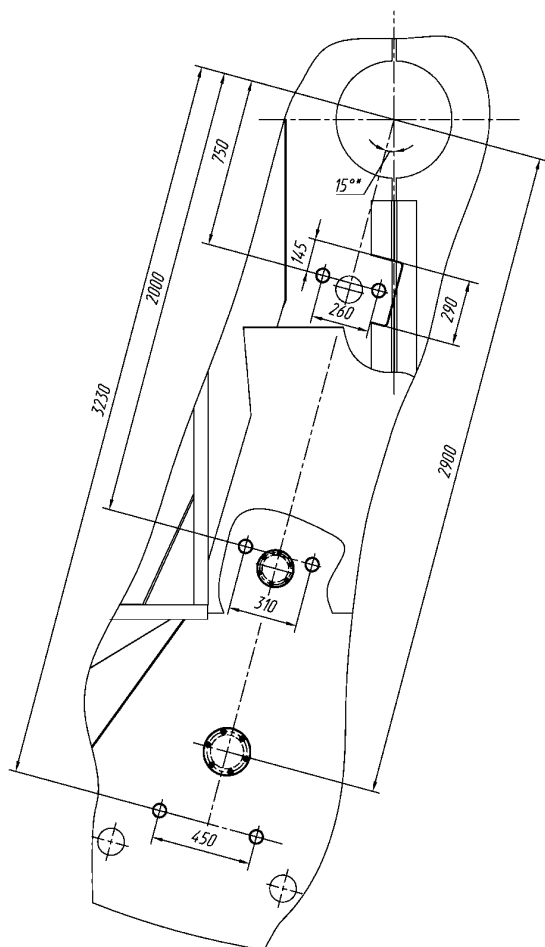


Рис. 3 – Установка заглушек в районе секторной части уплотнительной рамы

Система регулирования зазоров должна функционировать в непрерывном круглосуточном режиме и обеспечивать выполнение следующих основных функций:

- измерение значения температуры уходящих газов на входе в РВП-68Г, и при достижении при растопке значения температуры 250 °С, формирование сигналов о необходимости включения приводов исполнительных механизмов для перевода их выходных штоков из крайних верхних положений в крайние нижние, с целью опускания рамы уплотнения и обеспечения рабочего зазора между чугунными пластинами уплотнений и фланцем ротора (крайние положения определяются при наладке системы);

- при останове котла и снижении температуры газов ниже 250 °С, выполняется формирование сигналов о необходимости включения приводов исполнительных механизмов для перевода их выходных штоков из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее, с целью отвода рамы уплотнения в исходное положение;

- обеспечение возможности дистанционного управления исполнительными механизмами, а

также местного ручного управления для ручной установки требуемых зазоров или отвода рамы уплотнения от ротора в исходное положение;

- отображение параметров технологического процесса РВП (положения штоков исполнительных механизмов, температуры);

- сигнализацию звуковую и световую при возникновении нештатных ситуаций.

Система должна обеспечивать:

- перемещение края рамы уплотнения в точках по её периметру в пределах 0...30 мм вверх от исходного положения (для обеспечения возможности проведения ремонтных работ) и 0...10 мм вниз от исходного положения;

- возможность установки крайних нижнего и верхнего положений штоков с точностью до ± 1 мм.

Исполнительные механизмы должны быть оснащены блоками конечных выключателей для обеспечения возможности задавать крайние положения толкателей. Исполнительные механизмы монтируются на металлических элементах конструкции воздухоподогревателя с помощью дополнительно изготовленных установочных деталей.

Панель оператора должна выполнять функции по отображению температуры уходящих газов, положений штоков и обеспечивать ручное дистанционное включение механизмов.

Блок управления приводами, источники вторичного питания должны размещаться в металлическом электротехническом шкафу напольного или настенного варианта установки и степенью защиты от воздействия внешней среды не хуже IP54 по ГОСТ 14254-96. Панель оператора должна размещаться на передней двери шкафа под защитной остеклённой крышкой, запираемой на замок. Питание электронной аппаратуры системы осуществляется от надёжного стационарного источника питания.

После наладки, при последующих пусках котла, электроприводы включаются после прогрева ротора и корпуса РВП-68. При достижении температуры горячих газов на входе в воздухоподогреватель 250 °С оператор на БЦУ включает электроприводы, которые синхронно перемещают штоки уплотнительной рамы вниз до достижения крайнего нижнего положения, на котором срабатывают концевые выключатели, и электроприводы отключаются.

При поступлении сигнала от датчика температуры, о снижении температуры горячих газов на входе в воздухоподогреватель ниже 250 °С, оператор на БЦУ включает электроприводы, которые синхронно перемещают штоки уплотнительной рамы вверх до достижения крайнего верхнего положения, на котором срабатывают концевые выключатели, и электроприводы отключаются.

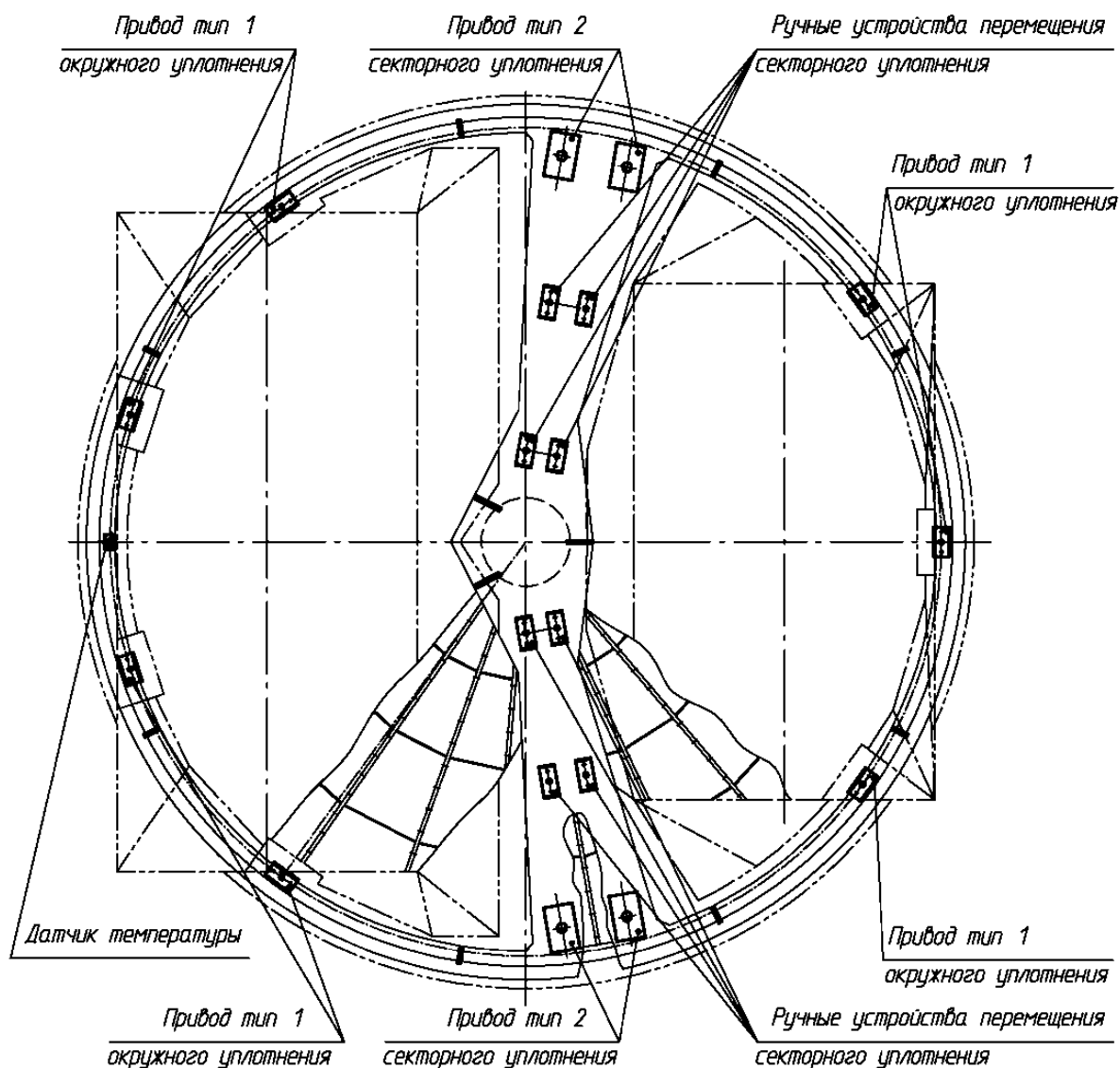


Рис. 4 – Схема установки датчика температуры и приводов верхнего уплотнения РВП-68г

Выводы

Внедрение реконструктивных мероприятий для снижения присосов и перетоков воздуха обеспечивает:

- повышение экономичности с увеличением КПД котла на 0,6 %;
- уменьшение расхода топлива;
- уменьшение расхода электроэнергии на привод тягодутьевых машин;
- надежное обеспечение котлов тягой и дутьем при нагрузках, близких к номинальной;
- стабильные эксплуатационные характеристики воздухоподогревателя;
- сокращение ремонтных затрат на поддержание газоплотности воздухоподогревателя.

