

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 13(1056) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – 198 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 Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1-05 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**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. НАН України;
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. СІФАНОВ, 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. М. КОШЕЛЬНИК, 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: Е. Г. БРАТУТА, д-р техн. наук, проф.; А. М. ГАНЖА, д-р техн. наук, проф.;
В. І. ГНЕСІН, д-р техн. наук, проф.; С. В. ЕРШОВ, д-р техн. наук, проф.;
О. В. ЕФІМОВ, д-р техн. наук, проф.; В. М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.;
З. Я. ЛУР'Є, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. МАЦЕВИТИЙ, д-р техн. наук, академік НАНУ,
дійсний чл. АН України; М. О. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук, проф.;
О. І. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, проф.; А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук, академік НАНУ;
М. В. ЧЕРКАШЕНКО, д-р техн. наук, проф.; О. Л. ШУБЕНКО, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ

У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 3 від 14 березня 2014 р.

ЗМІСТ

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Бойко А. В., Усатый А. П., Авдеева Е. П.</i> Методология объектно-ориентированной комплексной оптимизации проточных частей мощных паровых турбин с учетом переменного режима работы.....	5
<i>Швецов В. Л., Ковальский А. Э., Картмазов Г. Н., Солодов В. Г., Кожешкурт И. И., Конев В. А.</i> Комбинированная противоэрозионная защита рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин.....	11
<i>Шубенко А. Л., Стрельников И. С.</i> Дискретный подход к описанию крупнодисперсной влаги при определении механических потерь в последней ступени ЦНД влажнопаровых турбин.....	21
<i>Григорьева Е. Б., Трифонов Н. Н., Есин С. Б., Святкин Ф. А., Николаенкова Е. К., Сухорукова Е. А., Сухоруков Ю. Г.</i> Модернизация системы регенерации турбоустановки при работе на пониженной нагрузке энергоблока 300 МВт с бездеаэрационной тепловой схемой	29
<i>Субботович В. П., Юдин А. Ю., Темченко С. А.</i> Расчет турбинной ступени по зазорам как решение обратных аэродинамических задач в свободных кольцевых каналах	35
<i>Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Матюхин Ю. И., Гармаш Н. Г., Гонтаровский В. П.</i> Автоматизированная оценка срабатывания ресурса высокотемпературного ротора турбины	39
<i>Братута Э. Г., Харлампиди Д. Х., Шерстюк А. В., Сниховский Е. Л.</i> Современные методы термoeкономического анализа и диагностики холодильных машин и тепловых насосов	46
<i>Кнабе О. Г., Нечуйвітер М. М., Шелепов І. Г.</i> Доцільність застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності для роз'ємних корпусів циліндрів парових турбін	55
<i>Косторной А. С., Бондарев А. О.</i> Проектирование многоступенчатых центробежных насосов на основе решения обратной и прямой гидродинамической задачи	61
<i>Сыченков В. А., Панченко В. И., Халиулин Р. Р.</i> Исследование многофазных эжекторов	72
<i>Евгеньев С. С., Футин В. А.</i> Измерение осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора с магнитными опорами	77
<i>Алехин С. А., Герасименко В. П.</i> Критерии оптимизации турбокомпаундных транспортных двигателей.....	82
<i>Кобзар С. Г., Халатов А. А.</i> Визначення ефективності зниження викидів оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 блоку № 6 ДТЕК Ладижинська ТЕС	85

Ефимов А. В., Каверцев В. Л., Потанина Т. В., Гаркуша Т. А., Есипенко Т. А. Математическая модель горизонтального парогенератора типа ПГВ-1000 энергоблока АЭС с ВВЭР	92
Овсянникова И. М., Немировский И. А., Ганжа А. Н. Гелиоколлектор горячего водоснабжения и вентиляции	103
Шевелев А. А., Абдуллин С. Ю. Эффективный метод анализа динамики двухходового пластинчатого теплообменного аппарата	108
Мазуренко А. С., Денисова А. Е., Климчук А. А., Нго Минь Хиеу Методика и результаты эксергетического анализаразличных схем энергоустановок на биогазе	115
Чайковська Є. Є. Когенераційна система виробництва та споживання біогазу	122
Дуэль М. А., Канюк Г. И., Фурсова Т. Н. Оптимизация внутривзлочных технологических процессов тепловой электростанции.....	129
Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Резидент Н. В. Показники роботи протитискової турбіни ПР-6-35/5/1,2 в системах теплофікації.....	139
Воробьев Ю. С., Солохин М. А., Губский А. Н. Влияние жёсткости элементов водяной камеры конденсатора паровой турбины на отклик от динамического воздействия	147
Хименко А. В. Оценка и анализ тепловых параметров твердых теплоаккумулирующих элементов в режиме заряда и отдачи тепла электрического теплового аккумулятора	156
Сторчеус Ю. В. Поліпшення енергозбереження у транспортних газотурбінних двигунах застосуванням каскадних трансформаторів енергії	162
Булгаков В. А., Вахрушева О. С., Дяченко Е. А. Уравнения гидроагрегата как элемента системы автоматического регулирования с учетом универсальной характеристики гидротурбины	169
Реферати.....	177
Рефераты	183
Abstracts.....	189

УДК 621.165

А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;

А. П. УСАТЫЙ, д-р техн. наук, с.н.с.; НТУ «ХПИ»;

Е. П. АВДЕЕВА, аспірантка НТУ «ХПИ»

МЕТОДОЛОГИЯ ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОЙ КОМПЛЕКСНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА РАБОТЫ

Разработана методология оптимизации проточной части мощных паровых турбин с учетом режимов эксплуатации. Представлена новая сложная иерархическая структура оптимизационной задачи реализованной в САПР «Турбоагрегат», которая основана на принципах единого интегрированного информационного пространства, путем добавления новых объектов оптимизации. Для организации эффективного информационного обмена процесс оптимального проектирования реализован с использованием рекурсивного обхода уровней оптимизации.

Ключевые слова: единое интегрированное информационное пространство, оптимальное проектирование, режим работы, паровая турбина.

Введение

Повышение эффективности турбоустановок является актуальной задачей и всегда стояла и стоит на повестке дня их создателей. Оптимизация системы регулирования турбин на переменном режиме является одним из резервов повышения КПД. Благодаря быстрому развитию вычислительной техники данную задачу целесообразно решать на этапе предварительного проектирования в рамках использования новых систем автоматизированного проектирования (САПР).

В основном существующие алгоритмы оптимального проектирования проточной части турбоустановок применимы к турбинам, предназначенным для работы на постоянном режиме. Вместе с тем, большинство турбин работает на нерасчетном режиме, что обусловлено сезонными и суточными колебаниями нагрузки энергосистемы. Следовательно, стоит задача поиска оптимальной конструкции турбины, способной максимально эффективно работать не только на номинальном режиме, но и во всей области изменения эксплуатационных нагрузок. Решению данной задачи посвящен ряд научных исследований [1–6 и др.]. Особенно активно в этом направлении работают ученые кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ» работы, которых посвящены проблемам создания САПР «Турбоагрегат» и методам оптимального проектирования сложных технических систем и объектов [6–8 и др.].

В частности, в работе [6] изложена методология рекурсивной объектно-ориентированной трехуровневой оптимизации проточной части турбины, где общая оптимизационная задача была представлена в виде иерархически подчиненных уровней задач оптимизации. Объектами уровней задач оптимизации здесь выступали «Цилиндр», «Ступень» и «Лопатка». На каждом уровне осуществлялось решение своих оптимизационных задач с необходимыми наборами соответствующих математических моделей, функциональных и параметрических ограничений, критериев качества, векторов оптимизируемых параметров и методов оптимизации. Применение рекурсивного алгоритма управления решением локальных (уровневых) задач оптимизации обеспечивает получение эффективного решения глобальной оптимизационной задачи.

© А.В. Бойко, А.П. Усатый, Е.П. Авдеева, 2014

Преимуществом разрабатываемой на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» САПР «Турбоагрегат» является возможность быстрого внедрения различных процедур, добавление объектов и уровней проектирования для решения более сложных задач с использованием существующих оптимизационных алгоритмов.

Целью данной работы является рассмотрение создания и подключения новых уровней оптимизации в подсистему оптимального проектирования САПР «Турбоагрегат» и комплексное решение задачи многокритериальной оптимизации мощной паровой турбины с учетом режимов эксплуатации.

Создание новой иерархической структуры

Поиск оптимальной конструкции мощной паровой турбины является весьма сложной задачей, решение которой требует комплексного подхода. САПР «Турбоагрегат» реализуется на принципах единого интегрированного информационного пространства (ЕИИП) и подразумевает иерархически структурированный формат описания информационных моделей объектов оптимального проектирования [6].

На рис. 1 приведена конструктивная схема объекта оптимизации: многоцилиндровая турбина с системой соплового регулирования расхода, а на рис. 2 приведена иерархическая структура её информационной модели.

На первом уровне имеется три разнотипных объекта: сопловое парораспределение (СПР), уравнивательная камера (УК) и цилиндр. При этом, каждый из них имеет свою математическую модель, систему оценки качества и свою подчиненную иерархию, кроме УК. Для оценки потерь давления в УК используется подход, изложенный в [9].

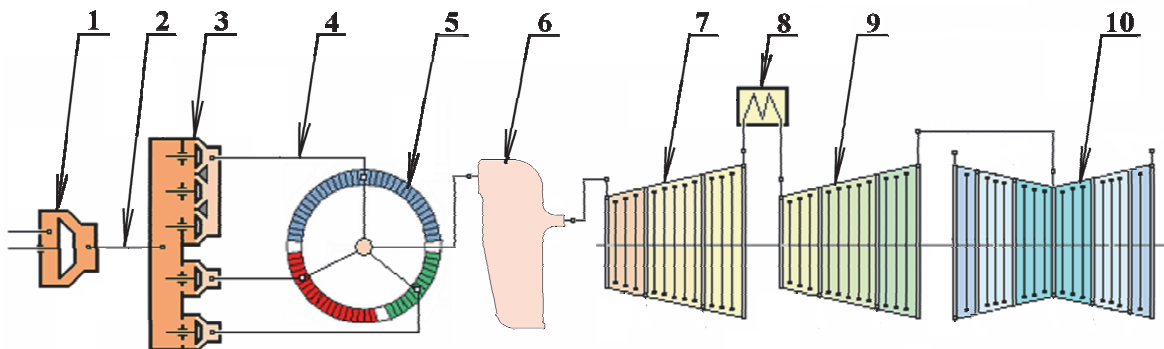


Рис. 1 – Схема проточной части:

- 1 – стопорный клапан (СПР); 2 – трубопровод стопорного клапана (СПР);
- 3 – коробка с регулирующими клапанами (СПР); 4 – трубопроводы сегментов (СПР); 5 – сегменты регулирующей ступени (СПР); 6 – уравнивательная камера (УК); 7 – цилиндр высокого давления (Цилиндр); 8 – пароперегреватель (Цилиндр); 9 – цилиндр среднего давления (Цилиндр); 10 – цилиндр низкого давления (Цилиндр)

Вектор оптимизируемых параметров наивысшего (нулевого) уровня формируется из параметров низлежащих уровней (СПР и цилиндров). Таким образом, на уровне «Турбина» оптимизируются следующие параметры: диаметры регулирующих клапанов; количество сопловых каналов в сегментах; корневой диаметр направляющего аппарата регулирующей ступени; высота сопловой лопатки регулирующей ступени; корневые диаметры направляющих аппаратов первых ступеней цилиндров (ЦВД, ЦСД и ЦНД); высоты сопловых лопаток первых ступеней указанных цилиндров.

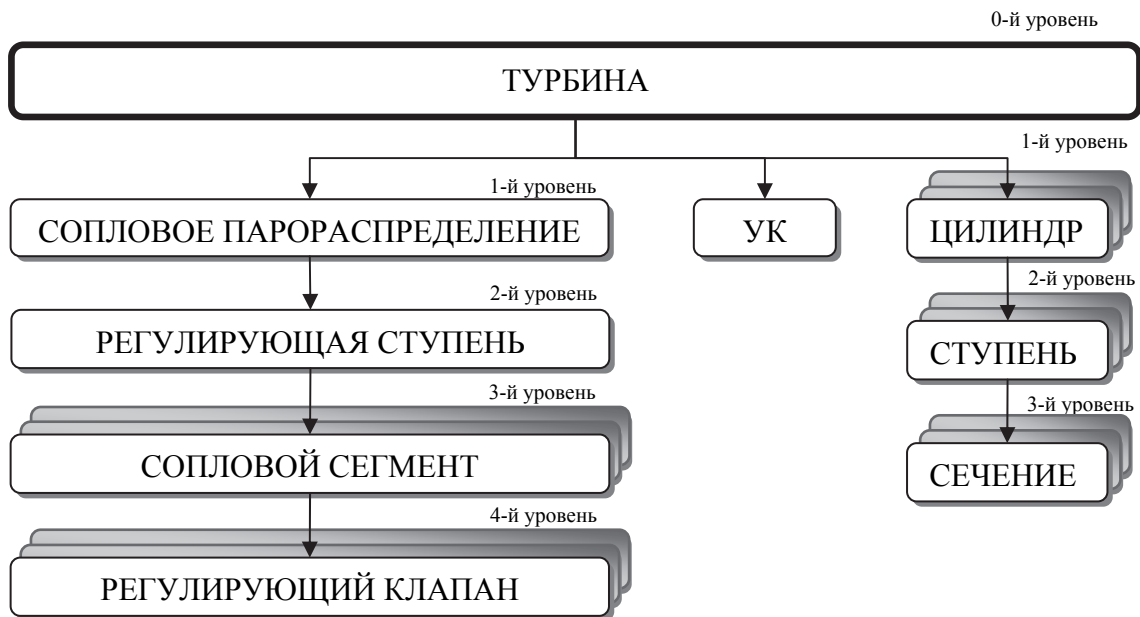


Рис. 2 – Блок-схема проекта

Целевыми функциями здесь соответственно являются: внутренний относительный КПД турбины; абсолютный КПД цикла; термический КПД цикла; мощность турбины. В качестве функционального ограничения выступает расход пара, поступающего в турбину.

Структура информационной модели «СПР», состоит из последующих уровней: «**Регулирующая ступень**», «**Сопловой сегмент**» и «**Регулирующий клапан**». На данном уровне (1-й уровень СПР) оптимизируются параметры регулирующей ступени: средний диаметр и высота рабочей лопатки регулирующей ступени; эффективные углы выхода из сопловой и рабочей решеток; число сопловых и рабочих лопаток. В качестве целевых функций здесь выступают: КПД и мощность регулирующей ступени. Функциональным ограничением является расход пара через регулирующую ступень.

«**Регулирующая ступень**». Оптимизируемыми параметрами являются: хорды сопловых и рабочих лопатки. Критерии качества данного объекта: КПД и мощность ступени; КПД и работа на окружности колеса. В качестве функционального ограничения может использоваться расход пара.

«**Сопловой сегмент**». Оптимизируемыми параметрами данного объекта является количество сопловых каналов в сегменте. Критерии качества данного объекта: мощность и работа сегмента; внутренний КПД сегмента. В качестве функциональных ограничений выступают расход пара через сегмент.

«**Регулирующий клапан**». Оптимизируемым параметром данного объекта является диаметр клапана, а критериями качества – работа и мощность сегмента, внутренний КПД сегмента, давление за клапаном. В качестве функционального ограничения выступает расход через клапан.

Структура информационной модели «**Цилиндр**», на котором выполняется оптимизация параметров определяющих форму обводов проточной части и влияющих на распределение теплоперепадов между ступенями, состоит из последующих уровней: «**Ступень**» и «**Сечение**». Оптимизируемыми параметрами уровня «**Цилиндр**» являются: величины периферийного и корневого раскрытий и перекрыш; эффективные углы выхода сопловых и рабочих решеток либо углы установок профилей сопловых и

рабочих решеток (если задана геометрия соответствующих профилей) всех цилиндров турбины. Целевые функции данного объекта: КПД цилиндра по мощности; диаграммный КПД цилиндра по заторможенным параметрам; диаграммный КПД цилиндра по статическим параметрам; мощность цилиндра. Функциональные ограничения: полное давление на входе в цилиндр; объемный расход на выходе из цилиндра; расход на входе в цилиндр; осевое усилие на ротор цилиндра.

«**Ступень**». На данном уровне оптимизируются следующие параметры: числа сопловых и рабочих лопаток; хорды сопловых и рабочих лопатки, либо относительные шаги сопловых и рабочих решеток. Критерии качества данного уровня: мощность ступени; КПД ступени по статическим параметрам; КПД ступени по заторможенным параметрам. Функциональные ограничения: максимальное напряжение в крайней направляющей лопатке; напряжение изгиба на входной кромке; напряжение изгиба на выходной кромке; объем сопловых лопаток; максимальное напряжение в теле диафрагмы; объем тела и обода диафрагмы; максимальное напряжение изгиба; напряжение растяжения; масса рабочих лопаток; частота колебаний вращающейся лопатки.

«**Сечение**». Оптимизируемыми параметрами являются: радиусы входной кромки сопловых и рабочих профилей; углы заострения входной и выходной кромок; углы отгиба выходных кромок сопловых и рабочих профилей. В качестве целевых функций выступают коэффициенты скорости сопловых и рабочих решеток. Функциональными ограничениями на данном уровне являются площадь профиля и напряжение в сечении.

Предложенная структура решения оптимизационной задачи реализована таким образом, что можно решить задачу оптимизации как целого объекта (мощная паровая турбина) так и отдельных её частей (СПР, ЦВД, ЦСД, ЦНД, отдельная ступень, отдельная лопатка и т.д.).

На рис. 3 представлено окно формирования оптимизационной задачи для наивысшего уровня «Турбина».

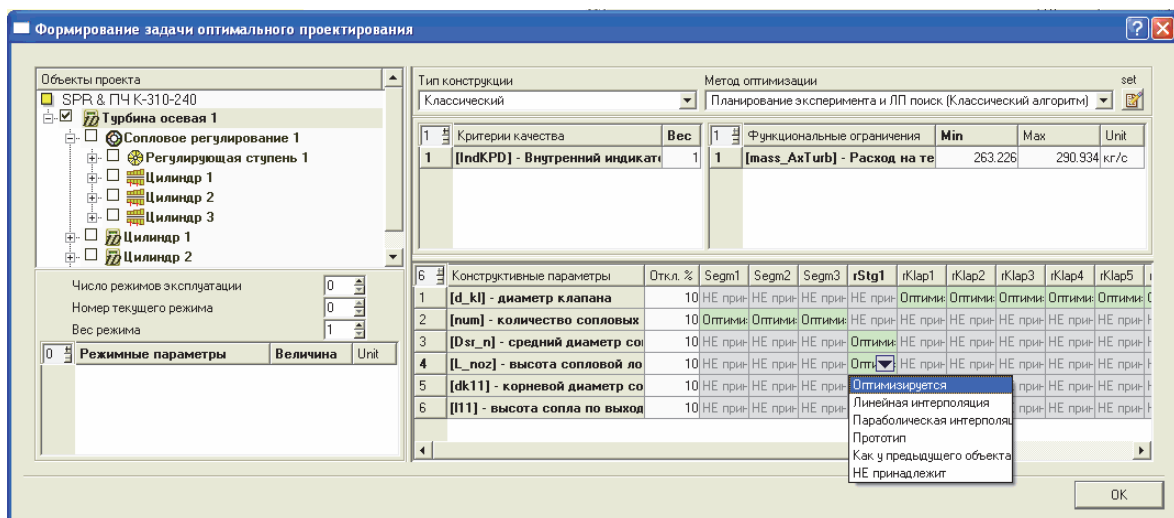


Рис. 3 – Диалоговое окно формирования оптимизационной задачи паровой турбины

В левой части рисунка изображена структура проекта. При выделении интересующего уровня в остальной части окна появляется возможность задания требуемых оптимизируемых параметров, функциональных ограничений, критериев качества, задания режимных параметров, типа конструкции и метода оптимизации.

Также из рис. 3 видно, что для варьируемых параметров в выпадающем меню можно выбрать необходимое условие, определяющее статус оптимизируемого параметра.

Благодаря иерархическому представлению информационных моделей объектов проектирования в ЕИИП удалось организовать рекурсивное взаимодействие между локальными (уровневыми) оптимизационными задачами. Использование принципа рекурсии [6] позволило применить одну и ту же процедуру оптимизации для всех уровней объекта. Универсальность данного метода позволяет в процессе формирования постановок уровневых оптимизационных задач включать/выключать в оптимизационный процесс различные параметры из соответствующих иерархических уровней информационных моделей объектов оптимального проектирования.

Используемые оптимизационные методы

Для организации эффективного информационного обмена процесс оптимального проектирования реализован с использованием рекурсивного обхода уровней оптимизации как было указано ранее. С помощью методов теории планирования эксперимента (ТПЭ) на каждом уровне рекурсии создаются соответствующие формальные макромодели (ФММ) целевых функций и функциональных ограничений. Причем, процесс рекурсии организован таким образом, что состояние вектора конструктивных параметров объекта проектирования вышестоящего уровня в каждой точке численного эксперимента этого уровня зависит не только от значений компонент вектора его ФММ, но и от результатов решения оптимизационных задач низлежащего уровня. Следовательно, создаваемая на вышестоящем уровне ФММ целевой функции включает в себя лучшие решения всех низлежащих уровней [8].

В качестве метода поисковой оптимизации в разработанной оптимизационной подсистеме используются псевдослучайные последовательности чисел ЛПт [10]. На оптимизационных уровнях при поиске оптимальных решений для каждой точки из множества точек ЛПт последовательности осуществляется расчет ФММ функциональных ограничений. Следовательно, для точек удовлетворяющих этим ограничениям выполняется расчет ФММ критериев качества.

Разработанный оптимизационный алгоритм позволяет решать и многокритериальные задачи, используя свертку векторного критерия качества, которая осуществляется по следующей зависимости

$$\|Y(\vec{x}_k, \vec{x}_p)\| = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\mu_i Y_i(\vec{x}_k, \vec{x}_p))^2},$$

где \vec{x}_k, \vec{x}_p – векторы конструктивных и режимных параметров, соответственно, которые вместе определяют проектное решение; μ_i – весовой коэффициент i -ого критерия качества $Y_i(\vec{x}_k, \vec{x}_p)$.

Применяя свертку критериев по предложенному методу при решении оптимизационных задач для различных сочетаний весовых коэффициентов, находим точки, наиболее удаленные от начала координат, получая, таким образом, множество недоминируемых решений, соответствующих Парето-фронт.

Выводы

1) Подключение новых объектов оптимизации в сложную иерархическую структуру проекта существенно расширяет возможности при проектировании и модернизации паровых турбин. Позволяет с большей точностью оценить

эффективность турбоустановки в целом, найти оптимальное решение при одновременном рассмотрении системы регулирования (система клапанов), регулирующей ступени, уравнильной камеры и остальной проточной части (ЦВД, ЦСД и ЦНД).

2) Реализация в едином интегрированном информационном пространстве САПР «Турбоагрегат» новых уровней оптимизации открыла возможность получения оптимальной конструкции мощной паровой турбины, предназначенной для работы в широком диапазоне изменения режимных параметров.

Список литературы: 1. *Бойко, А. В.* Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко и др. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. – ISBN 966-593-228-4. 2. *Самойлович, Г. С.* Переменные и переходные режимы в паровых турбинах [Текст] / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. – М.: Энергоиздат, 1982. – 494 с. 3. *Капинос, В.М.* Переменный режим работы паровых турбин [Текст] / В. М. Капинос, А. В. Гаркуша. – Харьков: Выща шк. Изд-во при ХГУ, 1989. – 173 с. 4. *Demeulenaere Alain.* Application of multipoint optimization to the design of turbomachinery blades [Текст] / Alain Demeulenaere, Alban Ligout, Charles Hirsch // *Proceedings of ASME Turbo Expo.* – 2004. – GT2004-53110. 5. A precise full-dimensional design system for multistage steam turbines part I: philosophy and architecture of the system [Текст] / Hongde Jiang, Keping Xu [at alias] // *Proceedings of ASME Turbo Expo.* – 2007. – GT2007-27195. 6. *Усатый, А. П.* Всережимная многопараметрическая многокритериальная оптимизация проточной части турбин в интегрированном информационном пространстве: дис. ... д-р техн. наук: 05.05.16; защищена 23.04.2013; утв. 04.07.2013 / Усатый Александр Павлович. – Х., 2012. – 418 с. – Библиогр.: С. 359–376. 7. *Бойко, А. В.* Разработка информационной среды и средств динамического управления информационными моделями данных сложных технических объектов применительно к САПР «Турбоагрегат» [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»:* Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 36–42. 8. *Руденко, А. С.* Многопараметрическая оптимизация проточных частей осевых турбин с учетом режимов эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16; защищена 17.05.2012; утв. 26.09.2012 / Руденко Алексей Сергеевич. – Х., 2011. – 151 с. – Библиогр.: С. 128–137. 9. Численные исследования эффективности уравнильной камеры за регулирующей ступенью на разных режимах работы [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый, Е. П. Авдеева // *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – № 1(1044). – С. 6–11. – Бібліогр.: 4 назв. –ISSN 2078-774X. 10. *Соболь, И. М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболь, Р. Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bojko, A. V., et al. *Ajerodinamicheskij raschet i optimal'noe proektirovanie protochnoj chasti turbomashin.* Kharkov: NTU "HPI", 2002. ISBN 966-593-228-4. Print. 2. Samojlovich, G. S., and B. M. Trojanovskij. *Peremennye i perehodnye rezhimy v parovyh turbinah.* Moscow: Jenergoizdat, 1982. Print. 3. Kapinos, V. M., and A. V. Garkusha. *Peremennyj rezhim raboty parovyh turbin.* Kharkov: Vyshsha shk. Izd-vo pri HGU, 1989. Print. 4. Demeulenaere, A., A. Ligout and C. Hirsch. "Application of multipoint optimization to the design of turbomachinery blades". *Proceedings of ASME Turbo Expo* No. GT2004-53110 (2004). Print. 5. Hongde Jiang, et al. "A precise full-dimensional design system for multistage steam turbines part I: philosophy and architecture of the system." *Proceedings of ASME Turbo Expo* GT2007-27195 (2007). Print. 6. Usatyj, A. P. *Vserezhimnaja mnogoparametricheskaja mnogokriterial'naja optimizacija protochnoj chasti turbin v integrirovannom informacionnom prostranstve: dis. ... d-ra tehn. nauk.* Kharkov, 2012. Print. 7. Bojko, A. V., Ju. N. Govorushhenko and A. P. Usatyj. "Razrabotka informacionnoj sredy i sredstv dinamicheskogo upravlenija informacionnymi modeljami dannyh slozhnyh tehniceskikh ob#ektov primenitel'no k SAPR "Turboagregat". *Jenergeticheskie i teplotehniceskije processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI".* No. 5. Kharkov: NTU "HPI", 2006. 36–42. Print. 8. Rudenko, A. S. *Mnogoparametricheskaja optimizacija protochnyh chastej osevyh turbin s uchetom rezhimov jekspluatacii: dis. ... kand. tehn. nauk.* Kharkov, 2011. Print. 9. Bojko, A. V., A. P. Usatyj and E. P. Avdeeva. "Chislennye issledovanija jeffektivnosti uravnitel'noj kamery za regulirujushhej stupen'ju na raznyh rezhimah raboty". *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehniczni procesy j ustatkuvannja.* No. 1(1044). Kharkiv: NTU "HPI", 2014. 6–11. ISSN 2078-774X. Print. 10. Sobol', I. M., and R. B. Statnikov. *Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami.* Moscow: Nauka, 1981. Print.

Поступила (received) 25.02.2014

УДК 621.165.620.193

В. Л. ШВЕЦОВ, канд. техн. наук; главный конструктор паровых и газовых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;
А. Э. КОВАЛЬСКИЙ, д-р техн. наук; вед. н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Г. Н. КАРТМАЗОВ, канд. техн. наук, с.н.с. нач. лаб. ННЦ ХФТИ, Харьков;
В. Г. СОЛОДОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. ХНАДУ, Харьков;
И. И. КОЖЕШКУРТ, начальник отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;
В. А. КОНЕВ, начальник сектора ОАО «Турбоатом», Харьков

КОМБИНИРОВАННАЯ ПРОТИВОЭРОЗИОННАЯ ЗАЩИТА РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В работе представлено теоретическое и экспериментальное обоснование нового подхода к созданию высокоэффективной противоэрозионной защиты комбинированного типа рабочих лопаток последних ступеней энергетических турбин производства ОАО «Турбоатом». Показано, что с помощью численного эксперимента на базе комплексной математической модели эрозии, учитывающей основные рабочие процессы в проточной части, а также современных технологий создания новых эрозионно-стойких покрытий методом атомно-ионного распыления материалов в вакууме (АИР), возможно существенное увеличение эрозионной стойкости рабочих лопаток за счет рационального комбинирования мер активной и пассивной защиты от эрозии последних ступеней мощных паровых турбин, разрабатываемых в ОАО «Турбоатом».

Ключевые слова: ступень, рабочие лопатки, математическая модель эрозии, эрозионная стойкость, методы защиты от эрозии, атомно-ионное распыление.

Введение

Несмотря на большой опыт создания различных активных и пассивных способов противоэрозионной защиты, накопленный к настоящему времени, по-прежнему наблюдаются случаи серьезных повреждений рабочих лопаток последних ступеней энергетических турбин, обусловленные возникновением в проточной части эрозионно-опасной капельной влаги.

Указанное обстоятельство объясняет необходимость в реализации новой современной постановки проблемы создания эффективной защиты от эрозии последних ступеней ЦНД комбинированного типа и обоснования, как теоретическое, так и экспериментальное, путей её решения.

1 Формулирование проблемы

В настоящее время известны и широко применяются на практике различные активные и пассивные способы повышения эрозионной стойкости рабочих лопаточных аппаратов последних ступеней ЦНД.

Повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин путем выбора их рациональных характеристик можно рассматривать как один из активных способов противоэрозионной защиты, который в настоящее время недостаточно хорошо разработан. Такой способ может быть эффективно реализован только на базе комплексной математической модели эрозии, в основе которой лежат физически обоснованные математические модели различных рабочих процессов в проточной части, которые связаны с эрозионным износом рабочих лопаток.

© В.Л. Швецов, А.Э. Ковальский, Г.Н. Картмазов, В.Г. Солодов, И.И. Кожешкурт, В.А. Конев, 2014

Целью данной работы является теоретическое и экспериментальное обоснование возможности создания для последних ступеней ЦНД нового эффективного способа противоэрозионной защиты рабочих лопаток комбинированного типа методами численного эксперимента на комплексной модели эрозии и стендового эксперимента на образцах лопаточного материала с защитным покрытием.

Данные исследования предполагают анализ влияния на эрозию рабочих лопаток, как традиционных активных способов их противоэрозионной защиты, так и нового способа пассивной защиты от эрозии, который основан на технологии создания защитных покрытий различного назначения методом атомно-ионного распыления материалов в вакууме (АИР).

2 Решение проблемы

2.1 Структура комплексной математической модели эрозии

Возможная структура комплексной математической модели эрозии рабочих лопаток последних ступеней ЦНД турбин ТЭС и АЭС, способная обеспечить решение сформулированной выше проблемы, а также иерархия структурных элементов, которые должны обмениваться между собой необходимыми данными в процессе её решения, имеет вид, представленный на рис. 1.

Основными элементами такой математической модели являются:

– математическая модель термо-газодинамического процесса расширения пара в последней ступени, которая сохраняет свою работоспособность при варьировании режимных параметров ступени в достаточно широком диапазоне значений и учитывает влияние штатных устройств по выведению влаги из проточной части, а также трехмерность потока влажного пара, транспортирующего вторичные капли конденсата на рабочее колесо;

– универсальная математическая модель каплеударной эрозии материала рабочих лопаток и метод прогнозирования эрозионных характеристик последних ступеней;

– метод создания защитного покрытия входных кромок рабочих лопаток нового типа, базирующийся на технологии АИР и позволяющий создавать эффективную пассивную противоэрозионную защиту, которая отвечает конкретным условиям эрозионного воздействия вторичной капельной влаги на входные кромки рабочих лопаток последней ступени ЦНД.

2.2 Модель течения рабочего тела через ступень с учетом 3-х мерности потока

Выхлопной отсек ЦНД составлен из последней ступени и фрагмента осерадиального диффузора. Ступень имеет цельнофрезерованный полочный бандаж, промежуточную демпферную связь и развитую систему влагоудаления. Рабочее колесо уплотнено надбандажным кольцом. На номинальном режиме зазор между лопаткой и наружной поверхностью бандажа составляет 8,5 мм, в зоне стыка отдельных полок – 7,68 мм. Высота сопла ступени 1000 мм, угол периферийного меридионального раскрытия 40°, высота РЛ – 1030 мм, веерность РЛ – 2,46; межвенцовый зазор – 61,5 мм; частота вращения ротора – 50 с⁻¹.

Между торцом обода диафрагмы и полкой козырька существует канал влагоудаления из межвенцового пространства ступени. Обтекаемая поверхность козырька профилирована и является частью обечайки диффузора выхлопного патрубка. Проточная часть ступени завершается фрагментом осерадиального диффузора с

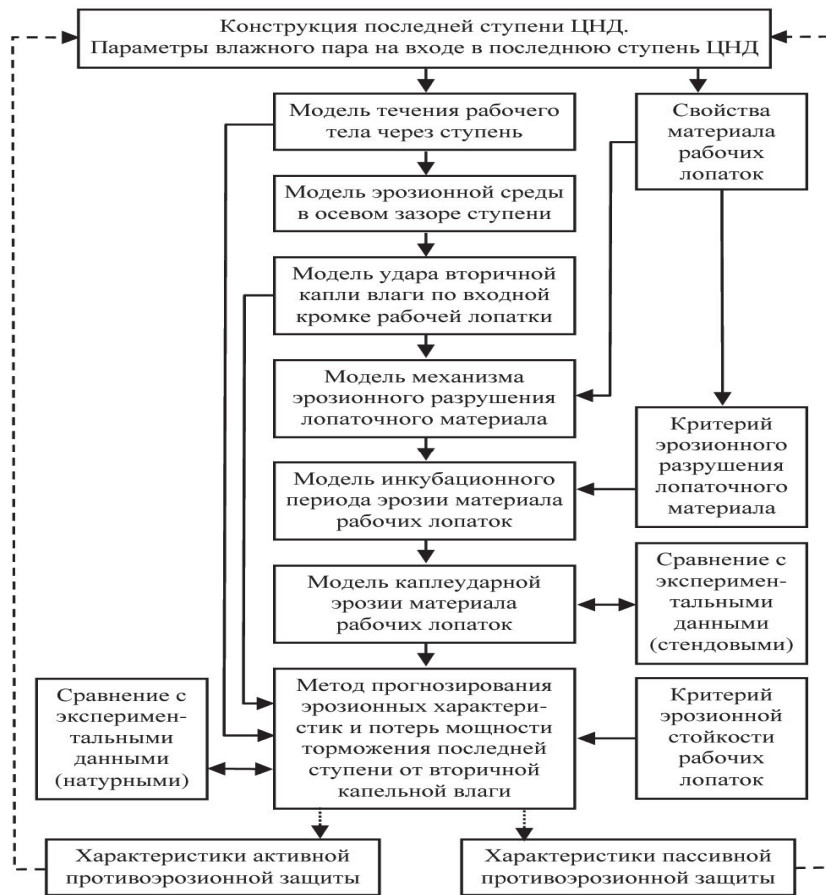


Рис. 1 – Структура комплексной математической модели эрозии рабочих лопаток последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин

расширительными камерами на периферии и у корня рабочего венца. Перечисленные элементы отсека составляют расчетную область. Течение описывается системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Система дополняется дифференциальными уравнениями SST модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного комплекса *MTFS*[®] [1]. Расчетная область аппроксимируется неструктурированными гексаэдральными сетками с выделением погранслоев. Солвер использует неявную разностную TVD схему конечных объемов 2-го порядка точности. Твердые стенки предполагаются адиабатическими, на них задается условие прилипания и равенство нулю эффективной вихревой вязкости. В исследовании применена стационарная модель ступени. Расчеты выполнены при задании на входе распределений полных параметров – давления, температуры, влажности и направления потока, взятых из теплового расчета. На выходе из фрагмента диффузора и щели отсоса влаги задавалась величина противодействия, совпадающая с давлением в конденсаторе. Все расчеты выполнены на основе модели влажного пара, заданного таблицами водяного пара, с использованием односкоростного приближения равновесной конденсации (без учета переохлаждения).

2.3 Модель эрозии и метод прогнозирования эрозивных характеристик последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин

В основе метода прогнозирования лежат математические модели рабочих процессов, которые являются существенными для процесса эрозивного разрушения

лопаточного материала при каплеударном нагружении. Данные модели необходимо правильно интегрировать в математическую модель эрозии лопаточных материалов, приобретающую в этом случае свойство универсальности и способность обеспечивать численные исследования характеристик эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней ЦНД различного типоразмера.

Основными моделями, входящими в универсальную математическую модель эрозии являются следующие:

а) математическая модель эрозионной среды в осевом зазоре турбинной ступени, оказывающей интенсивное эрозионное воздействие на входные участки профильной поверхности рабочей лопатки;

б) математическая модель удара вторичной капли по входной кромке рабочей лопатки;

в) математическую модель механизма эрозионного разрушения лопаточного материала;

г) математическая модель инкубационного периода эрозии.

Из перечисленных математических моделей модель удара вторичной капли и модель физического механизма разрушения лопаточного материала непосредственно связаны с решением проблемы о длительности инкубационного периода эрозии.

Проведенные ранее теоретические и экспериментальные исследования показали, что инкубационный период является основной характеристикой эрозионного процесса и позволяет дать обоснованную оценку эрозионной стойкости рабочих лопаток в заданных условиях эксплуатации, а также прогнозировать развитие эрозии на всех её стадиях.

В работе [2] было показано, что с ростом скоростей нормального удара по входной кромке рабочей лопатки эрозионно-опасных капель влаги ($W'_H > 200$ м/с), определяющую роль в эрозионном разрушении её профильной поверхности начинают играть волновые процессы в поверхностном слое лопаточного материала, которые обусловлены возникновением и распространением волны Рэлея.

Расчетные исследования параметров соударения с рабочей лопаткой длиной 1030 мм достаточно крупных вторичных капель, представленные на рис. 2, показывают, что наибольший интерес для прогнозирования эрозионной опасности на периферии последней ступени ЦНД представляют процессы, которые развиваются в капле и в материале входной кромки при скоростях нормального удара $W'_H > 200$ м/с.

Таким образом, можно сделать вывод, что при оценке эрозионной стойкости длинных рабочих лопаток на периферии последних ступеней мощных паровых турбин можно ограничиться рассмотрением только динамических напряжений в волне Рэлея в качестве основного фактора силового воздействия на материал входных кромок.

При этом следует отметить, что возникающая в поверхностном слое преграды (образца лопаточного материала, рабочей лопатки) система разрушающих напряжений даже от удара одной капли имеет очень сложный и быстро изменяющийся как во времени, так и в пространстве характер [3].

Развитие эрозионного процесса в заданной точке профильной поверхности рабочей лопатки удобно отслеживать феноменологическим параметром эрозионной поврежденности лопаточного материала ω .

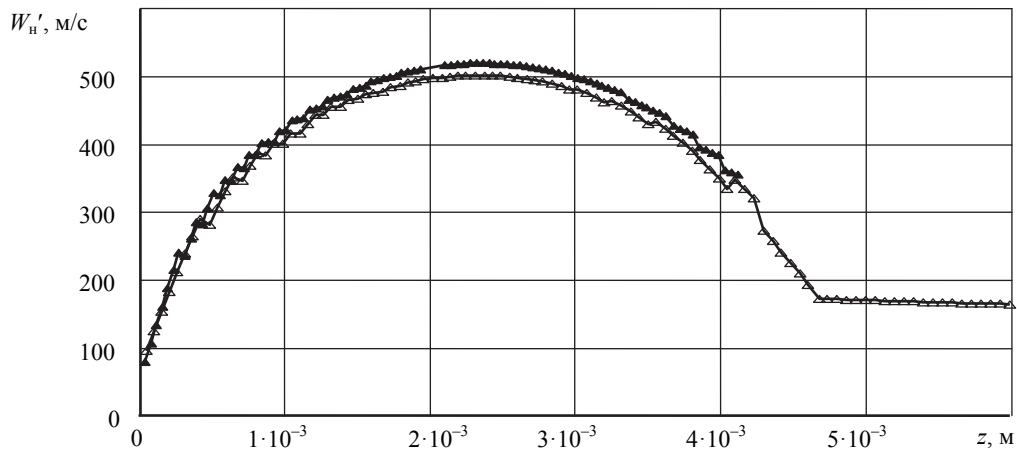


Рис. 2 – Распределение скорости нормального удара ($W'_н$) вторичных капель модального размера по профилю рабочей лопатки длиной 1030 мм на периферии последней ступени мощной паровой турбины; L_z – осевой зазор ступени; C_1 – скорость выхода пара в осевой зазор ступени:
 ▲ – $L_z = 49,5$ мм; Δ – $L_z = 89,5$ мм; $C_1 = 280$ м/с

Его использование, а также учет выявленных в результате численных исследований на комплексной модели эрозии параметров соударения вторичных капель с входной кромкой длинной рабочей лопатки на периферии последней ступени, позволило привести зависимость для инкубационного периода эрозии к виду

$$t_{\text{инк}} = \frac{1}{\pi (1 + k_{\text{Э}}) C_{\text{Э}} \sum_{j=1}^{j=10} n_j \int_{r_{\text{к, max}}}^{\infty} r dr \left[\int_{t_0}^{t_{\text{уд}}} |\sigma_{1, \text{д}}(r, t)|^{k_{\text{Э}}} dt \right]}, \quad (1)$$

где $C_{\text{Э}}$, $k_{\text{Э}}$ – константы эрозионной прочности лопаточного материала (для сталей, использующихся при изготовлении рабочих лопаток последних ступеней ЦНД, имеем следующие значения: $C_{\text{Э}} = 1,7 \cdot 10^{-14} \text{ с}^{-1} (\text{МПа})^{-k_{\text{Э}}}$, $k_{\text{Э}} = 6,3$); $t_{\text{уд}}$ – время ударного взаимодействия капли с лопаткой; $t_0 = 2 \frac{r_{\text{к}} W'_н}{C_R^2}$ (характерный начальный момент времени процесса ударного взаимодействия капли с поверхностью); $r_{\text{к, max}}$ – наибольший радиус капли, находящейся в кромочном потоке вторичных капель; r – радиальная координата, отсчитываемая вдоль поверхности лопатки от центра удара капли; $\sigma_{1, \text{д}}$ – главные нормальные напряжения в волне Рэлея, распространяющиеся в поверхностном слое лопатки при соударении с каплей; C_R – скорость распространения волны Рэлея в лопаточном материале; $W'_н$ – скорость нормального удара капли в рассматриваемой точке входной кромки; n – количество вторичных капель, выпадающих на единицу площади поверхности лопатки в единицу времени.

Поток капель, орошающий входную кромку рабочей лопатки, рассматривается как полидисперсный, который представляется совокупностью отдельных групп капель, выпадающих на входную кромку в данном месте, а каждой группе выпавших капель ставятся в соответствие свои параметры каплеударного нагружения: n_j , $r_{\text{к}, j}$, $W'_{н, j}$, где

j – целочисленный индекс, указывающий на принадлежность капель к группе с некоторым средним фиксированным радиусом $r_{k,j}$ ($j = 1 \dots 10$).

Адекватность теоретической зависимости (1) реальному процессу эрозионного разрушения лопаточного материала подтверждена результатами испытаний образцов различных лопаточных сталей на эрозионных стендах [2]. Численные исследования по прогнозированию характеристик эрозионного износа и потерь от крупно-дисперсной капельной влаги показали, что механизмы эрозионного разрушения рабочих лопаток и формирования основных потерь в последней ступени от влаги оказываются весьма «чувствительными» к диапазону скоростей нормального удара вторичных капель, выпадающих на профильную поверхность рабочих лопаток [4, 5].

2.4 Возможности использования активных мер противоэрозионной защиты последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин

С помощью предложенной комплексной математической модели эрозии (рис. 1) были выполнены расчетные исследования по изучению влияния различных параметров последних ступеней энергетических турбин, работающих на номинальном режиме, на эрозионную стойкость рабочих лопаток в периферийном сечении.