Для газомазутного котлоагрегата ТГМ-314 оснащенного четырьмя РВП-68, с продолжитель-

ностью работы энергоблока 5090 часов в год и среднегодовой нагрузке 683 т/ч, после реконструкции уплотнений, экономия природного газа составит порядка 980 тыс. м³. При этом суммарная экономия, с учетом уменьшения потребляемой мощности на тягу и дутьё энергоблока, составит порядка 390 тыс. долл. США в год. Реальный срок окупаемости вложенных финансовых средств от 2-х до 3-х лет, с учетом всех затрат в зависимости от вида, состава и состояния оборудования.

Список литературы

- 1 Внуков, А. К. Надежность и экономичность котлов для газа и мазута [Текст] / А. К. Внуков. – М., Ленинград : Энергия, 1966. – 368 с.
- 2 Магадеев, В. Ш. Воздухоподогреватели паровых котлов [Текст] / В. Ш. Магадеев. – Энергоатомиздат, 1996. – 144 с.

- 3 **Шастин, В. Н.** Справочник по ремонту котлов и вспомогательного котельного оборудования [Текст] / **В. Н. Шастин**. – М. : Энергоиздат, 1981. – 496 с.
- 4 **Трухний, А. Д.** Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] / **А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин**. – М. : Издательство МЭИ, 2002. – 540 с.
- 5 **Кириллов, И. И.** Паровые турбины и паротурбинные установки [Текст] / **И. И. Кириллов, В. А. Иванов**. – Ленинград : Машиностроение, 1978. – 276 с.
- 6 **Мейкляр, М. В.** Современные котельные агрегаты ТКЗ [Текст] / **М. В. Мейкляр**. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергия, 1978. – 223 с.
- boilers for gas and oil], Jenergija, Moscow, Leningrad, Russia.
- 2 **Magadeev, V. Sh.** (1996), *Vozduhopodogrevateli parovyh kotlov* [Air heaters, boilers], Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.
- 3 **Shastin, V. N.** (1981), *Spravochnik po remontu kotlov i vspomogatel'nogo kotel'nogo oborudovanija* [Manual repair of boilers and auxiliary boiler equipment], Jenergoatomizdat, Moscow, Russia.
- 4 **Truhnij, A. D. and Lomakin, B. V.** (2002), *Teplofikacionnye parovye turbiny i turboustanovki* [Heat and steam turbines and turbine], Izdatel'stvo MEl, Moscow, Russia.
- 5 **Kirillov, I. I. and Ivanov, V. A.** (1978), *Parovye turbiny i paroturbinnye ustanovki* [Steam turbine and steam turbine installation], Mashinostroenie, Leningrad, Russia.
- 6 **Mejkljar, M. V.** (1978), *Sovremennye kotel'nye agregaty TKZ* [Modern boiler units TDF], 3th. ed., Jenergija, Moscow, Russia.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Vnukov, A. K.** (1966), *Nadezhnost' i jekonomichnost' kotlov dlja gaza i mazuta* [Reliability and efficiency
- 6 **Mejkljar, M. V.** (1978), *Sovremennye kotel'nye agregaty TKZ* [Modern boiler units TDF], 3th. ed., Jenergija, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Пугачева Татьяна Николаевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теплотехники и энергоэффективных технологий, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: tatpach@mail.ru.

Pugachova Tetiana Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Department of Thermal Engineering and Energy Efficient Technologies, National of Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, Ukraine. Проверьте сведения

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Пугачева, Т. Н. Реконструкция уплотнений воздухоподогревателей с целью уменьшения присосов воздуха [Текст] / **Т. Н. Пугачева** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 141–146. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.21.

Please cite this article as:

Pugachova, T. N. (2016), “Improving the Seals of Air Heaters to Reduce the Air Inflow”, *Bulletin of NTU “KhPI”*. Series: *Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 141–146, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.21

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Пугачова, Т. М. Реконструкція ущільнення підігрівачів повітря з метою зменшення присосів повітря [Текст] / **Т. М. Пугачова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 141–146. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.21.

АНОТАЦІЯ Розглянуто питання системи регулювання зазорів в ущільненнях регенеративних підігрівачів повітря. Існуюча конструкція ущільнень неефективна через неможливість достатньої регулювання і підтримки необхідних робочих зазорів в ущільненнях. Установка нової, інноваційної системи ущільнень дозволяє знизити присоси повітря до рівня (12–15) %, і як наслідок підвищення економічності котла, зниження витрат електроенергії на власні потреби, забезпечення стабільної характеристики підігрівача, підвищення надійності і довговічності його елементів.

Ключові слова: регенеративні підігрівачі повітря, зазори, система ущільнень, перетоки повітря, регулювання.

Поступила (received) 02.01.2016

И. А. БАБЕНКО, И. В. СУК, А. В. СЕРДЮК, М. Л. КОЗЛОВА

ПРИНЦИПЫ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО УПРАВЛЕНИЯ ТЭЦ

АННОТАЦИЯ В настоящей работе рассмотрены общие принципы и основные этапы создания энергосберегающих автоматизированных систем управления технологическим процессом (АСУ ТП) ТЭЦ. Сформулированы общие принципы создания автоматизированных систем управления и на их основе построены математические модели элементов ТЭЦ. Сформулированы общие принципы создания энергосберегающих систем автоматического управления (САУ) основными энергетическими установками ТЭЦ, выявлены определяющие параметры управляющего воздействия, выходные параметры, параметры внешних возмущающих воздействий и параметры энергетических потерь.

Ключевые слова: ТЭЦ, математические модели, АСУ, энергосбережение, энергетика.

I. A. BABENKO, I. V. SUK, A. V. SERDYUK, M. L. KOZLOVA

PRINCIPLES OF THE ENERGY-SAVING CONTROL OF HEAT POWER PLANTS

ABSTRACT The power engineering in Ukraine, in particular heat power engineering comes forth with many solutions that would allow us to improve operating conditions of power plants, namely update the equipment, improve the quality of control of operating conditions depending on power engineering market conditions and update control systems due to the implementation of new computing software systems into the available equipment. Due to the fact that a major portion of the equipment of operating heat power plants is overage and is unable to operate at maximum loadings the approaches to the principles of its control must be revised. This will allow us to reduce the expenditures required for the production of wanted power and optimize the operating conditions of power equipment used by power – generating units of heat power plants. This scientific paper formulates a very important scientific and engineering problem related to the development of the energy-saving control systems for heat power plants. A scientific principle of the energy-saving control of energy-generating units used by heat power plants was formulated, based on which energy-saving systems can be created for the automated control systems of heat power plants. To improve the control property it is proposed to use master models (state viewers) for the energy-saving automated control systems designed for the power-generating units of heat power plants.

Key words: heat power plant, mathematical models, automated control systems, energy-saving and the power engineering.

Введение

Необходимым критерием, определяющим степень комфорта жизни человека в современном мире, является электро- и теплоснабжение, как промышленного, так и жилого комплекса. В энергетике Украины, а именно в теплоэнергетике, существует ряд решений применяющихся для улучшения условий эксплуатации электрических станций, а именно модернизация оборудования, улучшение качества регулирования режимов работы в зависимости от условий рынка энергетики, усовершенствование систем управления, за счет внедрения новых программно-вычислительных комплексов и научных подходов к оптимальному управлению.

На Украине эксплуатируется около 40 теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) суммарной мощностью более 4500 МВт, что составляет порядка 11 % от всей установленной мощности энергетики Украины.

Основным заданием системы автоматического управления ТЭЦ является обеспечение необходимой выработки тепла и электроэнергии в каждый момент времени при минимуме энергетических потерь. При этом необходимо обеспечивать качество технологического процесса и иметь необходимую степень надежности, быстродействия

и безопасности как отдельных энергоустановок, так и энергоблоков ТЭЦ в целом.

Цель работы

В связи с тем, что большая часть оборудования действующих ТЭЦ отслужила заявленный гарантийный срок и не может работать при максимальных нагрузках, необходимо пересматривать и корректировать подходы к принципам его управления. Это позволит снизить затраты на выработку необходимого количества энергии, а также оптимизировать режимы работы энергооборудования и энергоблоков ТЭЦ.

Для условий ТЭЦ важным вопросом является комбинированная выработка тепла и электроэнергии, и общий расход топлива при такой выработке заметно ниже, чем при раздельном отпуске этих видов энергии. Исходя из факта большой доли ТЭЦ в энергобалансе Украины и распространенности этих станций, внедрение энергосберегающих систем управления ТЭЦ является важной и актуальной задачей.

Решение практической задачи энергосберегающего управления может позволить существенно повысить эффективность работы отдельных энергоустановок тепловых электростанций [4–6].

Изложение основного материала

Для осуществления эффективного энергосберегающего управления необходимо определить вектора входных и выходных параметров, составляющих материальный и энергетический баланс ТЭЦ. Структурная схема ТЭЦ состоит из таких элементов (рис. 1) как котёл, паровая турбина, конденсатор, тепловой потребитель, сетевой и питательный насосы, циркуляционный насос и др.

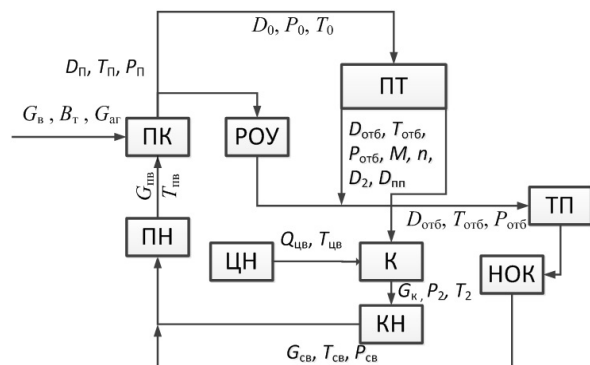


Рис. 1 – Структурная схема ТЭЦ:

К – конденсатор; КН – конденсатный насос; НОК – насос обратного конденсата от тёплого потребителя; ПК – паровой котёл; ПН – питательный насос; ПТ – паровая турбина; РОУ – редуцирующая охлаждающая установка; ТП – тепловой потребитель; ЦН – циркуляционный насос; отб. – отбор; n – пар; цв – циркулярная вода; пв – питательная вода; св – сетевая вода; аг – активатор горения; в – воздух; т – топливо

Энергетические установки ТЭЦ, как объект управления, можно охарактеризовать следующим набором векторов [1]:

– векторов выходных (определяющих, контролируемых) параметров $\vec{X}_{\text{вых}}$;

– вектор входных параметров

$$\vec{X}_{\text{вх}} = \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}} + \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}},$$

где $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}$ – нерегулируемые входные параметры;

$\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}$ – регулируемые входные параметры;

– вектор внутренних параметров $\vec{X}_{\text{вн}}$;

– вектор внешних возмущающих воздействий $\vec{\xi}$;

– вектор параметров, которые определяют потери энергии (мощности) $\vec{X}_{\text{пот}}$.

Между этими параметрами устанавливаются аналитические зависимости в виде математических моделей:

– исходная модель:

$$F(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{пот}}; \vec{X}_{\text{вых}}; \vec{\xi}) = 0;$$

– модель управления (по векторам выходных параметров):

$$\vec{X}_{\text{вых}} = f_{\text{вых}}(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{пот}}; \vec{\xi});$$

– модель общих энергетических потерь:

$$\vec{X}_{\text{пот}} = f_{\text{пот}}(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{\xi});$$

– модель управляющего воздействия:

$$\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = f_{\text{упр}}(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{пот}}; \vec{\xi}).$$

Минимизируется функция энергетических потерь

$$\Phi = \min\{\vec{X}_{\text{пот}}\}$$

используя в качестве аргумента вектор регулируемых входных параметров

$$\vec{X}_{\text{пот}} = f_{\text{пот}}(\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}),$$

при условии, что заданы значения вектора выходных параметров

$$\vec{X}_{\text{вых}} = \vec{X}_{\text{вых}}^{\text{зад}}$$

и заданы ограничения на остальные параметры:

$$\vec{X}_{\text{вн}} = [\vec{X}_{\text{вн}}]; \vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}} = [\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{нерег}}].$$

Применение этого подхода управления возможно путем разработки математических моделей основных энергообъектов и моделей функций энергетических потерь с последующей их минимизацией. Рассмотрим основные энергетические установки ТЭЦ: паровой котел, паровая турбина, тепловой потребитель.

Входными параметрами парового котла являются расход питательной воды $G_{\text{пв}}$, температура питательной воды $T_{\text{пв}}$, расход подаваемого в топку воздуха $G_{\text{в}}$, расход топлива $B_{\text{т}}$, а выходящими – параметры острого пара $D_{\text{п}}$, $P_{\text{п}}$ и $T_{\text{п}}$ и параметры промперегрева $D_{\text{пп}}$. Исходная математическая модель парового котла будет иметь следующий вид:

$$F(D_{\text{пв}}; T_{\text{пв}}; G_{\text{в}}; B_{\text{т}}; D_{\text{пп}}; T_{\text{пп}}; P_{\text{пп}}; D_{\text{п}}; P_{\text{п}}; T_{\text{п}}; \xi; \Delta N) = 0.$$

Входящими параметрами турбины являются параметры пара T_0 , P_0 , D_0 , а выходящие расход $D_{\text{отб}}$, давление $P_{\text{отб}}$ и температура $T_{\text{отб}}$ на отборах, крутящий момент M , частота вращения n , расход пара в конденсатор D_2 , и параметры промперегрева $D_{\text{пп}}$. Математическая модель турбины будет выглядеть следующим образом:

$$F(T_0; P_0; D_0; D_{\text{отб}}; T_{\text{отб}}; P_{\text{отб}}; M; n; D_2; D_{\text{пп}}; \xi; \Delta N) = 0.$$

Тепловой потребитель имеет входные параметры $D_{\text{отб}}$, $T_{\text{отб}}$, $P_{\text{отб}}$ (описаны выше), а выходящие – расход сетевой воды $G_{\text{св}}$, её температура $T_{\text{св}}$ и давление $P_{\text{св}}$. Математическая модель теплового потребителя в этом случае будет иметь вид:

$$F(D_{\text{отб}}; T_{\text{отб}}; P_{\text{отб}}; G_{\text{св}}; T_{\text{св}}; P_{\text{св}}; \xi; \Delta N) = 0.$$

Потери в котельных агрегатах представляют собой потери с уходящими газами q_2 , потери с химическим недожогом q_3 , потери с механическим недожогом q_4 , потери тепла через ограждение топки q_5 и потери тепла с уходящим шлаком q_6 , гидравлические потери $\Delta E_{\text{г}}$ и аэродинамические потери $\Delta E_{\text{ад}}$.

Основными технологическими ограничениями являются: ограничения на вырабатываемую электрическую и тепловую мощность, давление и температуру острого пара, давление и температуру сетевой воды.

Решением задачи энергосберегающего управления является обеспечение заданных значений выходных параметров энергоблока ТЭЦ с учетом технологических ограничений и внешних возмущений при обеспечении минимума потерь.

Обсуждение результатов

На основании вышеизложенных принципов возможно создание энергосберегающей АСУ ТЭЦ. Целесообразно использовать эталонную модель (наблюдателя состояния), схема которой показана на рис. 2.

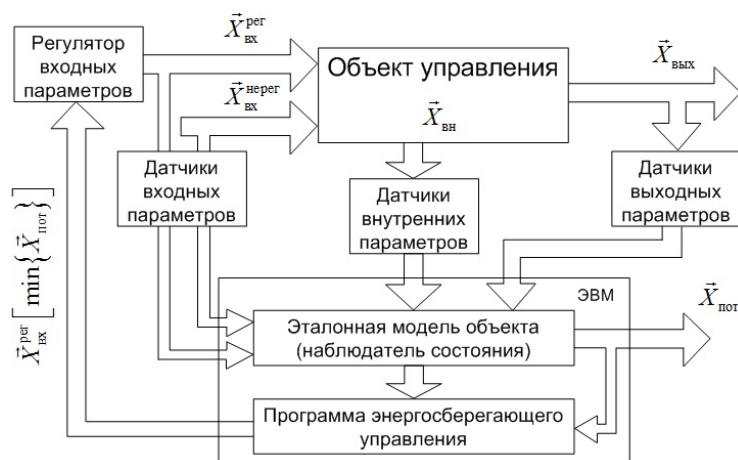


Рис. 2 – Функциональная схема эталонной модели

Выводы

1 Сформулирована важная научно-техническая задача энергосберегающего управления энергетическими установками ТЭЦ.

2 Сформулированы общие принципы построения энергосберегающих систем управления энергетическими установками ТЭЦ.