Оценка интенсивности эрозионного износа в различных точках поверхности рабочих лопаток выполнялась по критерию относительной эрозионной опасности \bar{E}_M , который был предложен и обоснован в работе [6].

Величину, обратную \bar{E}_M , то есть $\bar{E}_{st} = 1/\bar{E}_M$, следует рассматривать как характеристику относительной эрозионной стойкости рабочих лопаток.

Результаты проведенного численного анализа относительной эрозионной опасности, возникающей в рассмотренных последних ступенях ЦНД различного типоразмера, представлены на рис. 3.

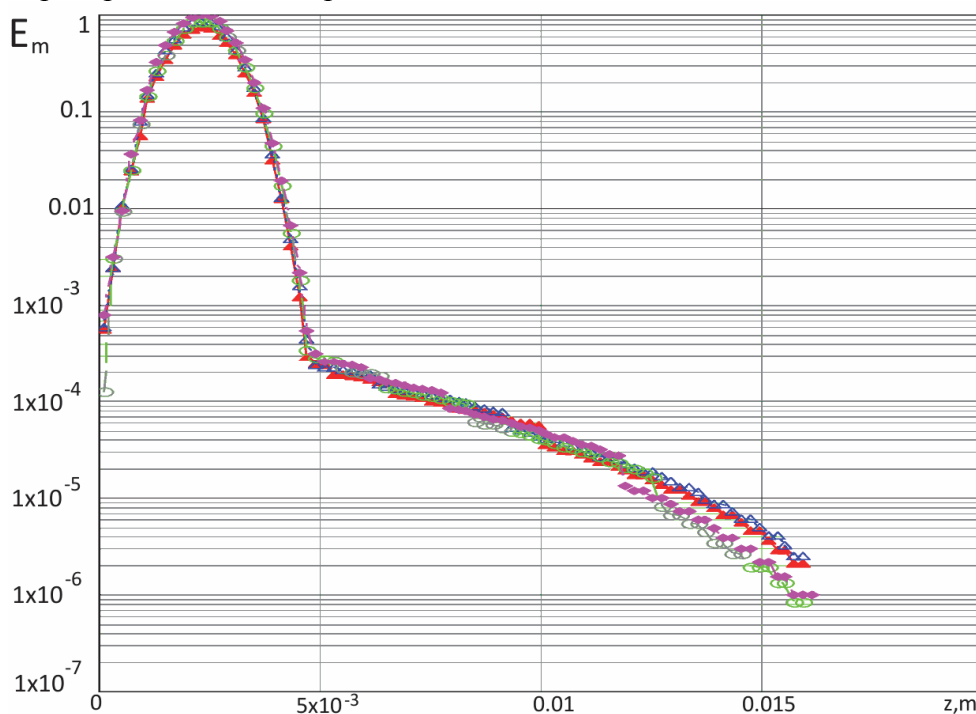


Рис. 3 – Эрозионная опасность на входной кромке в периферийном сечении рабочей лопатки последней ступени ЦНД мощной паровой турбины при варьировании её параметров: z – координата, отсчитываемая по оси ступени от фронта рабочей решетки; \blacktriangle – \bar{E}_{M1} ; \triangle – \bar{E}_{M2} ; \circ – \bar{E}_{M3} ; \blacklozenge – \bar{E}_{M4})

На рис. 3 маркерами отмечены расчетные значения эрозионной опасности \bar{E}_M :
 $\bar{E}_{M1} - C_1 = 246$ м/с; $L_Z = 56$ мм; $\bar{E}_{M2} - C_1 = 246$ м/с; $L_Z = 49,5$ мм;
 $\bar{E}_{M3} - C_1 = 280$ м/с; $L_Z = 56$ мм; $\bar{E}_{M4} - C_1 = 280$ м/с; $L_Z = 49,5$ мм.

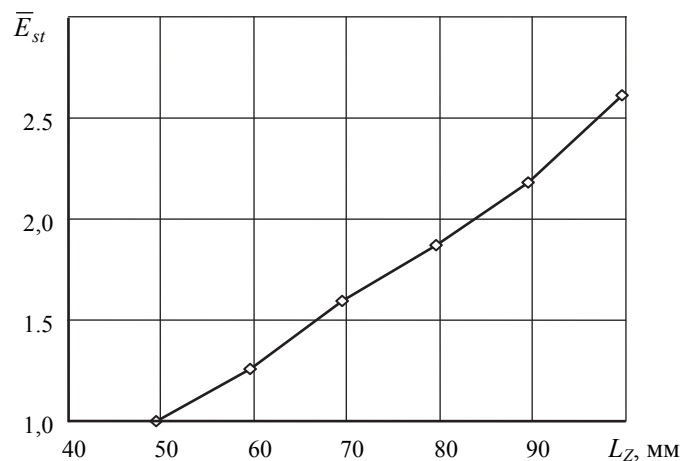


Рис. 4 – Зависимость относительной эрозионной стойкости (\bar{E}_{st}) рабочей лопатки последней ступени в периферийном сечении от осевого зазора ступени (L_Z):
 C_1 – скорость выхода пара из соплового аппарата ступени; L_Z – осевой зазор ступени

Из результатов расчетов видно, что при создании и модернизации последних ступеней ЦНД для обеспечения необходимой эрозионной стойкости рабочих лопаток требуется проводить численные исследования на базе комплексной универсальной математической модели эрозии, способной «чувствовать» даже сравнительно малые изменения режимных и геометрических параметров рассматриваемых ступеней.

Именно такая комплексная математическая модель способна обеспечить высокую эффективность мер противоэрозионной защиты активного типа, в основе которой лежит целенаправленный численный эксперимент по обоснованию и рациональному выбору режимных и геометрических характеристик вновь создаваемых и модернизируемых последних ступеней.

Так, например, результаты проведенных численных исследований показали, что, увеличение осевого зазора последней ступени, позволяющее уменьшить скорость нормального удара капель по входной кромке примерно на 4,5 % (см. рис. 2), при прочих равных условиях обеспечивает увеличение эрозионной стойкости рабочих лопаток более чем в 2,5 раза (рис. 4).

Вывод о том, что величина скорости нормального соударения капель с профильной поверхностью рабочей лопатки имеет сильное нелинейное влияние на интенсивность её эрозионного износа, вытекающий из численного эксперимента на комплексной модели эрозии, имеет принципиальный характер, поскольку позволяет путем незначительных изменений основных параметров последних ступеней существенно повысить эрозионную стойкость рабочих лопаток.

В конкретной реализации рассмотренного подхода с учетом результатов, полученных в ходе численного эксперимента на модели эрозии, заключается смысл активных мер противоэрозионной защиты, разрабатываемых для выбранной ступени.

На рис. 5 представлены результаты численных исследований влияния отсоса влагеёмкого пара из межвенцового зазора на относительную эрозионную опасность,

которая возникает на периферии последней ступени мощной паровой турбины с рабочей лопаткой длиной 1030 мм, работающей на номинальном режиме.

Из приведенных результатов видно, что отсос влагеомкого пара из периферийной части межвенцового зазора ступени через кольцевую щель позволяет на порядок снизить относительную максимальную эрозионную опасность на периферии ступени (эталон Em на рис. 2 и рис. 5 приняты разные).

Расчетные исследования выполнялись на базе представленной выше комплексной математической модели эрозии с учетом особенностей пространственного течения влажного пара в периферийной зоне ступени.

2.5 Возможности использования пассивных мер противоэрозионной защиты

Для установленных расчетным путем зон профильной поверхности рабочей лопатки, которые характеризуются повышенной опасностью эрозионного износа, была предложена и обоснована новая технология создания вакуумного противоэрозионного покрытия и предложен метод расчета его параметров, при которых может быть обеспечена эффективная защита рабочей лопатки от эрозии пассивного типа [7].

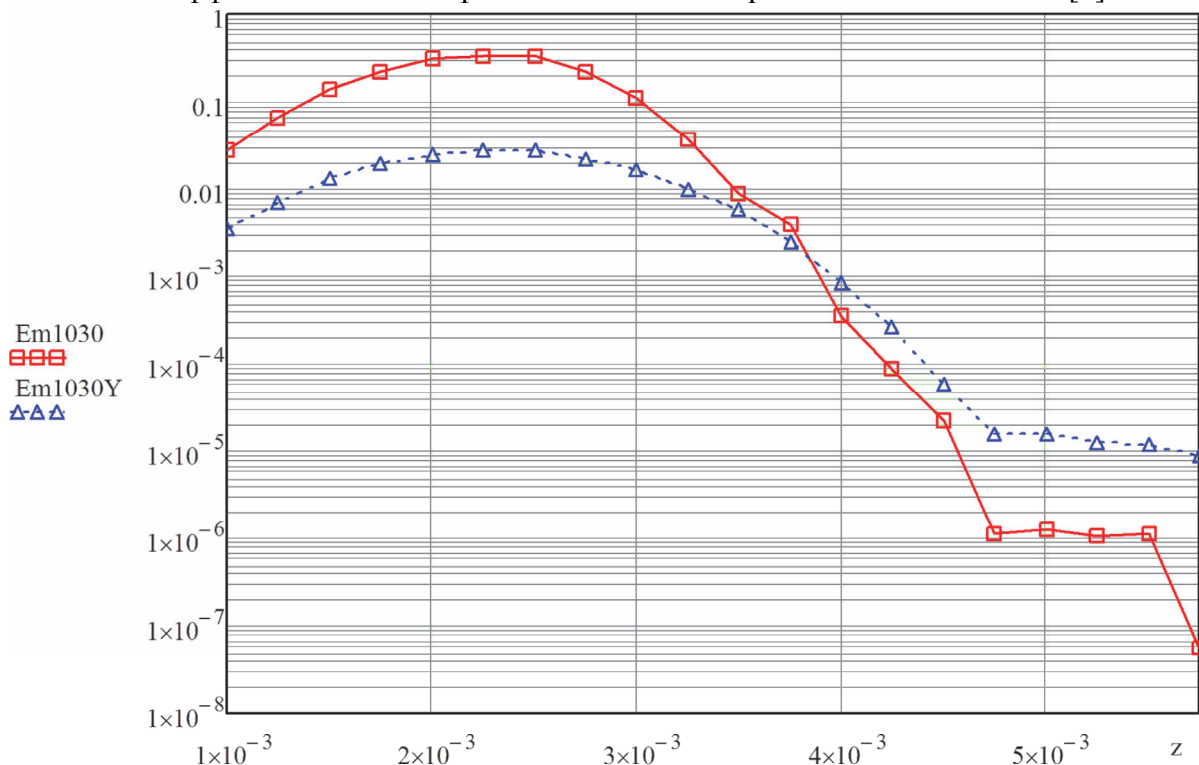


Рис. 5 – Влияние отсоса влагеомкого пара в кольцевую щель влагеудаления на относительную эрозионную опасность, возникающую в периферийном сечении рабочей лопатки длиной 1030 мм последней ступени ЦНД на номинальном режиме работы: Em_{1030} – относительная эрозионная опасность на периферии ступени без отсоса влагеомкого пара из межвенцового зазора; Em_{1030Y} – относительная эрозионная опасность на периферии ступени с отсосом влагеомкого пара из межвенцового зазора

Предлагаемый способ пассивной противоэрозионной защиты основывается на накопленном в ННЦ «ХФТИ» большом опыте создания защитных покрытий различного назначения методом атомно-ионного распыления материалов в вакууме (АИР).

При разработке комбинированной защиты рабочих лопаток от эрозии данный способ должен рассматриваться как дополнительная мера, способная существенно

увеличить эффективность противоэрозионной защиты активного типа.

Выбор параметров вакуумного покрытия для рабочих лопаток должен производиться с учетом параметров волновых напряжений, возникающих на входной кромке при её соударении с эрозионно-опасными каплями.

Основным вопросом, который при этом должен решаться с помощью предложенной комплексной математической модели эрозии, является вопрос о величине и знаке структурных макронапряжений, возникающих в защитном покрытии на поверхности раздела «подложка-покрытие», и результате их суперпозиции с макронапряжениями, возникающими в слое покрытия на входной кромке при её соударении с эрозионно-опасными каплями.

Суперпозиция изменяющихся по толщине противоэрозионного покрытия внутренних напряжений и напряжений в волне Рэлея, которая распространяется в покрытии при соударении рабочей лопатки с крупными вторичными каплями влаги, позволяет осуществлять оценку эффективности разрабатываемой пассивной защиты рабочих лопаток от эрозии. Данную оценку следует выполнять в наиболее эрозионно-опасной («критической») точке поверхности рабочей лопатки, которая определяется расчетным путем с помощью предложенной комплексной модели эрозии.

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований удалось обосновать высокую эффективность тонкого хромового вакуумного покрытия, наносимого методом АИР на входные кромки рабочих лопаток последней ступени, в качестве способа их пассивной защиты от эрозии.

В эксперименте на эрозионном стенде ННЦ «ХФТИ» было установлено, что эрозионная стойкость разработанного защитного покрытия, полученного методом АИР, в 5,7 раз превышает эрозионную стойкость защитного покрытия, полученного методом электроискрового упрочнения входных кромок, который является штатным способом пассивной защиты рабочих лопаток последних ступеней турбин ОАО «Турбоатом».

На рис. 6 представлен экспериментальный образец с противоэрозионным защитным покрытием, которое используется в ОАО «Турбоатом», а на рис. 7 – образец с разработанным новым противоэрозионным защитным покрытием, нанесенным методом АИР.



Рис. 6 – Экспериментальный образец из лопаточного материала с противоэрозионным защитным покрытием, нанесенным методом электроискрового упрочнения

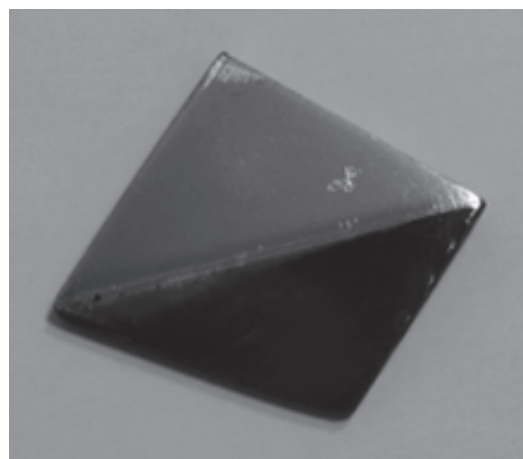


Рис. 7 – Экспериментальный образец из лопаточного материала с тонким хромовым противоэрозионным защитным покрытием (светлая часть поверхности образца), нанесенным методом АИР

Выводы

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

Численные исследования эрозионной стойкости рабочих лопаток последних ступеней, выполненные с помощью предложенной универсальной математической модели эрозии, способной реагировать на достаточно малые изменения режимных и геометрических параметров ступеней, позволили обосновать для них основные меры противоэрозионной защиты активного типа.

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований удалось обосновать высокую эффективность тонкого хромового вакуумного покрытия, наносимого методом АИР на входные кромки рабочих лопаток, в качестве дополнительной меры противоэрозионной защиты пассивного типа.

Список литературы: 1. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД «ступень-диффузор» [Текст] / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 12–20. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. 2. Ковальский, А. Э. Универсальная математическая модель инкубационного периода каплеударной эрозии материала рабочих лопаток влажно-паровых турбин [Текст] / А. Э. Ковальский // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 107–116. 3. Ковальский, А. Э. Теоретическое обоснование механизма каплеударной эрозии рабочих лопаток осевых турбомашин [Текст] / А. Э. Ковальский // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Х.: Нац. аэрокосмический университет «ХАИ», 2001. – Вып. 23. Двигатели и энергоустановки. – С. 33–41. 4. Ковальский, А. Э. Метод расчета мощности торможения рабочего колеса последней ступени мощной паровой турбины вторичной капельной влагой [Текст] / А. Э. Ковальский // Пробл. машиностроения. – 2011. – № 4. – С. 5–12. 5. Шубенко, А. Л. Расчет механических потерь от влажности в последней ступени мощной паровой турбины [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников, В. Л. Швецов // Пробл. машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 8–15. 6. Шубенко, А. Л. Кинетическая модель каплеударной эрозии рабочих лопаточных аппаратов паровых турбин [Текст] // А. Л. Шубенко, А. Э. Ковальский // Изв. АН СССР. – Энергетика и транспорт. – 1989. – № 5. – С. 94–101. 7. Ковальский, А. Э. Обоснование толщины и условий нанесения вакуумного противоэрозионного покрытия для рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин [Текст] // А. Э. Ковальский, Г. Н. Карتماзов, В. В. Кунченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 6(32). – С. 5–18.

Bibliography (transliterated): 1. Shvecov, V. L., et al. "Issledovanie ajerodinamicheskikh i jenergeticheskikh harakteristik vyhlopnogo otseka CND "stupen'-diffuzor". *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 12(1055). Kharkiv: NTU "HPI", 2014. 12–20. ISSN 2078-774X. Print. 2. Koval'skij, A. Je. "Universal'naja matematicheskaja model' inkubacionnogo perioda kapleudarnoj jerozii materiala rabochih lopatok vlazhno-parovyh turbin". *Vestnik dvigatelestroenija*. No. 3. 2006. 107–116. Print. 3. Koval'skij, A. Je. "Teoreticheskoe obosnovanie mehanizma kapleudarnoj jerozii rabochih lopatok osevyh turbomashin". *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. Ser.: Dvigateli i jenergoustanovki*. No. 23. Kharkov: Nac. ajerokosmicheskij universitet "HAI", 2001. 33–41. Print. 4. Koval'skij, A. Je. "Metod rascheta moshhnosti tormozhenija rabochego kola poslednej stupeni moshhnoj parovoj turbiny vtorichnoj kapel'noj vlagoj". *Probl. mashinostroenija* 4 (2011): 5–12. Print. 5. Shubenko, A. L., I. S. Strel'nikov and V. L. Shvecov. "Raschet mehanicheskikh poter' ot vlazhnosti v poslednej stupeni moshhnoj parovoj turbiny". *Probl. mashinostroenija* 1 (2009): 8–15. Print. 6. Shubenko, A. L., and A. Je. Koval'skij. "Kineticheskaja model' kapleudarnoj jerozii rabochih lopatochnyh apparatov parovyh turbin". *Izv. AN SSSR. Ser.: Jenergetika i transport* 5 (1989). 94–101. Print. 7. Koval'skij, A. Je., G. N. Kartmazov and V. V. Kunchenko. "Obosnovanie tolshhiny i uslovij nanesenija vakuumnogo protivojerozionnogo pokrytija dlja rabochih lopatok poslednih stupenej moshhnyh parovyh turbin". *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 6 (32) (2006). 5–18. Print.

Поступила (received) 20.02.2014

УДК 621.532

А. Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
И. С. СТРЕЛЬНИКОВ, вед. инженер ИПМаш НАНУ, Харьков

ДИСКРЕТНЫЙ ПОДХОД К ОПИСАНИЮ КРУПНОДИСПЕРСНОЙ ВЛАГИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД ВЛАЖНОПАРОВЫХ ТУРБИН

Представлены теоретические методы расчета механических потерь от влажности в последних ступенях ЦНД мощных паровых турбин на основе дискретного подхода к описанию крупнодисперсной влаги и законов сохранения. Получены новые выражения, обобщающие принятые ранее решения для механических потерь мощности рабочего колеса, включающие в себя потери торможения, что дает возможность достаточно просто рассчитывать полные механические потери ступени, как в совокупности, так и по характерным взаимодействиям капельной влаги с паром и лопатками. Показаны зависимости от степени реактивности приведенной мощности механических потерь и коэффициента возврата расхода крупнодисперсной влаги, полученные при исследовании направлений улучшения геометрии верхнего сечения рабочих лопаток. Даны рекомендации по выбору некоторых конструктивных параметров ступени.

Ключевые слова: паровые турбины, ЦНД, крупнодисперсная влага, потери от влажности, потери торможения, потери разгона.

Введение

Главную часть потерь от влажности в последних ступенях ЦНД составляют механические потери, вызванные торможением рабочего колеса массой «медленных» капель, а также затратами энергии на разгон и дробление осевшей на направляющем аппарате влаги. Определяющим фактором изменения параметров импульса и энергии капель крупнодисперсной влаги является аэродинамическое взаимодействие с паровым потоком и прямой контакт с рабочими лопатками последних ступеней.

Анализ основных достижений и литературы

В работе И.И. Кирилова и Р.М. Яблоника [1] приведены результаты исследований потерь энергии, обусловленные присутствием в ступени большого количества крупнодисперсной влаги, и, на основании теоремы Эйлера для сплошной среды, предложена формула для оценки мощности торможения рабочего колеса. При известном распределении капель оценку величины мощности торможения предлагалось выполнять как [1]

$$N_B = \sum_{i=1}^n \int_{r_a}^{r_b} (u_1 c'_{1ui} dG_{B1i} - u_2 c'_{2ui} dG_{B2i}), \quad (1)$$

где r_a, r_b – радиусы цилиндрических сечений участка проточной части ступени; u_1 и u_2 – окружные скорости; c'_{1ui} и c'_{2ui} ; G_{B1i} и G_{B2i} – окружные составляющие скорости и расходы i -ой группы капель; индексы 1 и 2 относятся соответственно к сечениям перед колесом и за ним.

В этой и более поздних работах [2] было указано на многократность обратного отражения капель при ударе о рабочие лопатки, как правило, увеличивающее рассчитанные «прямые» потери в несколько раз. Например, в опытах ЛПИ с моделью РК последней ступени турбины К-800-240 коэффициент кратности $f \approx 3$. Авторы также говорят о зависимости величины данного коэффициента от степени реактивности, и

© А.Л. Шубенко, И.С. Стрельников, 2014

указывают на важность существования двух типов потоков обратно отраженных капель – достигающих предшествующих рабочих лопаток и нет. Первые порождают весь спектр проблем от крупнодисперсной влаги, вторые – дополнительные проблемы разгона.

Цель исследования, постановка задачи

Целью исследования является развитие и обоснование методов расчета механических потерь от крупнодисперсной влаги на основе анализа структуры её взаимодействий с паром и рабочими лопатками последней ступени ЦНД.

Мощность внешних и внутренних сил, приложенных к выделенному объему, равняется изменению полной энергии массы жидкости, протекающей в единицу времени через этот объем. В динамике сплошной среды этот закон формулируется так: индивидуальная производная по времени от полной энергии данного движущегося объема среды равна сумме мощностей приложенных к выделенному объему и его поверхности внешних массовых и поверхностных сил и отнесенного к единице времени количества энергии, подведенной извне к объему [3]. Конвективная производная по времени от интеграла некоторой величины, взятого по движущемуся объему, равна переносу той же величины сквозь контрольную поверхность объема.

Для систем, находящихся под постоянным (независимым от времени) давлением, энтальпия играет ту же роль, что и внутренняя энергия в системах с постоянным объемом [4].

Далее, согласно изложенному выше, а также, учитывая специфику рассматриваемой темы, выпишем в интегральной форме теорему об изменении полной энергии среды в объеме V , ограниченном замкнутой поверхностью S

$$\int_V \rho q \vec{c} dV + \int_V \rho \vec{f}_n \vec{c} dV + \int_S p_n \vec{c} \vec{n} dS - \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left(I + \frac{\vec{c}^2}{2} \right) dV - \int_S \rho \left(I + \frac{\vec{c}^2}{2} \right) \vec{c} \vec{n} dS = 0, \quad (2)$$

где ρ – плотность среды; \vec{f}_n – сила, отнесенная к массе; $p_n = \vec{p}_n \vec{n}$ – среднее давление от внешней поверхностной силы \vec{p}_n ; \vec{c} – скорость среды; \vec{n} – нормаль к поверхности; S – площадь поверхности; I – удельная энтальпия; q – удельная энергия, подводимая извне.

Выделим в последней ступени ЦНД осевой турбины некий объем. Ограничим его плоскостями перпендикулярными оси вращения, проходящими по входной и выходной кромке рабочих лопаток, и замкнем цилиндрическими поверхностями по верхней и нижней кромке лопаток. Далее с помощью теоремы (2) и двух разных подходов к описанию крупнодисперсной влаги выведем формулы для мощности механических потерь вообще и торможения в частности.

Материалы исследования

Процесс считаем установившимся, независимым от времени

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left(I + \frac{\vec{c}^2}{2} \right) dV = 0. \quad (3)$$

В выделенном объеме поток пара будем рассматривать как сплошную среду. Влияние объемных сил исчезающее мало, течение адиабатическое

$$\int_V \rho q \vec{c}' dV = 0; \quad \int_V \rho \vec{f}_n \vec{c}' dV = 0. \quad (4)$$

Во время взаимодействия капли с поверхностью лопатки происходит обмен импульсами между лопаткою и каплей по поверхности пятна контакта. Время столкновения с рабочим колесом крупнодисперсных капель ($\tau \approx 10^{-6} - 10^{-5}$ с) [5] больше времени между падениями таких капель, что легко находится из расхода крупнодисперсной влаги. Мгновенные значения силы от многих капель за время удара одной капли суммируются и усредняются. Так же очевидно, что существует некая усредненная площадь поверхности взаимодействия крупнодисперсной влаги и рабочих лопаток, определяемая, количеством одновременно падающих капель.

Поверхностные силы, мощность которых не равна нулю, приложены не только к рабочим лопаткам ротора, но и к каплям крупнодисперсной влаги, совокупность которых интерпретируем далее как дискретную среду, распределенную в пространстве выделенного объема, и как бы «зависшую» в нем. Именно так и выглядит «мгновенно замороженный» поток влажного пара в ступени (плюс «остановившиеся» лопатки рабочего колеса). Итак, поток передает свою энергию, как лопаткам, так и каплям, а лопатки и капли обмениваются ею между собой, и, очевидно, сумма их энергий не может быть большей, чем общая энергия, полученная ими от пара. При этом понятно, что именно рабочее колесо существенно влияет и на положение капель в пространстве ступени, и на их скорости относительно пара, а значит, и на энергию, передаваемую потоку – не будь колеса, распределение импульсов и координат крупнодисперсной влаги соответствовало бы простому разгону капель вдоль линий тока с учетом инерции. По-другому говоря, в реальной ситуации, зная полное изменение энергии пара и энергии, переданной каплям **только** паром, мы однозначно определяем работу рабочего колеса с учетом всех механических потерь от влажности в выделенном объеме. Покажем это.

Мощность внешних сил приложенных к ограничивающим поверхностям есть

$$\int_S p_n \bar{c} \bar{n} dS = \int_{S_{\text{Л}}} p_{n_{\text{аэрод}}} \bar{c} \bar{n} dS_{\text{лопатки}} + \int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{капли}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}} + \int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{лопатки}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}} + \int_{S_{\text{К}}} p_{n_{\text{аэрод}}} \bar{v} \bar{n} dS_{\text{капель}} \quad (5)$$

Здесь $\int_{S_{\text{Л}}} p_{n_{\text{аэрод}}} \bar{c} \bar{n} dS_{\text{лопатки}}$ – мощность аэродинамических сил давления $p_{n_{\text{аэрод}}}$, действующих на рабочее колесо;

$\int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{капли}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}}$ – мощность приложенной каплями к рабочему колесу силы среднего давления $p_{n_{\text{капли}}}$, действующего на суммарной, усредненной площади пятна контакта, одновременно бьющих капель – **фактически мощность** торможения рабочего колеса;

$\int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{лопатки}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}}$ – мощность приложенной к каплям со стороны лопаток силы среднего давления $p_{n_{\text{лопатки}}}$, действующего на суммарной, усредненной площади пятна контакта, одновременно бьющих капель, \bar{w}' – вектор скорости капли относительно лопатки.

По третьему закону Ньютона сумма двух предыдущих интегралов равна нулю

$$(\bar{p}_n)_{\text{лопатки}} = -(\bar{p}_n)_{\text{капли}} \quad (6)$$

И, наконец, в формуле (5) $\int_{S_K} p_{n\text{аэрод}} \vec{v} \vec{n} dS_{\text{капель}}$ мощность сил давления

взаимодействия капель с потоком $(\vec{p}_n)_{\text{аэрод}}$, где $v = \sqrt{c''^2 + c'^2 - 2c'c'' \cos(\angle \vec{c}', \vec{c}'')}$ – модуль вектора скорости капли относительно пара \vec{v} ; \vec{c}'' – скорость пара; \vec{c}' – скорость капли. В дальнейшем этот интеграл заменяется дискретной суммой по i -м группам размеров капель и j -м сечениям ступени. Взаимодействия капли с потоком представляется классическими уравнениями движения в цилиндрических координатах [1].

Мощность поверхностных сил, приложенных к одной капле в каком-либо сечении

$$\int_{S_K} p_{n\text{аэрод}} \vec{v} \vec{n} dS_{\text{капель}} = N_{ij} = \frac{\pi}{2} (\rho'')_j (r_k^2)_{ij} (C_x)_{ij} (v')_{ij} \left((v'_r)_{ij}^2 + (v'_u)_{ij}^2 + (v'_z)_{ij}^2 \right) - \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_r)_{ij} (c'_u)_{ij} (v'_u)_{ij}}{3(r_{\text{CT}})_j} + \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_u)_{ij}^2 (v'_r)_{ij}}{3(r_{\text{CT}})_j}, \quad (7)$$

где c'_u – тангенциальная составляющая скорости капли; c'_r – радиальная составляющая скорости капли; r_{CT} – радиальная координата капли; ρ'' – плотность пара; ρ' – плотность воды; r_k – радиус капли; C_x – коэффициент лобового сопротивления.

С учетом того, что орты внешней нормали параллельных поверхностей (плоскостей), ограничивающих выделенный объем, направлены противоположно, изменение момента количества движения пара протекающего через выделенный объем равно

$$\begin{aligned} \int_S \rho \left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right) \vec{c} \vec{n} dS &= \int_0^{r_n} \int_{r_k} \left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 c''_n r_{\text{CT}} d\varphi dr - \int_0^{r_n} \int_{r_k} \left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 c''_n r_{\text{CT}} d\varphi dr = \\ &= \int_{r_k}^{r_n} \left(\left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 \rho c''_n 2\pi r_{\text{CT}} dr - \left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 \rho c''_n 2\pi r_{\text{CT}} dr \right) = \\ &= \int_{r_k}^{r_n} \left(\left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 dG_1'' - \left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 dG_2'' \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Приняв для одного сечения, равенство окружной скорости $u_1 = u_2 = u$ и равенство приращения расхода $dG = dG_1 = dG_2$ получим идеальную мощность рабочего колеса (РК)

$$N_{\text{РК0}} = \int_{r_k}^{r_n} \left(\left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 dG_1'' - \left(I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 dG_2'' \right) = \int_{r_k}^{r_n} (u c''_{1u} - u c''_{2u}) dG''. \quad (9)$$

Далее, обозначив $\int_{S_{\text{Л}}} p_{n\text{аэрод}} \vec{c}'' \vec{n} dS_{\text{лопатки}} = N_{\text{РК}}$, и подставляя (3), (4), (6), (7) и

(9) в уравнение (5), получим выражение для мощностей, действующих в выделенном

объеме. В соответствии с теоремой Эйлера и нашим дискретным описанием крупнодисперсной влаги имеем

$$N_{PK} = N_{PK0} + \sum_{ijl} N_{ijl}, \quad (10)$$

где l – количество капель i -го радиуса в j -м сечении.

Без потери общности рассуждений, данные выводы могут быть распространены на всю ступень, последовательным включением в эйлеровский объем как зазора, так и направляющего аппарата.

Результаты исследования

Мощность механических потерь (МП) от крупнодисперсной влаги

$$N_{МП} = \sum_{ijl} N_{ijl}. \quad (11)$$

Эта формула может совместно описывать (а в этом варианте и описывает), как газодинамические потери от крупнодисперсной влаги в рабочем колесе, так и потери торможения, но расчет по ней в таком случае представляет большие трудности в связи с необходимостью знать количество, состав, распределение в пространстве и скорости относительно пара одновременно присутствующих «замороженных» в наблюдаемом объеме капель и осколков их дробления.

Задача значительно упрощается, если предположить, что рабочее колесо не взаимодействует с крупными каплями и, следовательно, можно рассчитывать только газодинамические потери от продолжения разгона крупнодисперсной влаги уже не в зазоре, а далее в пространстве рабочего колеса, по-другому говоря, если исключить расчет потерь торможения. Зная параметры пара вдоль линий тока в рабочем колесе, размеры капель и их коэффициенты разгона в зазоре, можно с большой достоверностью определить «мгновенное распределение» капель по массе и импульсу в пространстве рабочего колеса.

Высказанное предположение вытекает из теоремы Эйлера при условии, что мы вычленим в отдельный расчет потери от непосредственного взаимодействия капель и рабочего колеса, т.е. в явном виде покажем мощность торможения, которая определяет структуру, энергию и взаимодействия потока капель в реальной ситуации. Параметры крупнодисперсной влаги без взаимодействия с рабочим колесом отличаются от её же параметров при наличии взаимодействия ровно на затраченные рабочим колесом потери мощности торможения. Момент импульса, импульс, энергия величины аддитивные.

Введем далее понятие мощности потерь на разгон в рабочем колесе и зазоре как

$$N_{ПК} = \sum_{ijl} \left[\frac{\pi}{2} (\rho'')_j (r_k^2)_{ij} (C_x)_{ij} (v')_{ij} \left((v'_r)_{ij}^2 + (v'_u)_{ij}^2 + (v'_z)_{ij}^2 \right) - \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_r)_{ij} (c'_u)_{ij} (v'_u)_{ij}}{3(r_{ст})_j} + \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_u)_{ij}^2 (v'_r)_{ij}}{3(r_{ст})_j} \right]_{ПК} \quad (12)$$

Эта формула идентична (11), но совершенно отличается по значению переменных, потери же торможения считаются в данном случае иначе.

Подход к определению механических потерь от влажности, в частности потерь торможения, был изначально предложен авторами в 2000 году в работе [5] и развит позднее в статьях [6, 7]. Параметры каждой группы (от разгона в зазоре до дробления при столкновении с лопаткой и разлета осколков) рассчитываются на основании классических газодинамических уравнений движения и закона сохранения импульса,

выписанных для выбранных капель. Тем же способом получаем и коэффициент кратности потерь. В итоге имеем полные механические потери от влажности, начиная с кратных потерь на разгон, заканчивая кратными потерями торможения.

Тормозящий колесо импульс удара одной капли описывается, как $P_u = W'_y (1 + \sin \gamma) m_{\text{капл}} \sin \beta_{1k}$. Учитывая, что $dP/dt = F$; $m_{\text{капли}} dn = G_{\text{капель}} dt$

получаем $dP_{ijk} = W'_{yij} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk} m_{\text{капли}ijk} dn = W'_{yij} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk} \frac{G_{Bij}}{k_{\text{max}}} dt$ и

соответственно в j -ом сечении ступени от i -ой группы капель на k -ом участке носика лопатки сила $F_{ijk} = \frac{G_{Bij}}{k_{\text{max}}} W'_{yi} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk}$. Тогда, в целом на рабочее колесо

действует сила $F = \sum_{ijk} F_{ijk}$ и момент $\Omega = \sum_{ijk} F_{ijk} l_j$. Мощность торможения рабочего

колеса

$$N_{\text{Торм}} = \Omega \omega = \omega \sum_{ijk} \frac{G_{Bij}}{k_{\text{max}}} W'_{yi} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk} l_j. \quad (13)$$

Здесь $\gamma = \arcsin(W'_y / C_{\text{звук.ж}})$ [8] – угол разлета капелек дробления, отсчитываемый от касательной к поверхности лопатки плоскости в месте удара; $C_{\text{звук.ж}}$ – скорость звука в невозмущенной воде; $W'_y = W'_0 \sin \varepsilon$ – нормальная составляющая скорости соударения; W'_0 – скорость капли относительно лопатки; ε – угол между касательной к поверхности лопатки плоскостью и вектором относительной скорости капли в месте столкновения; $m_{\text{капли}}$ – масса капли, n – количество капель; $z_{\text{кап}ij} = \tau c'' \vartheta_{ij} \sin \alpha_{1j} \cos \delta_j$ – глубина проникновения капель внутрь рабочего колеса; k_{max} – количество участков аппроксимации входной кромки рабочей лопатки на глубине проникновения капель i -го радиуса в j -м сечении внутрь рабочего колеса; k –

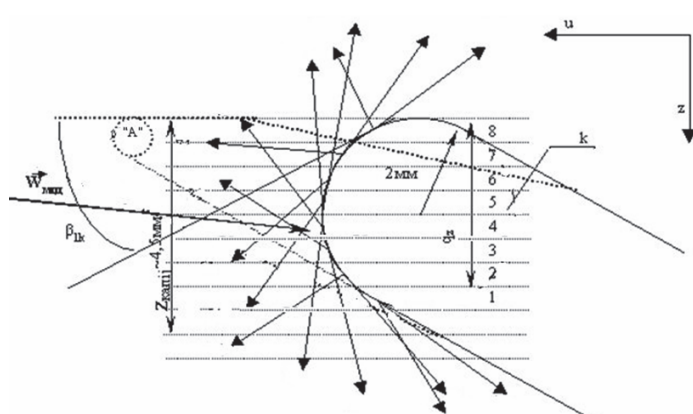


Рис. 1 – Схема построения модели расчета потерь на торможение с показанными направлениями подхода крупнодисперсной влаги и основных направлений разлета осколков дробления: "А" – возможное перспективное решение формы профиля; k – номер участка попадания части расхода капель на носик рабочей лопатки; q_z – глубина аппроксимации; β_{1k} – угол между осью u и k -ой линией аппроксимации носика профиля

номер участка попадания части расхода капель на носик рабочей лопатки; τ – время поворота ротора на угол, отвечающий шагу рабочей решетки; ϑ_{ij} – коэффициент разгона; β_{1k} – угол между осью u и k -й линией аппроксимации носика профиля; ω – угловая скорость вращения ротора; α_{1j} – угол выхода потока из направляющего аппарата в j -ом сечении; δ_j – угол раскрытия в j -м сечении.

Схема взаимодействия крупнодисперсной влаги с рабочим колесом, изображена на рис. 1.

Коефіцієнт возврата расхода $K_{брс}$ определяет величину расхода как осколков дробления, летящих против потока внутрь соплового аппарата, так и расхода летящих «по потоку» капель, образовавшихся из «предыдущей порции» осколков дробления, попавших с рабочего колеса обратно в пленку на сопловом аппарате. Суммарный расход крупнодисперсной влаги в такой ситуации не меняется, но её концентрация в зазоре кратно увеличивается. В итоге коэффициент кратности потерь $K_{кп}$ представляет собой сходящийся бесконечный ряд – сумму геометрической прогрессии

$$K_{кп} = 1 / (1 - K_{брс}). \quad (14)$$

Мощность механических потерь от крупнодисперсной влаги с учетом формул (12)–(14) соответственно равна

$$N_{МП} = \sum_{ijl} N_{ijl} = K_{кп} (N_{Торм} + N_{ПРК}). \quad (15)$$

Здесь и ниже индекс ПРК (потери разгона капель) относится к ситуации, в которой параметры крупнодисперсной влаги приняли бы значения, определяемые без взаимодействия с рабочим колесом, т.е. без дробления и при разгоне капель вдоль линий тока с учетом инерции, как в рабочем колесе, так и до этого в зазоре.

Еще в первой работе [5] нами был сделан вывод о двух совершенно взаимосвязанных сторонах одного и того же процесса взаимодействия – «распределение импульса торможения по поверхности носика лопатки и параметры векторов разлета капелек дробления, позволяют говорить о направлении модификации профилей рабочих лопаток (рис. 1). Из рисунка хорошо видно, что уменьшение площади взаимодействия, на которой угол касательной к профилю в месте соударения капли β_{1k} меньше 100° приводит к уменьшению потерь торможения в «реактивных» ступенях. Значительно позднее подобные выводы, но без указаний по улучшению профиля были сделаны в работе [9].

Кроме того, на рис. 2, в качестве примера результатов расчета предложенным методом показаны зависимости от степени реактивности приведенной мощности механических потерь и коэффициента возврата расхода крупнодисперсной влаги, полученные при исследовании направлений улучшения геометрии верхнего сечения рабочих лопаток. Графики построены на основе исходных данных последней ступени турбины типа К-300-240 для периферийного слоя толщиной 0,1 длины лопатки. Как и предполагалось ранее [2], в ступенях с конструктивными решениями, подразумевающими в верхних сечениях более высокие степени реактивности при прочих равных условиях величина механических потерь ниже.

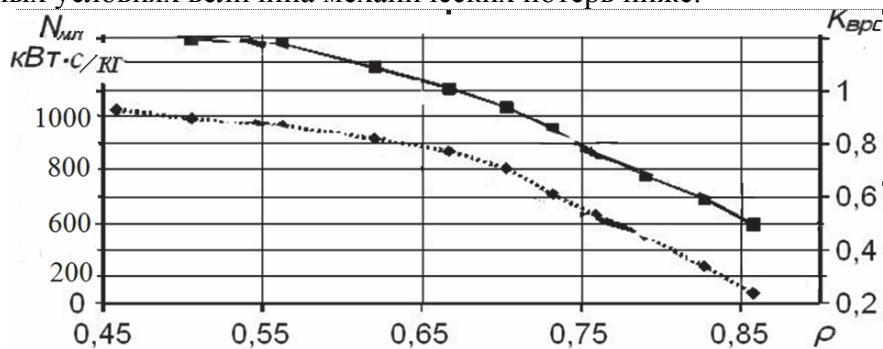


Рис. 2 – Зависимость приведенной к расходу крупнодисперсной влаги (РКВ) мощности механических потерь $N_{МП}$ и коэффициента возврата расхода $K_{брс}$ крупнодисперсной влаги от степени реактивности в верхнем сечении ступени (РКВ = 0,135 кг/с):
 —■—■— приведенная мощность механических потерь,◆..... коэффициент возврата расхода

Выводы

На основе уравнений движения, сохранения энергии и представления крупнодисперсной влаги как дискретной среды получены новые выражения для механических потерь мощности рабочего колеса, включающие в себя потери торможения, что дает возможность достаточно просто в рамках предложенной ранее модели [5] рассчитывать полные механические потери ступени, как в совокупности, так и по характерным взаимодействиям капельной влаги с паром и лопатками. Показано, что дальнейшее повышение экономичности и надежности паровых турбин большой мощности основывается на детальном изучении тонкой структуры парового потока. Представлены рекомендации по выбору некоторых конструктивных параметров ступени.

Список литературы: 1. Кириллов, И. И. Основы теории влажнопаровых турбин [Текст] / И. И. Кириллов, Р. М. Яблоник. – Л.: Машиностроение, 1968. – 261 с. 2. Кириллов, И. И. Теория турбомашин. Примеры и задачи [Текст] / И. И. Кириллов, А. И. Кириллов – Л.: Машиностроение, 1974. – 321 с. 3. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с. 4. Вукалович, М. П. Термодинамика [Текст] / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с. 5. Шубенко, А. Л. Влияние параметров крупнодисперсной влаги на экономические показатели ступеней ЦНД паровых турбин [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. науч. тр. ИПМаш НАН Украины. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2000. – С. 288–294. 6. Шубенко, А. Л. Особенности движения крупнодисперсной влаги в проточной части лопаточных турбомашин [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 7(42). – С. 61–63. 7. Шубенко, А. Л. Расчет механических потерь от влажности в последней ступени мощной паровой турбины [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников, В. Л. Швецов // Пробл. машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 9–15. 8. Перельман, Р. Г. Эрозия паровых турбин [Текст] / Р. Г. Перельман, В. В. Пряхин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 182с. 9. Ковальский, А. Э. Метод расчета мощности торможения рабочего колеса последней ступени мощной паровой турбины вторичной капельной влагой [Текст] / А. Э. Ковальский // Пробл. машиностроения. – 2011. – № 4. – С. 5–12. – ISSN 0131-2928.