Список литературы

- 1 **Канюк, Г. И.** Общие принципы энергосберегающего управления технологическими объектами [Текст] / **Г. И. Канюк** // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – Т. 4, № 3(46). – С. 42–44. – ISSN 1729-3774.
- 2 **Плетнев, Г. П.** Автоматизированное управление объектами тепловых электростанций [Текст] / **Г. П. Плетнев**. – М. : Энергоиздат, 1981. – С. 225–227.
- 3 **Украинский промышленный портал.** Топливно-энергетический комплекс Украины. – Опубликовано 07.02.2011 – Режим доступа: <http://upr-search.com.ua/46-tek-ukraini.html>. – Заглавие с экрана. – 10.12.2015.
- 4 **Канюк, Г. И.** Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций [Текст] / **Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря**,

А. Р. Фокина, Е. В. Лаптинова, И. П. Лаптин // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – № 3/8(57). – С. 58–62. – ISSN 1729-3774.

- 5 **Канюк, Г. И.** Определение оптимального расхода циркуляционной воды в конденсаторах тепловых и атомных электростанций [Текст] / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, А. Р. Фокина, И. А. Бабенко // Энергосбережение, Энергетика, Энергоаудит. – 2015. – №6(137). – С. 12–19. – ISSN 2218-1849.
- 6 **Канюк, Г. И.** Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций [Текст] / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря, И. П. Лаптин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 90–97. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Kanyuk, G. I.** (2010), "Obshchiye printsipy energosberegayushchego upravleniya tekhnologicheskimi ob'yektami [General principles of energy-saving control of technological objects]", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 4, no. 3(46), pp. 42–44, ISSN 1729-3774.
- 2 **Pletnev, G. P.** (1981), *Avtomatizirovanoye upravleniye ob'yektami teplovyykh elektrostantsiy* [Automated management of objects of thermal power plants], Energoizdat, Moscow, Russia.

- 3 Ukrainiskij promyshlennyj portal [Ukrainian industrial portal] (2011), "Tопливо-energeticheskiy kompleks Ukrainy [Fuel and energy complex of Ukraine]", available at: <http://upr-search.com.ua/46-tek-ukraini.html> (Accessed 10 December 2015).
- 4 Kanyuk, G. I., Mezerya, A. Y., Fokina, A. R., Laptinova, E. V. and Laptinov I. P. (2012), "Energoberegayushcheye upravleniye i povysheniye tekhniko-ekonomicheskoy effektivnosti nasosnykh ustanovok teplovykh i atomnykh elektrostantsiy [Energy-efficient management and improvement of technical and economic efficiency of pumping units of thermal and nuclear power plants]", *Eastern-European Journal of Enterprize Technologies*, no. 3/8(57), pp. 58–62, ISSN 1729-3774.
- 5 Kanyuk, G. I., Mezerya, A. Y., Fokina, A. R. and Babenko, I. A. (2015), "Opredeleniye optimal'nogo rashkoda tsirkulyatsionnoy vody v kondensatorakh teplovykh i atomnykh elektrostantsiy [Determination of the optimal flow rate of circulating water in the condensers of thermal and nuclear power plants [Text]], *Energoberezheniye, Energetika, Energoaudit [Energy savings, Energy, Efficiency and conservation]*, no. 6(137), pp. 12–19, ISSN 2218-1849.
- 6 Kanyuk G. I., Mezerya, A. Yu. and Laptinov, I. P. (2014), "Model' energoberegayushchego upravleniya nagnetatel'nymi ustanovkami teplovykh elektrostantsiy [A Model of Energy Saving Control Using the Discharge Units of Thermal Power Stations]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 12(1055), pp. 90–97, ISSN 2078-774X.

Сведения об авторах (About authors)

Бабенко Игорь Анатольевич – директор Змиевской тепловой электрической станции публичного акционерного общества «Центрэнерго», 63460, Харьковская обл., Змиевской р-н, пгт. Комсомольское, Балаклейское шоссе, 2, Украина; e-mail: director@zmtes.kh.energy.gov.ua.

Babenko Igor – Director Zmiyiv Thermal Power Stations of JSC "Centrenergo", 63460, Kharkov region. Zmiyivskiy district, town. Komsomolsk, Balakliysky highway, 2, Ukraine.

Сук Ирина Валентиновна – аспирант кафедры теплоэнергетики и энергосберегающих технологий, Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков, Украина; e-mail: okeanpr@ukr.net.

Suk Irina – graduate student, Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkov, Ukraine.

Сердюк Александр Викторович – аспирант кафедры теплоэнергетики и энергосберегающих технологий, Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков, Украина; e-mail: allserrr@gmail.com.

Serdyuk Aleksandr – graduate student, Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkov, Ukraine.

Козлова Марина Леонидовна – аспирант кафедры теплоэнергетики и энергосберегающих технологий, Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков, Украина; e-mail: okeanpr@ukr.net.

Kozlova Marina – graduate student, Department of Heat-and-Power Engineering and Energy Saving Technologies, Ukrainian Engineering and Pedagogics Academy, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Бабенко, И. А. Принципы энергосберегающего управления ТЭЦ [Текст] / **И. А. Бабенко, И. В. Сук, А. В. Сердюк, М. Л. Козлова** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 147–150. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.22.

Please cite this article as:

Babenko, I., Suk, I., Serdyuk, A. and Kozlova, M. (2016), "Principles of the Energy-Saving Control of Heat Power Plants", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 147–150, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.22.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бабенко, І. А. Принципи енергозберігаючого управління ТЕС [Текст] / **І. А. Бабенко, І. В. Сук, О. В. Сердюк, М. Л. Козлова** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 147–150. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.22.

АНОТАЦІЯ У даній роботі розглянуті загальні принципи і основні етапи створення енергозберігаючих автоматизованих систем управління технологічним процесом (АСУ ТП) ТЕС. Сформульовано загальні принципи створення автоматизованих систем управління і на їх основі побудовані математичні моделі елементів ТЕС. Сформульовано загальні принципи створення енергозберігаючих систем автоматичного управління (САУ) основними енергетичними установками ТЕС, виявлені визначальні параметри керуючого впливу, вихідні параметри, параметри зовнішніх впливів, що обумовлюють і параметри енергетичних втрат.

Ключові слова: ТЕС, математичні моделі, АСУ, енергозбереження, енергетика.

Поступила (received) 08.01.2016

С. М. САФЬЯНЦ, А. Б. БИРЮКОВ, А. С. САФЬЯНЦ

СОЗДАНИЕ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЛИНИЙ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЯ

АННОТАЦИЯ Цель работы состоит в предложении единой методологии для построения линий энергопотребления предприятия, так как простой удельный расход энергии, отнесенный к объему производства не может служить хорошим индикатором. В работе даются определения энергоэффективности предприятия и её показателей; рассматривается выбор показателей, влияющих на использование энергии; раскрывается сущность базовой линии энергопотребления, описывается методика её определения для технологической и инфраструктурной составляющей в агрегатах и технологических линиях предприятия; предлагаются способы сравнения эффективности работы различных предприятий.

Ключевые слова: энергоэффективность, система энергоменеджмента, показатели энергоэффективности, базовая линия энергопотребления, бенчмаркинг.

S. M. SAFYANTS, A. B. BIRUKOV, A. S. SAFYANTS

CREATING A METHODOLOGY FOR DETERMINATION OF THE ENERGY BASELINE OF AN ENTERPRISE

ABSTRACT The aim of this paper is to provide a general methodology for determination of an energy baseline of an enterprise. It is important goal because nowadays all the industrial enterprises have their own criteria's of energy efficiency and energy performance indicators, which make impossible comparison and benchmarking of these ones. At the same time simple specific energy consumption related to a volume of production can not serve as a good indicator. So, at the first hand. This paper contains definitions for the energy efficiency of the enterprise and its energy performance indicators as characterization of the energy efficiency in industrial processes, determined by comparing the values of the specific energy efficiency of these processes with similar indicators selected as a reference. Also it determinates indicators that affect the use of energy (e.g. weather conditions, feedstock characteristics like water content, etc.). Paper reveals the essence of the energy baseline as the dependence of energy consumption at the same value of energy plant (technology, process) from external factors in a changing environment and describes how to assign the technological and infrastructural component in energy use in aggregates and technological lines of the enterprise. Baseline could be presented in a form of a table or a chart depending on needs. Created energy baseline of the enterprise result in possibility to compare and benchmark the effectiveness of the different enterprises (aggregates, production lines), or effectiveness of the same enterprise (aggregates, production lines) in a different periods.

Key words: energy efficiency, energy management system, energy performance indicators, energy baseline, benchmarking.

Анализ состояния проблемы

На сегодняшний день энергосбережение является одной из приоритетных задач устойчивого развития общества. Реализация политики энергосбережения невозможна без контроля показателей энергоэффективности, являющихся индикаторами производственных процессов [1].

Под основными показателями энергоэффективности, как правило, понимают, либо характеристики удельного потребления энергии для производства единицы продукции, либо безразмерные единицы типа КПД, в относительном выражении описывающие эффективность использования энергии в каком-либо агрегате [2].

Дополнительные показатели энергоэффективности используются для раскрытия главных причин нерационального использования энергии и, таким образом, помогают в каждом конкретном случае определить мероприятия по повышению уровня энергоэффективности [3].

Энергоэффективность следует понимать как характеристику эффективности использования энергии в технологических процессах, определяе-

мую путём сравнения значений специальных показателей энергоэффективности для этих процессов с одноименными показателями, выбранными в качестве эталона. Часто также прибегают к сравнению значений одноименных показателей энергоэффективности, взятых из практики различных предприятий. При этом выносится суждение о том, какой из процессов является более эффективным с энергетической точки зрения [1–4].

Уровень энергопотребления зависит от многих факторов: техническое совершенство рабочих установок и технологических процессов, уровень автоматизации, научно-организационное и экономическое обеспечение производственных процессов и т.д. При этом при одном и том же уровне технического совершенства установки, уровень энергопотребления может изменяться в зависимости от внешних условий. В таком случае, очевидно, что сопоставление энергоэффективности одинаковых или подобных процессов или установок будет корректным лишь в одних и тех же условиях.

Для описания зависимости энергопотребления от изменяющихся условий производства вво-

дится понятие линии энергопотребления. Согласно принятой в последнее время терминологии [2, 4], линия энергопотребления представляет собой зависимость энергопотребления при одном и том же значении энергоэффективности установки (технологии, процесса) от внешних факторов при изменяющихся условиях. К таким условиям могут относиться: климатические условия; объем выпускаемой продукции; качественные показатели выпускаемой продукции; качественные показатели исходного сырья; уровень износа технологического оборудования; уровень автоматизации технологических процессов; уровень подготовки обслуживающего персонала и др.

Линия энергопотребления, построенная для выбранного предприятием базового стабильного периода (обычно одного года), является базовой линией энергопотребления. Таким образом, показатели энергопотребления, приведённые к регламентируемым условиям, и определённые для выбранного базового периода времени формируют базовую линию энергопотребления и являются базовыми показателями энергоэффективности.

Цель работы

В данной статье кратко раскрывается сущность методики для построения линий энергопотребления промышленных предприятий. Представляемая методика была создана в рамках международного проекта «Энергоэффективная и направленная на уменьшение изменений климата модернизация промышленности Донецкой области», который был реализован в 2012–2015 гг. при финансовой поддержке министерства экологии и ядерной безопасности Германии [5].

Методика построения базовой линии

Работа по определению базовой линии энергопотребления начинается с построения технологической карты энергопотребления. Цель построения карты – разбиение производства на элементы, в которых происходят преобразования продукции (изменение качественных показателей), и для осуществления этих преобразований потребляются энергетические ресурсы.

Карта потребления представляет собой схему, на которую подробно наносятся все участки технологической цепи производства с указанием проводимых операций (например, выплавка стали, разливка, обработка давлением и т.д.). Для каждого участка прописываются входящие и выходящие потоки материала (продукции) и потоки энергоресурсов. Затем на карту наносятся места установки измерительных приборов и счётчиков потребления энергоресурсов. Таким образом, карта даёт представление об энергетических и ресурсных потоках на предприятии и средствах их учёта. Существен-

ное повышение качества мониторинга энергопотребления предоставляет внедрение систем диагностики теплотехнических [6] и электрических параметров энергопотребляющего оборудования.

Объектом энергопотребления может выступать отдельный технологический агрегат (например, печь), отдельный цех, или технологическая линия производства одного вида продукции. В зависимости от выбора объекта производится анализ энергоэффективности и построение линий (базовых линий) ресурсо- и энергопотребления.

Каждой измеряемой величине необходимо присвоить обозначение и индекс, позволяющие однозначно идентифицировать этап производства определённого продукта. Так, обозначение B_{ij} , покажет потребление топлива на производство i -го вида продукции на j -м этапе.

Также необходим непрерывный учёт производства каждого вида продукции в соответствующих единицах измерения (шт., т или другие ед. изм.) на каждом j -м этапе (участке).

Следующим этапом является составление таблицы абсолютного технологического энергопотребления по производству i -го вида продукции (табл. 1).

Такая таблица строится для определённого промежутка времени. Наиболее рационально в качестве такового выбрать один месяц.

Обозначения в табл. 1: $B_{i\Sigma}^T$ – суммарное количество топлива, израсходованного за период времени, $B_{i\Sigma}^T = \sum_1^n B_{ik}^T$; $E_{i\Sigma}^T$ – суммарное количество электроэнергии, израсходованной за период времени, $E_{i\Sigma}^T = \sum_1^n E_{ik}^T$; $W_{i\Sigma}^T$ – суммарное количество воды, израсходованной за период времени, $W_{i\Sigma}^T = \sum_1^n W_{ik}^T$; M_{ij} – масса вещества или количество единиц полупродукта, переходящих в i -ый продукт на j -ом этапе; $M_{i\Sigma}$ – итоговый объем произведённой продукции i -го вида.

С учётом того, что для разных видов продукции могут иметь место общие этапы (например, плавильный агрегат на металлургическом заводе полного цикла), общие затраты энергии на этих этапах должны быть распределены между всеми видами конечного продукта пропорционально массам материала в конечном итоге перешедшим с данного этапа в различные виды продукции. То есть, при помощи метрологического обеспечения определяется абсолютное потребление ресурса на таком этапе, а затем распределяется между различными видами продукции (для заполнения таблиц типа 1) подобно распределению массы вещества (полупродукта) после данного этапа между различными видами продукции.

Таблица 1 – Абсолютное технологическое энергопотребление по i -ому виду продукции за заданный промежуток времени

Расходуемый ресурс/выпущенная продукция	№ технологического этапа				
	$j = 1$	$j = 2$	...	$j = n$	Итого
Израсходованное топливо, м ³	B_{i1}^T	B_{i2}^T	...	B_{in}^T	$B_{i\Sigma}^T$
Использованная электроэнергия, кВт·ч	E_{i1}^T	E_{i2}^T	...	E_{in}^T	$E_{i\Sigma}^T$
Использованная вода, м ³	W_{i1}^T	W_{i2}^T	...	W_{in}^T	$W_{i\Sigma}^T$
Использованная тепловая энергия, МДж	Q_{i1}^T	Q_{i2}^T	...	Q_{in}^T	$Q_{i\Sigma}^T$
Объем продукции, т или шт.	M_{i1}	M_{i2}	...	M_{in}	$M_{i\Sigma}$

Примечание: Индекс Т используется для указания, что значение относится к технологическому потреблению

Следующим этапом является составление таблицы удельного технологического потребления энергоресурсов для каждого вида продукции, которая имеет вид, практически идентичный табл. 1, с той разницей, что все представленные в ней величины получены как отношение абсолютных показателей энергопотребления к итоговому объёму произведённой продукции i -го вида:

- удельный расход топлива $b_{i\Sigma}^T = B_{i\Sigma}^T / M_i$;
- удельный расход электроэнергии $e_{i\Sigma}^T = E_{i\Sigma}^T / M_i$ и т.д.

После этого необходимо составить линию энергопотребления, которая представляет собой функциональную зависимость энергопотребления (ресурсопотребления) от переменных факторов, составляющих внешние условия. Выбор факторов зависит от вида производства и выпускаемой продукции. Однако, для всех видов производства, удельные показатели всегда зависят от производительности, т.е. от объёма выпускаемой продукции (M), поэтому данный показатель является основным. Кроме того, инфраструктурное потребление энергоносителей (освещение и отопление цехов и административных зданий, питание компьютеров и оргтехники и т.д.) зависит от климатических условий. Зависимость потребления энергии от климатических условий удобно вести для разности температур внутри помещения и внешней среды.

Определение вида функциональной зависимости целесообразно проводить вероятностно-статистическим методом с помощью корреляционного анализа. В результате проведения такого анализа определяется вид функции, с помощью которой наиболее качественно описывается зависимость между параметрами энергопотребления и внешним влияющим фактором. В результате анализа исходных данных строится график зависимости расхода (выработки) энергоносителя от объёма выпускаемых изделий за базовый период. Для выбранного вида функции определение необходимых коэффициентов проводится с помощью методов регрессионного анализа.

Чаще всего зависимость удельного энергопотребления от объёма выпускаемой продукции имеет линейный характер типа $y = a + c \cdot x$, где y – удельное потребление некоторого энергоресурса, x – объём выпускаемой продукции.

Полученное в итоге уравнение регрессии (функция зависимости удельного энергопотребления от объёма выпускаемой продукции), будет состоять из двух частей: условно постоянной (не зависящей от объёма продукции) « a » и переменной « $c \cdot x$ ». Постоянная составляющая уравнения складывается из технологических затрат, например холостого хода, аккумуляции энергии оборудованием. Таким образом, постоянную уравнения регрессии « a » можно также представить как функцию зависимости от разности температур θ (характерной для технологии температуры, например, температуры воздуха в цехе и температуры наружного воздуха). Для этого на примере потребления газообразного топлива можно составить следующую таблицу (табл. 2).