Bibliography (transliterated): 1. Kirillov, I. I., and R. M. Jablonik. *Osnovy teorii vlazhnoparovyh turbin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1968. Print. 2. Kirillov, I. I., and A. I. Kirillov. *Teorija turbomashin. Primery i zadachi*. Leningrad: Mashinostroenie, 1974. Print. 3. Lojczanskiy, L. G. *Mehanika zhidkosti i gaza*. Moscow: Drofa, 2003. Print. 4. Vukalovich, M. P., and I. I. Novikov. *Termodinamika*. Moscow: Mashinostroenie, 1972. Print. 5. Shubenko, A. L., and I. S. Strel'nikov. "Vlijanie parametrov krupnodispersnoj vlagi na jekonomicheskie pokazateli stupenej CND parovyh turbin". *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija*. Kharkov: IPMash NAN Ukrainy, 2000. 288–294. Print. 6. Shubenko, A. L., and I. S. Strel'nikov. "Osobennosti dvizhenija krupnodispersnoj vlagi v protochnoj chasti lopatochnyh turbomashin." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 7(42) (2003). 61–63. Print. 7. Shubenko, A. L., I. S. Strel'nikov and V. L. Shvecov. "Raschet mehanicheskikh poter' ot vlazhnosti v poslednej stupeni moshhnoj parovoy turbiny." *Probl. mashinostroenija* 1 (2009). 9–15. Print. 8. Perel'man, R. G., and V. V. Prjahin. *Jerozija parovyh turbin*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1986. Print. 9. Koval'skij, A. Je. "Metod rascheta moshhnosti tormozhenija rabocheho koleasa poslednej stupeni moshhnoj parovoy turbiny vtorichnoj kapel'noj vlagoj." *Probl. mashinostroenija* 4 (2011). 5–12. ISSN 0131-2928. Print.

Поступила (received) 26.02.2014

УДК 621.165

Е. Б. ГРИГОРЬЕВА, инженер-конструктор 3 кат. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Н. Н. ТРИФОНОВ, канд. техн. наук, доц.; зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
С. Б. ЕСИН, инженер-конструктор 1 кат. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Ф. А. СВЯТКИН, инженер-конструктор 1 кат. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Е. К. НИКОЛАЕНКОВА, инженер 2 кат. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Е. А. СУХОРУКОВА, инженер-конструктор 1 кат. ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия;
Ю. Г. СУХОРУКОВ, канд. техн. наук; зам. ген. директора ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ТУРБОУСТАНОВКИ ПРИ РАБОТЕ НА ПОНИЖЕННОЙ НАГРУЗКЕ ЭНЕРГОБЛОКА 300 МВт С БЕЗДЕАЭРАТОРНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМОЙ

В статье предложены схемные решения по обеспечению устойчивой работы системы регенерации с бездеаэрационной тепловой схемой при расширении диапазона регулирования нагрузки энергоблока 300 МВт для действующих и проектируемых энергоблоков. Рассмотрены особенности применения схемы с установкой преобразователя частоты и с корректировкой уставки регулирующего клапана по давлению. Разработаны схемы регулирования давления основного конденсата перед питательным насосом. В статье представлены результаты испытаний бездеаэрационной тепловой схемы с корректировкой уставки по давлению регулирующего клапана турбины К-300-240 ХТГЗ, подтверждающие надежность работы системы регенерации при нагрузке 300–150 МВт.

Ключевые слова: бездеаэрационная тепловая схема, подогреватели высокого давления, слив конденсата греющего пара подогревателей высокого давления, бескавитационная работа питательных насосов.

Введение

В настоящее время неравномерность суточного и недельного графиков электрической нагрузки компенсируется существующими конденсационными станциями (КЭС). Расширение диапазона регулирования КЭС позволяет получить дополнительную прибыль станции.

Одним из путей расширения диапазона регулирования – является совершенствование системы регенерации турбоустановки действующих и проектируемых энергоблоков.

Анализ основных достижений и литературы

В отечественной энергетике наиболее распространенной является тепловая схема регенерации с традиционным деаэратором, работающим на постоянном давлении. Однако с середины 80-х годов начали внедрять турбоустановки с бездеаэрационной тепловой схемой (БТС), что позволяет отказаться от деаэратора, 3-х бустерных насосов, ~ 50 единиц арматуры и тем самым повысить надежность и экономичности системы регенерации [1].

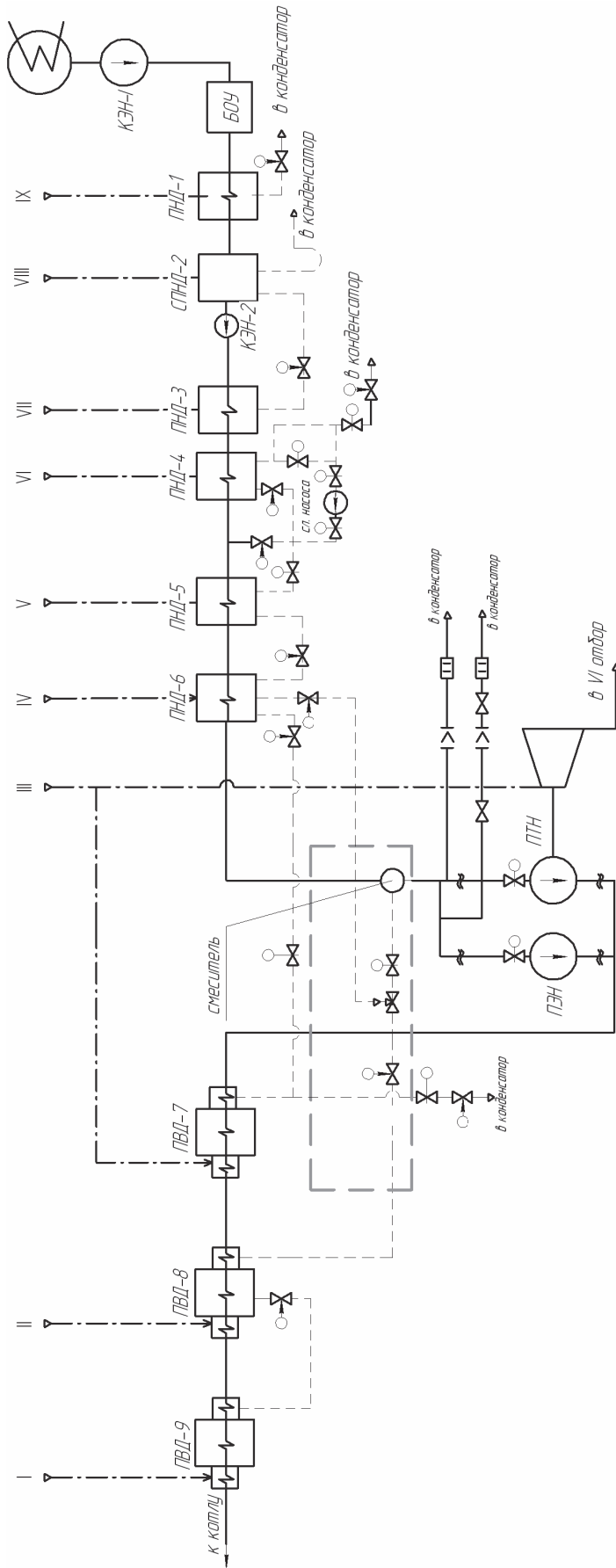


Рис. 1 – Типовая схема слива КТП из ПВД-6:

ПВД – подогреватель высокого давления; ПНД – подогреватель низкого давления; СПНД – смешивающий подогреватель низкого давления; КЭН – конденсатный электронасос; БОУ – блочная обессоливающая установка; ПЭН – питательный электронасос; ПТН – питательный турбонасос

На сегодняшний день на 32 энергоблоках тепловых электростанций мощностью 250–800 МВт в течение 30 лет успешно внедрены и эксплуатируются несколько вариантов БТС. Переход на БТС требует проведения конструктивных решений по оборудованию и его компоновке.

На рис. 1 представлена бездеаэрационная тепловая схема энергоблока 300 МВт с турбиной ХТГЗ. Для приема конденсата греющего пара (далее – КГП) подогревателей высокого давления (далее – ПВД) в схеме установлен смеситель, который обеспечивает нагрев питательной воды КГП ПВД-8, что повышает тепловую эффективность.

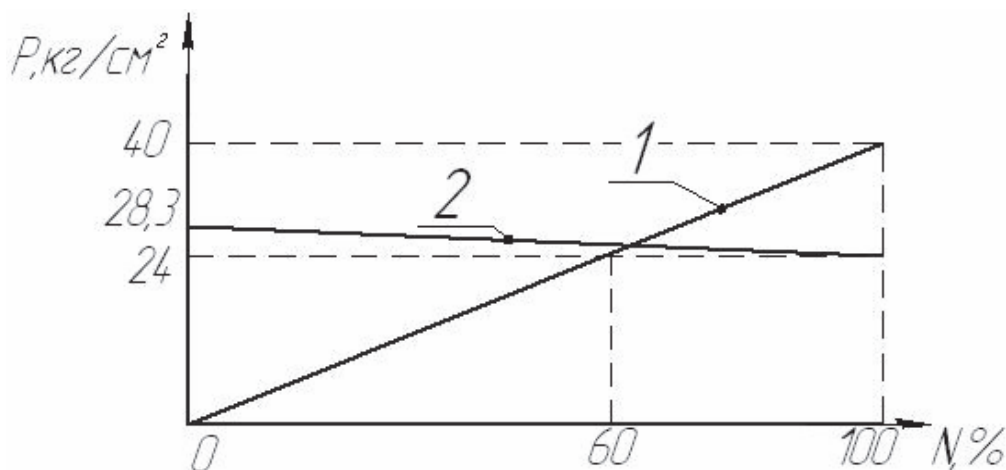


Рис. 2 – Изменение давления в зависимости от нагрузки энергоблока: 1 – изменение давления «холодного» промпрегрева; 2 – изменение давления КЭН-Ист.

При снижении нагрузки энергоблока меньше 60 % $N_{ном}$, давление в отборе турбоустановки «холодного» промпрегрева, от которого подается пар на ПВД-8, становится недостаточным для обеспечения слива КГП ПВД в смеситель (рис. 2). Вследствие этого на частичных нагрузках оператору необходимо переключить слив КГП из смесителя на подогреватель с меньшим давлением. Это приводит к усложнению схемы отвода КГП из ПВД и снижению экономичности. Также возрастает вероятность ошибочных действий персонала, которые могут привести к останову блока.

Для сохранения экономичности и повышения надежности энергоблока ОАО «НПО ЦКТИ» рассмотрел различные варианты схем регулирования, снижающие давление на всасе питательных насосов, что позволит на всех режимах работы энергоблока обеспечить слив КГП ПВД в смеситель.

Были рассмотрены следующие схемы:

- Схема с установкой преобразователей частоты на КЭН-II ст.
- Схема с корректировкой уставки регулирующего клапана (РК) по давлению на трубопроводе основного конденсата за КЭН-Ист.

Схема с установкой преобразователя частоты

При снижении нагрузки преобразователь частоты, установленный на КЭН-Ист., уменьшает частоту его вращения и, тем самым, уменьшает давление основного конденсата на всасе питательного насоса (далее – ПН). Данная схема сохраняет КПД КЭН-Ист. и является самой экономичной. Однако применение преобразователя частоты на КЭН-Ист. значительно удорожает данное решение. Целесообразно использовать данное решение при проектировании новых энергоблоков.

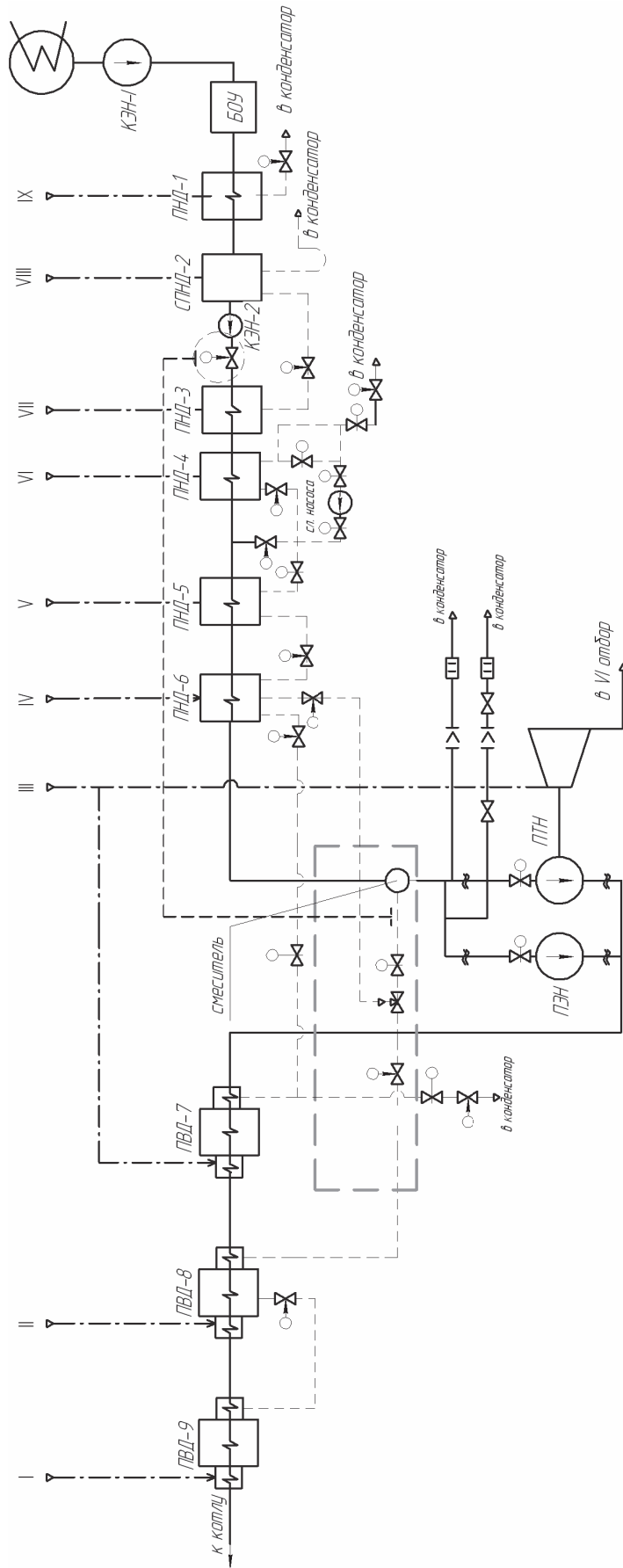


Рис. 3 – Схема с установкой РК на трубопроводе основного конденсата за КЭН-Пст.:
обозначения см. на рис. 1

Схема с корректировкой уставки РК на трубопроводе основного конденсата за КЭН-Пст (рис. 3)

В традиционной схеме поддерживается постоянная уставка по давлению на всасе ПН, обеспечивающая бескавитационную работу ПН. При расширенном диапазоне регулирования нагрузки (30–60 % $N_{ном}$) необходимо установить РК на трубопроводе основного конденсата за КЭН-Пст. и выбрать величину уставки давления на всасе ПН для обеспечения отвода КГП в смеситель. При этом целесообразно использовать РК с линейной характеристикой. Данная схема обеспечивает простоту, надежность и безопасность системы регенерации и является малозатратной при её реализации.

Рассмотрены следующие схемы регулирования давления на всасе ПН:

- Скользящая величина уставки.
- Трехступенчатое изменение давления (при разгрузке энергоблока ниже 60 % $N_{ном}$).
- Двухступенчатое изменение давления (при разгрузке энергоблока до ≈ 60 % $N_{ном}$).

Анализ схем регулирования показал, что двухступенчатая схема измерения давления является наиболее экономичной и надежной в эксплуатации.

Цель исследования

Проверка работоспособности и надежности схемы двухступенчатого изменения давления на входе в ПН.

Материалы исследования

ОАО «НПО ЦКТИ» на одной из ТЭЦ с бездеаэрационной тепловой схемой провел испытания схемы слива КГП в смеситель при снижении давления на входе в питательный насос. Снижение давления производилось путем поэтапного прикрытия регулирующего клапана, установленного на трубопроводе основного конденсата за КЭН-Пст.

Система регенерации исследуемого энергоблока представлена на рис. 3. Особенностью схемы является установка РК на трубопроводе основного конденсата за КЭН-Пст. и отвод КГП из ПВД-8 в смеситель на всем диапазоне изменения нагрузки.

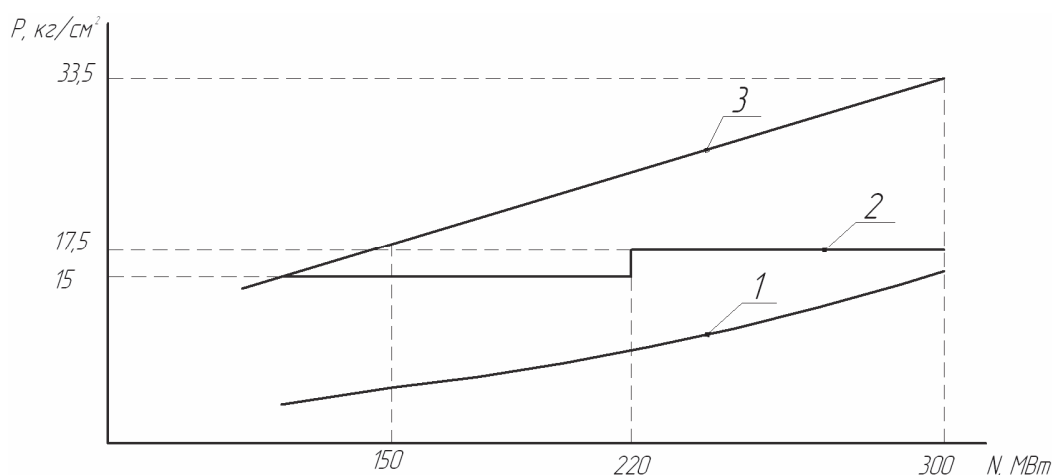


Рис. 4 – Схема регулирования давления на всасе ПТН в зависимости от нагрузки:
 1 – допускаемое давление на всасе ПТН; 2 – двухступенчатая уставка по давлению РК КЭН-Пст; 3 – давление КГП ПВД-8

Во время испытаний определяли необходимое давление на входе в ПТН для отвода КГП ПВД-8 в смеситель на пониженной нагрузке. Ступенчатое изменение давления на входе в ПН приняли на нагрузке ≈ 220 МВт. ($\sim 60\% N_{\text{ном}}$).

На рис. 4. представлен график изменения давления на всасе ПТН с его двухступенчатым регулированием.

Из графика видно, что принятое двухступенчатое изменение давления на входе ПН обеспечивает слив КГП ПВД-8 в смеситель на нагрузке энергоблока от 100–50 % $N_{\text{ном}}$ и бескавитационную работу ПТН.

Результаты исследования

- Рассмотрены различные варианты регулирования давления на всасе питательных насосов при изменении нагрузки энергоблока от 50 ч 100 % $N_{\text{ном}}$.

- Расчетным и опытным путем подтверждена бескавитационная работа ПТН в диапазоне нагрузки 50 ч 100 % $N_{\text{ном}}$ при регулировании давления на всасе насосов, путем изменения величины уставки РК на трубопроводе основного конденсата.

- Для обеспечения устойчивой работы котла при отключении ПТН и переходе на ПЭН предложена скользящая величина уставки по заполнению гидромуфты.

Выводы

Предложенная схема с двухступенчатым изменением давления РК на трубопроводе основного конденсата за КЭН-Пст. обеспечивает устойчивый слив КГП ПВД в смеситель в диапазоне нагрузки 50 ч 100 % $N_{\text{ном}}$. Рекомендуется внедрять данную схему на действующих энергоблоках с БТС для повышения надежности и экономичности системы регенерации при работе в регулировочном диапазоне нагрузки.

Список литературы: 1. Ефимочкин, Г. И. Система регенерации паротурбинных установок со смешивающими ПНД [Текст] / Г. И. Ефимочкин // Конденсатор и система регенерации паровых турбин. Сб. науч. трудов. ВТИ. – М., 1985. – С. 57–69. 2. Ефимочкин, Г. И. Исследование бездеаэрационной тепловой схемы на турбине К-300-240 ЛМЗ [Текст] / Г. И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1984. – № 6. – С. 41–45. 3. Трифонов, Н. Н. Бездеаэрационные тепловые схемы: выбор решений [Текст] / Н.Н. Трифонов, Ю. Г. Сухоруков, В. Ф. Ермолов, Е. В. Коваленко // Энергетика и промышленность России. – 2008. – № 19. – С. 17.

Bibliography (transliterated): 1. Efimochkin, G. I. "Sistema regeneracii paroturbinnih ustanovok so smeshivajushhimi PND." *Kondensator i sistema regeneracii parovyh turbin*. Moscow:VTI, 1985. 57–69. Print. 2. Efimochkin, G. I. "Issledovanie bezdeajeratornoj teplovoj shemy na turbine K-300-240 LMZ." *Teplojenergetika* 6 (1984): 41–45. Print. 3. Trifonov, N. N. et al. "Bezdeajeratornye teplovye shemy: vybor reshenij." *Jenergetika i promyshlennost' Rossii* 19 (2008): 17. Print.

Поступила (received) 19.02.14

УДК 621.165

В. П. СУББОТОВИЧ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;

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

С. А. ТЕМЧЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ»

РАСЧЕТ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ ПО ЗАЗОРАМ КАК РЕШЕНИЕ ОБРАТНЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ЗАДАЧ В СВОБОДНЫХ КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ

Представлены результаты сравнения расчетов ступени осевой турбины с данными ее экспериментальных исследований. Расчеты выполнены с помощью нового метода расчета осесимметричного течения в свободных кольцевых каналах. Кольцевой канал рассматривается как чередующиеся участки двух типов: свободные участки и участки, загроможденные некоторыми устройствами, способными изменять углы закрутки потока. Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений параметров потока.

Ключевые слова: проточная часть, межвенцовый зазор, обратная задача, линия тока, турбинная ступень.

Введение

Одними из важных элементов осевых турбомашин являются диффузорные устройства выхлопных и переходных патрубков. Повышение эффективности этих элементов в большинстве случаев производится путем экспериментальных исследований или использования расчетных исследований численными методами (*CFD*-программы). Экспериментальные исследования требуют значительных затрат средств и времени, а в свою очередь *CFD* программы требуют обязательной верификации с физическим экспериментом. Это усложняет решение проблемы улучшения аэродинамических характеристик диффузорных устройств, работающих совместно со ступенями турбины. Поэтому представляется актуальным использование обратных аэродинамических задач, которые позволяют получать качественно новые конструктивные решения за разумное время.

Постановка задачи исследования

Разработанный авторами метод [1, 2] позволяет, как рассчитывать течение в каналах с известной геометрией (прямая задача), так и проектировать каналы под заданные аэродинамические условия (обратная задача). Но всегда остается актуальным вопрос выбора аэродинамических условий, для которых необходимо спроектировать диффузорное устройство, а именно: это выбор параметров ядра потока внутри диффузора и выбор параметров потока во входном сечении диффузора. Для того чтобы задать параметры потока на входе в диффузор необходимо знать параметры за последней ступенью отсека (цилиндра) турбины, либо за направляющим аппаратом, который может устанавливаться перед диффузором. Чтобы решить эту задачу, был разработан метод для определения параметров осесимметричного потока в кольцевом канале, внутри которого расположены устройства, способные изменять углы закрутки потока [3]. Для получения достоверных характеристик потока на входе в диффузор необходимо провести тестирование метода и сравнить данные расчетов с данными экспериментальных исследований.

Объект исследования

В качестве объекта исследования выбрана ступень осевой турбины, которая была испытана на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ». Данные экспериментов

© В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, С.А. Темченко, 2014

любезно предоставлены кандидатом технических наук, доцентом Гребневым В.К.

Геометрические характеристики ступени приведены на рис. 1. Ступень имеет цилиндрические рабочие и сопловые лопатки.

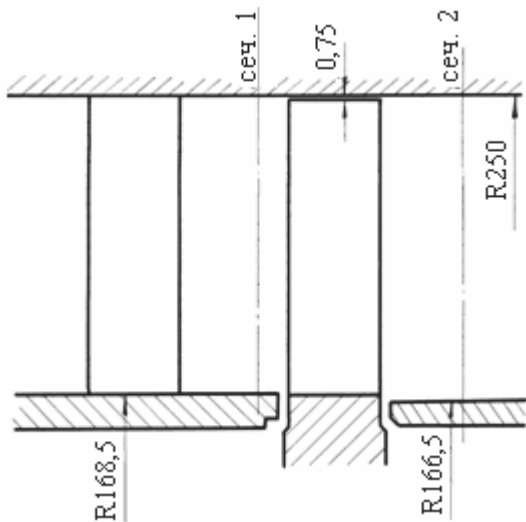


Рис. 1 – Геометрические характеристики ступени

Полные параметры на входе в ступень: $P_0^* = 800 \text{ кг/м}^2$, $v_0^* = 0,91 \text{ м}^3/\text{кг}$. Расход воздуха через ступень $G = 2,69 \text{ кг/с}$.

Метод решения аэродинамической задачи

Детально этот метод описан в работе [3]. Полагается, что кольцевой канал состоит из чередующихся участков двух типов: свободных участков и участков, загроможденных некоторыми устройствами, способными изменять углы закрутки потока. Расчёт течения производится в торцевом сечении свободного участка. Рабочее тело – сжимаемое и невязкое, а течение – установившееся, адиабатическое,

осесимметричное и безотрывное.

Для описания течения рабочего тела использовались следующие уравнения, записанные в цилиндрической системе координат: 1) уравнение сохранения энергии вдоль линии тока; 2) уравнение изоэнтропийного процесса вдоль линии тока; 3) уравнение неразрывности; 4) проекция уравнения количества движения на радиальное направление; 5) проекция уравнения количества движения на осевое направление.

Введена функция тока, и система из пяти уравнений сведена к системе двух уравнений [3], к дифференциальному уравнению и аналитическому. Задача расчета течения в выбранном сечении свободного участка кольцевого канала – задача нелинейного программирования, независимыми переменными которой выступают неизвестные вещественные коэффициенты функции тока, а целевая функция – сумма квадратов невязок по расходу, определяемых из уравнения сохранения энергии.

Результаты расчета параметров потока за сопловым аппаратом ступени

Для определения параметров рабочего тела (воздуха) за сопловым аппаратом (сеч. 1 на рис. 1) были заданы: полное давление и удельный объем на входе в ступень, расход рабочего тела, показатель адиабаты, а также распределение по высоте сечения 1 угла потока α_1 и квадрата коэффициента скорости сопловой решетки φ^2 (рис. 2). Эти данные были взяты на основе результатов экспериментальных исследований.

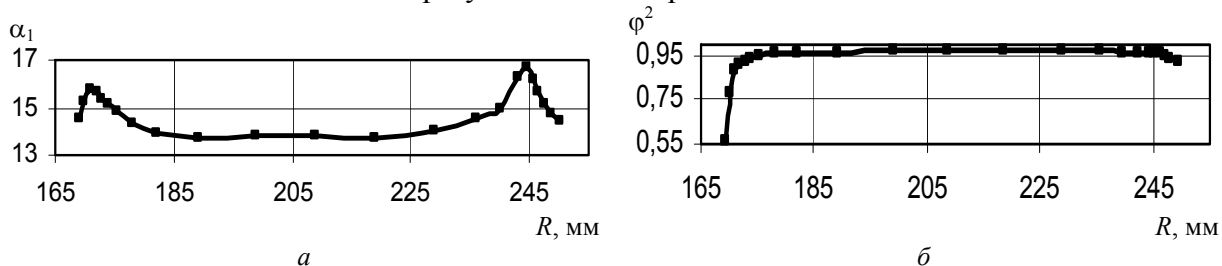


Рис. 2 – Экспериментальные распределения угла потока α_1 а и квадрата коэффициента скорости φ^2 б по высоте сечения 1

В результате проведенного расчета в сечении I были получены распределения расхода, статического давления, скорости и её составляющих по высоте решетки.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показано на рис. 3, где представлены распределения статического давления P и двух составляющих скорости \bar{C}_{1z} и \bar{C}_{1u} вдоль сечения I (скорости отнесены к скорости C_0 , эквивалентной перепаду на ступень).

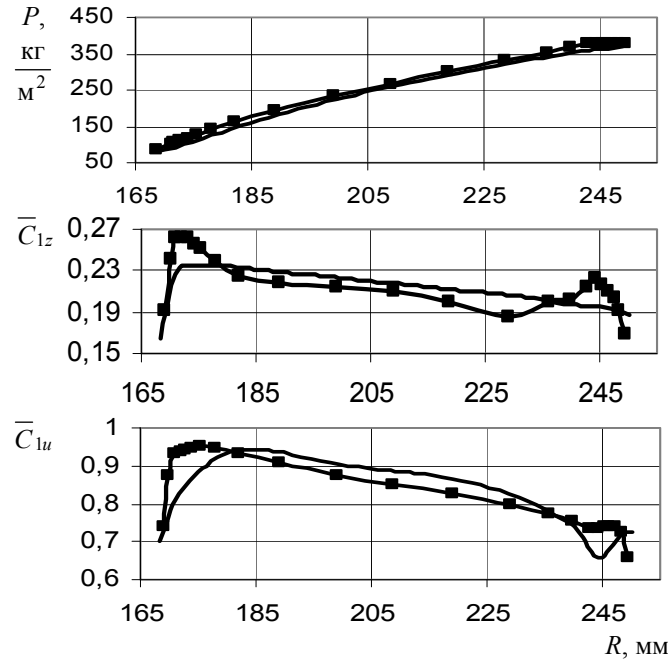


Рис. 3 – Распределения параметров потока за сопловым аппаратом:
 —■— эксперимент; ——— расчет

Хорошее совпадение получено для статического давления. Для распределений составляющих скоростей наибольшие различия имеют место в корневых и периферийных зонах. Это можно объяснить влиянием на характер течения концевых явлений, связанных с вторичными течениями в этих зонах.

Результаты расчета параметров потока в канале за рабочим колесом

Для определения параметров потока за рабочим колесом (сеч. 2, рис. 1) исходные данные отличались от расчета за сопловым аппаратом, так как известно экспериментальное распределение полного давления за рабочим колесом. Для расчета задавались расход рабочего тела,

показатель адиабаты, а в сечении 2 – распределения по высоте угла потока β_2 и распределение удельного объема и полного давления P_2^* . На рис. 4 показаны распределения угла потока β_2 и полного давления P_2^* , полученные экспериментально.

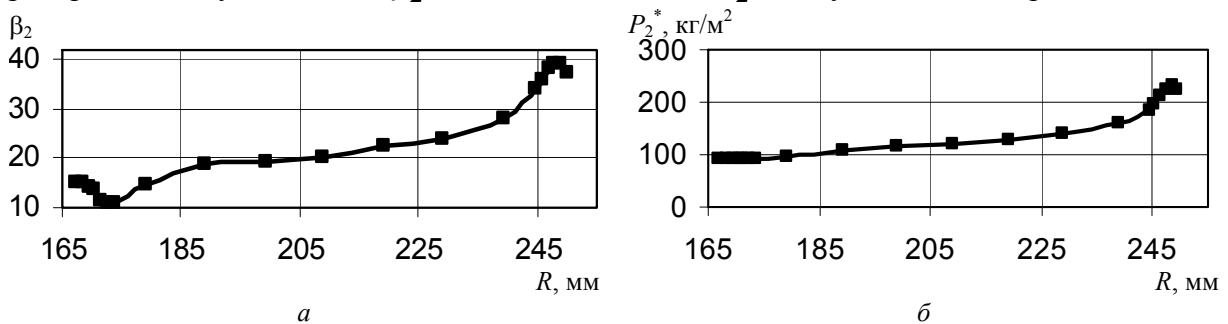


Рис. 4 – Экспериментальные распределения угла β_2 а и полного давления P_2^* б по высоте за рабочим колесом

Как и при расчете сечения I за сопловым аппаратом, в сечении 2 за рабочим колесом получены распределения расхода, статического давления, скорости и её составляющих по высоте решетки.

На рис. 5 представлены распределения статического давления $P_{2ст}$ и двух составляющих скорости \bar{C}_{2z} и \bar{C}_{2u} вдоль радиуса. Из рисунков видно, что расчет в

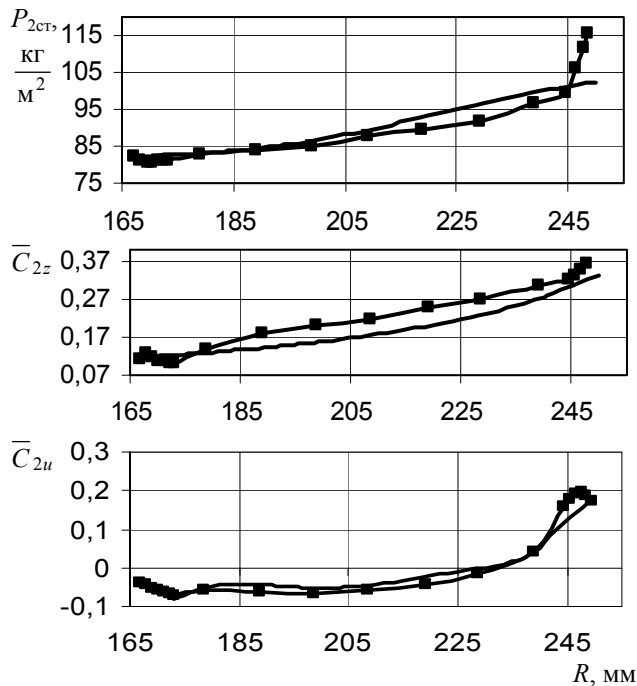


Рис. 5 – Распределения параметров потока за рабочим колесом:

■ эксперимент; — расчет

сечении 2 дает хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных в ядре потока. Отличия в корневой зоне и периферийной зоне объясняются влиянием вторичных течений и периферийной протечки.

Выводы

Сравнения результатов расчетного исследования турбинной ступени с данными физического эксперимента подтверждают, что новый метод решения аэродинамических задач для свободных кольцевых каналов позволяет с приемлемой точностью определять распределения параметров потока по радиусу за решетками ступеней турбины, что позволит рассчитывать и проектировать многоступенчатые отсеки турбин, а также использовать данные расчетов для предварительного проектирования выходных диффузорных устройств.

Список литературы: 1. Субботович, В. П. Метод расчета течения в осерадиальных кольцевых каналах [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 6. – С. 24–27. – ISSN 2078-774X. 2. Субботович, В. П. Результаты тестирования метода расчета течения в кольцевых каналах [Текст] / В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012 – № 8. – С. 91–94. – ISSN 2078-774X. 3. Субботович, В. П. Определение параметров осесимметричного потока в торцевом сечении кольцевого канала [Текст] / В. П. Субботович, С. А. Темченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПІ»: сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 52–55.

Bibliography (transliterated): 1. Subbotovich, V. P., A. Ju. Judin and S. A. Temchenko. "Metod rascheta techenija v oseradial'nyh kol'cevyyh kanalah." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU "HPI"*. No. 6. Kharkiv: NTU "HPI", 2011. 24–27. ISSN 2078-774X. Print. 2. Subbotovich, V. P., et al. "Rezultaty testirovanija metoda rascheta techenija v kol'cevyyh kanalah." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU "HPI"*. No. 8. Kharkiv: NTU "HPI", 2012. 91–94. ISSN 2078-774X. Print. 3. Subbotovich, V. P., and S. A. Temchenko. "Opredelenie parametrov osesimmetrichnogo potoka v torcevom sechenii kol'cevogo kanala." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI"*. No. 6. Kharkov: NTU "HPI", 2008. 52–55. Print.

Поступила (received) 18.02.2014

УДК 620.179.14

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;

П. П. ГОНТАРОВСКИЙ, канд. техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;

Ю. И. МАТЮХИН, канд. техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;

Н. Г. ГАРМАШ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;

В. П. ГОНТАРОВСКИЙ, зам. нач. рем. цеха ПАО «Харьковская ТЭЦ-5»

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ОЦЕНКА СРАБАТЫВАНИЯ РЕСУРСА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО РОТОРА ТУРБИНЫ

Излагаются основные принципы построения расчетно-экспериментальной системы диагностики термонапряженного состояния, предназначенной для контроля срабатывания ресурса высокотемпературных роторов паровых турбин на реальных режимах работы турбоагрегата. Используются данные автоматической системы управления технологическими параметрами (АСУ ТП), определяемые при эксплуатации турбины, а также экспериментальные характеристики материала роторов. Система позволяет выявить наиболее опасные режимы выработки ресурса, а также оптимизировать пуско-остановочные и переходные режимы работы.

Ключевые слова: ресурс, ротор, турбоагрегат, повреждаемость, малоцикловая усталость, термоупругость, ползучесть.

Введение

Основу теплоэнергетики Украины составляют турбины мощностью 150–800 МВт, 70 % которых в настоящее время выработали назначенный ресурс. Проблема продления надежной и безопасной эксплуатации приобретает особенное значение вследствие частого их использования на режимах компенсации пиковых нагрузок, характеризующихся ускоренным срабатыванием ресурса оборудования. Значительную часть в накопление повреждаемости вносят пуски-остановы турбоагрегатов, а также режимы с глубокой разгрузкой при большом количестве таких циклов [1]. Дальнейшее продление срока эксплуатации турбоагрегатов возможно на основании данных об их фактическом техническом состоянии. Для объективной его оценки должны использоваться расчетные методы диагностирования выработки ресурса с учетом фактических данных о режимах эксплуатации турбины, свойствах металла. Такие расчеты могут осуществляться компьютеризированными системами диагностики термонапряженного состояния и срабатывания ресурса (счетчиками ресурса), которые используют данные о фактических пуско-остановочных и переходных режимах работы турбины с учетом истории циклического нагружения и внесенных изменений при ремонтно-восстановительных работах.

Анализ литературных источников

Автоматизированная эксплуатационная диагностика термонапряженного состояния и срабатывания ресурса элементов паровых турбин наибольшего развития достигла в США, Европе, Японии и России. В первых диагностических системах иностранных фирм (Хитачи, Броун-Бовери, Дженерал-электрик, Вестингауз, Жаль и др.) использовались одномерные математические модели упругих систем, регистрации подвергалась не вся информация, а лишь полученная на пусковых режимах работы [2]. Принципы построения и работы счетчиков ресурса в зарубежных публикациях не раскрываются.

Промышленное освоение автоматизированных систем технической диагностики

© Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Ю.И. Матюхин, Н.Г. Гармаш, В.П. Гонтаровский, 2014

элементов энергооборудования ранее предполагалось на блоках 800 МВт Запорожской ТЭС, Сургутской ТЭС-2, блоке 300 МВт Зуевской ТЭС [3, 4]. Развитие вычислительной техники накладывало серьезные ограничения на использование счетчиков ресурса с более сложными расчетными моделями. Во всех предложенных системах термонапряженное состояние оценивалось решением одномерной задачи теории упругости в сечении ротора с максимальной температурой. После массового появления персональных компьютеров и выхода из строя устаревшей вычислительной техники все счетчики ресурса прекратили свою работу. В настоящее время в Украине на более высоком уровне возобновлены исследования, направленные на создание систем контроля выработки ресурса конструктивных элементов турбоагрегатов.

Постановка задачи

В ранее изданных методических указаниях по оценке индивидуального ресурса элементов паровых турбин [5, 6] не учитывались конструктивные особенности и измененные свойства металла, вызванные длительной эксплуатацией, а также особенности проведения переходных режимов работы турбоагрегатов. В ИПМаш НАНУ впервые в Украине разработан нормодокумент Министерства энергетики и угольной промышленности Украины [7], в котором приводятся методы уточненной оценки термонапряженного состояния, повреждаемости материала и ресурса, обновленные критерии живучести элементов роторов и корпусов турбоагрегатов с трещинами и уточненные коэффициенты запаса. На основе нормодокумента проводились исследования термонапряженного состояния и оценка выработки ресурса для ряда мощных турбоагрегатов [1]. При определении повреждаемости материала использовались изотермические кривые малоциклового усталости (МЦУ), а также характеристики ползучести, полученные экспериментально другими авторами. В качестве образцов в ряде случаев использовались металлы, взятые на эксплуатировавшихся турбинах, остановленных для ремонта. Оценка индивидуального ресурса выполнялась с использованием графиков проведения пуско-остановочных режимов работы, из которых нельзя было установить порядок следования циклов нагружения. При реальной эксплуатации на нестационарных режимах могут возникать различные ситуации с отклонением от заданных инструкционных графиков. Поэтому актуальной является разработка автоматизированной системы диагностики термонапряженного состояния и выработки ресурса на фактических режимах работы турбоагрегата, полученных в условиях эксплуатации станции, что позволяет установить порядок циклов нагружения и учесть историю деформирования материала. Такая система была создана для высокотемпературных роторов паровых турбин на примере ротора высокого давления (РВД) турбоагрегата Т-250/300-240 [8], который по результатам предварительных исследований [1] является наиболее напряженным при работе на фиксированных параметрах острого пара и определяет ресурс турбины в целом.

Материалы исследования

Разработанная система осуществляет диагностику термонапряженного состояния и срабатывания ресурса ротора высокого давления на фактических режимах работы турбоагрегата Т-250/300-240, определяемых по параметрам АСУ ТП (автоматическая система управления технологическими параметрами) [9], получаемым непрерывно или из архивированных массивов. При применении системы не требуется установка дополнительных термопар и другого оборудования.

При работе счетчика ресурса используются следующие технологические параметры АСУ ТП: скорость вращения ротора $\omega(t)$; температура острого пара перед

стопорними клапанами $T_{\Pi}(t)$, усереднюючися за даними для правої і левої нитей трубопроводов; тиск острого пара перед стопорними клапанами $P_{\Pi}(t)$; активна потужність генератора $N_{Г}(t)$; витрата острого пара $G(t)$ (при потужності $N_{Г}(t) > 100$ МВт при роботі турбіни в теплофікаційному режимі), усереднюючися за даними для правої і левої нитей трубопроводов; температура пара в стаціонарному колекторі $T_{К}(t)$, що поступає на лабіринтні ущільнення циліндра високого тиску; тиск пара в колекторі $P_{К}(t)$; тиск в конденсаторі $P_{W}(t)$ (ступінь вакууму).

Для діагностики теплового і термонапруженого стану РВД по параметрам АСУ ТП системою ідентифікуються фактичні режими роботи турбіни, серед яких можна відзначити прогрів лабіринтових ущільнень і набір вакууму, толчок ротора, набір потужності, стаціонарний режим, робота на частинній навантаженні, зупинка з срывом або без срыва вакууму, остигання на валоповороті тощо. Це необхідно для визначення умов теплообміну, так як на різних режимах роботи на різних ділянках ротора пар проходить з різним тиском і температурою. При цьому використовуються дані теплових розрахунків середовища проточної частини турбіни Т-250/300-240 для пусків з різних теплових станів для різних потужностей. Коефіцієнти теплообміну на всіх ділянках РВД визначаються за критеріальними залежностями методики [10] з використанням даних по геометричним параметрам ущільнень і перепаду температур і тиску пара. Теплофізичні характеристики пара (удільний об'єм, динамічна і кінематична в'язкість, число Прандтля і інші) знаходяться за апроксимаційними залежностями [10]. Температурні поля і термонапружене стан РВД визначаються шляхом розв'язання осесиметричних нестационарних задач теплопровідності і термомеханіки методом кінцевих елементів.

Аналіз термонапруженого стану і зношування ресурсу ротора від малоциклової втоми і ползучості здійснюється в восьми найбільш напружених зонах РВД (рис. 1), які визначалися за результатами раніше проведених досліджень [1]. Це чотири теплові канавки переднього ущільнення (точки 1–4), канавка діафрагменного ущільнення між першою і другою ступенями (точка 5), внутрішня зазорка під першою ступенню (точка 6), придискова гальма регулюючої ступені (точка 7) і канавка внутрішнього ущільнення (точка 8).

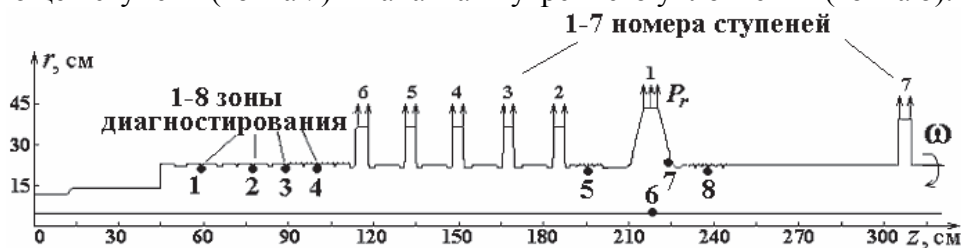


Рис. 1 – Расчетная схема РВД

Термонапружене стан на дні теплових канавок визначається з використанням коефіцієнтів концентрації по напруженням на поверхні ротора і на дні теплових канавок. При розв'язанні нестационарної задачі вибір шагів по часу здійснюється спеціальними алгоритмами за заданими межами зміни $\Delta\omega$, ΔT_{Π} і $\Delta N_{Т}$ в залежності від швидкості зміни технологічних параметрів: частоти обертання ротора $\omega(t)$, температури острого пара $T_{\Pi}(t)$ і потужності турбоагрегату $N_{Т}(t)$. Шаги по часу плавно змінюються від мінімального 30 с при

быстром изменении параметров до 900 с на стационарном режиме работы турбоагрегата. В созданном диагностическом комплексе учтена возможность корректирования технологических параметров при отказах АСУ ТП, связанных с неправильной регистрацией параметров.