В данной таблице уравнения регрессии определены вышеописанным методом для каждого месяца отдельно на основании данных за несколько лет.

Для построения линии энергопотребления, которая также учитывает зависимость от климатических условий, из уравнения регрессии берутся значения $a_1 \dots a_{12}$. Строится зависимость $a(\theta)$ и определяется уравнение регрессии вида

$$a = p + q\theta.$$

Интегральное уравнение регрессии, которое учитывает не только зависимость от объёма производства, но и от температурных условий для удельного расхода топлива будет иметь вид

$$b_{i\Sigma}^T = p + q\theta + cM_i,$$

где параметр « c » определяется как среднее значение за год.

Ниже предложен более удобный способ построения линии энергопотребления за заданный период времени. В качестве такового наиболее рационально выбирать один год. Пример построения линии энергопотребления по производству

i -го вида продукции представлен в табл. 3. В таблице предусматриваются строки для фиксации средних месячных значений всех внешних факторов, оказывающих (помимо объёма выпускаемой продукции) существенное влияние на производство i -го вида продукции.

Среднегодовые значения показателей энергопотребления определяются как средневзвешенные с учётом объёмов производства i -го вида продукции по месяцам.

На основании этой таблицы можно построить линию энергопотребления предприятия в виде гистограммы, диаграммы или графика с любым, приведённым в таблице внешним фактором, в качестве аргумента. Определение коэффициентов уравнения регрессии производится с помощью математического аппарата *Microsoft Excel*.

Для значительного количества случаев при рассмотрении технологического потребления можно ограничиться однофакторной зависимостью (показателя энергопотребления от производительности). В случае необходимости построения двух- или многофакторной модели необходимо воспользоваться математическим аппаратом пакетов *MathCAD* или *Statistica*. Данные для построения такой модели также берутся из табл. 3. В соответствии с синтаксисом вычислительных пакетов данные строк «фактор» вносятся как аргументы x_1, x_2 и т.д. Значения из строки с интересующим показателем энергосбережения вносятся как функция y . Выбирается вид функции (как правило, при составлении многофакторной модели можно выбрать линейную зависимость).

Далее при помощи простых действий, описанных в инструкции к используемому пакету, получаем значения искоемых коэффициентов уравнения a, c_1, c_2 и т.д.

Полученное уравнение регрессии может использоваться для прогнозирования показателей предприятия в будущем в зависимости от выбранного значения (значений) внешнего фактора (факторов).

Подобный подход также используется для построения линий энергопотребления основных энергопотребляющих объектов. При этом для составления таблицы вместо итоговых удельных показателей энергопотребления по производству i -го вида продукции в ячейки таблицы вносятся удельные затраты энергии, имеющие место в данном объекте в соответствующие месяцы.

На основании месячных отчётов по энергоэффективности технологического энергопотребления для i -го вида продукции за выбранный базовый период строится годовая таблица вида табл. 3, представляющая собой базовую линию энергопотребления предприятия по производству i -го вида продукции, а полученное затем уравнение регрессии может использоваться для определения базовых показателей энергопотребления предприятия

Таблица 2 – Исходные данные для определения зависимости энергопотребления от объёмов производства и разности температур θ

Месяц	Удельный расход газообразного топлива, на производство i -го вида продукции, $\text{м}^3/\text{т}$	Средняя температура наружного воздуха, $t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$	Средняя температура наружного воздуха, $t_{\text{вн}}, ^\circ\text{C}$	Разница температур, $\theta = t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$
Январь	$a_1 + c_1 M$			
...				
Декабрь	$a_{12} + c_{12} M$			

Таблица 3 – Годовой отчёт по эффективности технологического энергопотребления для i -го вида продукции

Показатель	I	II	III	...	XI	XII	Среднегодовое
1	2	3	4	...	12	13	14
M_i							
$B_{i\Sigma}^T$							
$E_{i\Sigma}^T$							
$W_{i\Sigma}^T$							
$b_{i\Sigma}^T$							
$e_{i\Sigma}^T$							
$w_{i\Sigma}^T$							
$q_{i\Sigma}^T$							
Фактор 1							
Фактор 2							
Фактор 3							

в зависимости от выбранных в качестве аргумента (аргументов) значений внешнего фактора (факторов), что является основой для формирования внутренней системы нормативов предприятия.

При составлении базовой линии важно выбрать перечень регламентируемых условий и установить допустимые диапазоны изменения значений определяющих их факторов. В качестве регламентируемых условий могут быть использованы:

- исходные параметры и характеристики продукции (сырья, заготовки) на входе в систему: влажность, крупность помола, другие качественные показатели;

- описание работы системы, технологической линии (вид энергоносителей, номинальные

параметры потребляемых энергоресурсов и т.д.): температура и давление пара, показатели качества подготовки воды, и т.д.;

– характеристики потребителя энергии, технологического оборудования: проектная производительность (объем выпускаемой продукции), режим работы (непрерывный или периодический) и т.п.

Базовый период времени, обычно год, определяется на усмотрение предприятия, но для его выбора целесообразно руководствоваться некоторыми рекомендациями. В выбранный период времени оборудование должно быть новым или работать с паспортными показателями (например, после капитального ремонта). Базовый период времени должен быть стабильным и благополучным для предприятия в плане объемов выпускаемой продукции и сбыта. Это позволит увидеть в будущем снижение показателей энергоэффективности, связанных с износом оборудования и определить потенциал энергосбережения, связанный с восстановлением нормальной работы оборудования, а также с восстановлением рынков сбыта.

Таким образом, показатели энергопотребления, приведенные к регламентируемым условиям, и определенные для выбранного базового периода времени формируют базовую линию энергопотребления и являются базовыми показателями энергоэффективности.

Необходимо отметить, что в отечественной практике понятие базовой линии энергопотребления чаще всего не включает в себя инфраструктурные затраты энергии (отопление и кондиционирование цехов и админзданий, электрическое питание освещения и оргтехники и т.д.). В данной работе предлагается ввести эти затраты в понятие базовой линии.

Поскольку в явном виде отнести инфраструктурные затраты энергии к определенному количеству и виду продукции в большинстве случаев невозможно, то предлагается распределение постоянных затрат на i -ый вид продукции производить с учетом доли стоимости энергоресурсов, затраченных на производство этого вида продукции, в общей стоимости всех энергоресурсов. Для этого вводится коэффициент пропорциональности φ_i :

$$\varphi_i = \frac{M_i (b_{i\Sigma}^T c_b + w_{i\Sigma}^T c_w + e_{i\Sigma}^T c_e + q_{i\Sigma}^T c_q)}{B_{\Sigma}^T c_b + W_{\Sigma}^T c_w + E_{\Sigma}^T c_e + Q_{\Sigma}^T c_q},$$

$$0 < \varphi_i < 1, \sum_1^n \varphi_i = 1,$$

где M_i – суммарный выпущенный объем i -й продукции, c_b, c_w, c_e, c_q – стоимости газа, воды, электроэнергии и тепловой энергии соответственно, $B_{\Sigma}^T, W_{\Sigma}^T, E_{\Sigma}^T, Q_{\Sigma}^T$ – суммарные объемы топ-

лива, воды, электроэнергии и тепла, потребленные на технологические нужды заводом.

Тогда, годовой отчет по эффективности инфраструктурного энергопотребления для i -го вида продукции будет иметь вид, аналогичный табл. 3, однако будет содержать не технологические, а инфраструктурные показатели. На основании этой таблицы можно построить базовую линию инфраструктурного энергопотребления предприятия в виде гистограммы, диаграммы или графика с любым, приведенным в таблице показателем, в качестве аргумента.

Набор факторов, в зависимости от которых будет строиться базовая линия выбирается на основании опыта энергоменеджера. Для большинства случаев при работе с инфраструктурным потреблением можно ограничиться двумя факторами (произведенное количество продукции i -го вида и разница температур θ).

Наличие линий энергопотребления предприятия, включая базовую линию энергопотребления, позволит проводить сравнение эффективности работы предприятия с другими подобными предприятиями, со своими показателями за другие периоды времени или же с эталонными показателями.

Одной из целей, преследуемых при сравнении показателей энергоэффективности подобных производств, является повышение конкурентоспособности предприятия. Другой целью сравнения показателей энергоэффективности (энергопотребления) является определение реального потенциала энергосбережения.

Для корректности проведения такого сравнения необходимо выполнить некоторые условия:

1 Привести условия работы оборудования к одинаковым (общим) регламентируемым условиям (объемы производства, климатические условия, показатели качества исходного сырья и готовой продукции и т.п.).

2 Определить базовые линии энергопотребления (если базовые линии энергопотребления для предприятий ранее определялись в разных условиях, то сейчас они должны быть определены в одинаковых условиях).

В случае сравнения однофакторных зависимостей (например, показателя энергосбережения от объема производства) и если диапазоны реально возможного изменения фактора примерно одинаковы, то целесообразно провести графическое сравнение базовых и текущих линий энергопотребления предприятий (рис. 1).

В полном смысле адекватное сравнение можно проводить для перекрывающегося диапазона значений аргумента (т.е. для показанного примера в диапазоне $M_{\max}^1 - M_{\min}^2$). При необходимости точечных сравнений можно определить значения показателя энергопотребления из линий (базовых линий) энергопотребления сравниваемых

предприятий в зависимости от одного и того же выбранного значения внешнего фактора.

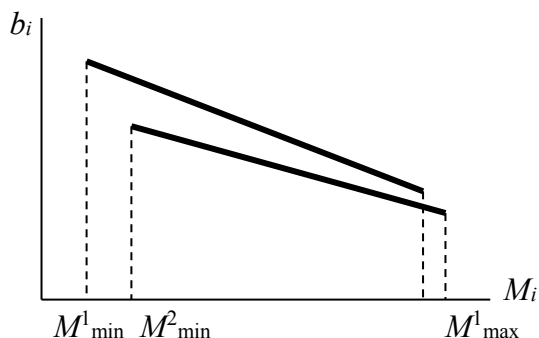


Рис. 1 – Сравнение линий (базовых линий) энергопотребления двух предприятий

Естественно, что при использовании в качестве показателей энергоэффективности удельных расходов энергоносителей более эффективным с энергетической точки зрения оказывается предприятие с меньшим значением показателя. При графическом сравнении более эффективным является производство, для которого линия энергопотребления проходит ниже.

Для проведения графического анализа при работе с многофакторными зависимостями необходимо выбрать наиболее интересующий нас фактор, для остальных факторов подставить в зависимости одинаковые выбранные значения. Таким образом, будет осуществлён переход к однофакторной зависимости и сравнение можно будет провести по описанной выше схеме.

Наиболее полное сравнение многофакторных зависимостей можно провести по схеме, когда для каждого фактора выделяется минимальное, среднее и максимальное значение. Все возможные комбинации сочетаний значений факторов подставляются в рассматриваемые линии энергопотребления и производится попарное сравнение всех полученных значений показателей энергоэффективности. Однако при этом получаем большой объём информации для сравнения: девять пар точек для двух факторов и 27 для трёх факторов.

Сравнение базовых линий энергопотребления позволяет сравнить так называемые стартовые показатели энергоэффективности производства, которые в большей степени зависят от паспортных значений энергопотребления оборудования.

Сравнение текущих линий энергопотребления покажет уровень энергоэффективности производства на текущий момент. Текущие линии энергопотребления уже в значительной мере могут учитывать показатели энергосбережения, которые характеризуют деятельность людей: по организации производства, внедрению энергосберегающих мероприятий, и т.д.

Совместный анализ базовых и текущих линий энергопотребления подобных производств

позволит увидеть работу предприятия в области энергосбережения в динамике. Если включить в анализ также экономические показатели затрат на реализацию политики энергосбережения на предприятиях, можно оценить и их эффективность.

Главной целью такого сравнения является определение наиболее эффективных мер повышения энергоэффективности производства, особенно в той части, которая касается организационных мероприятий и работы службы энергетического менеджмента (или отдела главного энергетика).

Сравнение же валовых показателей энергопотребления предприятия в различные периоды времени не позволяют дать объективную оценку работе персонала по повышению энергоэффективности производства, поскольку условия, при которых осуществлялась производственная деятельность, могут существенно отличаться. Для объективной оценки служат показатели энергоэффективности (основные и дополнительные), а также линии энергопотребления, приведённые к регламентируемым условиям.

Такое сравнение позволяет вовремя выявить перерасход энергоносителей для производства i -го вида продукции. Детальный анализ линий энергопотребления по участкам технологической цепи поможет определить источник и причину потерь. В то же время улучшение показателей энергоэффективности положительно характеризует качество работы службы энергетического менеджмента.

При сравнении энергоэффективности предприятия за разные периоды времени необходимо иметь в виду, что для них может иметь место существенное отличие значений внешних факторов, влияющих на величину энергопотребления. В общем случае большее значение показателя энергоэффективности (удельного энергопотребления) за какой-либо период ещё не значит, что этот период характеризуется меньшей энергоэффективностью.

Для адекватного сравнения работы предприятия за разные периоды могут быть применены следующие приёмы:

- для продолжительных периодов (например, двух разных лет) целесообразно построить линии энергопотребления и провести их сравнение по схеме, описанной выше;

- для коротких периодов времени (например, разных месяцев) целесообразно нанести на график с линией энергопотребления прошлого года или базовой линией энергопотребления соответствующие точки с координатами (значение показателя энергопотребления, значение фактора), рис. 2.

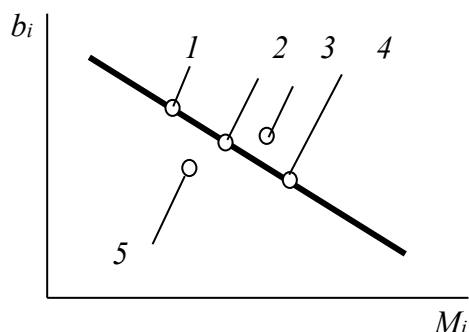


Рис. 2 – Сравнение энергоэффективности предприятия за разные периоды времени

Точки, которые лягут на линию (базовую линию) являются точками равной эффективности, точки, лежащие ниже – свидетельствуют о более высокой эффективности рассматриваемого периода. Так точки 1, 2 и 4 обладают равной энергоэффективностью, соответствующей базовой; точка 3 характеризуется меньшей энергоэффективностью, чем точки 1, 2, 4 и базовая; точка 5 имеет более высокую энергоэффективность, чем базовая.

Выводы

В работе показаны основы построения линий (базовых линий) энергопотребления по производству каждого вида продукции. Показано, что основными этапами этой работы являются: составления карты энергопотребления, таблиц абсолютного и удельного энергопотребления, создания регрессионных зависимостей удельных показателей энергопотребления от влияющих факторов, основными среди них является производство рассматриваемого вида продукции, в ряде случаев также важное значение имеют температурные условия.

Отработана методология построения линий (базовых линий) инфраструктурного потребления энергии для производства конкретного вида продукции. Основой для решения этой задачи послужило введение величины коэффициента пропорциональности, определяемого как доля стоимости энергоресурсов, затраченных на производство рассматриваемого вида продукции, к общей стоимости всех энергоресурсов.

Отработана методология сравнения эффективности энергопотребления различных предприятий либо одного и того же предприятия за различные промежутки времени. Показано, что для продолжительных промежутков времени удобно произвести графическое сравнение линий энергопотребления; для коротких промежутков времени целесообразно рассмотреть совместное отображение базовой линии и конкретных точек энергопотребления.

Список литературы

- 1 Самарин, О. Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность [Текст] / О. Д. Самарин. – М. : Изд-во ассоциации строительных вузов, 2009. – 296 с. – ISBN 978-5-4323-0014-0.
- 2 Іншеков, Є. М. Розробка єдиної методологічної бази для побудови та реалізації системи енергетичного моніторингу в компанії [Текст] / Є. М. Іншеков, А. В. Чернявський. – Київ : GIZ, 2014. – 61 с.
- 3 Іншеков, Е. Н. Внедрение системы энергетического менеджмента на базе стандарта ISO 50001:2011: путеводитель для специалистов компаний и предприятий [Текст] / Е. Н. Іншеков, А. С. Сафьянц, С. М. Сафьянц [и др.]. – Киев : GIZ, 2014. – 38 с.
- 4 Франк, Т. Развитие передовых методологий для мониторинга энергоэффективности на примере украинских пилотных компаний [Текст] / Т. Франк, Д. Борст. – Hamburg : Envidatec GmbH, 2014. – 104 с.
- 5 Сафьянц, С. М. Методика определения энергоэффективности промышленных предприятий и построения линий энергопотребления [Текст] / С. М. Сафьянц, А. Б. Бирюков, А. С. Сафьянц [и др.] – Донецк : ДНТУ, 2014. – 48 с.
- 6 Бирюков, А. Б. Современные подходы к диагностике процессов тепловой обработки металла в печах [Текст] / А. Б. Бирюков, С. М. Сафьянц, А. А. Иванова [и др.] // Бюллетень научнотехнической и экономической информации "Черная металлургия. – 2015. – № 1. – С. 50–55. – ISSN 0135-5910.