Для определения повреждаемости ротора от малоцикловой усталости при сложной нерегулярной нагрузке на каждом шаге по времени во всех точках диагностирования 1–8 анализируются эквивалентные упругие напряжения с учетом их концентрации и определяются локальные максимумы и минимумы напряжений, время и температура, которым они соответствуют. Чтобы воспользоваться обобщенной диаграммой упруго-пластического циклического деформирования стали и изотермическими экспериментальными кривыми МЦУ, значение эквивалентных напряжений приводится к так называемой расчетной температуре, в качестве которой принимается максимальная температура на номинальном стационарном режиме эксплуатации. Эквивалентные действующие напряжения и эквивалентные упруго-пластические деформации находятся по формуле Нейбера [11] с учетом истории деформирования материала по модели Мазинга-Афанасьева и эффекта памяти материала [1]. Формирование полувциклов и циклов нагружения выполняется с использованием метода дождя [11]. По полурозмахам эквивалентных упруго-пластических деформаций с использованием данных малоцикловой усталости для постоянных стали Р2МА находится количество циклов до разрушения без учета и с учетом коэффициента запаса [7]. Приращение повреждения за цикл, дата и время фиксируются в специальном электронном журнале счетчика ресурса для данной точки диагностирования.

В наиболее нагретых зонах диагностирования 6 и 7 наблюдаются повреждения от ползучести материала Π_c . Для их определения используется силовой критерий разрушения с условием линейного суммирования повреждений, который для непрерывного изменения нагружения имеет вид

$$\Pi_c = \int_0^{t_p} \frac{dt}{t_p(\sigma_i, T)} = 1, \quad (1)$$

где t_p – время до появления макротрещины; $t_p(\sigma_i, T)$ – время до разрушения при заданной интенсивности напряжений σ_i и температуре T , которое определяется из кривой длительной прочности.

В счетчике ресурса повреждения от ползучести учитываются в случае, когда температура металла в точках 6 и 7 превышает 450 °С. Для определения повреждения за время диагностирования $\Delta\Pi_c$ – без учета и $[\Delta\Pi_c]$ – с учетом коэффициента запаса при дискретном изменении нагрузки используются следующие соотношения:

$$\Delta\Pi_c = \sum_i \frac{\Delta t_i}{\Delta t_{pi}}; \quad [\Delta\Pi_c] = \sum_i \frac{\Delta t_i n(t_{pi})}{t_{pi}}, \quad (2)$$

где t_{pi} – время до появления трещины ползучести при эквивалентном напряжении $\sigma_e(t_i)$ (которое усредняется за шаг Δt_i) и температуре $T(t_i)$; $n(t_{pi})$ – коэффициент запаса для повреждения от ползучести, который зависит от времени до разрушения [1, 12].

При запуске счетчика ресурса для записи открываются файлы, которые содержат информацию об истории деформирования материала при циклической нагрузке, а также файлы-журналы повреждаемости материала. Если работа турбоагрегата перед

очередным диагностированием приостанавливалась на продолжительное время с отключением работы АСУ ТП (например, для ремонта), то начальное температурное поле ротора находится с использованием данных об остывании ротора при простое турбоагрегата. Созданный программный комплекс обеспечен графическим интерфейсом, который выводит на экран монитора графики изменения во времени параметров АСУ ТП, температур и эквивалентных напряжений в точках диагностирования турбоагрегата, а также данные о срабатывании ресурса за все время диагностирования. С его помощью можно получить информацию о дате и времени поврежденности от малоциклового усталости и ползучести в точках диагностирования и за любые сутки провести анализ изменения параметров АСУ ТП, определяющих режим работы турбоагрегата, изменение во времени температур и напряжений.

Опытная эксплуатация системы диагностики термонапряженного состояния и счетчика ресурса проводилась на агрегате Т-250/300-240 Харьковской ТЭЦ-5. Перед первым запуском программы в систему диагностики была заложена начальная повреждаемость ротора в точках диагностирования с учетом и без учета коэффициента запаса, полученная в результате ранее проведенных исследований [1]. Далее счетчик ресурса работал с технологическими параметрами, поступающими от АСУ ТП, после обработки которых, в наиболее нагруженных зонах РВД на реальных режимах работы турбоагрегата осуществлялась диагностика теплового, термонапряженного состояния и срабатывания ресурса. В качестве примера, на рис. 2 изображено изменение во времени параметров АСУ ТП, температур и эквивалентных напряжений в точках диагностирования 1–8 РВД при пуске из горячего состояния 10.12.2011 г.

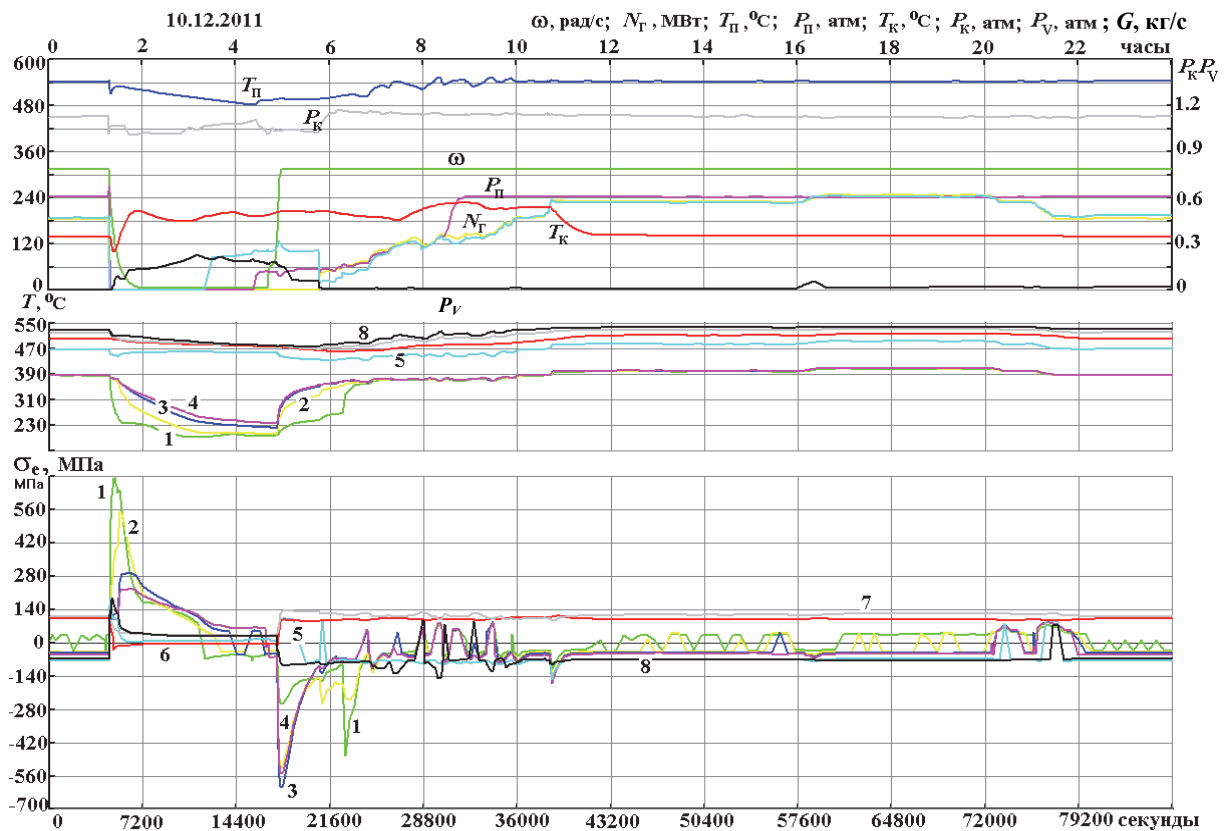


Рис. 2 – Изменение во времени технологических параметров АСУ ТП, температур и напряжений в точках диагностирования:

- ω ; — G ; — T_T ; — P_T ; — N_T ; — T_K ; — P_K ; — P_V
- 1; — 2; — 3; — 4; — 5; — 6; — 7; — 8

В разработанной системе диагностирования термонапряженного состояния могут использоваться не только параметры АСУ ТП, получаемые в реальном режиме времени на работающем турбоагрегате, но и заданные в виде таблиц зависимости, аппроксимирующие гипотетические изменения технологических параметров по кусочно-линейным зависимостям для моделирования различных режимов работы. Это позволяет оценить влияние возможных режимов эксплуатации на срабатывание ресурса. Так, например, оценка термонапряженного состояния РВД турбоагрегата Т-250/300-240 осуществлялась на режимах пуска турбоагрегата из холодного состояния, останова турбоагрегата без срыва вакуума и пуска его из горячего состояния после простоя в течении 3,7 часов. После анализа полученных результатов, с целью уменьшения уровня напряжений и срабатывания ресурса, указанные режимы были скорректированы [13]. Предложен более рациональный и щадящий вариант их проведения. Осуществление указанных мероприятий позволяет разработать рекомендации по улучшению переходных и пуско-остановочных режимов паровых турбин и сокращению их длительности, что может привести к значительной экономии топлива.

Выводы

1) Разработанная впервые в Украине автоматизированная система расчетно-экспериментального диагностирования термонапряженного состояния и счетчика ресурса высокотемпературных роторов турбин позволяет осуществлять оценку теплового и термонапряженного состояния на фактических режимах работы турбоагрегата с учетом истории циклического деформирования материала и использованием его экспериментальных характеристик. Указанные режимы определяются с использованием технологических параметров, получаемых от АСУ ТП, поэтому для функционирования счетчика ресурса не требуется установка на турбоагрегате дополнительных термодатчиков и другого оборудования. Система позволяет оценить срабатывание ресурса в реальном времени по данным натурных измерений технологических параметров с использованием экспериментальных характеристик материалов, определить рациональные режимы работы по критерию срабатывания ресурса и прогнозировать безопасный срок эксплуатации по этому критерию.

2) Алгоритмы определения повреждаемости включают в себя всю историю упруго-пластического деформирования и ползучести материала, изменение во времени напряжений, температур и релаксацию напряжений. Система позволяет определить наиболее опасные режимы срабатывания ресурса, а также оптимизировать пуско-остановочные и переходные режимы, что может дать экономию топлива и повысить надежность эксплуатации турбоагрегата. Она может использоваться на всех турбоагрегатах данного типа. Её внедрение требует только учета особенностей работы установленной на подобном турбоагрегате системы АСУ ТП.

3) Предложенная методика и технология диагностирования ресурса может служить основой создания аналогичных систем для других турбин ТЭС и ТЭЦ.

Список литературы: 1. Шульженко, Н. Г. Задачи термочинства, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) [Текст]: моногр. / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. – 370 с. – Напечатано в России. – ISBN 978-3-8465-1493-1. 2. Буссе, Л. Применение счетчиков ресурса на паровых турбинах [Текст] / Л. Буссе, Ю. Шмидт // Продление ресурса ТЭС: сб. докл. междунар. конф. – М.: ВТИ, 1994. – Т. 2, 216. – С. 1–9. 3. Лейзерович, А. Ш. Эксплуатационный контроль за накоплением поврежденности деталей паровых турбин [Текст] / А. Ш. Лейзерович // Энергохозяйство за рубежом. – 1979. – № 1. – С. 6–10. 4. Разработка опытной автоматизированной системы технической диагностики для энергоблока 300 МВт Зуевской ГРЭС-2 [Текст] / О. Т. Ильченко,

А. В. Антонович, И. М. Мельник, С. В. Яцкевич, К. Д. Ноженко // Энергетика и электрификация. – 1989. – № 1. – С. 17–20. **5.** НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: Типова інструкція СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004. – На заміну ГКД 34.17.401-95 / Міністерство палива та енергетики України / В. С. Добровольський (розроб.). – Офіц. вид. – Київ: ОЕП ГРІФРЕ, 2005. – IX, 76 с. **6.** НД МПП України. Турбіни парові промислових підприємств. – Інструкція з експертного обстеження (технічного діагностування). – Харків, 2006. **7.** Определение расчетного ресурса и оценка живучести роторов и корпусных деталей турбин. Методические указания: СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. И. Матюхин, И. И. Мележик, А. В. Пожидаев. – К.: ОЕП «ГРІФРЭ»: М-Во енергетики и угольной промышленности Украины, 2011. – 48 с. **8.** Розробка системи діагностики термонапруженого стану та лічильника ресурсу роторів турбін (проект 2.10) [Текст] / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. І. Матюхін, Н. Г. Гармаш, В. П. Гонтаровський // Цільова комплексна програма НАН України «Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин»: зб. наук. статей за результатами, отриманими в 2010–2012 рр. – Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України. – Київ, 2012. – С. 250–256. **9.** Гонтаровський, В. П. Ідентифікація режимів роботи турбіни за даними АСУ ТП [Текст] / В. П. Гонтаровський, Ю. Г. Єфремов, Н. Г. Гармаш // Машинознавство. – 2011. – № 11–12 (173–174). – С. 31–35. – ISSN 1729-4959. **10.** Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин: РТМ 108.020.16-85. – Взамен РТМ 24.020.16-73; введ. 01.01.85. – Л.: НПО ЦКТИ, 1985. – 116 с. **11.** Методика оперативної оцінки пошкодженості матеріалу ротора турбіни при циклічному навантаженні і повзучості [Текст] / М. Г. Шульженко, Ю. І. Матюхін, Н. Г. Гармаш, О. В. Пожидаєв, В. П. Гонтаровський // Пробл. машиностроения. – 2011. – Т. 14, № 5. – С. 46–52. – ISSN 0131-2928. **12.** Расчетный ресурс высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240. Ч. II. Оценка поврежденности и окончательного ресурса [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, В. Н. Голощапов, А. В. Пожидаєв, А. Ю. Козлоков // Энергетика и электрификация. – 2011. – № 2(330). – С. 42–49. – ISSN 0424-9879. **13.** Шульженко, Н. Г. Оценка щадящих режимов эксплуатации по термонапряженному состоянию высокотемпературного ротора [Текст] / Н. Г. Шульженко, Н. Г. Гармаш, В. П. Гонтаровський // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8(95). – С. 160–164. – ISSN 1727-7337.

Bibliography (transliterated): 1. Shul'zhenko, N. G., P. P. Gontarovskij and B. F. Zajcev. *Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa jenergoagregatov (modeli, metody, rezul'taty issledovanij)*. Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. ISBN 978-3-8465-1493-1. Print. **2.** Busse, L., and Ju. Shmidt. "Primenenie schetchikov resursa na parovyh turbinah." *Prodlenie resursa TJeS*. Vol. 2. Moscow: VTI, 1994. 1–9. Print. **3.** Lejzerovich, A. Sh. "Jekspluatacionnyj kontrol' za nakopleniem povrezhdennosti detalej parovyh turbin." *Jenergohozhajstvo za rubezhom* 1 (1979): 6–10. Print. **4.** Il'chenko O.T., et al. "Razrabotka opytnoj avtomatizirovannoj sistemy tehnichekoj diagnostiki dlja jenerglobloka 300 MVt Zuevskoj GRJeS-2." *Jenergetika i jelektrifikacija* 1 (1989): 17–20. Print. **5.** *SOU-N MPE 40.1.17.401:2004. ND MPE Ukrai'ny. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatacii' osnovnyh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostancij: Typova instrukcija*. Ed. V. Je. Dobrovol's'kyj. Kiev: OEP GRIFRE, 2005. **6.** *ND MPP Ukrai'ny. Turbiny parovi promyslovyh pidpryjemstv. Instrukcija z ekspertnogo obstezhennja (tehnichnogo diagnostuvannja)*. Kharkiv: 2006. **7.** Shul'zhenko, N. G., et al. *Opredeflenie raschetnogo resursa i ocenka zhivuchesti rotorov i korpusnyh detalej turbin*. Kiev: OEP "GRIFRJe": M-Vo jenergetiki i ugol'noj promyshlennosti Ukrainy, 2011. Print. **8.** Shul'zhenko, M. G., et al. "Rozrobka systemy diagnostyky termonapruzhenogo stanu ta lichyl'njka resursu rotoriv turbin (proekt 2.10)." *Cil'ova kompleksna programa NAN Ukrai'ny "Problemy resursu i bezpeky ekspluatacii' konstrukcij, sporud ta mashyn"*. Kiev: Instytut elektrozvarjuvannja im. Je. O. Patona NAN Ukrai'ny, 2012. 250–256. Print. **9.** Gontarovs'kyj, V. P., Ju. G. Jefremov and N. G. Garmash. "Identyfikacija rezhymiv roboty turbiny za danymy ASU TP." *Mashynoznavstvo* 11–12 (173–174) (2011). 31–35. ISSN 1729-4959. Print. **10.** *RTM 108.020.16-85. Raschet temperaturnyh polej rotorov i korpusov parovyh turbin*. – Leningrad: NPO CKTI, 1985. Print. **11.** Shul'zhenko, M. G., et al. "Metodyka operatyvnoi' ocinky poshkodzhivosti materialu rotora turbiny pry cyklichnomu navantazheni i povzuchosti." *Probl. mashynostroenija* 5 (2011). Vol. 14. 46–52. ISSN 0131-2928. Print. **12.** Shul'zhenko, N. G., et al. "Расчетный ресурс высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240. Оценка поврежденности и окончательного ресурса." *Jenergetika i jelektrifikacija* 2 (330) (2011). Vol. 2. 42–49. ISSN 0424-9879. Print. **13.** Shul'zhenko, N. G., N. G. Garmash and V. P. Gontarovskij. "Ocenka shhadjashhih rezhimov jekspluatacii po termonaprjazhennomu sostojaniju vysokotemperaturnogo rotora." *Авиационно-космическая техника и технология* 8 (95) (2012). 160–164. ISSN 1727-7337. Print.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 621.577.621.564

Э. Г. БРАТУГА, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУ «ХПИ»;
Д. Х. ХАРЛАМПИДИ, д-р техн. наук; ведущий н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
А. В. ШЕРСТЮК, аспирант НТУ «ХПИ»;
Е. Л. СНИХОВСКИЙ, аспирант НАКУ «ХАИ», Харьков

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА И ДИАГНОСТИКИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

В статье показано, что ограниченность энергетических методов анализа эффективности процессов термотрансформации обусловила развитие современных, более универсальных эксэргоекономических подходов, позволивших учесть взаимосвязанное влияние структурно-геометрических и режимных характеристик холодильных машин и тепловых насосов на их экономичность. Анализируются два класса методов: алгебраический и численный с характеристикой их особенностей, достоинств и недостатков в зависимости от технологического назначения термотрансформаторов и условий их эксплуатации, определяющих степень реализации технического потенциала энергосбережения.

Ключевые слова: холодильные машины, тепловые насосы, эксэргоекономика, диагностика.

Введение. В настоящее время на теплоснабжение жилищно-коммунального сектора Украины расходуется свыше 70 млн. тонн условного топлива, что эквивалентно 40 % от общего потребления тепловой энергии в стране. При этом на обеспечение работы холодильных машин приходится до 8 % всей производимой электроэнергии.

Внедрение систем комплексного теплоснабжения на базе тепловых насосов с использованием низкопотенциальных источников теплоты является одним из перспективных решений общей проблемы энергосбережения. Исследования [1–3] показывают, что потенциал энергосбережения за счет реконструкции холодильных установок и внедрения теплонасосной техники составляет порядка 60 % от общего потребления энергии.

Вместе с тем, реализация этого потенциала требует, помимо прочих мероприятий, использования современных методов комплексного анализа и диагностики систем термотрансформации на основе которых возможно получить максимальный эффект энергосбережения при минимуме финансовых затрат.

Цель исследования. Целью исследования является обзор существующих современных термоэкономических методов анализа и диагностики систем термотрансформации с попыткой выделить достоинства и недостатки этих методов при разработке рациональной стратегии модернизации существующего и создания нового оборудования.

Основное содержание. К настоящему времени эффективность отдельных элементов холодильных машин (ХМ) и тепловых насосов (ТН) в ряде случаев достигла такого уровня, что совершенствование их конструкций уже не оказывает существенного влияния на повышение эффективности всей системы термотрансформации. И основным резервом энергосбережения является совершенствование общих структурно-параметрических характеристик с учетом взаимосвязи и взаимовлияния элементов схемы.

© Э.Г. Братуга, Д.Х. Харлампида, А.В. Шерстюк, Е.Л. Сниховский, 2014

При такой постановке классические методы термодинамического анализа, построенные на энергетическом подходе к оценке эффективности термотрансформаторов, не позволяют реализовать указанный резерв энергосбережения. Это связано с тем, что энергетический подход, в основе которого лежат классические понятия «теплота» и «работа», нейтрален относительно качественного различия этих величин. Имеется в виду та особенность, что работа в отличие от теплоты обладает свойством полного превращения.

С нашей точки зрения именно это фундаментальное различие определило перспективность так называемых эксергетических подходов к оценке экономичности циклов, в которых происходит трансформация теплоты и работы и, когда работоспособность (эксергия) выступает универсальной характеристикой эффективности термических изменений рабочего тела. При этом особо перспективным и стремительно развивающимся является так называемый термоэкономический метод анализа.

Идея создания термоэкономики появилась еще в 30-е годы XX века, когда Ж. Кинан (*Keenan*) использовал техническую работоспособность, впоследствии названную эксергией потока, вместе с экономическими показателями для оценки стоимости целевого продукта, произведенного когенерационной установкой. Между тем, формализованной и адаптированной для широкого понимания термоэкономика стала только в 1962 г. благодаря профессору М. Трайбус (*Tribus*). В 80-х гг. Р. Гаджиоли (*Gaggioli*) возродил интерес к этим исследованиям систематизировав накопленный за два десятилетия опыт. В 1992 г. Б. Эрлах (*Erlach*) с сотрудниками разработал основы математического аппарата эксергоэкономики, назвав предложенный подход структурной теорией термоэкономики. В период с 2000 по 2010 гг. этот подход был успешно развит в работах А. Валеро (*A. Valero*) и Ц. Торрес (*C. Torres*) [4, 5]. Параллельно шло развитие термоэкономики и в другом направлении. В 80–90 гг. XX века Эль Саид (*El-Saed*), А. Бенелем (*Benelem*) и М. Фейт (*Feidt*) предложили декомпозиционную стратегию, основанную на Втором законе термодинамики в качестве одного из инструментов, облегчающих процедуру оптимизации комплексных энергопреобразующих систем [6].

Сфера применения термоэкономического анализа распространяется на ряд вариантов: отдельный расчет стоимости каждого целевого продукта, генерируемого системой, в которой имеется более одного целевого продукта; рассмотрение механизма формирования стоимости процесса и стоимостей потоков эксергии всистеме; оптимизацию параметров в отдельных элементах и оптимизацию всей системы с учетом технико-экономических показателей; диагностику энергопреобразующих систем.

Термоэкономические методы могут быть поделены на два класса – алгебраические методы и численные методы.

Эти методы основаны на эксергоэкономических моделях, которые, как правило, состоят из балансовых уравнений эксергии и определяют продукт каждого компонента системы.

К числу наиболее известных относятся такие алгебраические методы как: теория эксергетической стоимости (*TEC*) [7]; теория эксергетической несовокупной стоимости (*TECD*) [8]; теория средней стоимости (*ACT*) [9]; метод удельной эксергетической стоимости (*SPECO*) [10]; модифицированный продуктивный структурный анализ (*MOPSA*) [11]; принцип местных средних затрат (*LIFO*) [12, 13]. Среди численных

методов можно выделить: термозкономический функциональный анализ (*TFA*) [14]; инженерный функциональный анализ (*EFA*) [15]; структурный анализ (*SAA*) [16].

Развитие термозкономики в последние годы сосредоточено на определении стоимости потерь эксергии в элементах связи между отдельными блоками ХМ и ТН на основе определения уровня термогидравлической необратимости в указанных элементах [17]. В работах [18, 19] разработаны топологические модели процессов преобразования эксергии и распределения затрат по потокам эксергии. Анализ этих работ показал, что проблема распределения остаточной стоимости процесса в диссипаторе, каким является конденсатор, еще не получила окончательного решения. Речь идет о методике учета потерь эксергии в процессе воздушного охлаждения конденсатора ХМ.

Можно выделить два главных критерия, используемых в термозэкономике. Это распределение стоимости остатка затрат, связанных с диссепативным элементом схемы; и распределение стоимости этого остатка пропорционально величине приращения энтропии вследствие необратимости термодинамических процессов.

Одним из важных направлений развития термозэкономики является термозэкономическая оптимизация. Объектом термозэкономической оптимизации является минимизация стоимости целевого продукта с учетом издержек термодинамической неэффективности элементов системы. Здесь можно выделить два основных метода, опирающихся в оценке экономических показателей системы на концепцию эксергии.

Первый метод, разработанный М. Трайбус (*Tribus*) и Р. Эванс (*Evans*), можно назвать автономным, он основан на использовании локальной удельной стоимости входящих и выходящих из элементов потоков эксергии [20–22].

В наиболее общем виде целевая функция термозэкономической оптимизации имеет следующий вид

$$\min_{\{x\}} c_p = \frac{C_T}{E_p} = \frac{\sum c_{ei} E_i + \sum Z_k}{E_p}, \quad (1)$$

где c_{ei} – стоимость единицы поступающей эксергии; E_i – годовое потребление эксергии из внешних источников; Z_k – капитальная стоимость элемента; E_p – эксергия производимой продукции; $\{x\}$ – совокупность параметров, по которым проводится оптимизация.

Оптимизация системы проводится на основе использования множителей Лагранжа, связанных с относящимися к ним входящими потоками эксергии. Эти множители отражают стоимость единицы эксергии, поскольку фактически являются весовыми коэффициентами той части потока эксергии, которая должна диссипировать [23].

В работах отечественных ученых, посвященных термозэкономической оптимизации пароконпресссионных термотрансформаторов, такой подход нашел отражение в работах В.В. Оносовского [24–26], среди зарубежных авторов можно особо выделить работы Г. Уолла (*G. Wall*) [27, 28].

Второй метод, предложенный Ю. Байером (*Bayer*), предусматривает вычисление удельной стоимости эксергетических потерь и называется структурным. Преимущество этого метода заключается в том, что все элементы энергопреобразующей системы могут быть оптимизированы индивидуально с использованием технико-экономических показателей. Оптимизация каждого элемента позволяет найти оптимальную структуру

системы. Применительно к оптимизации холодильных машин этот метод получил развитие в работах Д. Боер (*D. Boer*) [29, 30], М. Д'Аккадия (*M. D. Accadia*) [31, 32], И. Денсер (*I. Dinsler*) [33].

Целью оптимизации отдельного элемента системы является определение капитальной стоимости, соответствующей минимуму ежегодных эксплуатационных затрат системы при заданной минимальной удельной стоимости продукта.

Эксергетические потери в установке, соответствующие минимуму приведенных затрат, определяются по уравнению [32]

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_{k,i}} = \pi_{k,i} c_3 \tau_{\text{экс}} \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}} \right) + \sum_k \left(\frac{\partial Z_k}{\partial x_{k,i}} \right) + \xi_{k,i} \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}} \right) = 0, \quad (2)$$

где $\pi_{k,i}$ – структурный коэффициент $\pi_{k,i} = \left(\frac{\partial E_{D,\text{сум}}}{\partial x_{k,i}} \right) / \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}} \right)$; $E_{D,k}$ – эксергетические потери в элементе; $E_{D,\text{сум}}$ – эксергетические потери в системе; $x_{k,i}$ – параметр, влияющий на величину эксергетических потерь; c_3 – стоимость электроэнергии, подведенной к установке; Z_k – капитальная стоимость элемента; $\tau_{\text{экс}}$ – время эксплуатации установки в текущем году; $\xi_{k,i}$ – коэффициент влияния изменения стоимости j -ых элементов $\xi_{k,i} = \sum \partial Z_j / \partial E_{D,k}$.

В уравнении (2) величина $\partial E_{D,k} / \partial x_{k,i}$ устанавливает влияние варьируемого параметра установки на потери от необратимости в элементе системы, а величина $\partial Z_k / \partial x_{k,i}$ учитывает влияние изменения параметра $x_{k,i}$ на инвестиционную стоимость элемента. Коэффициентом $\xi_{k,i}$ пренебрегают тогда, когда изменение параметра $x_{k,i}$ не влияет на стоимость j -ых элементов, отличных от k -го.

Согласно принятой в настоящее время в мире методике экономической оценки энергопреобразующих систем, вклад капитальной составляющей в стоимость продукта системы определяется из тех соображений, чтобы за срок эксплуатации установки банку, выдавшему кредит на её сооружение, была возвращена ссуда с учетом банковского процента.

Сумма, возвращаемая банку, определяется как

$$Z_k = a_{\text{д}} K_k,$$

где K_k – исходная капитальная стоимость элемента; $a_{\text{д}}$ – коэффициент восстановительной стоимости, который находится по уравнению [34]

$$a_{\text{д}} = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1}, \quad (3)$$

где r – коэффициент дисконтирования (банковский процент); n – текущий год эксплуатации установки.

Вопросы формирования эксергетической стоимости целевого продукта термотрасформатора рассмотрены в работах [16, 35]. Для корректного определения стоимости используется глубокая декомпозиция системы, позволяющая выделить целевой продукт для каждого элемента с учетом топологии системы.

При термоэкономическом анализе, авторы [12] применяют целевой подход к определению эксергетического КПД элемента в виде

$$\eta_k^{\text{экс}} = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}}, \quad (4)$$

где $E_{F,k}$ и $E_{P,k}$ – эксергия «топлива» и эксергия «продукта» элемента.

В понятие эксергии «топлива» входят [12, 36]:

- эксергия всех потоков, которые входят в рассматриваемый элемент системы, включая при этом эксергию привода, потребляемую в этом элементе;
- любые увеличения эксергии между входящими и выходящими потоками, которые не соответствуют целевому назначению рассматриваемого элемента;
- любые уменьшения потока эксергии между входом и выходом из элемента.

Под эксергией «продукта» понимается [12, 36]:

- эксергию материальных потоков, выходящих из рассматриваемого элемента, а также эксергию энергетического потока, произведенную в этом элементе;
- увеличение эксергии потока между входом и выходом.

Относительное различие цен эксергии «продукта» и эксергии «топлива» для элемента системы определяется [36] как

$$r_k = \frac{1 - \eta_k^{\text{экс}}}{\eta_k^{\text{экс}}} + \frac{Z_k}{c_{F,k} E_{P,k}}, \quad (5)$$

где $c_{F,k}$ – стоимость эксергии «топлива» компонента; $E_{P,k}$ – эксергия «продукта» компонента.

Абсолютное изменение цены потока рабочего вещества при прохождении через элемент записывается в виде [36]

$$\Delta c_k = \frac{Z_k + c_{F,k} E_{D,k}}{E_{P,k}}. \quad (6)$$

Стоимость деструкции в элементе

$$C_{D,k} = c_{F,k} E_{D,k}. \quad (7)$$

Эксергоэкономический фактор [12, 34, 36]

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + C_{D,k}}. \quad (8)$$

В последние годы получило развитие одно из направлений термозаконономики – термозаконономическая диагностика, целью которой является выявление причин аномальной работы энергопреобразующей системы на основе декомпозиционного стоимостного анализа деструкции эксергии в её элементах. Её основателями являются представители испанской школы прикладной термодинамики А. Валеро и Ц. Торрес [4].

Термозаконономическая диагностика является относительно новым разделом общей теории эксергетической стоимости [7]. Однако, несмотря на то, что это направление современной прикладной термодинамики в научном плане наименее оформлено и проработано, его практическая значимость не вызывает сомнений, поскольку в итоге позволяет оценить реальный потенциал энергосбережения термотрансформатора и указать пути к его реализации.

Концепция термозаконономической диагностики, согласно [4], может быть сформулирована в следующем виде: *«где, сколько и какую часть потребляемой энергии можно сберечь, сохраняя постоянным качественно и количественно целевой продукт установки».*

Термoeкономическая диагностика основывается на таких понятиях как «здоровый объект» и «реальный объект». Если диагностика выполняется на уровне термодинамических циклов, то под «здоровым объектом» понимается обратимый цикл, под «реальным объектом» – действительный цикл. Если диагностика проводится для существующих систем, то в этом случае сравниваются два режима работы установки: проектный (эталонный) и реальный, в котором имеют место аномалии в работе элементов, вызванные появлением в процессе их эксплуатации дополнительных необратимостей. Установление причин аномальной работы установки по признакам деградации энергии в элементах системы и оценка стоимости дополнительно подведенной эксергии, необходимой для компенсации потерь от необратимости в «реальном объекте», составляют предмет исследования термoeкономической диагностики.

В основе методологии термoeкономической диагностики лежит следующий принцип: не вся эксергия, сберегаемая за счет выбора рациональных термодинамических режимов работы установки, является практически полезной. Реальный потенциал энергосбережения в каждой установке ограничен техническими и экономическими причинами (стоимостью материалов и производственных процессов), а повышение эффективности элемента не может быть достигнуто без увеличения суммы инвестиций [12].

Технически возможный потенциал энергосбережения в системе может быть определен как $\Delta I_T \equiv I - I^0$, где I, I^0 – суммарные потери от необратимости в реальном и эталонном режимах, соответственно.

Термoeкономическая диагностика рассматривает потери эксергии в элементах системы с учетом их неэквивалентности. Для выявления взаимосвязей между потерями используется разделение эксергетических потоков по качественному признаку «топливо» и «продукт».

Изменение потребления топлива ΔF_T , или иными словами, подведенной к системе эксергии в случае появления дополнительной необратимости в одном из элементов может быть выражено при помощи уравнения [4, 5]

$$\Delta F_T = \Delta I_T = k_1 \dots k_{i-1} \Delta k_i k_{i+1} \dots k_n P_T = k_{Fi}^* \Delta k_i P_i, \quad (9)$$

где P_T – целевой продукт установки; P_i – «продукт» i -го элемента; k_{Fi}^* – эксергетическая стоимость «топлива», подведенного к элементу; Δk_i – изменение потребления эксергии в элементе.

Эксергетический баланс i -го компонента системы может быть записан как $I_i = F_i - P_i = (k_i - 1)P_i$. Если изменяются условия эксплуатации установки, меняется её эффективность и произведенный продукт. Таким образом, технически возможный потенциал энергосбережения для системы может быть определен по уравнению

$$\Delta I_i = P_i^0 \Delta k_i + (k_i - 1) \Delta P_i. \quad (10)$$

В уравнении (10) первое слагаемое характеризует влияние на ΔI_i потерь от необратимости в i -ом элементе, непосредственно связанных с его техническим несовершенством, а второе слагаемое определяет потери эксергии в том же i -ом элементе, однако зависящие от несовершенства остальных элементов.

Выводы

1) Представленные методы термoeкономической диагностики ХМ и ТН позволяют выявить в их технологических схемах термодинамически неэффективные

элементы оборудования и участки на линиях из трубной обвязки, а также выбрать на основе технико-экономического анализа наиболее рациональные режимно-конструктивные характеристики как проектируемых, так и модифицируемых установок.

2) Одной из принципиальных и отличительных особенностей эксергоэкономического подхода явилась возможность выявить взаимосвязанное влияние отдельных элементов схемы вплоть до обнаружения того, что изменение деструкции эксергии в отдельных элементах схемы не всегда приводит к повышению термодинамической эффективности и снижению экономических затрат для всей системы.

Список литературы: 1. Коробко, Б. П. Энергетика України на базі альтернативних і відновлювальних джерел енергії. Стан і перспективи розвитку [Текст] / Б. П. Коробко, М. М. Жовнір // Ринок інсталяційний. – 2001. – № 3. – С. 7–9. 2. Родионов, Л. М. О перспективах развития и применения нетрадиционных возобновляемых источников энергии [Текст] / Л. М. Родионов // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – 2000. – № 10. – С. 30–31. 3. Сторонський, Б. Н. Перспективи масштабного застосування теплопомпових установок [Текст] / Б. Н. Сторонський // Ринок інсталяційний. – 2002. – № 5. – С. 12–14. 4. Torres, C. Structural Theory and Thermo-economic Diagnosis. Part 1. On Malfunction and Dysfunction Analysis / C. Torres, A. Valero, L. Serra, J. Royo / Energy Conversion and Management. – 2002. – Vol. 43, № 9. – P. 1503–1518. 5. On the Thermo-economic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions. Part 2. Malfunction Definitions and Assessment [Text] / A. Valero, L. Correas, A. Zaleta, A. Lazzaretto, V. Verda, M. Reini, V. Rangel // Energy Int. J. – 2004. – № 29. – P. 1889–1907. 6. Dubey, M. Thermo-economic Optimization: Deviation in Procedures Followed as a Primitive Approach to Rankine Powered Vapour Compression Refrigeration System Using R 245 CA [Text] / M. Dubey, S. P. S. Rajput // Journal of Environmental Research And Development. – 2008. – Vol. 3, № 2. – P. 548–568. 7. Lozano, M. A. Theory of Exergetic Cost [Text] / M. A. Lozano, A. Valero // Energy. – 1993. – № 18(9). – P. 939–960. 8. Erlach, B. Structural Theory as Standard for Thermo-economics [Text] / B. Erlach, L. Serra, A. Valero // Energy Conversion and Management. – 1999. – № 40(15–16). – P. 1627–1649. 9. Bejan, A. Thermal Design and Optimization [Text] / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran // John Wiley and Sons Inc. – 1996. – P. 113–162. 10. Lazzaretto, A. On the Calculation of Efficiencies and Costs in Thermal Systems [Text] / A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis // Proceeding of ASME advanced energy systems division. AES-39. – New York. – 1999. – P. 421–430. 11. Kim, S. M. Exergoeconomic Analysis of Thermal Systems [Text] / S. M. Kim, S. D. Oh, Y. H. Kwon, H. Y. Kwak // Energy. – 1998. – № 23(5). – P. 393–406. 12. Тсатсаронис, Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы [Текст] / Дж. Тсатсаронис. – Одесса: Негоциант. – 2002. – 152 с. 13. Tsatsaronis, G. Exergy Costing in Exergoeconomics [Text] / G. Tsatsaronis, L. Lin, J. Pisa // Journal Energy Resource ASME. – 1993. – № 115. – P. 9–1. 14. Frangopoulos, C. A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization [Text] / C. A. Frangopoulos // Energy. – 1987. – № 12(7). – P. 563–571. 15. Von Spakovsky M.R. Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem [Text] / M. R. Von Spakovsky // Energy. – 1994. – № 19(3). – P. 343–36. 16. Seyyedi S.M. A New Approach for Optimization of Thermal Power Based on Exergoeconomic Analysis and Structural Optimization Method: Application to the CGAM Problem [Text] / S. M. Seyyedi, H. Ajam, S. Farahat // Energy Conversion and Management. – 2010. – № 51. – P. 2202–2211. 17. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и перспективы его развития [Текст] / В. М. Бродянский // Теплоэнергетика. – 1988. – № 2. – С. 14–17. 18. Филаткин, В. Н. Новое в методе термоэкономического анализа хладдоэнергетических систем [Текст] / В. Н. Филаткин, В. Т. Плотников // Холодильная техника. – 1981. – № 5. – С. 25–29. 19. Torres, C. On the Cost Formation Process of Residues [Text] / C. Torres, A. Valero, V. Rangel, A. Zaleta // Energy. – 2008. – № 33. – P. 144–152. 20. Харлампи́ди, Д. Х. Термодинамический анализ сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Д. Х. Харлампи́ди, А. В. Шерстюк, Э. Г. Братута // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 8(90). – С. 43–48. 21. Братута, Э. Г. Оптимальные условия реализации сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Э. Г. Братута, А. В. Шерстюк, Д. Х. Харлампи́ди // Технические газы. – 2011. – № 6. – С. 9–14. 22. Liao, S. M. A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures in Transcritical Carbon Dioxide Cycles [Text] / S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen // Applied Thermal Engineering. – 2000. – Vol. 20. – P. 831–841. 23. Эль Саид И. М. Применение термоэкономического подхода для анализа и оптимизации испарительно-компрессионной системы опреснения [Текст] / И. М. Эль Саид, А. Апленк // Труды американского общества инженеров

механиков. Энергетические машины. – 1970. – № 1. – С. 32–42. **24.** *Оносовский, В. В.* Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термoeкономического анализа [Текст] / В. В. Оносовский, А. А. Крайнев // Холодильная техника. – 1978. – № 5. – С. 15–20. **25.** *Оносовский, В. В.* Оптимизация холодильных установок с учетом сезонных колебаний температуры окружающей среды [Текст] / В. В. Оносовский // Холодильная техника. – 1981. – № 5. – С. 19–24. **26.** *Оносовский, В. В.* Проектирование холодильных установок на основе динамической оптимизации [Текст] / В. В. Оносовский, В. Ф. Лещенко // Холодильная техника. – 1987. – № 5. – С. 35–40. **27.** *Wall, G.* Optimization of Refrigeration Machinery [Text] / G. Wall // International Journal of Refrigeration. – 1991. – Vol. 14. – P. 336–340. **28.** *Wall, G.* Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System [Text] / G. Wall // Energy Journal. – 1986. – Vol. 11, № 11(10). – P. 957–967. **29.** *Boer, D.* Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters [Text] / D. Boer // International Journal of Thermodynamics. – Vol. 8(4). – 2005. – P. 191–198. **30.** Effect of Internal Heat Recovery in Ammonia-Water Absorption Cooling Cycles: Exergy and Structural Analysis [Text] / D. Boer, B. H. Gebreslassie, M. Medrino, M. Nogues / International Journal of Thermodynamics. – 2009. – Vol. 12(1). – P. 17–27. **31.** *D'Accadia, M. D.* Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant [Text] / M. D. D'Accadia, F. De Rossi // Int. Journal of Refrigeration. – 1998. – № 21. – P. 42–54. **32.** *D'Accadia, M. D.* Thermoeconomic Optimization of the Condenser in Vapor Compression Heat pump [Text] / M. D. D'Accadia, L. Vanoli // Int. Journal of Refrigeration. – 2004. – № 27. – P. 433–441. **33.** *Dincer, I.* Thermodynamic, exergy an environmental impact [Text] / I. Dincer // Energy Sour. – 2000. – № 22. – P. 723–732. **34.** *Морозюк, Т. В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с. **35.** Эксергоэкономический анализ систем [Текст] / Ф. Чеджне, В. Ф. Флорес, Дж. К. Ордонес, Е. А. Ботеро // Теплоэнергетика. – 2001. – № 1. – С. 74–79. **36.** *Морозюк, Т. В.* О корректном проведении эксергетического анализа [Текст] / Т. В. Морозюк // Холодильная техника. – 2006. – № 2. – С. 18–21.