Bibliography (transliterated)

- 1 Samarin, O. (2009), *Teplofizika. Jenergosberezenie. Jenergojeffektivnost'* [Thermal physics. Energy saving. Energy efficiency], Izd-vo asociacii stroitel'nyh vuzov, Moscow, Russian.
- 2 Inshekov, Y. and Chernyavs'kyi, A. (2014), *Rozrobka yedynoyi metodolohichnoyi bazy dlya pobudovy ta realizatsiyi systemy enerhetychnoho monitorynhu v kompaniyi* [Development of unified methodological base for implementation of an energy management system at the enterprise]. GIZ, Kyiv, Ukraine.
- 3 Inshekov, Y., Safyants, A. and Safyants, S. (2014), *Vnedrenie sistemy jenergeticheskogo menedzhmenta na baze standart ISO 50001:2011: putevoditel' dlya specialistov kompanij i predpriyatij* [Implementation of an energy management system based on ISO 50001:2011 standard: guidelines for specialists of the enterprise], GIZ, Kyiv, Ukraine.
- 4 Frank T. and Borst, D. (2014), *Razvitie peredovykh metodologij dlya monitoringa jenergojeffektivnosti na primere ukraïnskikh pilotnykh kompanij* [Development of modern methodologies for energy efficiency monitoring based on example of Ukrainian pilot companies], Envidatec GmbH, Hamburg, Germany.
- 5 Safyants, S., Birukov, A. and Safyants, A. (2014), *Metodika opredeleniya jenergojeffektivnosti promyshlennykh predpriyatij i postroeniya linij jenergotrebleniya* [Methodology for determination of an energuefficiency of companies and creation of energy baselines], DNTU, Donetsk, Ukraine.
- 6 Birukov, A., Safyants, S. and Ivanova, A. (2015), "Sovremennye podhody k diagnostike processov teplovoj obrabotki metalla v pechah [Modern approaches to

diagnostics of thermal metal processing in furnaces)",
Bulleten' "Chernaja metallurgija" [Bulletin of scien-

tific, technical and economic information "Ferrous met-
allurgy], no. 1, pp. 50–55, ISSN 0135-5910.

Сведения об авторах (About authors)

Бирюков Алексей Борисович – доктор технических наук, заведующий кафедрой технической теплофизики, Донецкий национальный технический университет, Украина; e-mail: birukov.ttf@gmail.com, ORCID 0000-0002-8146-2017.

Birukov Alexei Borisovich – Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Engineering Thermophysics, Donetsk National Technical University, Ukraine, ORCID 0000-0002-8146-2017.

Сафьянц Сергей Матвеевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики, Донецкий национальный технический университет, Украина; e-mail: safyants_sm@mail.ru.

Safyants Sergei Matveevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Head of the Department of industrial power system, Donetsk National Technical University, Ukraine.

Сафьянц Артем Сергеевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник отдела теплофизических процессов в котлоагрегатах Института технической теплофизики НАН Украины; тел. +380501414616, e-mail: safyants.artiom@gmail.com.

Safyants Artem Sergeevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), a senior researcher at the Department of thermal processes in the boilers of the Institute of Engineering Thermophysics, Ukrainian National Academy of Science, Kiev, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Сафьянц, С. М. Создание методики определения линий энергопотребления предприятия [Текст] / **С. М. Сафьянц, А. Б. Бирюков, А. С. Сафьянц** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 151–158. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.23.

Please cite this article as:

Safyants, S. M., Birukov, A. B. and Safyants, A. S. (2016), "Creating a Methodology for Determination of the Energy Baseline of an Enterprise". *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 151–158, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.23.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Саф'янець С.М. Створення методики визначення ліній енергоспоживання підприємства [Текст] / **С. М. Саф'янець, О. Б. Бірюков, А. С. Саф'янець** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 151–158. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.23.

АНОТАЦІЯ Мета роботи полягає в розробці єдиної методології для побудови ліній енергоспоживання підприємства. Це актуальне завдання, тому що в наш час все промислові підприємства мають свої власні критерії оцінки енергетичної ефективності та показників ефективності використання енергії, які унеможливають порівняння і порівняльний аналіз цих одиниць. У той же час проста питома витрата енергії, що віднесена до обсягу виробництва не може служити хорошим індикатором. У роботі даються визначення енергоефективності підприємства і її показників; розглядається вибір показників, що впливають на використання енергії; розкривається сутність базової лінії енергоспоживання, описується методика її визначення для технологічної та інфраструктурної складової в агрегатах і технологічних лініях підприємства; пропонується способи порівняння ефективності роботи різних підприємств. Створена енергетична базова лінія надає можливості для порівняння ефективності роботи різних підприємств (агрегатів, виробничих ліній), або ефективності того ж підприємства (агрегатів, виробничих ліній) в різні періоди.

Ключові слова: енергоефективність, система енергоменеджменту, показники енергоефективності, базова лінія енергожи-споживання, бенчмаркінг.

Поступила (received) 04.01.2016

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

Govorushchenko Yu. N. The Interactive Environment Architecture for Thermal-Hydraulic Systems Simulation.....	6
Smirnov A., Parafiyuk V., Shcherbakov O., Epifanov S., Kostiuk V., Chobenko V., Shevchuk V. Integration of Energy Systems in Gas Turbine-Driven Compressor Packages for Gas and Oil Industry.....	13
Khalatov A., Panchenko N. Influence of the Spanwise Distance Δ Between Holes on the Film Cooling Efficiency Beyond Double Jet Holes	26
Boiko A. V., Usaty A. P., Barannik V. S. Designing Optimal Turbine Profiles Using Cubic Interpolation Splines.....	31
Zinchenko I., Skoryk A., Parafiyuk V. On the Effect of Spherical Dimples at Diffuser Vane Surface on Performance of Centrifugal Compressor.....	37
Vorobiev Iu., Makhnenko O., Ovcharova N., Berlizova T., Kulakov P. Problems of New Materials for Turbomachine Blading	44
Petelchyts V., Pysmennyi D., Dashevskyy Y. Evaluation of the Influence on the Efficiency Curvature of the Surface Film Cooling.....	50
Kravchenko I., Smirnov S., Kubatin V. Development of the AI-312 Gas Turbine Engine for the Modernization of the Ukrainian Gas Transport System with Import-Substituting Equipment	56
Serbin S., Kozlovskiy A. Increasing the Stability of Combustion Processes in the Combustion Chamber of Gas-Turbine Engine Through the Improvement of the Air-Gas Channel.....	65
Bondarenko H. A. Elastic Hydrodynamic Analysis of Heavy Duty Centrifugal Compressors Designs.....	70
Troshenkin B., Troshenkin V. Increasing the Efficiency of Closed-Cycle Gas Turbine Power Plants.....	76
Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkov A. Milestones of Implementation of Ageing Management for NPP Components	85
Lapuzin A. V., Subotovich V. P. Hydraulic Design of the Bleeding Chamber for the Steam Turbine	90
Siryi A., Abdulin M., Baranyuk A. Studying the Hydrodynamics of Air Flow in the Fuel Combustion System of a Jet-Recess Type.....	94
Nechuiviter M. M. Increasing the Technoeconomic Operating Efficiency of Steam Turbine PLANT K-120-6.4 of the Unit of Steam and Gas Plant SGP-345	101
Yefimov A., Romashov Yu., Kavertsev V. Temperature Stresses and Optimum Ratio of the Inner and Outer Radii of the Cylindrical Parts of Pressure Vessels of Steam Generating Systems	108
Chernousenko O., Peshko V. Influence of the Flange Connection and the Stresses Arising in it on the Life Indices of the Intermediate-Pressure Cylinder of K-200-130 Turbine	113
Shubenko O., Senetsky O., Sarapin V. Influence of Initial Parameters on the Performances of the Flow System of Turbines Operating on Low-Boiling Actuating Medium.....	118
Bezrodny M., Rachinskiy A., Goliyad N. Heat Calculation Technique for the Contact-Type Gas-Drop Heat Recovery System of Low-Temperature Effluent Gases	128
Beda A. I., Beda I. N., Kostornoy A. S. Experimental Studies of Hydrostatic Force in Annular Seal of Finite Length	136
Pugachova T. N. Improving the Seals of Air Heaters to Reduce the Air Inflow.....	141
Babenko I. A., Suk I. V., Serdyuk A. V., Kozlova M. L. Principles of the Energy-Saving Control of Heat Power Plants.....	147
Safyants S. M., Birukov A. B., Safyants A. S. Creating a Methodology for Determination of the Energy Baseline of an Enterprise	151

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 9(1181) 2016

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 8-16.

Підписано до друку 02.02.2016 р. Формат 60х90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0.
Наклад 300. Зам. №2679-16. Ціна договірна.

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК № 333 від 09.02.2001р.
61023, м. Харків, а/с 10325.
тел. (057) 714-09-08