Bibliography (transliterated): **1.** Korobko, B. P., and M. M. Zhovnrir. "Energetyka Ukraïny na bazi al'ternatyvnyh i vidnovljuval'nyh dzherel energii". Stan i perspektyvy rozvytku." *Rynok instaljacijnyj* 3 (2001): 7–9. Print. **2.** Rodionov, L. M. "O perspektivah razvitija i primenenija netradicionnyh vozobnovljaemyh istochnikov jenerгии." *Stroitel'nye materialy, oborudovanie, tehnologi XXI veka* 10 (2000): 30–31. Print. **3.** Storons'kyj, B. N. "Perspektyvy masshtabnogo zastosuvannja teplopompovyh ustanovok." *Rynok instaljacijnyj* 5 (2002): 12–14. Print. **4.** Torres, C. et al. "Structural Theory and Thermoeconomic Diagnosis. Part 1. On Malfunction and Dysfunction Analysis." *Energy Conversion and Management* 43.9 (2002): 1503–1518. Print. **5.** Valero A., et al. "On the Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions. Part 2. Malfunction Definitions and Assessment." *Energy Int. J.* 29 (2004) 1889–1907. Print. **6.** Dubey, M., and S. P. S. Rajput. "Thermoeconomic Optimization: Deviation in Procedures Followed as a Primitive Approach to Rankine Powered Vapoure Compression Refrigeration System Using R 245 CA." *Journal of Environmental Research And Development* 3.2 (2008): 548–568. **7.** Lozano, M. A., and A. Valero. "Theory of Exergetic Cost." *Energy* 18 (9) (1993): 939–960. Print. **8.** Erlach, B., L. Serra and A. Valero. "Structural Theory as Standard for Thermoeconomics." *Energy Conversion and Management* 40 (15-16) (1999): 1627–1649. Print. **9.** Bejan, A., G. Tsatsaronis and M. Moran. "Thermal Design and Optimization." *John Wiley and Sons Inc.* (1996): 113–162. Print. **10.** Lazzaretto, A., and G. Tsatsaronis. "On the Calculation of Efficiencies and Costs in Thermal Systems." *Proceeding of ASME advanced energy systems division. AES-39* (1999): 421–430. Print. **11.** Kim, S. M., et al. "Exergoeconomic Analysis of Thermal Systems." *Energy* 23 (5) (1998) 393–406. Print. **12.** Tsatsaronis, Dzh. *Vzaimodejstvie termodinamiki i jekonomiki dlja minimizacii stoimosti jenergopreobrazujushhej sistemy.* Odessa: Negociant, 2002. Print. **13.** Tsatsaronis, G., L. Lin and J. Pisa. "Exergy Costing in Exergoeconomics." *Journal Energy Resource ASME* 115 (1993): 9–1. Print. **14.** Frangopoulos, C. A. "Thermo-economic Functional Analysis and Optimization." *Energy* 12 (7) (1987): 563–571. Print. **15.** Von Spakovsky, M.R. "Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem." *Energy* 19 (3) 1994: 343–36. Print. **16.** Seyydi, S. M., H. Ajam and S. Farahat. "A New Approach for Optimization of Thermal Power Based on Exergoeconomic Analysis and Structural Optimization Method: Application to the CGAM Problem." *Energy Conversion and Management* 51 (2010): 2202–2211. Print. **17.** Brodjanskij, V. M. "Jeksergeticheskij metod i perspektyvy ego razvitija." *Teplojenergetika* 2 (1988): 14–17. Print. **18.** Filatkin, V. N., and V. T. Plotnikov. "Novoe v metode termoekonomicheskogo analiza hladojenergeticheskikh system." *Holodil'naja tehnika* 5 (1981): 25–29. Print. **19.** Torres, C., et al. "On the Cost Formation Process of Residues." *Energy* 33 (2008): 144–152. Print. **20.** Harlampidi, D. H., A. V. Sherstjuk and Je. G. Bratuta. "Termodinamicheskij analiz sverhkriticheskikh ciklov holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov." *Jenergosberezenie. Jenergetika. Jenergoaudit* 8 (90) (2011): 43–48. Print. **21.** Bratuta, Je. G., A. V. Sherstjuk and D. H. Harlampidi "Optimal'nye uslovija realizacii sverhkriticheskikh ciklov holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov." *Tehnicheskie gazy* 6 (2011): 9–14. Print. **22.** Liao, S. M., T. S. Zhao and A. Jakobsen. "A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures in

Transcritical Carbon Dioxide Cycles." *Applied Thermal Engineering* 20 (2000): 831–841. Print.

23. Jel' Said, I. M., and A. Aplenk. "Primenenie termoeconomicheskogo podhoda dlja analiza i optimizacii isparitel'no-kompressionoj sistemy opresnenija." *Trudy amerikanskogo obshhestva inzhenerov mehanikov. Jenergeticheskie mashiny* 1 (1970): 32–42. Print.

24. Onosovskij, V. V., and A. A. Krajnev. "Vybor optimal'nogo rezhima raboty holodil'nyh mashin i ustanovok s ispol'zovaniem metoda termoeconomicheskogo analiza." *Holodil'naja tehnika* 5 (1978): 15–20. Print.

25. Onosovskij, V. V. "Optimizacija holodil'nyh ustanovok s uchedom sezonnyh kolebanij temperatury okruzhajushhej sredy." *Holodil'naja tehnika* 5 (1981): 19–24. Print.

26. Onosovskij, V. V., and V. F. Leshhenko. "Proektirovanie holodil'nyh ustanovok na osnove dinamicheskoy optimizacii." *Holodil'naja tehnika* 5 (1987): 35–40. Print.

27. Wall, G. "Optimization of Refrigeration Machinery." *International Journal of Refrigeration* 14 (1991): 336–340. Print.

28. Wall, G. "Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System." *Energy Journal* 11.11 (10) (1986): 957–967. Print.

29. Boer, D. "Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters." *International Journal of Thermodynamics* 8 (4) (2005): 191–198. Print.

30. Boer, D., et al. "Effect of Internal Heat Recovery in Ammonia-Water Absorption Cooling Cycles: Exergy and Structural Analysis." *International Journal of Thermodynamics* 12 (1) (2009): 17–27. Print.

31. D'Accadia, M. D., and F. De Rossi. "Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant." *Int. Journal of Refrigeration* 21 (1998): 42–54. Print.

32. D'Accadia, M. D. and L. Vanoli. "Thermoeconomic Optimization of the Condenser in Vapor Compression Heat pump." *Int. Journal of Refrigeration* 27 (2004): 433–441. Print.

33. Dincer, I. "Thermodynamic, exergy an environmental impact." *Energy Sour* 22 (2000): 723–732. Print.

34. Morozjuk, T. V. *Teorija holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov*. Odessa: Negociant, 2006. Print.

35. Chedzhne, F., et al. "Jeksergojekonomicheskij analiz system." *Teplojenergitika* 1 (2001): 74–79. Print.

36. Morozjuk, T. V. "O korrektnom provedenii jeksergeticheskogo analiza." *Holodil'naja tehnika* 2 (2006): 18–21. Print.

Поступила (received) 11.02.2014

УДК 621.165

О. Г. КНАБЕ, канд. техн. наук; доц. «УПА», Харків;

М. М. НЕЧУЙВІТЕР, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. «УПА», Харків;

І. Г. ШЕЛЕПОВ, канд. техн. наук; проф. «УПА», Харків

ДОЦІЛЬНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ЗВОРОТНОГО ФОРМУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОЇ НЕРІВНОМІРНОСТІ ДЛЯ РОЗ'ЄМНИХ КОРПУСІВ ЦИЛІНДРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

У статті розглянута проблема енергетики України – підвищення економічності, маневреності, надійності електростанцій відносно продовження строку експлуатації теплоенергетичного встаткування енергетичних блоків (парових турбін), що перебувають в експлуатації, а також виявлення можливостей енергозберігаючих режимів з метою підвищення їх технічної ефективності. Визначено критерій забезпечення стабільності застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності в пускових режимах парових турбін з різних теплових станів без обігріву фланців і шпильок і з обігрівом фланців і шпильок по відповідних програмах керування, а також його доцільність.

Ключові слова: парова турбіна, корпус циліндра парової турбіни, розкриття горизонтальних роз'ємів, управління тепловим станом, пускова мобільність.

Вступ

Виявлення енергозберігаючих ресурсів, можливостей підвищення технічної ефективності елементів існуючих парових турбін, турбоустановок є основним напрямом досліджень однієї з актуальних проблем сучасної енергетики України – це підвищення економічності, маневреності, надійності, продовження терміну експлуатації теплоенергетичного оснащення існуючих енергетичних блоків.

Аналіз основних досягнень та літератури

Накопичений досвід удосконалення конструктивних рішень та експлуатації парових турбін на зверх критичні параметри пари на прикладі реконструйованого енергоблоку потужністю 300 МВт [1] з паровою турбіною ХТГЗ показав, що проектна потужність турбіни навіть після її реконструкції (остання дозволила підвищити технічну ефективність турбоустановки: внутрішній відносний коефіцієнт корисної дії турбіни, ККД, на 14,7 %) не досягає до проектної потужності фактично 15 МВт, а внутрішній відносний ККД циліндра низького тиску (ЦНТ) парової турбіни на 4 % нижчий розрахункового.

Для парових турбін, котрі працюють на зверх критичних та високих параметрах, при експлуатації їх в пускових режимах, режимах змінних навантажень з метою забезпечення вимог з економічності, маневреності, надійності, необхідним є застосування перспективних методів управління їх тепловим станом, прогнозування та підтримання щільності горизонтального розкриття зовнішніх, внутрішніх корпусів циліндрів. Останнє пов'язано з низкою вузлів парової турбіни, котрі стримують швидкість пускових операцій, тим самим знижують розрахункову економічність проточної частини, маневреність, надійність, пускову мобільність.

Перспективним методом управління тепловим станом корпусів циліндрів парових турбін для вирішення вищезазначеної задачі є застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності (ЗФТН) роз'ємних корпусів циліндрів, так як при цьому досягається розрахункова економічність проточної частини турбіни, маневреність, надійність, пускова мобільність на низці вузлів турбіни. Останній вимагає забезпечення та виконання комплексу умов: для вузлів турбін, що експлуатува-

© О.Г. Кнабе, М.М. Нечуйвітер, І.Г. Шелепов, 2014

лись – відновлення концентричності вузла турбіни (правка з установкою кріплення, наплавлення, проточка); вирішення питань нового затягнення кріплення роз'єму та відносного розширення ротора турбіни; вирішення конструктивних особливостей установки болтів на фланці кріплення роз'єму; дотримання низки технологічних умов – вибору термодинамічних (температурного перепаду, коефіцієнтів тепловіддачі), параметрів, визначення стаціонарних та нестаціонарних температурних полів вузлів турбіни, зони застосування ЗФТН; постійного контролю концентричності вузлів турбіни після застосування ЗФТН; оцінки напруженості вузлів турбіни при електричному навантаженні $N_e = 0$ МВт; для вузлів турбін, що виконуються для нових турбін – спрощення конструкції турбіни та вибору матеріалу для виготовлення вузлів корпусів турбіни.

Мета дослідження, постановка задачі

Метою даної статті є розкриття можливостей збільшення внутрішнього відносного ККД парової турбіни до розрахункового шляхом застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності (ЗФТН).

Задачі дослідження: виявлення критерію стійкості при ЗФТН; визначення закону зміни розрахункової величини зазорів в проточній частині.

Матеріали дослідження

Аналіз розрахункових досліджень [1] показав наступне:

1) У циліндрі турбіни (див. рис. 1), що відповідає 2–5 ступеням з внутрішнім радіусом r_1 (500 мм) та зовнішнім радіусом r_2 (800 мм), у стані внутрішнього тиску середовища (пари) p_1 , $[p_1 = \varphi_1(r_1, l)]$ з температурою T_1 , $[T_1 = \vartheta_1(r_1, l)]$ та постійного зовнішнього тиску $p_2 = c_1$ з постійною температурою $T_2 = c_2$, температурний перепад в стінці внутрішнього тиску – це середня температура зовнішньої поверхні ступені, має залежність по ступеням $\Delta T_{2-5} = 204, 184, 164, 144$ °С, тобто спостерігається постійна величина зменшення температури пари по ступеням на 20 °С.

2) Сумарні тангенціальні напруження від різниці тисків на стінку корпусу циліндра високого тиску та температурних тангенціальних напружень при лінійному законі зміни температури по радіусу циліндра при номінальному навантаженні $N_e = 300$ МВт – це $[\sigma_\Theta]_{r_1}^{\Delta p+t'}$, $[\sigma_\Theta]_{r_2}^{\Delta p+t'}$ та тангенціальні напруження після застосування зворотного формування температурної нерівномірності при номінальному навантаженні $N_e = 300$ МВт – це $[\sigma_\Theta]_{r_1}^f$, $[\sigma_\Theta]_{r_2}^f$, наприкладі, (див. рис. 2) дозволяють фіксувати, що їх різниці $\Delta_1 = \{[\sigma_\Theta]_{r_1}^{\Delta p+t'} - [\sigma_\Theta]_{r_1}^f\}$, та $\Delta_2 = \{[\sigma_\Theta]_{r_2}^{\Delta p+t'} - [\sigma_\Theta]_{r_2}^f\}$ наближені до сталої величини, значення котрих представлені в табл. 1.

При вирішенні питань з підвищення маневрених характеристик парових турбін, на прикладі системи обігріву фланців та шпильок зовнішнього корпусу ЦВТ при застосуванні режиму ЗФТН, при задаванні до пуску, шляхом нагріву зі сторони фланців, температурного перепаду по ширині фланців $\Delta T = T_1 - T_2 \approx 50$ °С (див. рис. 3) через 44 години після пуску при номінальному електричному навантаженні 300 МВт перепад температур становитиме по ширині фланцю (20–25) °С.

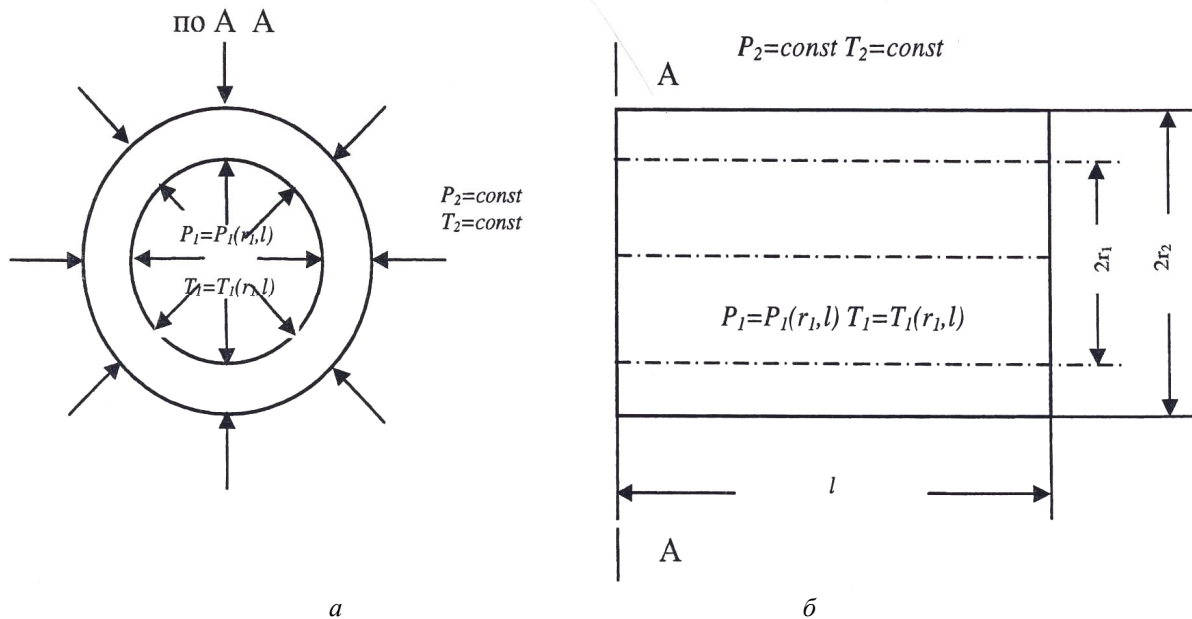


Рис. 1 – Циліндр з внутрішнім радіусом r_1 та зовнішнім r_2 радіусам:
 а – напрям підводу пари з тиском p_1 та температурою T_1 ;
 б – напрям підводу пари з параметрами p_1, T_1 у вісьовій проекції

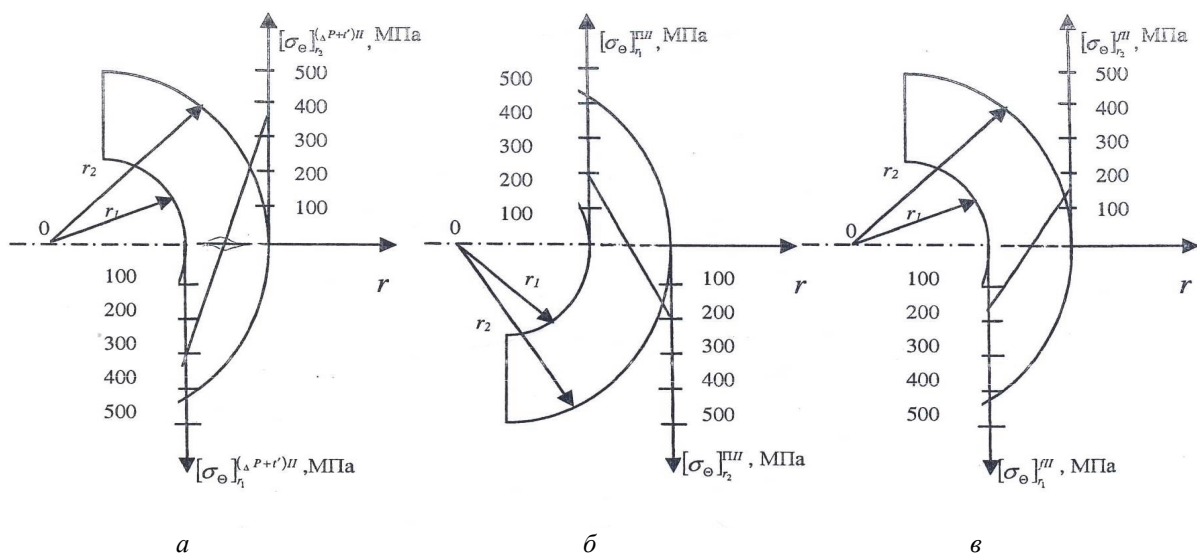


Рис. 2 – Тангенціальні сумарні напруження внутрішнього корпусу ЦВТ в зоні 2-го ступеня після застосування ЗФТН при навантаженні $N_e = 300$ МВт:
 а – сумарні тангенціальні напруження в зоні 2-го ступеня до ЗФТН (на роз'ємі показана щілина протікання пари при $N_e = 300$ МВт); б – температурні тангенціальні напруження в зоні 2-го ступеня при застосуванні ЗФТН та при $N_e = 0$ МВт; в – сумарні тангенціальні напруження в зоні 2-го ступеня після застосування ЗФТН при $N_e = 300$ МВт

Результати дослідження

Аналіз даних температурних перепадів $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_{3,2}, \Delta t_{44}$ по відносній ширині фланцю із застосуванням ЗФТН та без обігріву фланців, шпильок в періоди 1; 2; 3,2; 44 години після пуску (див. рис. 4) свідчить про доцільність застосування ЗФТН при умові розробки програми ЗФТН для пусків турбіни з різних теплових станів.

Дані температурних перепадів $\Delta t_1', \Delta t_2', \Delta t_{3,2}', \Delta t_{44}'$ по відносній ширині

фланцю із застосуванням ЗФТН, з обігрівом фланців та шпильок в періоди 1; 2; 3,2; 44 години після пуску, свідчать про доцільність управління тепловим станом корпусів турбін методом зворотного формування температурної нерівномірності, ЗФТН, (див. рис. 5), із застосуванням удосконалених сумісних програм ЗФТН з обігрівом фланців та шпильок при пусках турбіни з різних теплових станів.

Таблиця 1

Тангенціальні напруження 2–5 ступенів внутрішнього корпусу ЦВТ
в загальноприйнятому режимі та режимі ЗФТН при $N_e = 300$ МВт

Номер ступеня внутрішнього корпусу ЦВТ	Сумарні тангенціальні напруження		Тангенціальні напруження із застосуванням ЗФТН		Різниця сумарних тангенціальних напружень та тангенціальних напружень після застосування ЗФТН	
	$[\sigma_{\Theta}]_{r_1}^{\Delta p+t'}$, МПа	$[\sigma_{\Theta}]_{r_2}^{\Delta p+t'}$, МПа	$[\sigma_{\Theta}]_{r_1}^f$, МПа	$[\sigma_{\Theta}]_{r_2}^f$, МПа	Δ_1 , МПа	Δ_2 , МПа
2	-354,00	338,60	-139,00	133,10	-215,00	205,50
3	-322,07	303,30	-105,78	101,17	-216,29	202,13
4	-288,50	251,98	-72,720	69,550	-215,78	182,43
5	-254,86	235,66	-36,660	37,940	-218,20	197,72

В табл. 2 представлені значення температурних перепадів по відносній ширині фланцю із застосуванням ЗФТН без обігріву та з обігрівом фланців та шпильок.

Таблиця 2

Розрахункові значення температурних перепадів по відносній ширині фланцю
із застосуванням ЗФТН без обігріву та з обігрівом фланців та шпильок

Відносна ширина фланцю, $\bar{\delta}$	Температурні перепади $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_{3,2}, \Delta t_{44}$, °С по відносній ширині фланцю із застосуванням ЗФТН та без обігріву фланців, шпильок в періоди 1; 2; 3,2; 44 години після пуску (випадок 1, див. рис. 2в,а)				Температурні перепади $\Delta t_1', \Delta t_2', \Delta t_{3,2}', \Delta t_{44}'$, °С по відносній ширині фланцю із застосуванням ЗФТН та з обігрівом фланців та шпильок в періоди 1; 2; 3,2; 44 години після пуску (випадок 2, див. рис. 2в,б)			
	1 год.	2 год.	3,2 год.	44 год.	1 год.	2 год.	3,2 год.	44 год.
1,00	20	45	40	75	0	5	-40	15
0,66	0	20	45	50	5	15	0	10
0,33	-10	-15	25	25	-10	5	0	10
0	-25	-15	0	10	-25	5	0	0

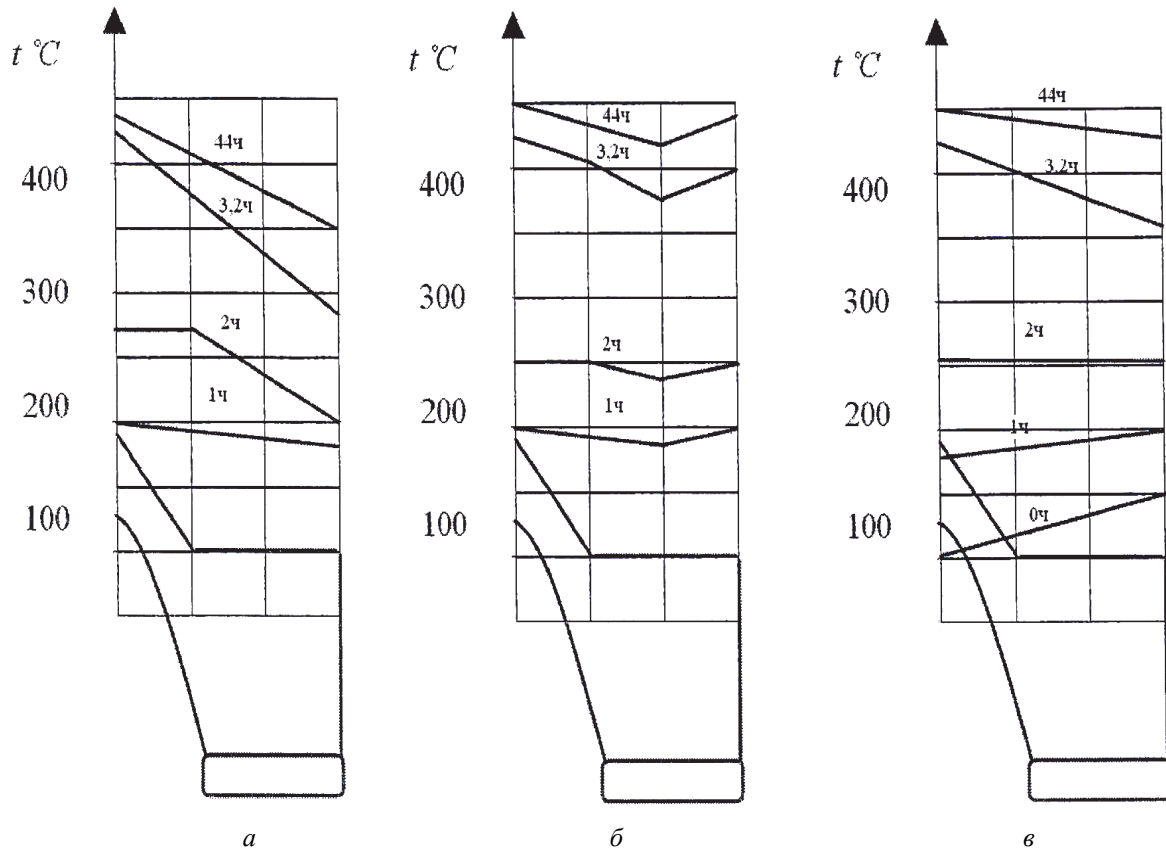


Рис. 3 – Графік зміни температур по ширині фланцю турбіни
 а – без обігріву фланців та шпильок; б – з обігрівом фланців та шпильок;
 в – без обігріву фланців та шпильок із застосуванням ЗФТН при $\Delta T = T_1 - T_2 \approx 50^\circ\text{C}$

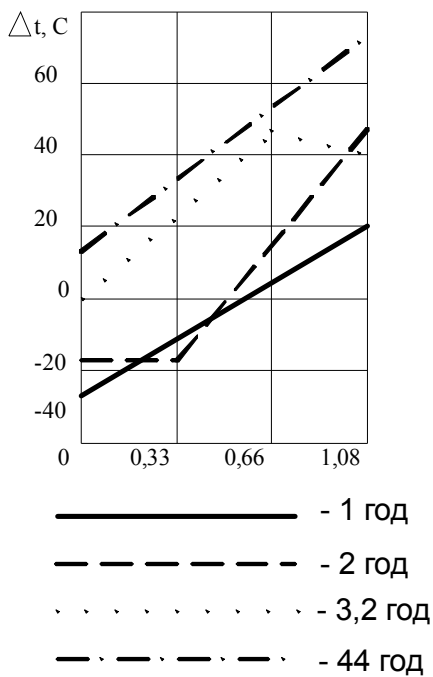


Рис. 4 – Розподіл температурних перепадів по ширині фланцю (випадок 1, див. рис. 2в,а) – із застосуванням ЗФТН та без обігріву фланців

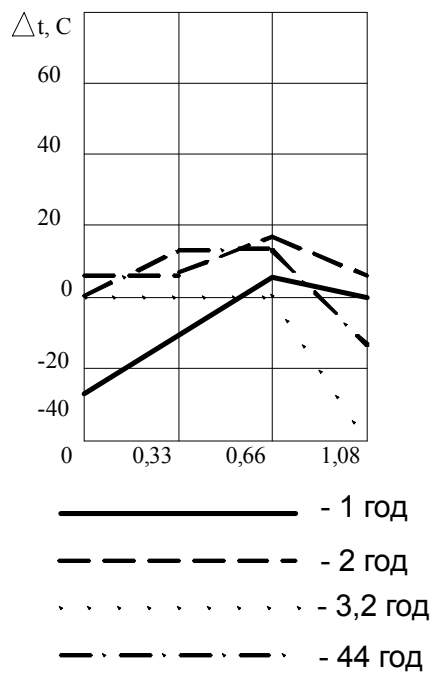


Рис. 5 – Розподіл температурних перепадів по ширині фланцю (випадок 2, див. рис. 2в,б) – із застосуванням ЗФТН та з обігрівом фланців та шпильок

Висновки

1) Стабільність ЗФТН на ступенях 2–5 ЦВТ забезпечується підтриманням постійної різниці сумарних тангенціальних напружень від різниці тисків на стінку корпусу ЦВТ, температурних тангенціальних напружень при лінійному законі зміни температури по радіусу циліндра та тангенціальних напружень після застосування зворотного формування температурної нерівномірності.

2) Доцільним є застосування ЗФТН: без обігріву фланців, шпильок в періоди 1; 2; 3,2; 44 години після пуску при умові розробки програми ЗФТН при пусках турбіни з різних теплових станів; з обігрівом фланців та шпильок при удосконалених сумісних програмах при пусках турбіни з різних теплових станів.

Список літератури: 1. Кнабе А. Г. Способ повышения экономичности и маневренности разъемных корпусов турбин на высокие параметры пара [Текст] / А. Г. Кнабе // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 6. – С. 3–8.

Bibliography (transliterated): 1. Knabe, A. G. "Sposob povysheniya jekonomichnosti i manevrennosti raz#emnyh korpusov turbin na vysokie parametry para." *Problemy mashinostroeniya* 13.6 (2010): 3–8. Print.

Надійшла (received) 15.02.2014

УДК 621.224

А. С. КОСТОРНОЙ, канд. техн. наук; гл. конструктор «ВНИИАЭН», Сумы;
А. О. БОНДАРЕВ, аспирант СумГУ, Сумы

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НА ОСНОВЕ РЕШЕНИЯ ОБРАТНОЙ И ПРЯМОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ

Обоснованная математическая модель (ММ) течения жидкости в проточной части (ПЧ) лопастной гидравлической машины (ГМ) (турбины или насоса) способствует развитию методов их проектирования и определения гидродинамических параметров для целенаправленного совершенствования энергетических, кавитационных и силовых характеристик на этапе проектирования, что значительно сокращает сроки выполнения технического задания и заменяет дорогостоящий физический эксперимент вычислительным.

Ключевые слова: обратная задача, прямая задача, квазипотенциальное (сложно-слоистое) течение, винтовое течения.

Введение

Развитие химической, угольной и нефтяной промышленности, черной и цветной металлургии, энергетики и сельского хозяйства, морского и речного флота требуют опережающего развития машиностроения и его составной части – насосного машиностроения.

Высокие темпы развития в стране «Большой энергетики» определяют задачи в той области энергомашиностроения, которая связана с отработкой и производством питательных, конденсатных, циркуляционных и сетевых насосов. Турбоблоки мощностью от 150 до 800 тыс. кВт оборудованы насосами отечественного производства. Все эти насосы по своим технико-экономическим показателям находятся на современном уровне и не уступают лучшим зарубежным образцам.

Сумы – центр энергетического машиностроения в стране. «ВНИИАЭН», «СМЗ», «НАСОСЭНЕРГОМАШ», СНПО им. Фрунзе – ведущие предприятия, а СумГУ – кузница кадров, которая обеспечивает их материалами по теории, расчету, проектированию, производству и эксплуатации центробежных насосов. Здесь наибольшее внимание уделено изучению структуры потока в проточной части и её связи с оптимальными значениями основных конструктивных параметров. Особое внимание уделено вопросам проектирования питательных, нефтяных и погружных насосов.

Расширение области работы насосов по подаче и напору, с одной стороны, и дальнейшее сокращение типов конструкций насосов с другой – выдвигают ряд задач связанных с унификацией проточной части и узлов конструкции и стандартизацией насосов. Эти вопросы рассматриваются с перспективой развития отечественного насосостроения.

Дальнейшее повышение надежности и энергоёмкости насосного оборудования в значительной степени зависит от правильного определения величины основных параметров проектируемой машины. Согласно планам развития народного хозяйства страны в теплоэнергетике намечено строительство крупных электростанций мощностью до 4 млн. кВт с энергетическими блоками от 300 тыс. до 1,5 млн. кВт.

© А.С. Косторной, А.О. Бондарев, 2014

Анализ основных достижений и литературы

Увеличение единичной мощности турбоагрегатов приводит к росту единичной мощности питательных насосов, которые в условиях отсутствия резервных насосов в силу ответственного характера своей работы приравниваются к основному оборудованию ТЭС. При этом обращается внимание на необходимость максимальной унификации машин с сохранением достигнутых энергетических показателей, что является важным условием быстрого развития машиностроения, в частности к производству питательных насосов указанных выше турбоблоков. В этой связи рассматривается возможность максимальной унификации этих насосов. При этом под максимальной унификацией подразумевают применение для всех насосов одинаковых конструкций, отличающихся лишь геометрическими параметрами проточных частей, рабочего колеса и лопаточного отвода при одинаковых габаритных размерах последних.

Обоснование осуществления такой унификации базируется на следующих основных положениях. Гидравлические потери в рабочем колесе в достаточно широком диапазоне подач практически не изменяются, т.е. не имеют четко выраженного минимума. Гидравлические же потери в отводе имеют четко выраженный минимум. Что касается механических и объемных потерь ступени, то они минимума не имеют и их относительная величина уменьшается с увеличением подачи, а соответствующие КПД несколько повышаются. В этой связи оптимальный режим работы ступени определяется отводом. Ввиду указанного выше характера распределения всех видов потерь представляется возможным одно и то же колесо использовать для работы в ступенях с различными оптимальными подачами. В качестве наглядного подтверждения указанных положений послужили материалы балансовых испытаний одного из вариантов модельной ступени, отработанной кафедрой гидромашиностроения ЛПИ им. М.И. Калинина применительно к питательному насосу турбоблока 1200 МВт [1].

Кроме того, при решении поставленной задачи учитывался опыт этой же кафедры по разработке ступеней к унифицированным питательным насосам, выпускаемым заводом «Экономайзер» к турбоблокам 300, 500 и 800 МВт.

На основе проведенного авторами анализа установлено, что создание унифицированных насосов к мощным турбоблокам целесообразно осуществлять на базе ступени с уменьшенными радиальными размерами, отработанной применительно к насосу турбоблока 1200 МВт, которая по сравнению с существующими ступенями имеет радиальные размеры на (10–16) % меньше.

Обеспечение требуемого оптимального режима достигается расчетом входного сечения отвода по методике, основные положения которой сводятся к следующим выражениям.

Входное сечение диффузора направляющего канала отвода рассчитывается по величине скорости в нем

$$V_{\text{Э}} = K_{\text{Э}} \sqrt{2gH} . \quad (1)$$

Здесь коэффициент $K_{\text{Э}}$, определяющий пропускную способность отвода,

$$K_{\text{Э}} = \frac{8,5}{n_S^{2/3}} + 2,2 \cdot 10^{-4} n_S . \quad (2)$$

Что касается унификации питательного насоса к турбоблоку 300 МВт на одной базе с насосами турбоблоков 500, 800 и 1200 МВт, то ввиду значительного отличия его таких основных параметров, как подача и потребляемая мощность, от аналогичных

параметров более энергоемких насосов к турбоблокам 500, 800 и 1200 МВт унификация по рассматриваемой схеме не представляется возможной.

Учитывая последнее, для обеспечения требуемого значения конечного давления, одинакового для насосов всех турбоблоков, напоры, приходящиеся на одну ступень, также должны быть одинаковы. Равенство же напоров в ступенях всех насосов, в свою очередь, определяет для них равную частоту вращения.

По интуитивному убеждению авторов [1] делается вывод, унификацию питательных насосов для мощных энергоблоков выполнять совместно с созданием также и унифицированных приводных турбин. Согласование частоты вращения приводной турбины и питательного насоса представляет собой сложную задачу. Стремление выполнить высоконапорный и высокоэкономичный насос с малым числом ступеней компактной конструкции требует принятия высокой частоты вращения (более 5500–6000 об/мин).

Необходимость дальнейшего повышения частоты вращения приводит к созданию двухпоточной турбины, что существенно усложняет её конструкцию и приводит к увеличению габаритов и массы турбины.

Учитывая, что по условиям унификации диаметры рабочих колес всех ступеней одинаковы и равны D_2 рабочего колеса базовой ступени, определяющим для обеспечения заданных параметров ступеней насосов 500 и 800 МВт является правильный выбор выходного угла β_2 лопастей нового рабочего колеса, рассчитанного на среднюю для этих ступеней подачу Q_{cp} . Угол β_2 лопастей рабочего колеса для ступеней насосов к турбоблокам 500 и 800 МВт определяется из условия равенства напоров ступени с этим колесом и ступени насоса турбоблока 1200 МВт (базовый вариант с индексом «б»), которое запишем в виде:

$$\frac{u_{2б}}{g} \mu_б \eta_{Г,б} \left(u_{2б} - \frac{v_{2мб}}{\operatorname{tg}\beta_{2б}} \right) = \frac{u_2}{g} \mu \eta_{Г} \left(u_2 - \frac{v_{2m}}{\operatorname{tg}\beta_2} \right), \quad (3)$$

где $\mu_б$ и μ – коэффициенты, учитывающие конечное число лопастей, соответственно колеса базового и нового вариантов; $\eta_{Г,б}$ и $\eta_{Г}$ – гидравлические КПД, соответственно базового и нового вариантов.

Исходя из равенства диаметров D_2 рассматриваемых колес, получаем:

$$u_{2б} = u_2; \quad \eta_{Г,б} = \eta_{Г}. \quad (4)$$

В первом приближении принимают $\mu_б = \mu$. Учитывая равенства (4) и пренебрегая разницей в величине коэффициентов стеснения на выходе из колес, из выражения (3) определяют

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \operatorname{tg}\beta_{2б} Q / Q_б, \quad (5)$$

и считают, что таким образом выбранный угол β_2 для нового рабочего колеса, согласно (5), позволит обеспечить необходимую величину напора на режиме, среднем для ступеней насосов турбоблоков 500 и 800 МВт. Обеспечение требуемых оптимальных (расчетных) режимов для этих насосов достигается, как отмечалось выше, выбором величины площади входного сечения направляющих каналов отвода. Очевидно, что получаемая при этом величина напора будет отличаться от расчетной (требуемой). Оценить, на сколько напор, создаваемый вновь рассчитанным колесом, будет отличаться от расчетного для насосов турбоблоков 500 и 800 МВт, авторы предлагают рассчитывать по формуле

$$H = 4,46 \cdot 10^{-5} n^{2,175} Q^{-0,177} D_2^{2,53} \eta_{Г}^{1,265}. \quad (6)$$

Если напор и другие параметры одной из ступеней принять за исходные и обозначить индексом «и», а параметры произвольной ступени не обозначать индексами, то, используемая формула (6), может быть записана в виде

$$H = H_{и} \left(\frac{n}{n_{и}} \right)^{2,175} \left(\frac{Q}{Q_{и}} \right)^{-0,177} \left(\frac{D_2}{D_{2и}} \right)^{2,53} \left(\frac{\eta_{Г}}{\eta_{Г.и}} \right)^{1,265} \quad (7)$$

Из выражения (7) формула для определения напора ступени на новом оптимальном режиме её работы в зависимости от параметров ступени исходного варианта имеет вид

$$H = H_{и} (Q/Q_{и})^{-0,177}, \quad (8)$$

так как в этом случае предполагают равенства $n = n_{и}$; $D_2 = D_{2и}$; $\eta_{Г} = \eta_{Г.и}$ и при этом режим работы обеспечивается только изменением площади входного сечения отвода.

Практический расчет по приведенным формулам показал, что использование одного рабочего колеса отличается от их расчетной (требуемой) величины на (2,3 %) Такое несовпадение фактической и расчетной величин напоров может быть ликвидировано в процессе выполнения доводочных работ на модельной ступени, например зашлифовкой выходных кромок лопастей рабочего колеса, если напор недостаточен, или подрезкой колеса по наружному диаметру, если напор больше требуемой величины. Приведенные рекомендации сделаны для модельных ступеней, выполненных в ЛПИ применительно к унифицированным насосам турбоблоков 300 и 500 МВт завода «Экономайзер». При этом в качестве базовой принята ступень насоса турбоблока К-300, а ступень насоса турбоблока К-500 в отличие от базовой имеет меньшую площадь входного сечения отвода.

Выполненные авторами расчеты подтвердили, что погрешность составит $\approx 1,9\%$ и хотя в экспериментальных исследованиях допускается до 1 %, они делают вывод о возможности применения формулы (7) для определения напора ступени при смещении её оптимального режима путем изменения пропускной способности отвода, как имеющей достаточную для практики точность.

Следует отметить, что рассмотренный вариант унификации питательных насосов мощных турбоблоков не является единственно возможным. Она может быть проведена с некоторым изменением частоты вращения насосов.

Очевидно, что наиболее эффективное решение задачи по унификации питательных насосов мощных турбоблоков, на основе приведенных выше положений, должно быть осуществлено в процессе отработки ступеней к ним.

Цель исследования, постановка задачи

Более перспективным, на наш взгляд, для этих целей является метод математического моделирования реальных и физических явлений на ЭВМ и постановка вычислительного эксперимента, особенно эффективного в тех случаях, когда он сочетается с аналитическими подходами, физическим экспериментом, автоматизированной подготовкой исходных данных и обработкой результатов расчета.

Появление нового, весьма мощного и общего метода исследований – вычислительного эксперимента – как никогда ранее тесно связало физическое содержание задачи, математическую формулировку её и численный метод решения, учитывающий особенности ЭВМ.

Растущие запросы практики ведут к усложнению прикладных задач, для решения которых традиционные методы их решения часто оказываются неэффективными. К числу таких задач относится задача обеспечения не только

высоких энергетических и кавитационных показателей, но и требуемой формы рабочей характеристики на расчетных режимах работы насоса.

Изучение и учет причин рассогласования оптимальных режимов работы с расчетными представляет собой весьма актуальную задачу, так как, как правило, сопровождается экспериментальной доводкой рабочих элементов проточной части уже после изготовления.

Рассогласование оптимальных режимов работы элементов ПЧ в большинстве случаев – явление, приводящее к вредным последствиям: отрыву потока, увеличению сопротивления движению твердого тела в жидкости, уменьшению максимальной подъемной силы лопасти, нестационарным нагрузкам и сопровождается повышенным шумом. При отрыве потока происходят потери энергии. Поэтому все эти явления должны учитываться при проектировании ПЧ с учетом взаимного влияния на рабочий процесс всех элементов на основе математически и физически обоснованных законов течения рабочей жидкости.

Теория лопастных гидравлических машин (ГМ) – это теория, посвященная установлению закономерностей течения жидкости в омываемой ею ПЧ и поэтому должна базироваться на общих законах механики жидкости: законе сохранения массы, количества движения и энергии. На базе такой теории должна быть основана и разработана модель рабочего процесса всех видов ГМ, которые принято разделять по форме течения рабочей жидкости в ПЧ. Предлагаемые нами ММ позволяют создать научно обоснованный автоматизированный метод проектирования и расчета рабочих органов машин с использованием ЭВМ и анализировать экспериментальные данные.

Задача обеспечения максимально высокого КПД является одной из главных при проектировании и отработке элементов ПЧ гидравлических машин. Наряду с требованием высокого КПД на практике часто возникает необходимость обеспечения высоких антикавитационных качеств, повышенной напорности и т.п. (например, для центробежных насосов типа электрического центробежного насоса (ЭЦН) для добычи нефти, определенной формы напорной характеристики $H - Q$, питательные насосы ТЭС с заданной крутизной характеристики) и других возможных требований. Добиться удовлетворения этих требований можно: на основе многовариантного ММ (математического эксперимента) с выбором оптимального варианта, удовлетворяющего требованиям технического задания (ТЗ) на стадии проектирования.

Материалы исследования

До настоящего времени единая теория и рабочий процесс гидротурбин и насосов, основанная на общих закономерностях течения жидкости и методах расчета течения жидкости в ПЧ гидравлических машин, в большинстве случаев рассматривались отдельно, часто не учитывая опыта и достижения в смежных областях. В связи с этим премудрости теории по каждому виду машин постигались отдельно и подчас даже противопоставлялись эти машины друг другу. В таком подходе к изучению теории и практической реализации скрывался ряд методических недочетов, приводящих к излишнему повторению уже достигнутых положительных результатов и увеличению сроков внедрения их в подобных случаях.

Очевидно, что гидротурбины и лопастные насосы имеют свою специфику, свои коренные особенности в рабочем процессе, конструктивные различия и т.д. Однако то общее, что существует в этих родственных ГМ, позволяет рассматривать теорию и методы их проектирования с единой позиции.

Теория лопастных ГМ – это теория, посвященная установлению закономерностей течения жидкости в омываемой ею ПЧ и поэтому должна

базироваться на общих законах механики жидкости: законе сохранения массы, количества движения и энергии.

На базе такой теории должна быть основана и разработана модель рабочего процесса всех видов ГМ, которые принято разделять по форме течения рабочей жидкости в ПЧ на три типа: машины радиально-осевые или центробежные, диагональные и осевого типа.

Предлагаемые нами модели ММ позволяют создать научно обоснованный автоматизированный метод проектирования и расчета рабочих органов машин с использованием ЭВМ и анализировать экспериментальные данные.

В прикладных задачах построение математической модели – это один из наиболее сложных и ответственных этапов работы. Опыт показывает, что во многих случаях правильно выбрать модель – значит решить проблему более чем наполовину. Трудность данного этапа состоит в том, что он требует соединения математических и специальных знаний. Математическая модель никогда не является тождественной рассматриваемому объекту. Она не передает всех его свойств и особенностей. Основанная на упрощении, идеализации, она является приближенным описанием объекта. Поэтому результаты, полученные при анализе модели, всегда носят для объекта приближенный характер. Их точность определяется степенью соответствия, адекватности модели и объекта. Вопрос о точности, о достоверности результатов – это один из самых тонких вопросов прикладной математики. Наиболее просто он решается в случае, когда хорошо известны законы, определяющие поведение и свойства объекта и имеется большой практический опыт их применения. Тогда можно априори, т.е. до начала решения математической задачи оценить точность результатов, которую обеспечивает рассматриваемая модель.

Более сложная ситуация возникает тогда, когда наши знания об изучаемом объекте недостаточны. В этом случае при построении математической модели приходится делать дополнительные предположения, которые носят характер гипотез.

Выводы, полученные в результате исследования такой гипотетической модели, носят для изучаемого объекта условный характер. Они справедливы для него настолько, насколько правильны исходные предположения. Для их проверки необходимо сопоставить результаты исследований модели со всей имеющейся информацией об изучаемом объекте. Степень близости расчетных величин экспериментальным данным позволяет судить о качестве гипотетической модели, о справедливости или ошибочности исходных предположений. Таким образом, вопрос применимости некоторой математической модели к изучению рассматриваемого объекта не является чисто математическим вопросом и не может быть решен математическими методами. Основным критерием истинности является эксперимент, практика в самом широком смысле этого слова. Критерий практики позволяет сравнить различные гипотетические модели и выбрать из них ту, которая является наиболее простой и в то же время в рамках требуемой точности правильно передает свойства изучаемого физического явления.

Чтобы учесть перечисленные особенности рабочего процесса лопастных ГМ, имеющийся многолетний опыт проектирования обобщен и представлен во всех учебниках в виде рисунков и основных соотношений геометрических размеров ПЧ, например в [2]. В качестве критерия определения геометрических параметров ПЧ и области основных расчетных рабочих параметров H , Q , n принят параметр, называемый коэффициентом быстроходности n_s . Выбранный нами подход, основан на решении обратной и прямой гидродинамической задачи с учетом взаимного влияния всех элементов ПЧ на процесс течения жидкости в нестационарной постановке.

Разрабатываемые ММ, использованные нами в методах проектирования ЦН, базируются на решении прямой и обратной гидродинамической задачи, которые опубликованы в работах [3–7].

Результаты исследования

Проектирование многоступенчатых центробежных насосов (рис. 1) добавил ссылку на основе решения обратной и прямой гидродинамической задачи выполняется в следующей последовательности:

- 1) на заданные параметры выбирается схема проточной части рабочего колеса и определяются основные геометрические размеры;
- 2) принимается схема варианта первого направляющего аппарата. Их предусмотрено три;
- 3) выбирается проточная часть второго и всех последующих рабочих колес. Их основные геометрические размеры принимаются с учетом коэффициента n_S ;
- 4) решается прямая задача для первой ступени рабочего колеса и направляющего аппарата;
- 5) проектируем рабочее колесо на рассчитанный меридианный поток и корректируем геометрические размеры первого направляющего аппарата;

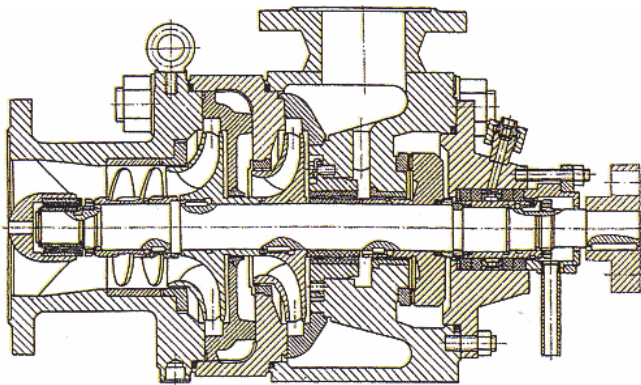


Рис. 1– Многоступенчатый насос

6) проектируем рабочее колесо второй ступени и решаем прямую задачу для второй ступени. При необходимости вносим изменения и оформляем файлы для выполнения расчетов учета вязкости на основе расчета модели пограничного слоя;

7) после выполнения расчета пограничного слоя строится рабочая характеристика. Эти результаты в данной работе не представлены.

Результаты, выполненных расчетов в пунктах 1–6 представлены на рис. 2–21.

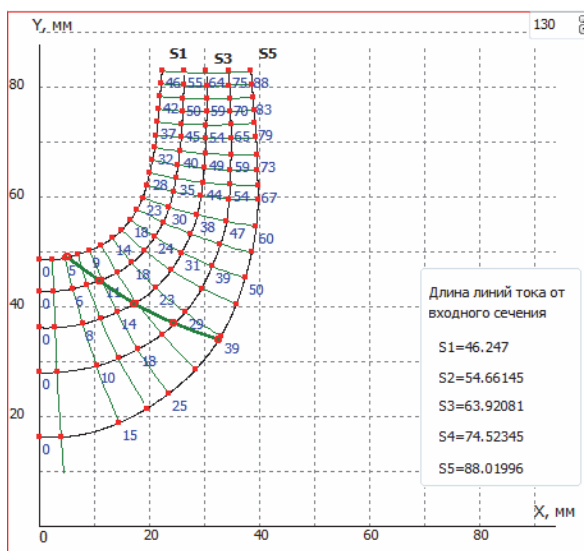


Рис. 2 – РК первой ступени

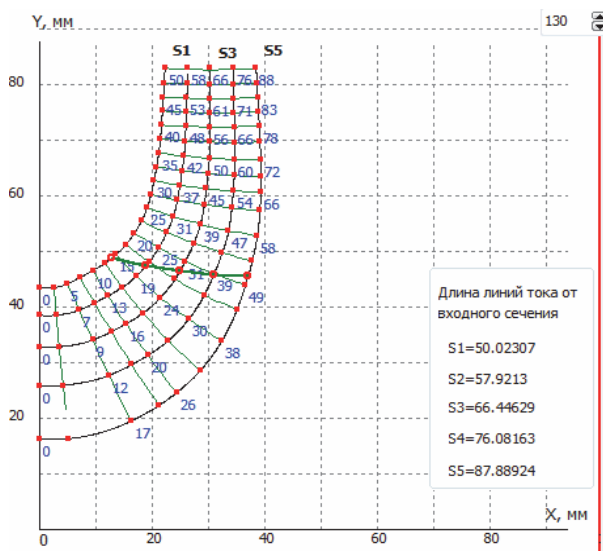


Рис. 3 – РК второй ступени

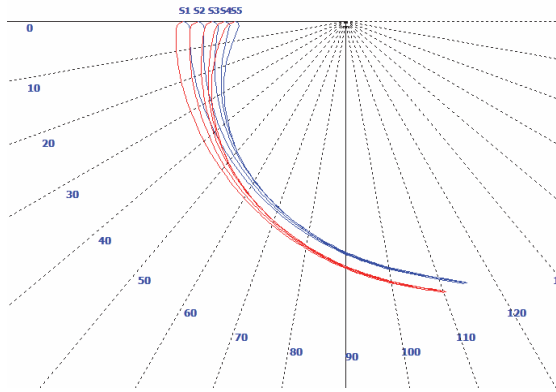


Рис. 4 – Лопать в плане РК первой ступени

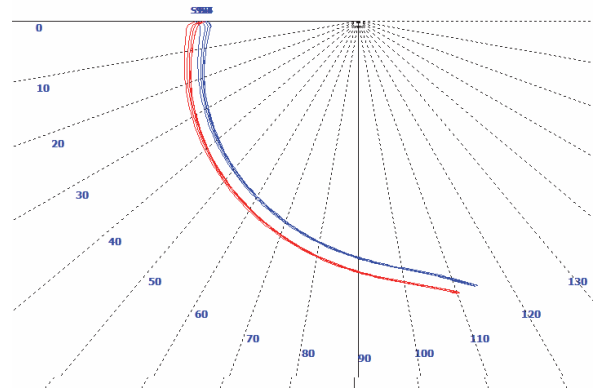


Рис. 5 – Лопать в плане РК второй ступени

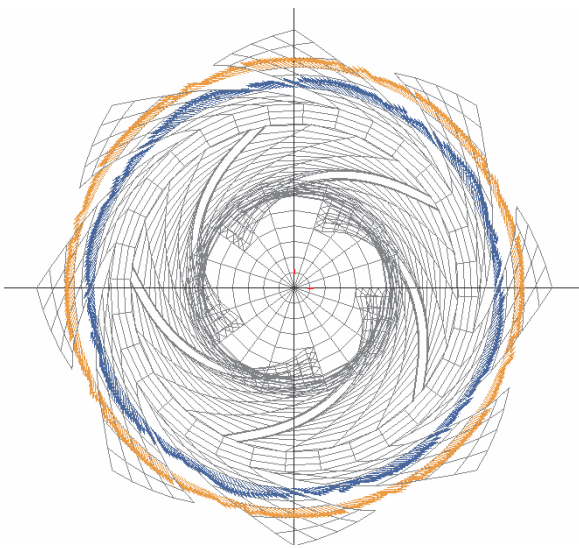


Рис. 6 – Диффузная часть НА

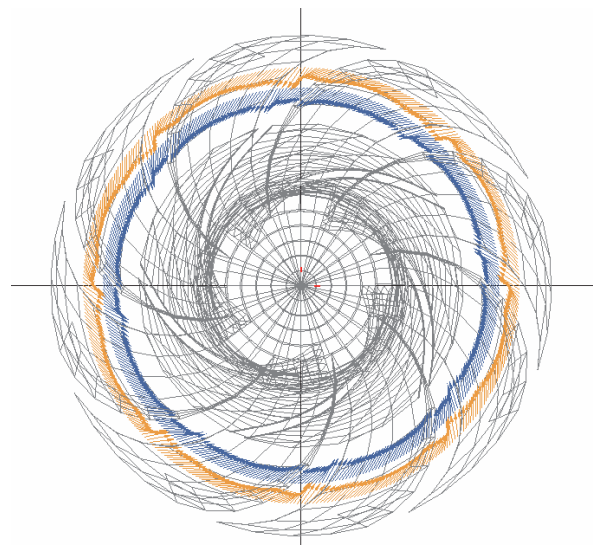


Рис. 7 – Конфузная часть НА

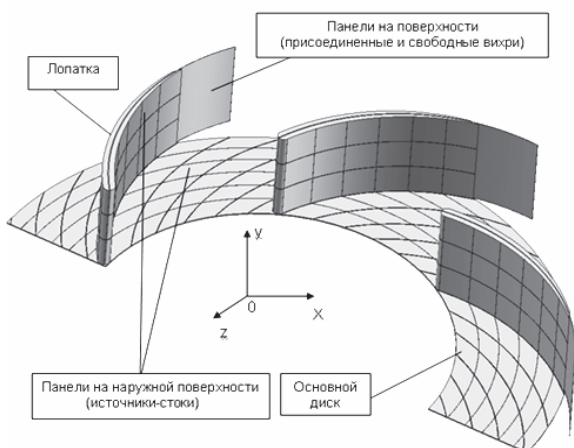


Рис. 8 – Распределение гидродинамических особенностей в проточной части РК

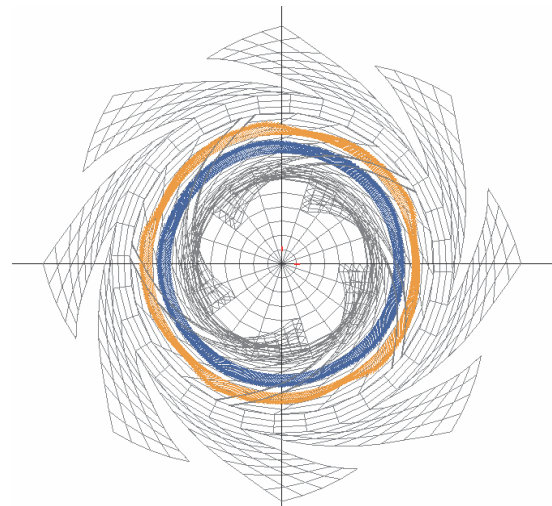


Рис. 9 – Эпюры распределение относительных скоростей в области РК в сечении $R = \text{const}$

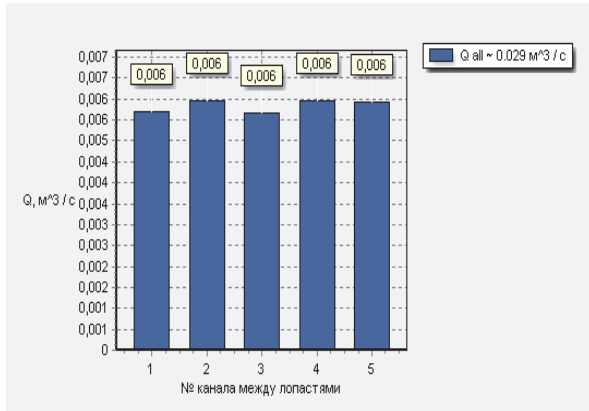


Рис. 10 – Расход в межлопастных каналах РК первой ступени (на $R = 76.3$ мм)

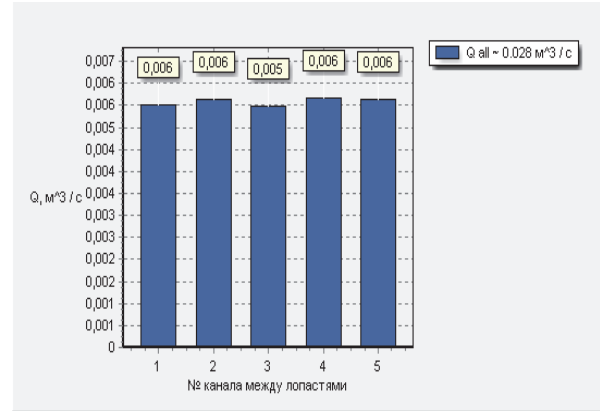


Рис. 11 – Расход в межлопастных каналах РК второй ступени (на $R = 76.3$ мм)

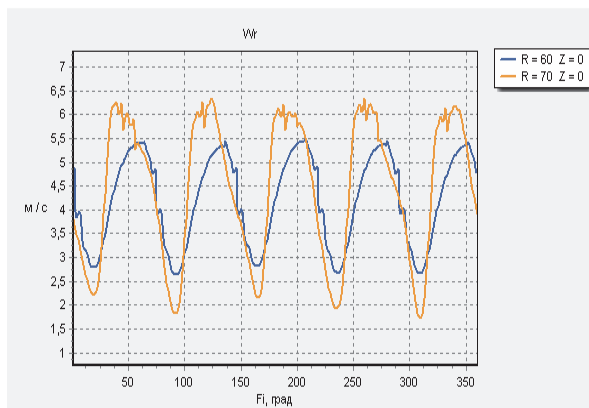


Рис. 12 – Распределение относительной радиальной составляющей скорости W_r в сечении $R = \text{const}$ в области РК первой ступени (см. рис. 9)

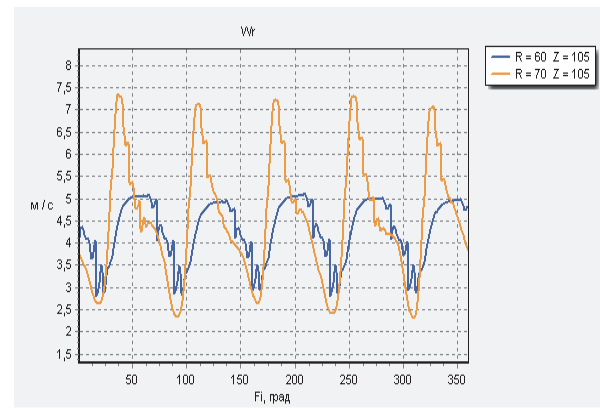


Рис. 13 – Распределение относительной радиальной составляющей скорости W_r в сечении $R = \text{const}$ в области РК второй ступени (см. рис. 9)

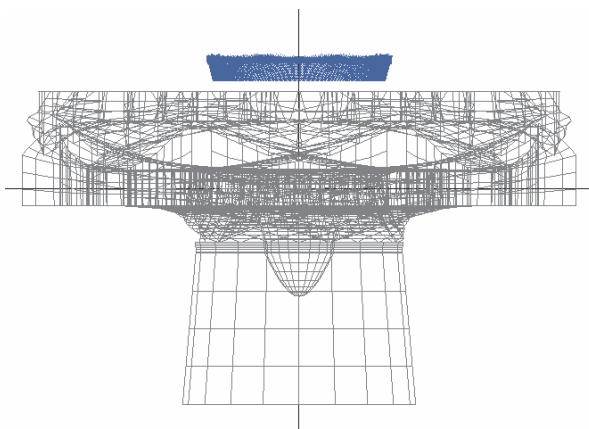


Рис. 14 – Эпюра распределение абсолютных скоростей на выходе из НА в сечении $R = \text{const}$

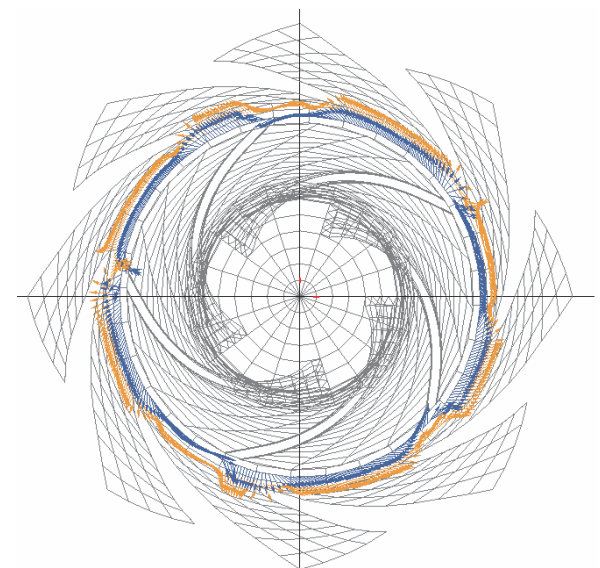


Рис. 15 – Эпюры распределение абсолютных скоростей за РК в сечении $R = \text{const}$

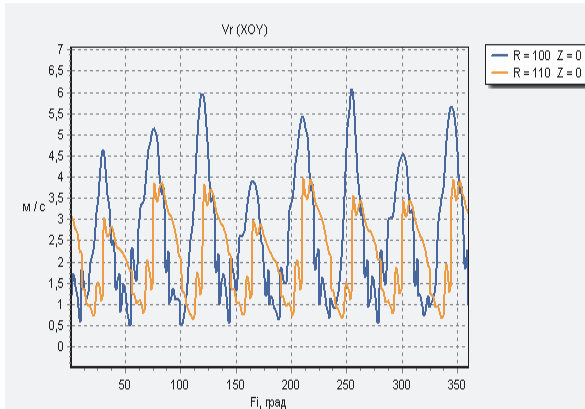


Рис. 16 – Распределение абсолютной радиальной составляющей скорости V_r в сечении $R = \text{const}$ в области НА первой ступени (см. рис. 6)

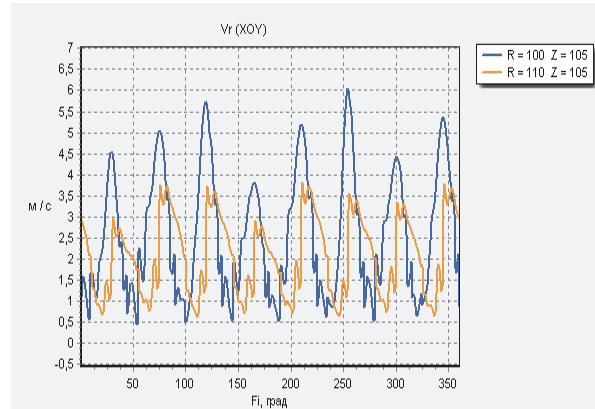


Рис. 17 – Распределение абсолютной радиальной составляющей скорости V_r в сечении $R = \text{const}$ в области НА второй ступени (см. рис. 6)

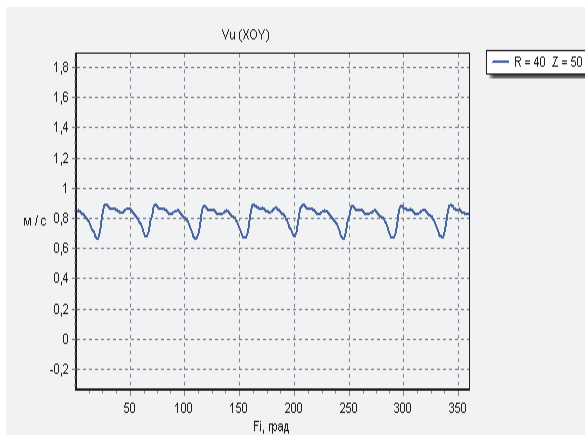


Рис. 18 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ на выходе из НА первой ступени (см. рис. 14)

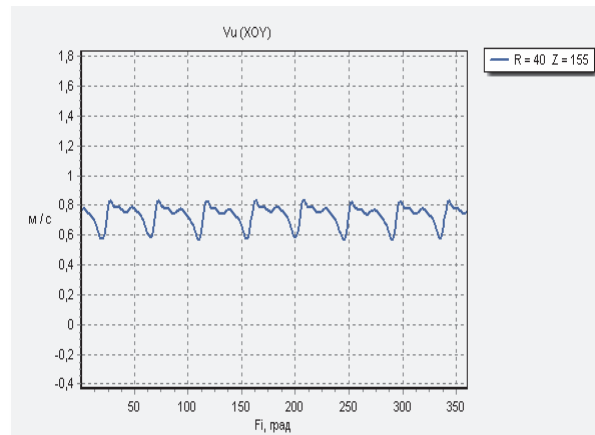


Рис. 19 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ на выходе из НА второй ступени (см. рис. 14)

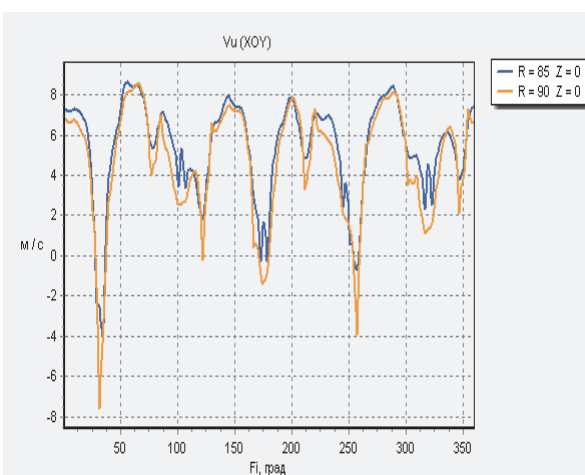


Рис. 20 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ за РК первой ступени (см. рис. 15)

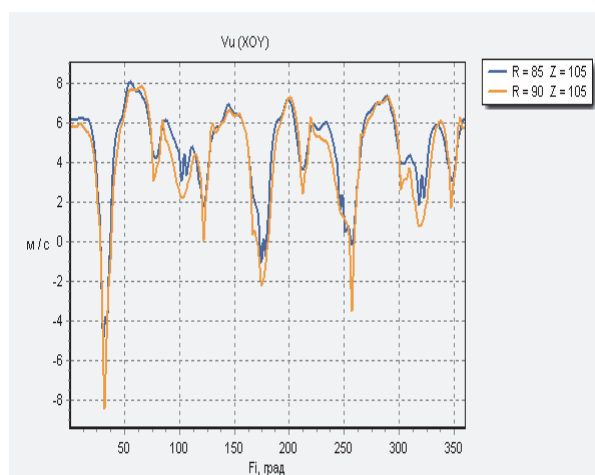


Рис. 21 – Распределение абсолютной окружной составляющей скорости V_u в сечении $R = \text{const}$ за РК второй ступени (см. рис. 15)

Выводы

Расчеты показали, что пренебрежение взаимным влиянием при проектировании и расчете элементов проточной части на поле скоростей и давления в рамках идеальной жидкости приводит к изменению геометрических размеров рабочего колеса – основного элемента проектируемой машины.

Список литературы: 1. Гряно Л. П. Лопастные насосы [Текст] / Л. П. Гряно, А. Н. Папир. – Л.: Машиностроение, 1975. – С. 3–12. 2. Косторной С. Д. Компьютерное проектирование проточной части центробежных насосов [Текст] / С. Д. Косторной, А. О. Бондарев, Л. К. Марченко // Сборник научных статей – Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. – К.: НПБК ТРИАКОН, 2012. – 2(10). – С. 305–311. – ISSN 2076-6866. 3. Автоматизированное проектирование рабочего колеса центробежного насоса [Текст] / С. Д. Косторной, А. О. Бондарев, Л. К. Марченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 89–95. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. 4. Косторной С. Д. Построение лопасти радиально-осевой турбины в осесимметричном потоке [Текст] / С. Д. Косторной // Гидравлические машины. – 1968. – № 2. – С. 116–122. 5. Косторной С. Д. Выбор формы течения жидкости при проектировании решеток [Текст] / С. Д. Косторной // Гидравлические машины. – 1971. – № 5. – С. 8–12. 6. Косторной С. Д. Выбор модели течения жидкости при проектировании лопастной гидравлической машины [Текст] / С. Д. Косторной, Н. С. Мартынова // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2012. – № 2. – С. 18–28. – ISSN 1817-9215. 7. Косторной А. С. Численное решение прямой задачи течения жидкости в проточной части насоса [Текст] / А. С. Косторной, А. К. Давиденко // Насосы и оборудования. Отраслевой журнал. – 2004. – № 2(25). – С. 32–35.

Bibliography (transliterated): 1. Grjanko, L. P., and A. N. Papir. *Lopastnye nasosy*. Leningrad: Mashinostroenie, 1975. 3–12. Print. 2. Kostornoj, S. D., A. O. Bondarev and L. K. Marchenko. "Komp'juternoe proektirovanie protochnoj chasti centrobezhnyh nasosov." *Sbornik nauchnyh statej "Sovremennaja nauka: issledovanija, idei, rezul'taty, tehnologii."* No. 2 (10). Kiev: NPVK TRIAKON, 2012. 305–311. ISSN 2076-6866. Print. 3. Kostornoj, S. D., A. O. Bondarev and L. K. Marchenko. "Avtomatizirovanное proektirovanie rabocheho koleasa centrobezhnogo nasosa." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 14 (988). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 89–95. ISSN 2078-774X. Print. 4. Kostornoj, S. D. "Postroenie lopasti radial'no-osevoj turbiny v osesimmetrichnom potoke." *Gidravlicheskie mashiny* 2 (1968). 116–122. Print. 5. Kostornoj, S. D. "Vybor formy techenija zhidkosti pri proektirovanii reshetok." *Gidravlicheskie mashiny* 5 (1971). 8–12. Print. 6. Kostornoj, S. D., and N. S. Martynova. "Vybor modeli techenija zhidkosti pri proektirovanii lopastnoj gidravlicheskoj mashiny." *Visnyk Sums'kogo derzhavnogo universytetu. Ser.: Tehnichni nauky*. No. 2. 2012. 18–28. ISSN 1817-9215. Print. 7. Kostornoj, A. S., and A. K. Davidenko. "Chislennoe reshenie prjamoj zadachi techenija zhidkosti v protochnoj chasti nasosa." *Nasosy i oborudovanija. Otrasleyvoj zhurnal* 2 (25) (2004): 32–35. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.694.2+621.452

В. А. СЫЧЕНКОВ, канд. техн. наук; доц. каф. РДЭУ, КНИТУ–КАИ; Казань, Россия;

В. И. ПАНЧЕНКО, канд. техн. наук; проф. каф. РДЭУ, КНИТУ–КАИ; Казань, Россия;

Р. Р. ХАЛИУЛИН, магистрант каф. РДЭУ, КНИТУ–КАИ; Казань, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОФАЗНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Представлены результаты численных и экспериментальных исследований эжекторов. Приведены расчетные и экспериментальные результаты определения коэффициента эжекции для газовых и газожидкостных эжекторов, которые имеют широкое применение в различных областях техники. Определены оптимальные геометрические параметры, влияющие на работу эжектора и обеспечивающие больший коэффициент эжекции при меньших потерях энергии активного потока. Особенностью данных исследований эжекторов заключается в том, что давление пассивного потока и давление на выходе из эжектора равны атмосферному давлению. При сравнении результатов расчетных исследований с экспериментальными данными наблюдается близкая сходимость.

Ключевые слова: эжектор, коэффициент эжекции, камера смешения, диффузор.

Введение

Эжекторные устройства – газовые компрессоры, струйные аппараты, струйные насосы нашли широкое применение в авиации, энергетике, нефтегазовой промышленности, химической и нефтехимической промышленности, пожарной технике и др. Независимо от области применения эжекторы состоят из сопел активного *1* и пассивного потоков *2*, камеры смешения *3* и диффузора *4* (рис. 1).

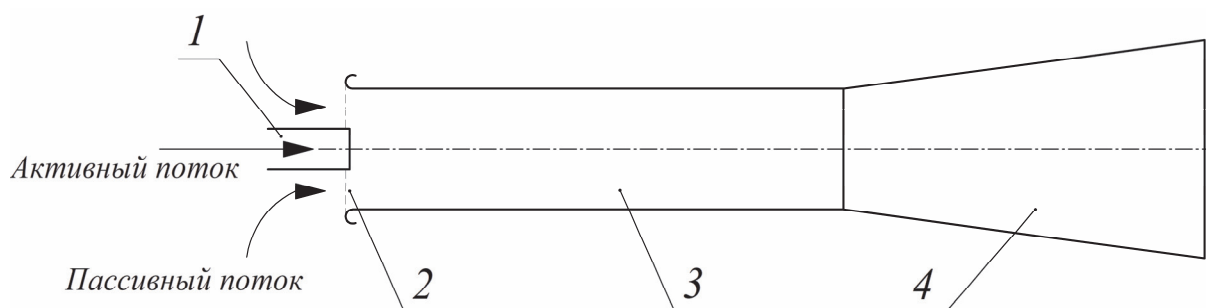


Рис. 1 – Схема простейшего эжектора

Одной из важных характеристик эжектора являются его геометрические размеры, которые обеспечивают необходимый коэффициент эжекции

$$n = \frac{G_2}{G_1}.$$

Анализ основных достижений и литературы

В имеющихся источниках приводятся данные о зависимости характеристик эжектора от геометрических и режимных параметров. Определены направления по улучшению эжекторных устройств. В работах [1, 2] показано, что длина камеры смешения эжектора, обеспечивающая полное смешение потоков, должна составлять 6–8 калибров её входного сечения для газовых эжекторов. Для уменьшения длины камеры смешения используют метод разбиения активного потока на несколько струй [1, 2].

© В.А. Сыченков, В.И. Панченко, Р.Р. Халиулин, 2014

Цель исследований, постановка задачи

Целью исследований является определение влияния геометрических и режимных параметров на коэффициент эжекции различных эжекторов: 1) газовых; 2) газожидкостных.

Особенность исследованных эжекторов заключается в том, что давление пассивного потока и давление на выходе из эжектора равны атмосферному давлению.

В газовых эжекторах с кольцевой камерой смешения были исследованы: влияние установки сопла с вихревой струей, установки центрального тела, подвода пассивного газа через пилоны.

Задачей исследования газовых эжекторов является получение равномерного поля температуры смеси продуктов сгорания (активного потока) и воздуха (пассивного потока), а также уменьшение величины температуры смеси.

Газожидкостные эжекторы нашли свое применение в пожарной технике – в качестве пеногенераторов. Основными характеристиками пеногенераторов являются – дальность подачи струи и кратность пены.

В газожидкостных эжекторах с кольцевой камерой смешения для получения пены необходимой кратности и размеров пузырьков устанавливают сетки для разбиения активного потока и смешения его с воздухом. Установка сеток ведет к существенной потере энергии из-за гидравлического сопротивления, создаваемого сеткой, и соответственно к снижению дальности подачи струи.

Задачей исследования газожидкостных эжекторов является получение максимальной дальности подачи струи.

Материалы исследований

1 Исследование кольцевых газовых эжекторов. Газовые эжекторы используются в частности для снижения температурного поля продуктов сгорания газотурбинного двигателя. Целью исследования является снижение температуры газовыхлопа и получение равномерного поля температуры на выходе из эжектора. Равномерность поля температур означает, что горячий поток продуктов сгорания полностью перемешался с воздухом, который эжектируется из окружающей среды.

Исследования проводились на эжекторах с одинаковым отношением длины к диаметру L/D близком к двум (L – длина камеры смешения и диффузора). Исследованы: 1) влияние размера системы $D = 0,06–0,42$ м; 2) отношение площадей проходных сечений внешнего и внутреннего пассивных потоков; 3) влияние способа подвода активного и пассивного воздуха на форму поля температур на выходе из диффузора; 4) влияние температуры – t_1 и скорости – W_1 на выходные значения t_4 и W_4 .

В результате исследования, подобрано отношение площадей для подвода пассивного и активного воздуха $\bar{F} = \frac{F_{\text{ПАС.}}}{F_{\text{АКТ.}}} = 3$, при котором $t_4 = 170$ °С при $t_1 = 360$ °С.

При этом наиболее равномерное поле t_4 получилось при отношении расходов внешнего и внутреннего пассивных потоков 2:1. Из исследований геометрических параметров наиболее интересный результат – это организация подвода внутреннего пассивного потока через пилоны каплеобразной формы, установленные в диффузоре, а также подвод активного потока через кольцевую щель с вихревым входом.

Результаты исследований

В результате исследований разработана конструкция эжектора с оптимальными геометрическими параметрами, обеспечивающими полное смешение газовыхлопа с воздухом на длине не более $L \leq 2D$ (рис. 2).

Расчетные исследования проводились на различных моделях эжекторов в

программном комплексе *ANSYS-Fluent*. Подбиралась наиболее подходящая модель вязкости – *k-ε RNG*. На пристеночных областях применялось сгущение сетки. Качество сетки составляло $Y^+ = 1...3$. Полученные данные подтвердили экспериментальные результаты работ [3, 4].

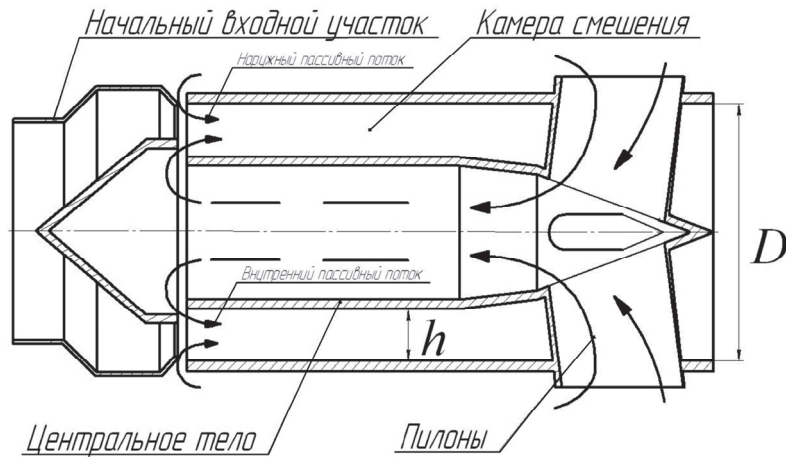


Рис. 2 – Эжектор оптимальной геометрии

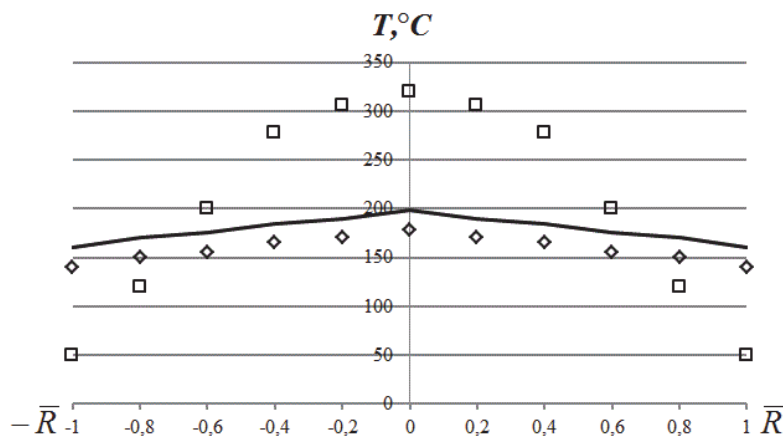


Рис. 3 – Поля температур исследуемых эжекторов:

- Классический кольцевой эжектор (эксперимент) (рис. 1);
- ◇ – Исследуемый эжектор (эксперимент) (рис. 2);
- Исследуемый эжектор (расчет *Fluent*) (рис. 2)

На рис. 3 приведены зависимости поля температур от радиуса, полученные в результате экспериментальных и расчетных исследований. По графику видно, что поле температур, замеренное на срезе диффузора у исследуемого эжектора довольно равномерное, что говорит о полном смешении потоков.

2 Исследование газожидкостных эжекторов

Газожидкостные эжекторы получили широкое применение в пожарной технике, которые используются для получения водо-воздушной струи и подачи смеси на расстояние, для тушения очагов пламени.

Исследования проводились для газожидкостных эжекторов, в которых рабочее тело активного потока является вода, пассивным потоком – воздух эжектируемый из окружающей среды (рис. 4).

Исследовались: 1) Организация подачи активного потока. 2) Организация подачи пассивного потока через пояса отверстий. 3) Кратность полученной смеси.

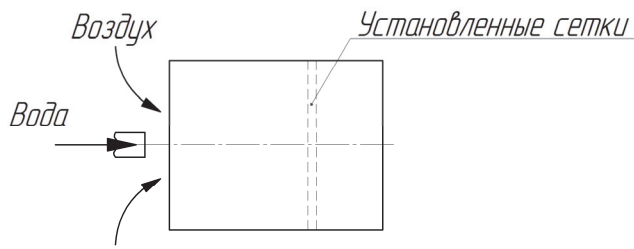


Рис. 4 – Схема пеногенератора

4) Зависимость дальности подачи струи от давления на входе.

Отличием данного пеногенератора от имеющихся аналогов является использующийся в нем принцип эжекции, позволяющий уменьшить потери давления, и как следствие увеличить дальность подачи струи пеноводяной смеси. Данный

пеногенератор представляет собой двухступенчатый эжектор (рис. 5). Пассивный поток эжектируется через отверстия в первой ступени и через кольцевой канал во второй ступени [5, 6].

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 5. Замер давления на входе осуществлялся с помощью манометра, в ходе эксперимента давление на входе поддерживается постоянным. Статическое давление в камере смешения измеряется с помощью пьезометрических трубок, которые установлены согласно рисунку 5.

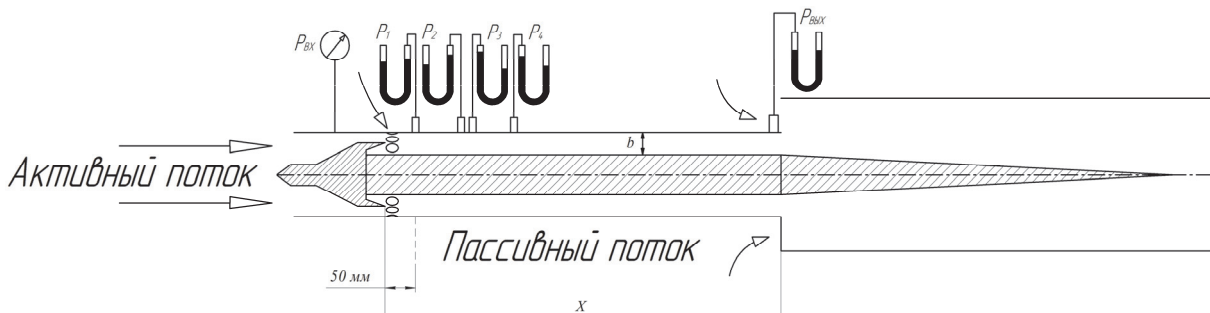


Рис. 5 – Схема экспериментальной установки

На рис. 6 представлена зависимость изменения давления $P_{отн.} = \frac{2P}{\rho w_1^2}$ (где P – статическое давление, ρ – плотность жидкости активного потока, w_1 – скорость активного потока) от расстояния вдоль камеры смешения x/b пеногенератора в первой ступени. Крестиками обозначены результаты экспериментальных исследований, прерывистой – расчетных исследований в *ANSYS-Fluent*.

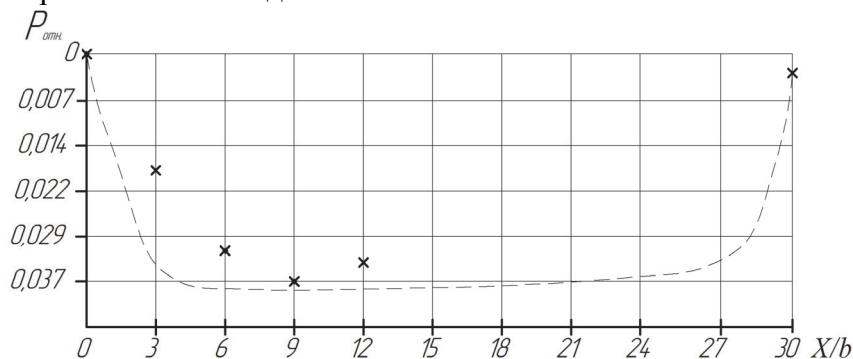


Рис. 6 – Распределение относительного давления по тракту эжектора

Снижение давления обусловлено эжектированием пассивного потока. В ходе исследований были получены зависимости скорости W_4 на выходе из эжектора и потребной мощности N от давления активного потока (рис. 7).

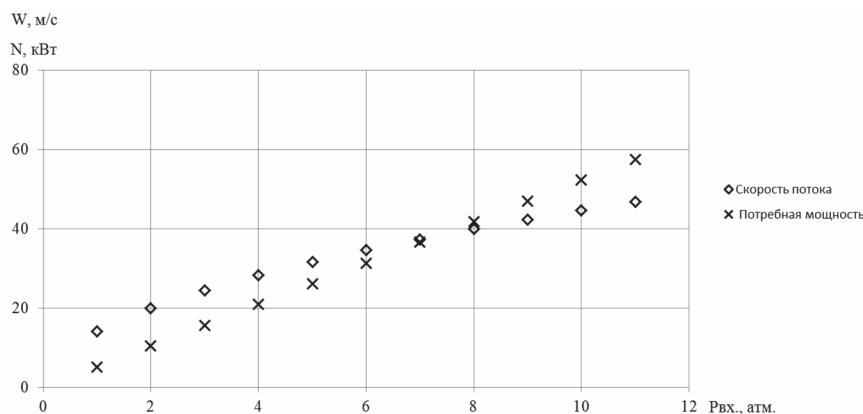


Рис. 7 – Зависимость изменения скорости и мощности от расхода активного потока

Результаты исследований

Проведены исследования эжектора, обеспечивающего полное смешение компонентов и необходимую дальность подачи струи 25 м при пеновоздушной кратности смеси 25–30.

Выводы

В результате исследований разработаны эжекторы, обеспечивающие полное смешение потоков на малой длине камеры смешения и максимальный коэффициент эжекции при минимальных потерях давления.

Список литературы: 1. *Абрамович, Г. Н.* Прикладная газовая динамика [Текст] / Г. Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с. 2. *Соколов, Е. Я.* Струйные аппараты [Текст] / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М. Энергоатомиздат, 1989. – 352 с. 3. *Кузьмин, В. А.* Методики расчета эжекторов, применяемых в промышленности и энергетике [Текст] / В. А. Кузьмин, В. И. Панченко, В. А. Сыченков и др. // Современная наука: идеи, исследования, результаты, технологии. Сб. науч. статей. – Киев: НПВК Триакон, 2012. – Вып. 2(10). – С. 92–95. 4. *Халиулин, Р. Р.* Исследование коаксиального газового эжектора [Текст] / Р. Р. Халиулин // Сборник материалов Международной молодежной научной практической конференции «Туполевские чтения». – Казань: КНИТУ-КАИ, 2011. 5. Пат. 119417 Российская Федерация, МПК7 F04F5/30. Эжектор / Сыченков В. А., Панченко В. И., Халиулин Р. Р. и др.; Заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью «Научно-внедренческая фирма «Спектр». – № 2012112780/06; заявл. 02.04.2012; опубл. 20.08.2012, Бюл. № 23.– 2 с.: ил. 6. Пат. 116925 Российская Федерация, МПК7 F04F5/30. Эжектор / Сыченков В. А., Панченко В. И., Халиулин Р. Р. и др.; Заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью «Научно-внедренческая фирма «Спектр». – № 2011149794/06; заявл. 07.12.2011; опубл. 10.06.2012, Бюл. № 16.– 2 с.:ил.

Bibliography (transliterated): 1. Abramovich, G. N. *Prikladnaja gazovaja dinamika*. Moscow: Nauka, 1976. Print. 2. Sokolov, E. Ja. and N. M. Zinger. *Strujnye apparaty*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1989. Print. 3. Kuz'min, V. A., et al. "Metodiki rascheta jezhektorov, primenjaemyh v promyshlennosti i jenergetike" *Sovremennaja nauka: idei, issledovanija, rezul'taty, tehnologii*. No. 2 (10). Kiev: NPVK Triakon, 2012. 92–95. Print. 4. Haliulin, R. R. "Issledovanie koaksial'nogo gazovogo jezhektora." *Sbornik materialov Mezhdunarodnoj molodezhnoj nauchnoj prakticheskoj konferencii "Tupolevskie chtenija"*. Kazan': KNITU-KAI, 2011. Print. 5. Sychenkov, V. A., et al. "Jezhektor." RU Patent 119417 (MPK7 F04F5/30). 20 August 2012. 6. Sychenkov, V. A., et al. "Jezhektor." RU Patent 116925 (MPK7 F04F5/30). 10 June 2012.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.515

С. С. ЕВГЕНЬЕВ, д-р техн. наук, проф.; проф. КНИТУ-КАИ, Казань, Россия;
В. А. ФУТИН, канд. техн. наук; с.н.с. КНИТУ-КАИ, Казань, Россия

ИЗМЕРЕНИЕ ОСЕВЫХ ГАЗОВЫХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОР ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССРА С МАГНИТНЫМИ ОПОРАМИ

Точное определение осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора, позволяет повысить надежность и долговечность компрессора. На основе экспериментальных данных и расчетов по известному методу определены осевые газовые нагрузки, действующие на закрытое рабочее колесо. Представлена методика определения осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора, включающая тарировку осевого канала магнитного подвеса и измерение силы тока в осевых электромагнитах при работе компрессора. При расчете осевой газовой нагрузки учитывались: геометрия бокового зазора между дисками и корпусом, величины и направления расхода утечки около дисков, статическое давление за рабочим колесом и закрутка потока непосредственно в боковом зазоре. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало хорошее качественное их совпадение.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, осевая сила, магнитный подвес.

Введение

Важной отличительной особенностью электромагнитных подшипников от других типов подшипников является отсутствие механического контакта между движущимися роторными и статорными частями, что обуславливает целый ряд известных преимуществ: отсутствие износа, высокие рабочие скорости, низкие уровни вибрации, незначительный нагрев, управляемость характеристик жесткости и демпфирования, снижение трудоемкости обслуживания и ремонта, экологическую чистоту. А также имеется принципиальная возможность использования системы магнитных подвесов (СМП) в качестве системы измерения усилий, действующих на опоры ротора.

Анализ основных достижений и литературы

В работах, связанных с магнитными опорами роторов, например [1], рассматриваются задачи разработки методик анализа динамических систем турбомашин с роторами на магнитных опорах и создания математических моделей для исследования динамической устойчивости роторов. Модели ротора и корпуса учитывают изменение собственных частот и форм колебаний динамической системы, гироскопические моменты и изменение жесткости и демпфирования в опорах. В литературе не отражается влияние осевых и радиальных газодинамических нагрузок, возникающих и изменяющихся во время работы турбомашин, действующих на роторную систему. Большой интерес представляет использование магнитных опор как измерителя газовых нагрузок, что позволит уточнять точность методик их расчета.

Цель исследования, постановка задачи

Целью работы является определение осевой газодинамической нагрузки, действующей на ротор центробежного компрессора (ЦК) с закрытыми рабочими колесами (РК) с использованием СМП.

Материалы исследования

В качестве объекта исследования использована ступень ЦК, разработанная в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», которая включала в себя: входной

© С.С. Евгенийев, В.А. Футин, 2014

патрубок, емітуючий подвод газу із предыдущей ступени; закритое радіальное РК с углом установки лопаток на выходе $\beta_{л2} = 90^\circ$, наружним діаметром $D_2 = 300$ мм, відносительной шириною РК на виході $\bar{b}_2 = b_2/D_2 = 0,0167$; безлопаточний диффузор; вихідне пристрій в вигляді кільцевої камери. Ррахетний режим роботи ступени відповідає умовному коефіцієнту расхода $\Phi_0 = 4V_0/(\pi D_2^2 u_2) = 0,03$. Експеримент проводився при умовному числі Маха рівному 0,5.

Експериментальні дослідження проводилися на газодинамічному стенді с магнітними опорами ротора (рис. 1).

Комплект системи магнітного підвеса газодинамічного стенда включає:

- електромеханічну частину, встрайваемую в корпус опори стенда;
- електронну апаратуру управління СМП;
- комплект кабелів і комутаційних пристроїв, забезпечуючих з'єднання пристроїв СМП між собою і системами управління стенда і електропостачання.

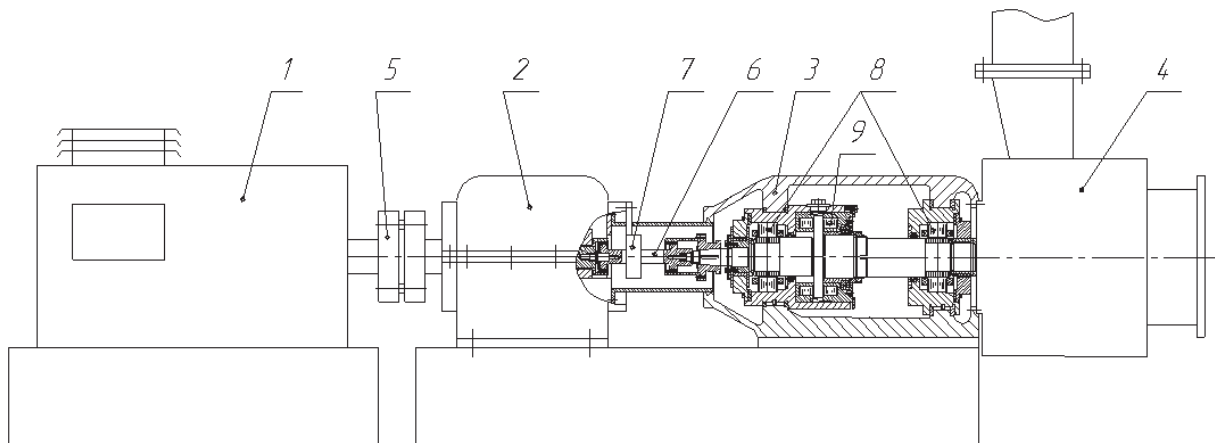


Рис. 1 – Обща компоновка стенда для газодинамічних випробувань центробежних ступеней с магнітним підвесом ротора:

- 1 – електродвигатель; 2 – мультипликатор; 3 – подшипниковая опора; 4 – модельная ступень;
5 – тихоходная муфта; 6 – быстроходная муфта; 7 – датчик крутящего момента;
8, 9 – опорный и упорный электромагнитные подшипники

При вивешивании ротора в магнітном полі, створюємому електромагнітами в початковий момент, коли він не вращається, і на нього не діють зовнішні статическіе і динаміческіе нагрузки, в електромагнітах протекать початкові токи. При вращенні ротора виникають динаміческіе нагрузки від дисбаланса ротора і динаміческіе і статическіе нагрузки від аеродинаміческіх сил в проточній частині центробежної ступені. Еті нагрузки діють на ротор і стемляться відхилити його від осі вращення. На основі даних датчиків положення ротора формирється сигнал, на основі которого СМП змінює силу тока, а, следовательно, силу магнітного поля в відповідюющих полюсах і ротор повертається в існуюче положення. Таким образом, сила тока подаваемого на електромагніты являється полезным параметром, определяющим силу внешнего воздействия на ротор.

Для использования СМП в качестве измерителя усилий, действующих на ротор, необходимо провести тарировку каждого канала. Тарировка проводится приложением статических нагрузок в направлении оси стабилизации каждого канала при включенной СМП. Для тарировки осевого канала используется динамометр аналогично схеме [2] (рис. 2). В результате тарировки получается зависимость силы тока I от осевой

нагрузки $F_{ос}$, показанной на рис. 3. Для определения направления действия силы необходимо учитывать, что осевые электромагниты работают на притягивание упорного гребня.

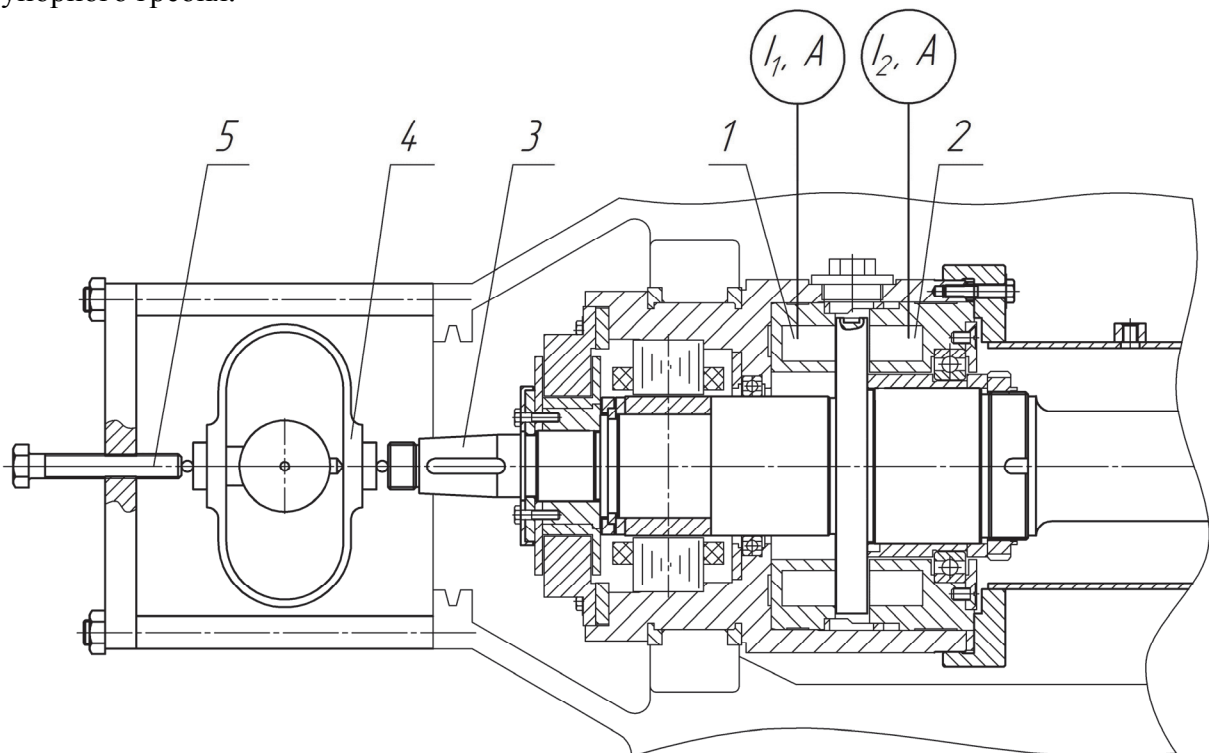


Рис. 2 – Схема тарировки осевого канала СМП:

1, 2 – электромагниты осевого подшипника; 3 – ротор; 4 – динамометр; 5 – винт для создания нагрузки

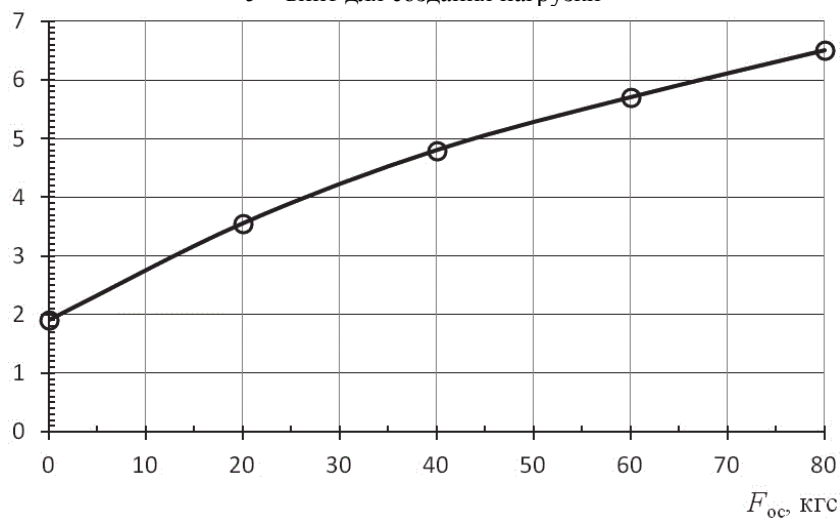


Рис. 3 – Тарировочная характеристика стенового осевого подшипника

Газодинамический стенд имеет открытый контур. Всасывание воздуха осуществляется из помещения бокса при атмосферном давлении. Изменение режимов работы по производительности производится задвижкой, установленной на нагнетательном трубопроводе.

Результаты исследования

При проведении эксперимента измерялись: статическое давление на входе в ступень p_0 ; температура на входе в ступень T_0 ; статическое давление на выходе из

ступени p_k ; температура на выходе из ступени T_k ; сила тока в левом $I_{лев}$ и правом $I_{пр}$ электромагнитах – на 5 режимах, определяемых производительностью ступени. Производительность ступени определялась с помощью диафрагмы, установленной на нагнетательном трубопроводе. По результатам экспериментальных данных получили характеристику ступени в виде зависимости коэффициента полезного действия и коэффициента напора от условного коэффициента расхода $\eta_{пол} = f(\Phi_0)$ и $\psi = f(\Phi_0)$.

По экспериментальной характеристике ступени с использованием известных термодинамических законов [3] рассчитали параметры сжимаемой среды за рабочим колесом (РК). Далее по методике в [4] определили осевые газовые силы, действующие на ротор ступени с учетом закрутки потока и направления перетечки в зазорах между дисками РК и стенками корпуса. Положительное направление осевой газовой силы считается при действии её на РК в сторону всасывания ступени.

Схема исследуемой ступени для расчета осевой газовой силы показана на рис. 4.

В связи с малой степенью реактивности РК Ω , равной 0,2...0,3 на режимах, соответствующих правой ветви характеристики, т. е. при больших производительностях, статическое давление за РК ниже давления на входе в РК. При этом направление протечек в зазорах между покрывным и рабочим дисками колеса и стенками корпуса от оси к периферии. Этим объясняется отрицательное направление осевой газовой силы. Зависимость осевой силы от производительности ступени, выраженной условным коэффициентом расхода Φ_0 , показана на рис. 5.

Из рисунка видно заметное отклонение расчетной величины осевой силы от экспериментальной, особенно на концах кривых. При этом качественное совпадение результатов хорошее. Отклонение расчетных и экспериментальных величин осевой силы связано со слабой чувствительностью СМП около нулевых значений силы. Вероятно в реальных компрессорах, например, в нагнетателях газоперекачивающих агрегатов (ГПА), где осевая сила на расчетном режиме работы имеет большую величину от 500 до 1500 кгс, ожидаемое отклонение составит (1...2) %.

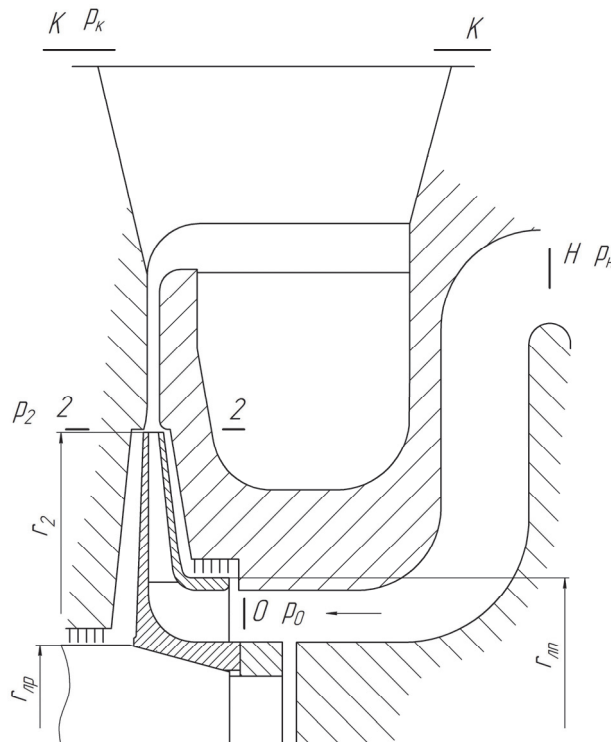


Рис. 4 – Схема исследуемой ступени для расчета осевой силы

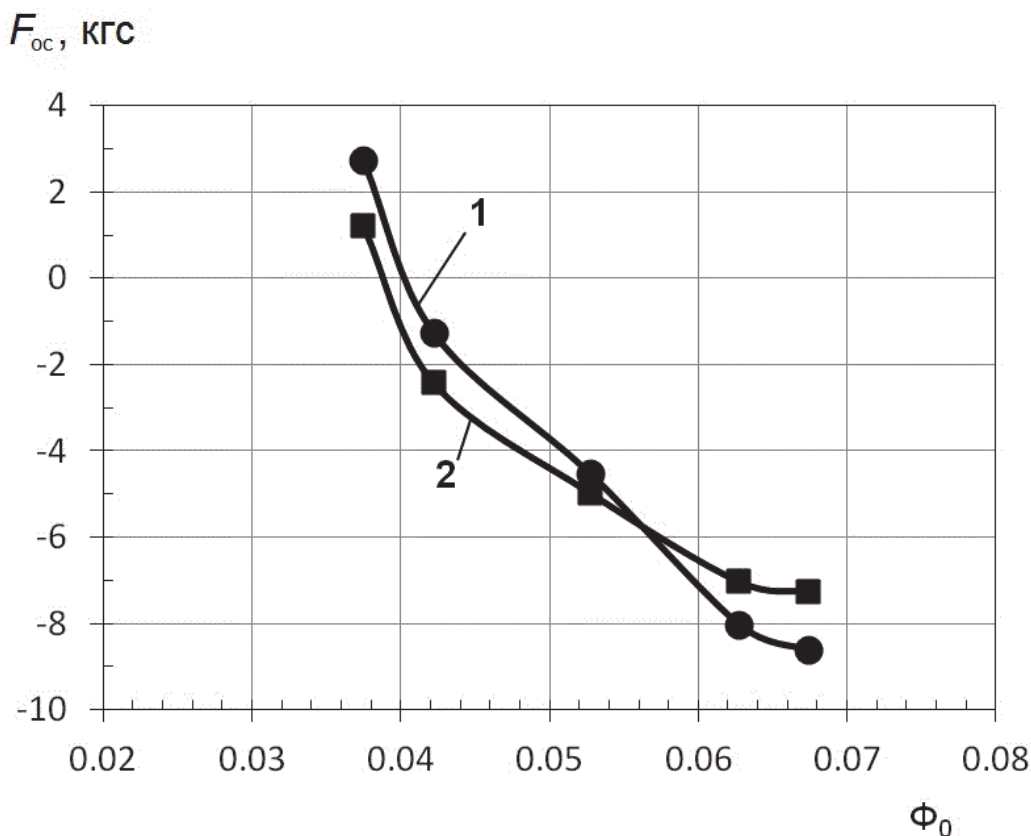


Рис. 5 – Зависимость осевой газовой силы F_{oc} от условного коэффициента расхода Φ_0 :
1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная кривая

Выводы

В результате проведенной работы получены хорошие качественные результаты. Для оценки точности расчетных и экспериментальных методов определения осевой газовой силы, действующей на ротор ЦК, предполагается проведение измерений в реальных условиях эксплуатации ГПА.

Список литературы: 1. Давыдов, А. В. Динамическая устойчивость ротора турбогенератора [Текст] / А. В. Давыдов, М. К. Леонтьев, С. А. Дегтярев // Газотурбинные технологии. – 2012. – № 4. – С. 36–43.
2. А.с. 279126 СССР, МПК G0115/12. Способ измерения осевого усилия [Текст] / Э. И. Премет, И. М. Коршин (СССР). – № 1237179/25-28; заявл. 29.04.1968; опубл. 21.08.1970, Бюл. № 26. – 2 с.: ил.
3. Ден, Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах [Текст] / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1973. – 272 с.
4. Евгеньев, С. С. Разгрузка осевых сил с целью повышения надежности турбомашин [Текст] / С. С. Евгеньев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – № 11. – С. 15–21.

Bibliography (transliterated): 1. Davydov, A. V., M. K. Leont'ev and S. A. Degtjarev. "Dinamicheskaja ustojchivost' rotora turbogeneratora." *Gazoturbinnnye tehnologii* 4 (2012): 36–43. Print. 2. Premet Je. I., and I. M. Korshin. "Sposob izmerenija oseвого usilija." USSR Patent A.s. 279126 (MPK G0115/12). 21 August 1970. 3. Den, G. N. *Mehanika potoka v centrobezhnyh kompressorah*. Leningrad: Mashinostroenie, 1973. Print. 4. Evgen'ev, S. S. "Razgruzka osevyh sil s cel'ju povyshenija nadezhnosti turbomashin." *Himicheskoe i nefijanoe mashinostroenie* 11 (1995): 15–21. Print.

Поступила (received) 23.02.2014

УДК 621.436.052

С. А. АЛЁХИН, канд. техн. наук; ген. конструктор ГП «ХКБД», Харьков;
В. П. ГЕРАСИМЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», Харьков

КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ТУРБОКОМПАУНДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Описаны особенности выбора типов двигателей для различных транспортных средств, условий эксплуатации, а также оценки их эффективности. Выполнен анализ критериев эффективности транспортных средств при оптимизации их двигателей. Установлена применимость некоторых аналогов для оценки эффективности наземных транспортных машин. Показаны связи удельных параметров двигателей с некоторыми критериями эффективности.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, поршневой двигатель, наземная транспортная машина, мощность, критерий эффективности, оптимизация.

Введение

Турбины – простейшие преобразователи энергии, имеющие сравнительно высокие КПД и благоприятные внешние характеристики, благодаря которым они нашли широкое применение в многообразных энергетических установках, разных типах двигателей и других технических устройств.

Формулирование проблемы. К основным двигателям различных транспортных средств относят газотурбинные (ГТД) и поршневые двигатели (ПД), а также их сочетание – турбопоршневые двигатели (ТПД). Если в транспортной авиации ПД практически полностью вытеснены ГТД [1], благодаря меньшей удельной массе и большей удельной мощности ГТД, то в наземном транспорте ПД занимают преимущественное положение благодаря их лучшей топливной экономичности, несмотря на широкий спектр попыток применения ГТД в наземных транспортных машинах (НТМ) [2–6].

Целью данной статьи является анализ критериев эффективности двигателей, используемых для оптимизации их параметров при формировании облика силовых установок различных транспортных средств. Использование ГТД на скоростных пассажирских экспрессах-турбопоездах в Японии и во Франции [2], а также на тяжёлых колесных и гусеничных машинах [3, 4], включая танк Т-80 с двигателем ГТД-1000 [1] и М1 с ГТД типа АGТ-1500, развивающих максимальную скорость, превышающую чем с дизелем, требует пояснений их преимуществ над ПД: быстрый запуск и уравнивание роторов, более высокий коэффициент приспособляемости, улучшающий приёмистость транспортного средства, отсутствие жидкостного охлаждения, меньшее потребление масла, упрощение обслуживания и ремонта в эксплуатации, меньшая токсичность выхлопных газов. Худшие топливная экономичность и тормозные характеристики ГТД в сравнении с ПД, потеря мощности при повышенных температурах окружающего воздуха – основные недостатки их использования в НТМ.

В морском транспорте ГТД применяют преимущественно для скоростных судов: катеров, крейсеров и судов на воздушной подушке. Таким образом, выбор типа силовой установки транспортного средства требует многокритериального подхода [1, 7], учитывающего назначение, тип и область применения транспортного средства, основные его критерии эффективности, а также совокупность данных о двигателях-аналогах их силовых установок. Удовлетворение всех требований к силовой установке

© С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, 2014

конкретного типа транспортного средства приводит к необходимости соблюдения концепции проектирования двигателя в системе транспортного средства с целью согласования их характеристик.

Результаты исследования. Удельный расход топлива, удельная масса и удельная мощность двигателя являются простейшими критериями оценки эффективности изолированного двигателя при его термодинамической оптимизации и выборе параметров цикла. Более полными критериями оптимизации двигателей как силовых установок транспортных средств являются комплексные показатели эффективности, вытекающие из интеграции транспортного средства и двигателя при согласовании их характеристик. В качестве такого согласования рассмотрим примеры комплексных критериев, используемых в транспортной авиации [1, 7, 8].

Суммарная удельная масса топлива и двигателя γ_{Σ} , как относительная величина суммарной массы топлива и двигателя, минимизация которых согласно уравнению существования самолёта способствует увеличению коммерческой нагрузки самолёта $M_{к.н}$ или его дальности полёта $L_{п}$, используемых в качестве критериев эффективности транспортного самолёта по массе, одновременно является критерием оптимизации при выборе параметров рабочего процесса двигателя: $\pi_{к\Sigma}^*$ – степени повышения давления в компрессоре и m – степени двухконтурности. Аналогично для НТМ уменьшения удельного расхода топлива и удельной массы двигателя обеспечивают увеличение дальности пробега машины или полезной нагрузки. А уменьшение удельного расхода топлива и увеличение коммерческой нагрузки приводит к снижению расхода топлива на 1 т·км перевезенного груза – $C_{т-км}$ и себестоимости перевозок. При аналогии НТМ с самолётом по суммарной удельной массе γ_{Σ} предполагается равенство среднекрейсерской эффективной тяги двигателя его номинальной мощности, отнесенной к среднерейсовой скорости транспортного средства.

Наряду с дальностью $L_{п}$ важным критерием является длина разбега самолёта при взлёте $L_{разб}$ [7–9], сочетание которых используют в двухкритериальной оптимизации выбора параметров согласования самолёта и силовой установки: G/S – удельной нагрузки на крыло и $\Sigma F_{в}/S$ – относительной площади входа в двигательную установку. Некоторым аналогом длины разбега самолёта для НТМ является её приёмистость – способность ускоряться при старте.

На основе интеграции дозвукового самолёта и турбореактивного двухконтурного двигателя [8] при выбранной степени двухконтурности m по оптимальной дальности полёта $L_{п}$ с ограничением $L_{разб}$ и расходу воздуха $G_{в0}$, соответствующего взлетному режиму, определяют высоту и скорость полёта самолёта [9]. С увеличением степени двухконтурности происходит практически пропорциональное увеличение расхода воздуха вследствие снижения удельной тяги двигателя. Увеличение потребного расхода воздуха через двигатель НТМ, как одного из применяемых критериев эффективности, является нежелательным ввиду необходимости его очистки от пыли, для чего требуется увеличение объема воздухоочистителя и, как следствие, – моторно-трансмиссионного отделения (МТО) НТМ со всеми вытекающими недостатками [4–6].

При поиске аналогов в критериях оптимизации двигателей разных типов в системе транспортных средств следует иметь ввиду некоторые отличия в удельных параметрах эффективности двигателей. Так если для ГТД и ПД понятия удельный расход топлива и удельная масса совпадают, а поэтому совпадает и комплексный

критерий – суммарная удельная масса топлива и двигателя. То понятие удельная мощность ГТД является мощностью, приходящейся на 1 кг воздуха, как рабочего тела, [1, 7], а для ПД и ТПД под удельной мощностью обычно понимают литровую мощность $Ne_{л}$, отнесенную к 1 л рабочего объема цилиндров [10]. Эта мощность $Ne_{л} = p_e n / (30\tau)$ зависит от среднеэффективного давления p_e , частоты вращения коленвала n и тактности τ , а поэтому среднеэффективное давление p_e может быть использовано как показатель эффективности ПД или ТПД с конкретным τ .

Выводы

Анализ критериев эффективности транспортных дозвуковых самолётов свидетельствует о необходимости одновременного удовлетворения многим требованиям – критериям оптимизации или ограничениям при интеграции самолёта и двигателя на стадии формирования облика с выбором расчетных параметров рабочего процесса и условий полёта самолёта. Отдельным критериям эффективности транспортных самолётов установлены аналоги эффективности НТМ при формировании облика их силовых установок. Большой перечень и многообразие требований к силовым установкам различных НТМ приводит к необходимости ограничиваться лишь преимущественно основными аналогами.

Список литературы: 1. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. в 3-х книгах / В. В. Кулагин, С. К. Бочкарев, И. М. Горюнов и др. – М.: Машиностроение, 2005. – Кн. 3. – 464 с. 2. Итоги науки и техники. Сер.: Турбиностроение [Текст]. – М.: ВИНТИ, 1976. – Т. 1. – 177 с. 3. Итоги науки и техники. Сер.: Турбиностроение. [Текст]. – М.: ВИНТИ, 1984. – Т. 3. – 130 с. 4. Транспортные машины с газотурбинными двигателями [Текст] / Н. С. Попов, С. П. Изотов, В. В. Антонов и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 259 с. 5. Рязанцев, Н. К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин [Текст]: учеб. пособие в 2-х частях / Н. К. Рязанцев. – К.: ИСИО, 1993. – Ч. 1. – 252 с. 6. Рязанцев, Н. К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин [Текст]: учеб. пособие в 2-х частях / Н. К. Рязанцев. – Х.: ХГПУ, 1996. – Ч. 2. – 388 с. 7. Герасименко, В. П. Теорія авіаційних двигунів [Текст]: підруч. / В. П. Герасименко. – Х.: ХАІ, 2003. – 199 с. 8. Югов, О. К. Основы интеграции самолёта и двигателя [Текст] / О. К. Югов, О. Д. Селиванов. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с. 9. Павленко, Г. В. Согласование характеристик силовой установки с ТРДД и самолёта [Текст]: учеб. пособие / Г. В. Павленко. – Х.: «ХАИ», 2002. – 55 с. 10. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст]: учеб. / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.: под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kulagin, V. V., et al. *Teorija, raschet i proektirovanie aviacionnyh dvigatelej i jenergetičeskijh ustanovok*. Vol. 3. Moscow: Mashinostroenie, 2005. Print. 2. *Itoги nauki i tehniki. Ser.: Turbinostroenie*. Vol. 1. Moscow: VINITI, 1976. Print. 3. *Itoги nauki i tehniki. Ser.: Turbinostroenie*. Vol. 3. Moscow: VINITI, 1984. Print. 4. Popov, N. S., et al. *Transportnye mashiny s gazoturbinnymi dvigateljami*. Leningrad: Mashinostroenie, 1987. Print. 5. Rjazancev, N. K. *Konstrukcija forsirovannyh dvigatelej nazemnyh transportnyh mashin*. Vol. 1. Kiev: ISIO, 1993. Print. 6. Rjazancev, N. K. *Konstrukcija forsirovannyh dvigatelej nazemnyh transportnyh mashin*. Vol. 2. Kharkov: HGPU, 1996. Print. 7. Gerasymenko, V. P. *Teorija aviacijnyh dyguniv*. Kharkiv: HAI, 2003. Print. 8. Jugov, O. K., and O. D. Selivanov. *Osnovy integracii samoljota i dvigatelja*. Moscow: Mashinostroenie, 1989. Print. 9. Pavlenko, G. V. *Soglasovanie harakteristik silovoj ustanovki s TRDD i samoljota*. Kharkov: "HAI", 2002. Print. 10. Vyrubov, D. N., et al. *Dvigateli vnutrennego sgoranija. Teorija porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej*. Moscow: Mashinostroenie, 1983. Print.

Поступила (received) 15.02.2014

УДК 621.18-5

С. Г. КОБЗАР, канд. техн. наук, с.н.с.; п.н.с. ІТТФ НАН України, Київ;
А. А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук; проф., академік НАНУ; Інститут технічної
теплофізики НАН України; НТТУ «КПІ», Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗНИЖЕННЯ ВИКИДІВ ОКСИДІВ АЗОТУ СИСТЕМОЮ СТУПЕНЕВОГО СПАЛЮВАННЯ ВУГІЛЛЯ КОТЛА ТПП-312 БЛОКУ № 6 ДТЕК ЛАДИЖИНСЬКА ТЕС

Виконано адоптацію моделі горіння вугілля програмного комплексу до хімічного складу палива, що спалюється на ДТЕК Ладижинська ТЕС. Проведено комп'ютерне моделювання роботи топки котла ТПП-312 блоку №6 ДТЕК Ладижинська ТЕС з системою ступеневого спалювання вугілля для режиму навантаження турбіни 280 МВт_е. Розрахунки проведено для проектних значень режимних параметрів системи ступеневого спалювання вугілля: надлишок повітря в основних пальниках – 1,15, кількість вугілля, що подається у додаткові пальники – 20 %. Ефективність зниження оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля визначалася шляхом співставлення з результатами розрахунків роботи котла ТПП-312 без системи ступеневого спалювання. Отримано, що при проектних значеннях режимних параметрів, система ступеневого спалювання вугілля забезпечує зниження емісії оксидів азоту на 22,6 %..

Ключові слова: горіння вугілля, пальник, оксиди азоту, ступеневе спалювання вугілля.

Вступ

Енергетика є базовою галуззю економіки України, що забезпечує функціонування всього господарського комплексу країни. Встановлена потужність генеруючого обладнання у 2012 році складала 53,8 млн. кВт, з яких 54,5 % розміщено на теплових електростанціях (ТЕС і великі ТЕЦ).

Для успішної інтеграції енергетичної системи України з об'єднанням енергосистем європейських країн, крім проведення заходів з підвищення надійності роботи генеруючого обладнання необхідно виконати вимоги по екологічним параметрам до енергоблоків. По екологічним показникам вугільні котли ТЕС оснащені лише системою уловлювання часток – електрофільтрами та мокрими скруберами. Важливого питанню зниження викидів оксидів азоту присвячено недостатньо уваги. На сьогодні показник рівня цих викидів від вугільних блоків складає 400...1600 мг/нм³, який потрібно зменшити до 350...600 мг/нм³ до 2020 року, та до 200 мг/нм³ після 2020 року. Для досягнення цієї мети необхідно провести реконструкцію вугільних блоків, які мають достатній залишковий ресурс. Прикладом таких блоків можуть бути схожі за конструкцією блоки ТПП-312 та ТПП-312а, якими оснащені Ладижинська ТЕС (6 блоків), Вуглегірська ТЕС (4 блоки), Запорізька ТЕС (4 блоки), Зуївська ТЕС (4 блоки). Залишковий ресурс цих блоків складає 16...34 роки.

Під час спалювання твердого палива одним з методів зниження викидів оксидів азоту є метод ступеневого спалювання вугілля. При реалізації даного методу витрата палива розділяється не менш ніж на два потоки: перший (75–90 % по теплу) подається в основні пальники з робочим надлишком повітря; другий (паливо допалювання) – в додаткові пальники, розташовані вище основних, з кількістю повітря нижче ніж стехіометричне значення. Завдяки цьому утворюється зона відновлення оксидів азоту до молекулярного азоту, що призводить до зниження емісії приблизно на 50 % [1, 2]. Решта необхідного для повного спалювання палива повітря подається у сопла допалювання, які розташовані вище додаткових пальників.

© С.Г. Кобзар, А.А. Халатов, 2014

Пробні пуски системи ступеневого спалювання на блоці № 4 ДТЕК Ладжинська ТЕС, яка використовує в якості палива допалювання природний газ, підтвердили ефективність цього методу зниження викидів оксидів азоту в атмосферу [3]. Через високу вартість природного газу та введення лімітів на його використання на даний час його використання в якості палива допалювання неможливе. У той же час в якості палива допалювання можливо використовувати вугілля. Порівняно з газом вугілля має меншу реакційну спроможність та потребує точних розрахунків параметрів експлуатації котла таких, як тонина помелу вугілля, що йде на допалювання, швидкість його подачі в пальники допалювання та значення локальних коефіцієнтів надлишку повітря в зонах основних та додаткових пальників.

Мета дослідження, постановка задачі

Метою дослідження є визначення ефективності системи ступеневого спалювання вугілля, яка змонтована на котлі ТПП-312 блоку № 6 ДТЕК Ладжинська ТЕС, на проектних режимах роботи.

На блоці № 6 ДТЕК Ладжинська ТЕС для зниження викидів оксидів азоту змонтована система ступеневого спалювання. В якості проектного палива допалювання заплановано використовувати вугільний пил. У додаткові пальники планується подавати вугілля такого ж фракційного складу, як і на основні пальники, без додаткових заходів з подрібнення палива, яке йде на допалювання. Система ступеневого спалювання вугілля змонтована на типовий проект котла ТПП-312 під час його реконструкції. Вертикальна компоновка котла ТПП-312 блоку № 6 після реконструкції наведена на рис. 1. В результаті реконструкції на відмітці 20,3 м були змонтовані додаткові пальники для подачі палива, які мають прямокутний перетин 0,3×0,3 м та встановлені під горизонтальним кутом 20°. На фронті та тилу котла змонтовано по 10 додаткових пальників. На фронті котла на відмітці 26,6 м та на тилу котла на відмітці 27,4 м встановлено сопла третинного повітря. Кожна сторона має по десять здвоєних по вертикалі сопел прямокутного перетину 0,3×0,15 м, при чому верхня частина встановлена під кутом 22° до бокової поверхні.

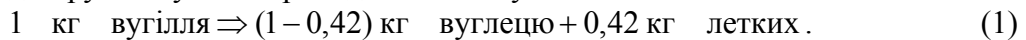
Для транспорту пилу у додаткові пальники планується використовувати димові гази. Стандартний котел ТПП-312 оснащений двома димососами ГД-20-500у з продуктивністю кожного 200 тис. м³/год. при температурі газів 400 °С. На систему приготування вугільного пилу відбирається половина витрати димових газів. Решта 200 тис. м³/год. подається у сопла рециркуляції. При введенні в експлуатацію системи ступеневого спалювання транспортування вугільного пилу у додаткові пальники буде здійснюватися димовими газами за допомогою двох димососів ДДНА-НЖ-15С з продуктивністю кожного 30–60 тис. м³/год. Залежно від продуктивності димососів ДДНА-НЖ-15С на транспортування аеросуміші у додаткові пальники буде витрачатися 60 чи 120 тис. м³/год., а решта витрати димових газів (140 чи 80 тис. м³/год.) буде подаватися у сопла рециркуляції (ДРГ на рис. 1).

Особливості моделі горіння вугілля

Котли ТПП-312 на ДТЕК Ладжинська ТЕС працюють на вугіллі марок Г та ДГ. Аналіз даних якості вугілля, яке використовується на станції, дав можливість вивести його осереднені характеристики, які використовувалися для вдосконалення моделі горіння вугілля пакету прикладних програм *Phoenix* [4].

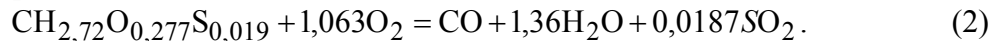
Для зменшення витрат машинного часу використовувалась модель сурогатного палива [5], за якою склад легких було представлено у вигляді однієї речовини та розраховувався відповідно до елементного складу вугілля. Масова частка легких у горючій складовій вугілля становить 42 %. При нагріванні вугільної частинки під час

термохімічної деструкції палива 42 % горючої маси вугілля переходить у газову фазу, а 58 % маси залишається в твердій фазі. В даній роботі зроблено припущення, що під час термохімічної деструкції вугілля тверда фаза складається лише з вуглецю. Процес термохімічної деструкції вугілля проходить за наступною схемою:



Виходячи з хімічного складу горючої маси летких, молекулярну формулу летких представлено як $C_xH_yO_zS_wN_r$. Оскільки азот не горить і становить незначну частку у складі летких, у подальшому він виключався з розгляду і формула летких вугілля представлялася у вигляді $CH_{2,72}O_{0,277}S_{0,019}$. Молекулярна маса летких становить 19,75 кг/кмоль.

Процес горіння летких за двостадійною схемою можна записати як:



Виходячи з рівняння (2) були зроблені необхідні кодування програмного

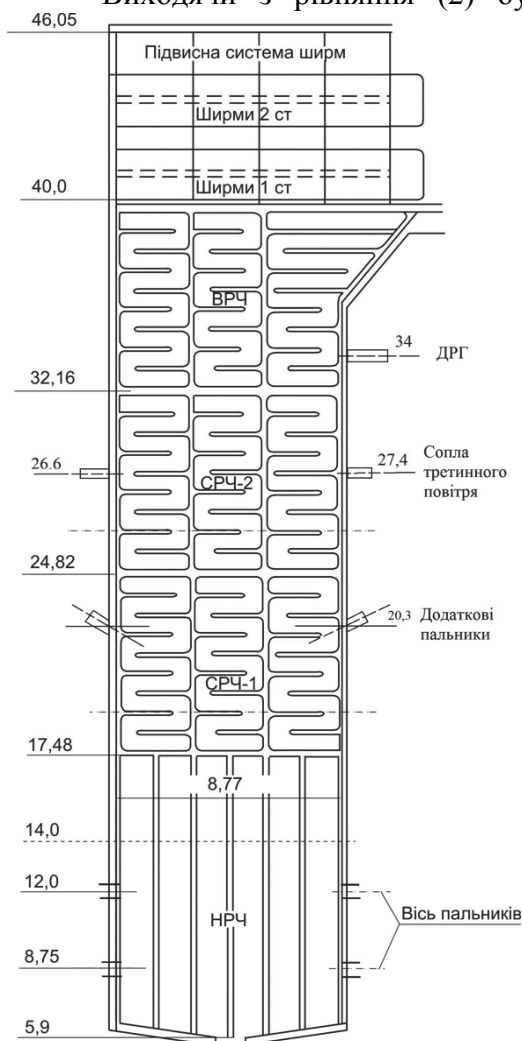


Рис. 1 – Вертикальна компоновка котла ТПП-312 з системою ступеневого спалювання вугілля: ВРЧ – верхня радіаційна частина; ДРГ – димові рециркуляційні гази; СРЧ – середня радіаційна частина; НРЧ – нижня радіаційна частина

комплексу по тепловому ефекту реакції та зміні концентрацій летких, кисню, водяної пари, монооксиду вуглецю та оксиду сірки. Детально модель горіння вугілля описана в роботі [4]. Для розрахунку емісії оксидів азоту в атмосферу при спалюванні вугілля використовувалися стандартні моделі утворення оксидів азоту, а саме термічний, *Prompt* та паливний. Для виявлення ефекту відновлення оксидів азоту при ступеневому спалюванні додатково використовувався *Reburning* механізм.

Граничні умови

Для визначення теплових граничних умов використовувалися дані станції по вхідним та вихідним температурам кожної з радіаційних поверхонь [4]. На кожній радіаційній поверхні температура задавалася сталою та визначалася, як середнє арифметичне вихідної та вхідної температур. За цією температурою задавався питомий радіаційний потік, що сприймала кожна з поверхонь. Міра чорноти труб була прийнята сталою та дорівнювала 0,8. Для розрахунку радіаційного теплообміну використовувалася *P-1* модель. Температури радіаційних поверхонь були збільшені на значення термічного перепаду в товщині матеріалу труб.

Для розрахунку двофазної течії використовувався метод Лагранжа. Згідно з даних станції кульові барабанні млини по фракційному складу мають наступну характеристику $\delta_{R_{90}} = 32 \%$. При проведенні

розрахунків було прийнято, що склад пилу складається з чотирьох фракції 12; 38; 62 та 90 мкм з масовими долями у суміші відповідно 0,18; 0,25; 0,25 та 0,32, що характерно для кульових барабанних млинів.

Програма розрахунків

Розрахунки проведені для максимального режиму навантаження турбіни ДТЕК Ладизинська ТЕС, яке становить 280 МВт_е. При даному режимі навантаження в роботі використовуються 16 пальників. Коефіцієнт надлишку повітря тримається на рівні 1,15. Для визначення ефективності системи стадійного спалювання вугілля спочатку проведено розрахунок роботи котла без системи ступеневого спалювання (Варіант 1). Для цього були задані нульові граничні умови по витратам у додаткових пальниках та соплах третинного повітря. В сопла рециркуляції подавалися димові гази з вмістом кисню 6 об. % у кількості 200 м³/год. при температурі 400 °С.

Проектна витрата пилу в додаткові пальники складає 20 % загальної витрати вугілля на котел. Надлишок повітря в основних пальниках при ступеневому спалюванні прийнято 1,15, решта повітря подавалася у сопла третинного повітря. Були проведені розрахунки двох режимів роботи системи ступеневого спалювання: Варіант 2 – подача пилу здійснюється димовими газами в кількості 60 тис. м³/год.; Варіант 3 – подача пилу здійснюється димовими газами в кількості 120 тис. м³/год.. Витрати вугілля в основні та додаткові пальники, а також витрата повітря у сопла третинного повітря для обох варіантів були однакові.

Результати дослідження

Використовуючи пакет прикладних програм *Phoenix* проведено комп'ютерне моделювання роботи топки котла ТПП-312 базового варіанту та з системою ступеневого спалювання, яка змонтована на блоці № 6 ДТЕК Ладизинська ТЕС. Результати розрахунків роботи системи ступеневого спалювання порівнювалися з базовим варіантом (без системи ступеневого спалювання).

На рис. 2 наведено температурне поле на вісі котла. Аналіз температурного поля на вісі котла для Варіанту 1 (див. рис. 2а) показав, що зона високих температур знаходиться в межах НРЧ та СРЧ-1. Максимальна температура полум'я ($T = 1875$ К) спостерігається посередині топки котла вище центральних пальників другого ярусу. При роботі системи ступеневого спалювання поле температур трансформується (див. рис. 2б та рис. 2в). Так, спостерігається зменшення максимальної температури на 60 градусів. В зоні основних пальників зона високих температур закінчується до додаткових пальників. В зоні подачі палива спостерігається зниження температури, що в першу чергу пов'язано з витратою теплової енергії на нагрів палива та термічну деструкцію «сирого» вугілля, в результаті якої виходять леткі.

В топці без системи ступеневого спалювання допалювання коксового залишку закінчується в районі сопел третинного повітря. При роботі системи ступеневого спалювання, ступінь вигорання коксового залишку залежить від швидкості подачі вугілля у додаткові пальники. При більшій швидкості подачі вугільного пилу (Варіант 3) очікується повне спалювання коксового залишку до ширм. У випадку Варіант 2, швидкість подачі палива забезпечує менший імпульс часткам вугілля, якого недостатньо для руху в середину топки. В цьому випадку очікується знос незгорілого коксового залишку в зону ширм, в першу чергу часток більшого діаметра.

На рис. 3 наведено розподіл масової концентрації оксиду азоту на вісі котла залежно від швидкості подачі вугілля у додаткові пальники. При роботі котла без системи ступеневого спалювання (рис. 3а) перша зона утворення оксиду азоту знаходиться в зоні пальників на середині котла, яка обумовлена утворенням оксиду

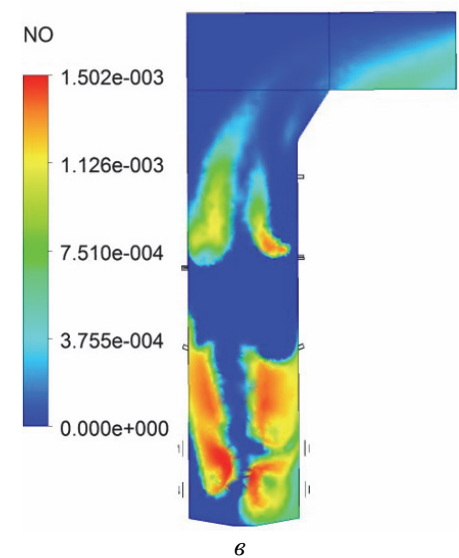
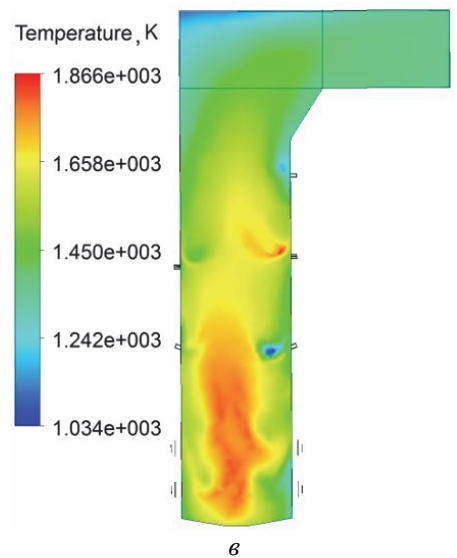
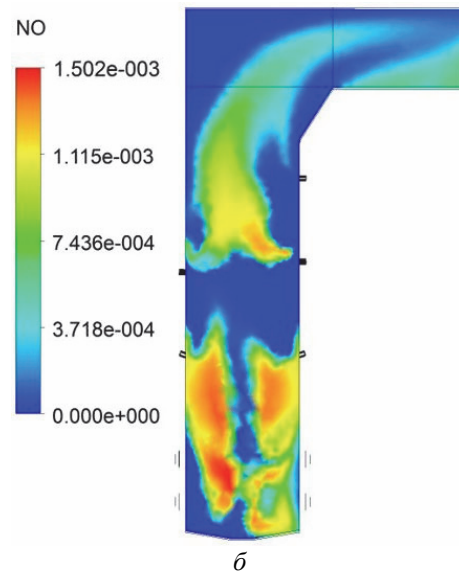
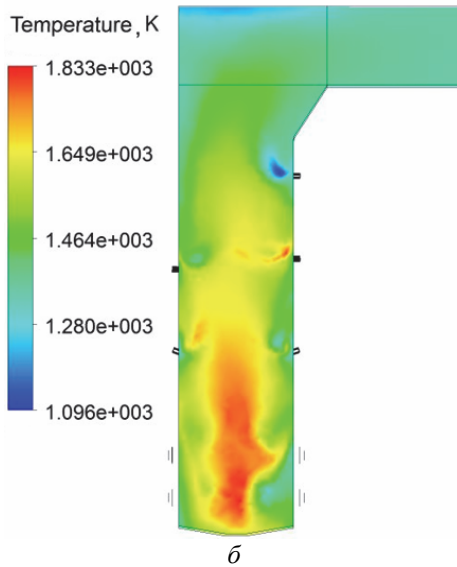
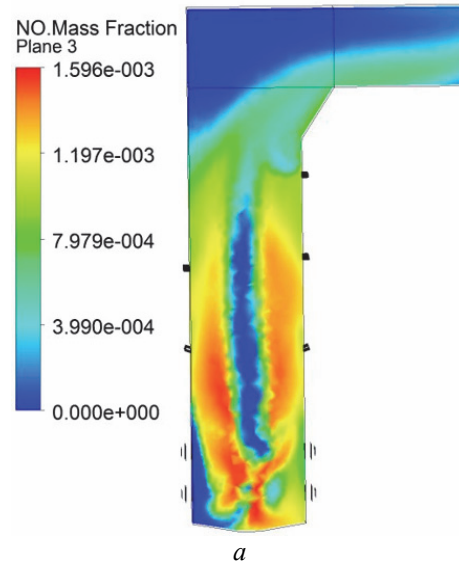
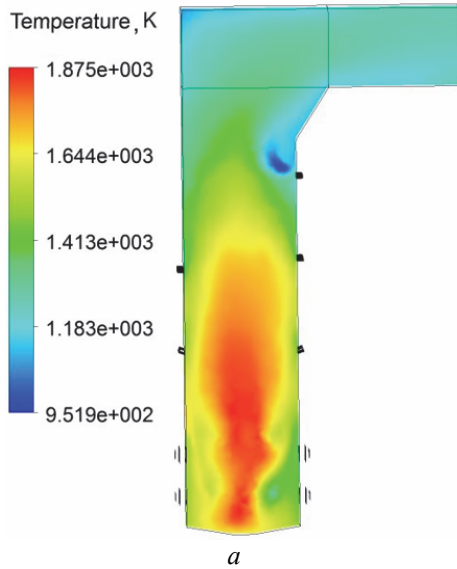


Рис. 2 – Температурне поле на осі котла:
a – Варіант 1; *б* – Варіант 2; *в* – Варіант 3

Рис. 3 – Масова концентрація оксиду азоту на осі котла:
a – Варіант 1; *б* – Варіант 2; *в* – Варіант 3

азоту за термічним механізмом. Основна зона утворення оксиду азоту розташована в межах СРЧ-1 та СРЧ-2 ближче до фронтальної та тилової сторін топки. В цій зоні утворення оксиду азоту відбувається переважно за паливним механізмом. Посередині топки котла розташована зона з низьким вмістом оксиду азоту, такий розподіл обумовлений аеродинамікою в середині топки котла та мінімальною концентрацією кисню у цій зоні.

При роботі топки котла з системою ступеневого спалювання вугілля спостерігається зона відновлення оксиду азоту, яка розташована між додатковими пальниками та соплами третинного повітря (див. рис. 3б та рис. 3в). Після сопел третинного повітря спостерігається нова зона утворення оксидів азоту. У разі подачі палива у додаткові пальники з більшою швидкістю, зона відновлення оксиду азоту має більшу площу (див. рис. 3в).

Ефективність системи ступеневого спалювання по зниженню викидів оксиду азоту для режиму навантаження 280 МВт_е наведено в таблиці. У разі подачі палива крізь додаткові пальники за допомогою витрати димових газів у об'ємі 120 тис. м³/год. зниження викидів становить 22,6 %.

Таблиця

Ефективність системи ступеневого спалювання по зниженню викидів оксиду азоту

Варіант	Емісія оксиду азоту, кг/с	Зниження емісії оксиду азоту, %
1	0,09243	0
2	0,07643	17,3
3	0,07153	22,6

Шляхи підвищення ефективності системи ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312

Проведені розрахунки показали, що система ступеневого спалювання з проектними значеннями коефіцієнту надлишку повітря та в разі подачі пилу у додаткові пальники вугільного пилу за допомогою димових газів у об'ємі 120 тис. м³/год. забезпечує зниження викидів оксидів азоту на рівні 22,6 %. З літератури [1–2] відомо, що системи ступеневого спалювання, які використовують в якості палива допалення вугілля, мають потенціал зниження викидів оксидів азоту до 50 %.

Шляхи підвищення відсотку зниження викидів оксиду азоту при експлуатації змонтованої на котлі ТПП-312 системи стадійного спалювання вугілля можна розділити на два напрями. Перший полягає у оптимізації коефіцієнту надлишку повітря у основних пальниках, з одночасним перерозподілом повітря у сопла третинного повітря. Другий полягає у подачі пилу з більшою тониною помелу у додаткові пальники. Поєднання двох напрямків, на нашу думку, дозволить підвищити ефективність системи ступеневого спалювання вугілля по зниженню викидів азоту у атмосферу.

Висновки

1) Проведено комп'ютерне моделювання роботи топки котла ТПП-312 з системою ступеневого спалювання вугілля для режиму навантаження турбіни 280 МВт_е.

2) Результати розрахунків показали, що у разі подачі у додаткові пальники вугільного пилу за допомогою димових газів у об'ємі 60 тис. м³/год. забезпечується зниження оксидів азоту на рівні 17,3 %; при подачі пилу у додаткові пальники за

допомогою димових газів у об'ємі 120 тис. м³/год. забезпечується зниження емісії оксидів азоту на рівні 22,6 %. Експлуатація системи ступеневого спалювання не повинна привести до значного шлакування ширм та забезпечує умови для плавлення золи у нижній частині топки.

3) Підвищення відсотку зниження викидів оксиду азоту при експлуатації змонтованої на котлі ТПП-312 блоку № 6 Ладижинської станції можливо досягти шляхом зменшення коефіцієнту надлишку повітря у основних пальниках до 1,0–1,1 з одночасним збільшенням витрати повітря у соплах третинного повітря.

Список літератури: 1. Smoot, L. D. NOx control through coal reburning [Текст] / L. D. Smoot, S. C. Hill, H. Xu // *Prog. Energ. Combust. Sci.* – 1998. – Vol. 24, No 5. – P. 385–408. 2. Maly, P. M. Alternative fuel reburning [Текст] / P. M. Maly, V. M. Zamansky, L. Ho, R. Payne // *Fuel.* – 1999. – Vol. 78, No. 3. – P. 327–334. 3. Моспан, Ю. М. Итоги внедрения трехступенчатого сжигания топлива на котле ТПП-312 Ладыжинской ГРЭС [Текст] / Ю. М. Моспан, В. Г. Лисовой // Первая американо-украинская конференция: «Защита атмосферного воздуха от вредных выбросов ТЭС»: сб. докладов. – Киев, 1996. – С. 84–88. 4. Кобзар, С. Г. Визначення зон підвищеної ерозії топкових екранів в залежності від режиму навантаження котлоагрегату ТПП-312 Ладижинської ТЕС [Текст] / С. Г. Кобзар, А. А. Халатов // *Пром. теплотехника.* – 2011. – Т. 33, № 4. – С. 55–62. 5. Кобзарь, С. Г. Аprobация упрощенной модели расчета горения и формирования оксидов азота при сжигании жидкого топлива [Текст] / С. Г. Кобзар, А. А. Халатов // *Пром. теплотехника.* – 2006. – Т. 28, № 3. – С. 62–69.

Bibliography (transliterated): 1. Smoot, L. D., S. C. Hill and H. Xu "NOx control through coal reburning." *Prog. Energ. Combust. Sci.* 24.5. (1998): 385–408. Print. 2. Maly, P. M., et al. "Alternative fuel reburning." *Fuel* 78.3. (1999): 327–334. Print. 3. Mospan, Ju. M., and V. G. Lisovoj. "Itogi vnedrenija trehstuppenchatogo szhiganiya topliva na kotle TPP-312 Ladyzhinskoj GRJeS." *Pervaja amerikano-ukrainskaja konferencija: "Zashhita atmosfernogo vozduha ot vrednyh vybrosov TJeS"*. Kiev, 1996. 84–88. Print. 4. Kobzar, S. G., and A. A. Halatov. "Vyznachennja zon pidvyshhenoi' erozii' topkovykh ekraniv v zalezhnosti vid rezhymu navantazhennja kotloagregatu TPP-312 Ladyzhyns'koi' TES." *Prom. teplotehnyka.* 33.4 (2011): 55–62. Print. 5. Kobzar', S. G., and A. A. Halatov. "Aprobacija uproshhennoj modeli rascheta gorenija i formirovanija oksidov azota pri szhiganii zhidkogo topliva." *Prom. teplotehnika* 28.3 (2006): 62–69. Print.

Надійшла (received) 10.02.2014

УДК 621.311.4

А. В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;

В. Л. КАВЕРЦЕВ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;

Т. В. ПОТАНИНА, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;

Т. А. ГАРКУША, н.с. НТУ «ХПИ»;

Т. А. ЕСИПЕНКО, н.с. НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА ТИПА ПГВ-1000 ЭНЕРГОБЛОКА АЭС С ВВЭР

Представлены описание конструкции, принципиальная тепловая схема, особенности функционирования и математическая модель горизонтального парогенератора типа ПГВ-1000, являющегося частью основного оборудования двухконтурных АЭС с ВВЭР-1000. Разработанная модель парогенератора реализована в виде компьютерной программы расчета и может рассматриваться как компонент автоматизированных программных комплексов в составе АСУ ТП (автоматизированные системы управления технологическими процессами) энергоблоков АЭС с ВВЭР-1000. Рассмотрена структура блоков программы расчета параметров технологических процессов в парогенераторах типа ПГВ-1000.

Ключевые слова: математическое моделирование, имитационный эксперимент, парогенератор, энергоблок АЭС, теплотехническая схема, тепловой баланс, процессы теплообмена.

Введение

Математическое моделирование является удобным инструментом для анализа процессов, происходящих в действующем основном и вспомогательном оборудовании энергоблоков АЭС и ТЭС, а также для эффективного управления, как отдельными агрегатами, так и всем энергоблоком.

Реализовать задачи краткосрочного, среднесрочного и долгосрочного управления позволяет использование на АЭС и ТЭС автоматизированных программных комплексов в составе автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУ ТП) [1]. Основой функционирования последних являются математические модели технологических процессов основного и вспомогательного оборудования энергоблоков электростанций, которые методами имитационного эксперимента решают задачи расчета параметров на различных режимах эксплуатации. Поэтому разработка таких математических моделей, в том числе и парогенераторов АЭС, является актуальной научно-прикладной задачей.

Описание объекта исследования - конструкции парогенератора

Парогенератор АЭС, в частности парогенератор типа ПГВ-1000, представляет собой специфический теплообменный агрегат [2]. Этот агрегат наряду с ядерным реактором и паровой турбиной относится к основному оборудованию многоконтурных (двухконтурных) паротурбинных АЭС. В парогенераторе осуществляется производство рабочего пара с использованием теплоты, отводимой из активной зоны реактора охлаждающей средой и направляемой на поверхности теплообмена парогенератора. Парогенераторы АЭС, связывая между собой контуры теплоносителя и рабочего вещества, в равной мере принадлежат каждому из них.

Тепловоспринимающей средой в парогенераторе является рабочее вещество (вода, пар). Парогенераторы АЭС типа ПГВ-1000 с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением, вырабатывают сухой насыщенный пар. Требование поддержания высокой чистоты теплоносителя обуславливает выполнение поверхностей теплообмена

© А.В. Ефимов, В.Л. Каверцев, Т.В. Потанина, Т.А. Гаркуша, Т.А. Есипенко, 2014

таких парогенераторов из аустенитной нержавеющей стали с электрополированными поверхностями.

Конструктивно парогенератор типа ПГВ-1000 для АЭС с ВВЭР представляет собой однокорпусный двухконтурный теплообменный аппарат горизонтального расположения с погруженным трубным пучком (рис. 1). Парогенератор состоит из корпуса, входного и выходного коллекторов, U-образного трубного пучка поверхности теплообмена, раздающего коллектора питательной воды, встроенного сепарационного устройства, пароотводящей системы, системы продувок и дренажа. Цилиндрическая часть разделена на три обечайки, средняя из которых имеет увеличенную толщину, так как ослаблена проходящими через неё цилиндрическими вертикальными коллекторами. Коллекторы служат для подвода и отвода теплоносителя первого контура АЭС. Поверхность теплообмена состоит из двух симметричных частей (левой и правой), каждая из которых включает в себя половину раздающего и собирающего коллекторов, связанных U-образными трубами. Количество труб в каждой части равно половине общего количества труб. Площадь для крепления труб в каждом полукolleкторе равна 0,25 части круга диаметром $\pi d_{\text{вн.к}}$, где $d_{\text{вн.к}}$ – внутренний диаметр коллектора.

Поверхность теплообмена парогенератора типа ПГВ-1000 включает в себя 11000 труб горизонтального пучка. Внутренний диаметр труб равен 16 мм, толщина стенок труб составляет 1,5 мм, средняя длина равна 11,3 м. Трубы пучка опираются на дистанционирующие решетки.

Корпус парогенератора ПГВ-1000 и коллекторы теплоносителя первого контура АЭС выполнены из стали марки 10ГН2МФА. Коллекторы расположены симметрично относительно вертикальной оси парогенератора. Трубы поверхности теплообмена парогенератора ПГВ-1000 выполнены из аустенитной стали марки 08X18H10T. Расположение труб в теплообменном пучке этого парогенератора – шахматное.

Необходимо отметить, что обеспечение надежности работы теплообменных труб парогенераторов является важнейшей задачей для АЭС различного типа во всем мире.

Существуют различные современные модификации конструкции горизонтального парогенератора типа ПГВ-1000: ПГВ-1000М; ПГВ-1000М(В); ПГВ-1000МК. В конструкциях этих парогенераторов принято большое количество новых технических решений по сравнению с базовой конструкцией парогенератора ПГВ-1000, направленных на повышение уровня надежности их работы и на увеличение срока эксплуатации. Так, в конструкции парогенератора ПГВ-1000МК (с увеличенным на 200 мм внутренним диаметром корпуса) применена разреженная коридорная компоновка труб в теплообменном пучке. Применение такой компоновки труб по сравнению с шахматной компоновкой позволяет: повысить интенсивность циркуляции среды в пучке, что уменьшает вероятность повреждения теплообменных труб из-за снижения скорости роста отложений на них и концентрации коррозионно-активных примесей под ними; снизить возможность забивания межтрубного пространства отслоившимся шламом; облегчить доступ в межтрубное пространство для обследования, чистки и ремонта; увеличить запас воды в парогенераторе; снизить напряжение металла коллектора теплоносителя первого контура; увеличить пространство под трубным пучком для облегчения удаления шлама.

Питательная вода подводится к парогенератору ПГВ-1000МК по трубопроводу, приваренному к патрубку входа питательной воды. Конструкция патрубка обеспечивает тепловую изоляцию. Коллектор питательной воды расположен над трубным пучком в паровом пространстве и соединен с раздающими трубами, распо-

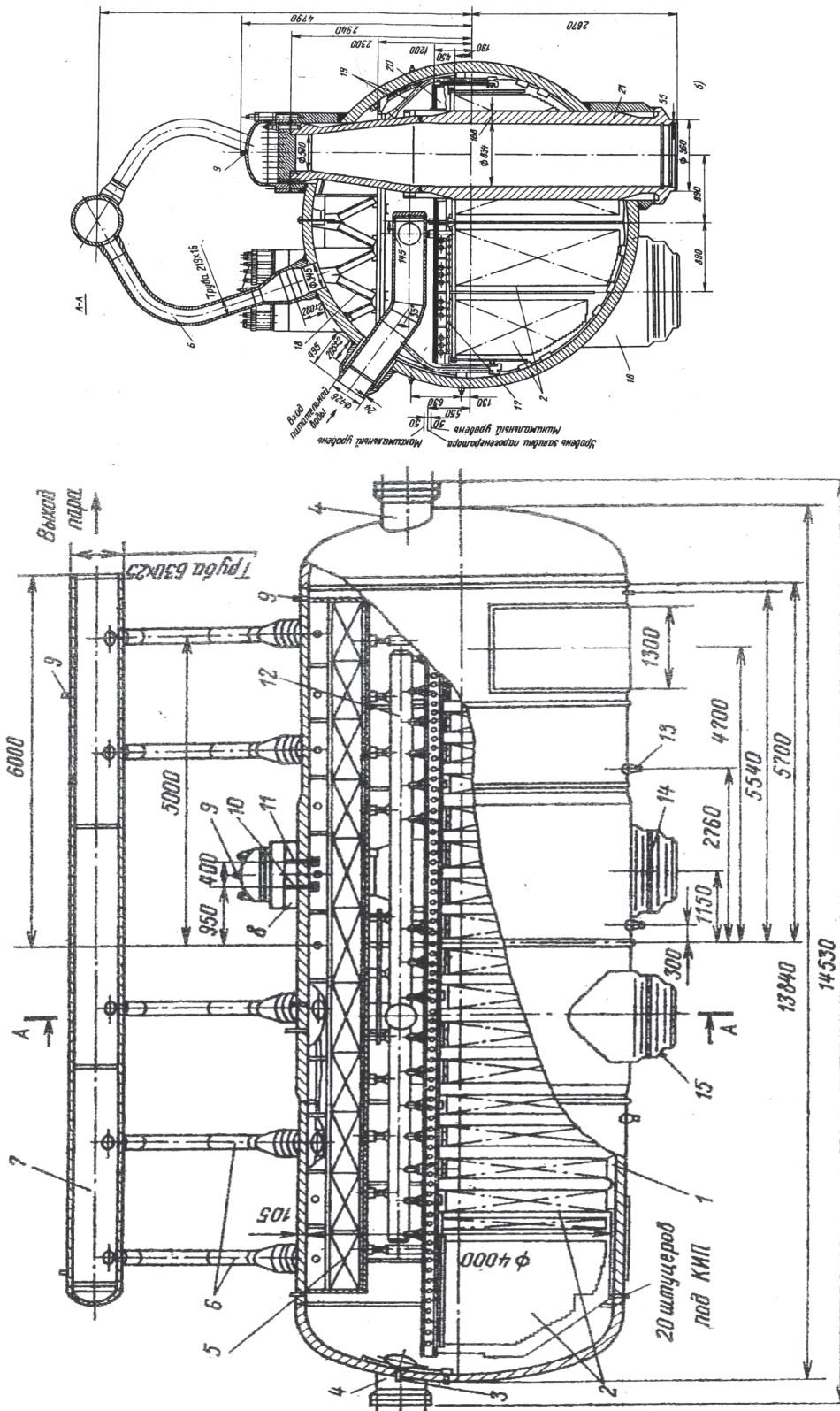


Рис. 1 – Горизонтальный парогенератор типа ПГВ-1000:

1 – корпус парогенератора; 2 – пучок труб; 3 – штуцеры уровня; 4 – люк-лаз; 5 – жалюзийный сепаратор; 6 – пароводящие трубы; 7 – коллектор пара; 8 – крышка люка; 9 – штуцер воздушника второго контура; 10 – штуцер контроля протечек; 11 – штуцер воздушника первого контура; 12 – коллектор питательной воды; 13 – штуцер продувки; 14 – патрубков коллектора; 15 – штуцер дренажа; 16 – водной коллектор теплоносителя; 17 – разводящие трубы питательной воды; 18 – пароприемный потолок; 19 – трубы отвода отсепарированной влаги; 20 – погруженный дырчатый щит; 21 – выходной коллектор теплоносителя

женными между дырчатым листом и трубным пучком в водяном объеме парогенератора. Принятая схема раздачи питательной воды обеспечивает принцип ступенчатого испарения, что позволяет снизить концентрации растворимых примесей и повысить эффективность их удаления с непрерывной продувкой.

В принятой в парогенераторе ПГВ-1000МК схеме раздачи питательной воды, помимо подачи её над трубным пучком, часть её подается в опускные коридоры теплообменного пучка, что увеличивает кратность циркуляции питательной воды.

В пакетах труб парогенератора ПГВ-1000МК осуществляется подъемное движение среды, а в межтрубных коридорах, в основном, – опускное. Высокая паровая нагрузка верхних рядов пучка теплообменных труб вблизи горячего коллектора обуславливает их значительное гидравлическое сопротивление, что приводит к выходу части пара из пучка теплообменных труб в межтрубный канал. Вместе с паром в него выходит и часть циркулирующей воды, образуя локальный контур циркуляции в нижней части межтрубного канала. Таким образом, в нижнюю часть пучка вода входит из межтрубного канала под действием статического напора столба пароводяной смеси. По мере приближения к верхней части пучка начинают преобладать процессы выхода пароводяной смеси в межтрубный канал из-за возрастания нагрузки и, соответственно, гидравлического сопротивления трубного пакета. В самом верхнем участке пучка теплообменных труб может осуществляться движение пароводяной смеси внутрь пучка.

В верхней части межтрубных каналов на «горячей» стороне пучка труб происходит подъемное движение среды, вызванное выходом в канал и всплытием пузырей пара. По мере приближения к «холодной» стороне труб зона подъемного движения уменьшается, опускное движение преобладает по всей высоте трубного пакета, а локальная кратность циркуляции увеличивается из-за улучшения условий опускания и снижения локальной паропроизводительности. Часть циркулирующей через пучок питательной воды проходит через отверстия погруженного дырчатого листа и затем попадает в опускные каналы. Другая часть воды циркулирует через каналы между трубными пакетами, которые свободны от подъемного движения среды. Циркуляция также происходит и в продольном направлении. Вода, поступающая вместе с паром на погруженный дырчатый лист, через его отверстия и межтрубный канал у «горячего» коллектора растекается в направлении торцов парогенератора.

Дырчатый погруженный лист с коэффициентом перфорации 8 % предназначен для выравнивания скорости выхода пара с зеркала испарения. Для стока воды между листом и корпусом парогенератора существует зазор шириной 150 мм. Предусмотрен также зазор между дырчатым листом и днищем парогенератора, обеспечивающий доступ к нижней части пучка для осмотра. В базовой конструкции парогенератора ПГВ-1000 по всему периметру к дырчатому листу приварены закраины, препятствующие выходу пара, минуя дырчатый лист, и обеспечивающие необходимую высоту паровой подушки под дырчатым листом. Уровень воды в парогенераторе при его заполнении устанавливается на 100 мм выше дырчатого листа.

В паровом пространстве парогенератора ПГВ-1000 установлен жалюзийный сепаратор, который повышает степень осушки пара.

В базовой конструкции парогенератора типа ПГВ-1000 для увеличения площади сепарации жалюзийные пакеты установлены под углом 60° к горизонту. Отсепарированная в жалюзи вода сливается в сливные корыта, выполненные из швеллера, и по сливным трубам отводится под уровень воды между трубным пучком и стенкой корпуса парогенератора. Сухой насыщенный пар по десяти патрубкам

діаметром 219 мм поступає в колектор пара і з нього в паропровод свіжого пара енергблока.

В модифікаціях парогенераторів ПГВ-1000М(В) і ПГВ-1000МК застосовується аналогічна схема, заснована на принципі гравітаційної сепарації, в якій для вирівнювання парової навантаження зеркала випарення використовується поглиблений дірчатий лист, замість жалюзійного сепаратора встановлено плоский пароприймний дірчатий лист.

Постановка задачі математического моделювання парогенератора і її реалізація

При створенні математическої моделі парогенеруючого обладнання енергблоків АЕС з ВВЭР-1000 в якості об'єкта моделювання була розглянута теплотехнічна схема парогенератора без пароперегрівача і виділеного в окремий ділянку економайзера, ідентична для всіх модифікацій парогенератора типу ПГВ-1000 (рис. 2, 3). Питальна вода з температурою t'_2 подається в корпус парогенератора, де змішується з циркулюючою частиною води, поступає вниз випарника і кипить на зовнішній поверхні труб. Підігрів питальної води до $t''_2 = t_s$ (температури насичення) здійснюється в випарнику за рахунок конденсації певної кількості пари.

Математическа модель парогенератора включає наступні залежності:

– рівняння теплового балансу парогенератора:

$$Q_{\text{ПГ}} = (D + D_{\text{с.н}} + D_{\text{пр}})(i'_s - i_{\text{п.в}}) + (D + D_{\text{с.н}})r;$$

$$G(i'_1 - i''_1)\eta_{\text{ПГ}} = (D + D_{\text{с.н}} + D_{\text{пр}})(i'_s - i_{\text{п.в}}) + (D + D_{\text{с.н}})r,$$

де $Q_{\text{ПГ}}$ – кількість теплоти, переданої від теплоносія робочому речовині в парогенераторі; G – масовий витрат теплоносія; i'_1 і i''_1 – ентальпії теплоноси-

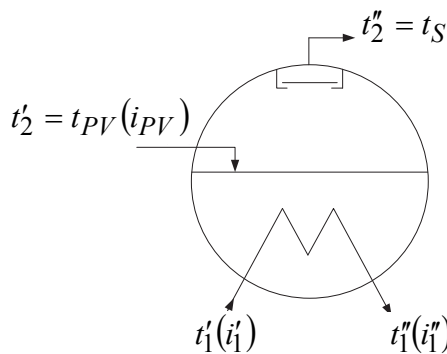


Рис. 2 – Принципіальна теплова схема горизонтального парогенератора ПГВ-1000

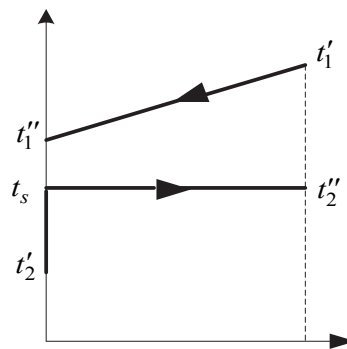


Рис. 3 – t, Q – діаграма горизонтального парогенератора ПГВ-1000

теля на вході в парогенераторі і виході з нього; $\eta_{\text{ПГ}}$ – КПД парогенератора; D – паропроизводительность парогенератора; $D_{\text{пр}} = (0,005 - 0,01)D$ – витрат води на продувку парогенератора; $D_{\text{с.н}} = (0,015 - 0,03)D$ – витрат пари на власні потреби; $i_{\text{п.в}}$ – ентальпія питальної води; i'_s – ентальпія води при температурі насичення; r – прихована теплота пароутворення;

– рівняння матеріального балансу робочої речовини

$$D_{\text{п.в}} = D_{\text{пр}} + D_{\text{исп}} + D,$$

где $D_{п.в}$, $D_{исп}$ – расходы соответственно питательной воды и рабочего вещества через испарительную зону;

– уравнение материального баланса для теплоносителя первого контура

$$G_p = 4G,$$

где G_p – расход теплоносителя первого контура через реактор;

– уравнение теплопередачи

$$Q = kF\Delta t_{cp},$$

где k – коэффициент теплопередачи, F – площадь поверхности теплообмена; Δt_{cp} – среднелогарифмический температурный напор между теплоносителем и рабочим веществом.

Определить термодинамические и теплофизические параметры теплоносителя и рабочего вещества парогенератора позволяет наличие значений их давления и средней температуры. Средняя температура рабочего вещества у парогенератора с погруженной поверхностью теплообмена равна температуре насыщения при рабочем давлении (давлении вырабатываемого пара): $\bar{t}_{2cp} = t_s$. Средняя температура теплоносителя

вычисляется как $\bar{t}_{1cp} = t_s + \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_M}{2}$, а среднелогарифмический температурный напор

определяется по формуле $\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}$, где Δt_{δ} , Δt_M – соответственно больший и

меньший температурные напоры, рассчитываемые как $\Delta t_{\delta} = t'_1 - t_s$, $\Delta t_M = t''_1 - t_s$.

Эта формула справедлива при условии постоянства массового расхода греющей и нагреваемой сред, а также коэффициента теплопередачи вдоль всей поверхности теплообмена.

В уравнениях теплообмена используются следующие критерии [3]: критерий

Рейнольдса $Re = \frac{wd_{эКВ}\rho}{\mu}$, где w – скорость потока; ρ – плотность среды; μ –

динамическая вязкость; $d_{эКВ}$ – эквивалентный диаметр канала; критерий Прандтля

$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$, где c_p – удельная теплоемкость среды при постоянном давлении; λ –

теплопроводность среды; критерий Нуссельта $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$, где α – коэффициент

теплоотдачи; коэффициент теплопроводности труб поверхности теплообмена $\lambda_{ст}$ зависит от температуры стенок труб; средняя температура стенки трубы

$\bar{t}_{ст} = t_1 - q \left(\frac{1}{\alpha_1} + 0,5 \frac{S_{ст}}{\lambda_{ст}} \right)$ или $\bar{t}_{ст} = t_2 - q \left(\frac{1}{\alpha_2} + 0,5 \frac{S_{ст}}{\lambda_{ст}} \right)$, где q – удельный тепловой

поток, t_1, t_2 – температуры теплоносителя и рабочего вещества, α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы и от стенки трубы к рабочему веществу.

Энтальпия, скрытая теплота парообразования, теплоемкость, теплопроводность, динамическая вязкость при заданной температуре и давлении теплоносителя, а также теплопроводность стенок труб определяются по интерполяционным и

аппроксимационным полиномам, описывающим термодинамические и теплофизические свойства воды и водяного пара [4].

Коэффициент теплопередачи k характеризует интенсивность передачи теплоты через стенку поверхности теплообмена парогенератора. Значение коэффициента теплопередачи зависит от величины коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон стенки

трубы α_1, α_2 и её термического сопротивления $R_{ст} = \frac{S_{ст}}{\lambda_{ст}}$: $k = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}$, где

$S_{ст}$ – толщина стенки трубы, половина разности между внешним d_H и внутренним $d_{вн}$ её диаметром, то есть $S_{ст} = \frac{d_H - d_{вн}}{2}$; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки трубы (стали) при температуре стенки $t_{ст}$.

Коэффициент теплоотдачи α_1 от теплоносителя к стенке трубы рассчитывается по формуле $\alpha_1 = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \frac{\lambda}{d_{вн}}$, где $Re = \frac{w_1 d_{вн} \rho_1}{\mu_1}$ – критерий Рейнольдса; w_1 – скорость теплоносителя; ρ_1 – плотность теплоносителя; μ_1 – коэффициент динамической вязкости теплоносителя; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы. Коэффициент теплоотдачи α_1 зависит от температуры теплоносителя, поэтому является переменным значением по длине труб поверхности теплообмена.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к кипящей воде α_2 зависит от удельного теплового потока, изменяющегося по длине труб поверхности теплообмена, и потому рассчитывается для входного и выходного участков труб поверхности теплообмена по ходу движения теплоносителя по формуле $\alpha_2 = 8,24q^{0,7} 10^{-3}$.

Коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы, коэффициенты теплопередачи, а также среднее значение коэффициента теплопередачи для входного и выходного участков труб по ходу движения теплоносителя рассчитываются аналогично. При разработке модели парогенератора предполагалось, что и скорость, и температура теплоносителя и рабочего вещества изменяется только в одном направлении, то есть принималось одномерное поле скоростей и температур.

Уравнение неразрывности (закон сохранения массы) для одномерного потока в канале имеет вид: $G = w\rho f$, где G – массовый расход среды через канал (коллектор, трубу и т.п.); w – средняя скорость среды в канале (так называемая среднерасходная скорость); ρ – плотность среды; f – площадь проходного сечения канала, $f = \pi d_{вн}^2 / 4$.

Гидравлическое сопротивление, имеющее место при движении теплоносителя (гидравлическое сопротивление первого контура парогенератора), Δp_I складывается из гидравлического сопротивления входного коллектора $\Delta p_{вх.к}$, гидравлического сопротивления выходного коллектора $\Delta p_{вых.к}$ и гидравлического сопротивления труб поверхности теплообмена $\Delta p_{тр}$: $\Delta p_I = \Delta p_{вх.к} + \Delta p_{вых.к} + \Delta p_{тр}$.

Гидравлические сопротивления входного и выходного коллекторов равны соответственно: $\Delta p_{вх.к} = \xi \frac{l_{вх.к}}{d_{вх}} \gamma_1' \frac{w_1'^2}{2g}$; $\Delta p_{вых.к} = \xi \frac{l_{вых.к}}{d_{вых}} \gamma_1'' \frac{w_1''^2}{2g}$, где $l_{вх.к}$, $l_{вых.к}$ –

длина входного и выходного коллекторов соответственно; $d_{\text{вх}}$, $d_{\text{вых}}$ – диаметры труб входного и выходного коллекторов соответственно; γ'_1, γ''_1 – удельный вес теплоносителя во входном и выходном коллекторах соответственно; w'_1, w''_1 – скорости теплоносителя во входном и выходном коллекторах соответственно; ξ – коэффициент трения; g – ускорение свободного падения.

$$\text{Скорость теплоносителя во входном коллекторе: } w'_1 = \frac{G}{0,785d^2\gamma'_1}.$$

$$\text{Скорость теплоносителя в выходном коллекторе: } w''_1 = \frac{G}{0,785d^2\gamma''_1}.$$

Коэффициент трения ξ зависит от вида жидкости, режима течения (критерия Re) и состояния поверхности канала (относительной шероховатости стенок канала $\delta_{\text{ш}}$). Характер течения теплоносителя в трубах поверхности теплообмена парогенератора (ламинарное или турбулентное) характеризуется значением $Re > Re_{\text{пер}} \approx 120 d/\delta_{\text{ш}}$, где $Re_{\text{пер}} \approx 120 d/\delta_{\text{ш}}$ – переходное число Рейнольдса.

Относительная шероховатость $\delta_{\text{ш}}$ внутренней поверхности труб (каналов) парогенератора определяется как отношение высоты выступов шероховатости e к внутреннему диаметру труб d . Для стальных новых труб, не подвергшихся коррозии, $e = 0,06-0,1$ мм, для мало прокорродировавшихся труб (в условиях среднего времени эксплуатации) $e = 0,1-0,2$ мм, для сильно прокорродировавшихся труб после длительной эксплуатации $e \geq 0,5$ мм.

Для режима устойчивого турбулентного течения, наблюдаемого в парогенераторах типа ПГВ-1000, коэффициент трения ξ не зависит ни от свойств среды, ни от скорости течения и определяется в зависимости только от относительной шероховатости по формуле:

$$\xi = \left(1,74 + 2 \lg \frac{r_{\text{вн}}}{\delta_{\text{ш}}} \right)^{-2}, \text{ где } r_{\text{вн}} \text{ – внутренний радиус трубы.}$$

Гидравлическое сопротивление труб поверхности теплообмена вычисляется как $\Delta p_{\text{тр}} = \left(\sum \xi_{\text{тр}} \right) \gamma_{1\text{ср}} \frac{w_{1\text{тр}}^2}{2}$, где $\sum \xi_{\text{тр}}$ – сумма местных сопротивлений (вход в трубы, поворот потока на 90° , выход из трубы); $\gamma_{1\text{ср}}$ – удельный вес теплоносителя при температуре $\bar{t}_{1\text{ср}}$; $w_{1\text{тр}}$ – средняя скорость теплоносителя в трубах. Последняя величина

рассчитывается следующим образом: $w_{1\text{тр}} = \frac{G}{f_{\text{тр}} n_{\text{тр}} \rho_{1\text{ср}}}$, где $\rho_{1\text{ср}}$ – средняя плотность теплоносителя; $f_{\text{тр}} n_{\text{тр}}$ – суммарная площадь сечения труб поверхности теплообмена.

Гидравлическое сопротивление второго контура в парогенераторе Δp_{II} , которое преодолевается питательным насосом, складывается из сопротивлений подачи питательной воды в парогенератор, жалюзийных сепараторов и выхода пара из парогенератора. Сопротивление выхода питательной воды из входного патрубка в коллектор питательной воды вычисляется по формуле $\Delta p_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх.п}} \rho_{\text{п.в}}' \frac{w_{\text{п.в}}^2}{2}$, где

$w_{п.в} = \frac{(D + D_{пр})v'_2}{0,785 d_{вх.п}^2}$. Здесь ρ'_2 – плотность питательной воды на входе в коллектор;

$d_{вх.п}$ – диаметр входного патрубка; v'_2 – удельный объем питательной воды, который определяется по значениям температуры t'_2 и давления p_2 .

В трубах раздачи питательной воды при повороте на 90° коэффициент местного сопротивления $\xi_{тр.раз} = 0,2$; скорость питательной воды в трубах раздачи определяется

как $w'_2_{тр.раз} = \frac{(D + D_{пр})v'_2}{0,785 n d_{тр}^2}$, где n – количество труб раздачи в одной из двух

симметричных частей парогенератора.

Гидравлическое сопротивление парогенератора по паровому тракту (гидравлическое сопротивление от входа в сепарационное устройство до входа в паровой коллектор) состоит из суммарного сопротивления жалюзи $\Delta p_{ж}$, сопротивления пароприемного дырчатого листа $\Delta p_{д.л}$, сопротивления паропроводящих патрубков $\Delta p_{патр}$ и сопротивления на входе в паровой коллектор $\Delta p_{вых}$. Эти

сопротивления вычисляются по следующим формулам: $\Delta p_{ж} = \left(\sum \xi_{ж}\right) \frac{w_{ж}^2 \rho''}{2}$,

$\Delta p_{д.л} = \xi_{д.л} \frac{w_{д.л}^2 \rho''}{2}$, $\Delta p_{патр} = \xi_{патр} \frac{w_{патр}^2 \rho''}{2}$, $\Delta p_{вых} = \xi_{вых} \frac{w_{патр}^2 \rho''}{2}$, где $\sum \xi_{ж}$ –

суммарный коэффициент сопротивления при проходе пара через жалюзи; $\xi_{д.л}$, $\xi_{патр}$, $\xi_{вых}$ – соответственно коэффициенты сопротивлений отверстий пароприемного дырчатого листа, паропроводящих патрубков, входных патрубков парового коллектора; $w_{ж}$, $w_{д.л}$, $w_{патр}$ – скорости пара соответственно в жалюзи, в отверстиях дырчатого листа, в паропроводящих патрубках; ρ'' – плотность пара.

Скорости пара на различных участках парового тракта рассчитываются следующим образом: $w_{ж} = \frac{D}{f_{ж} \rho''}$, $w_{д.л} = \frac{D}{f_{д.л} \rho''}$, $w_{патр} = \frac{D}{0,785 d_{патр}^2 n_{патр} \rho''}$, где $f_{ж}$,

$f_{д.л}$ – «живые» сечения каналов прохода пара в жалюзи и в пароприемном дырчатом листе; $n_{патр}$ – число паропроводящих патрубков; $d_{патр}$ – диаметр отверстий патрубков.

Сопротивление по всему паровому тракту составляет: $\Delta p_{II} = \Delta p_{ж} + \Delta p_{д.л} + \Delta p_{патр} + \Delta p_{вых}$.

Мощность, необходимая для преодоления гидравлических сопротивлений в тракте теплоносителя первого контура АЭС, то есть мощность главного циркуляционного насоса реакторной установки, равна $N_1 = \frac{G \Delta p_I}{\rho_{ср} \eta_{гцн}}$, где $\eta_{гцн}$ – КПД

главного циркуляционного насоса; $\rho_{ср}$ – средняя плотность теплоносителя.

Мощность питательного насоса, необходимая для преодоления гидравлических сопротивлений в тракте рабочего вещества (питательной воды и пара) во втором

контуре АЭС, равна $N_2 = \frac{D_{п.в} \Delta p_{II}}{\rho_{п.в} \eta_{п.н}}$, где $D_{п.в}$ – расход питательной воды; $\rho_{п.в}$ –

плотность воды при температуре $t_{п.в}$ и давлении $p_{п.в}$; $\eta_{п.н}$ – КПД питательного насоса.

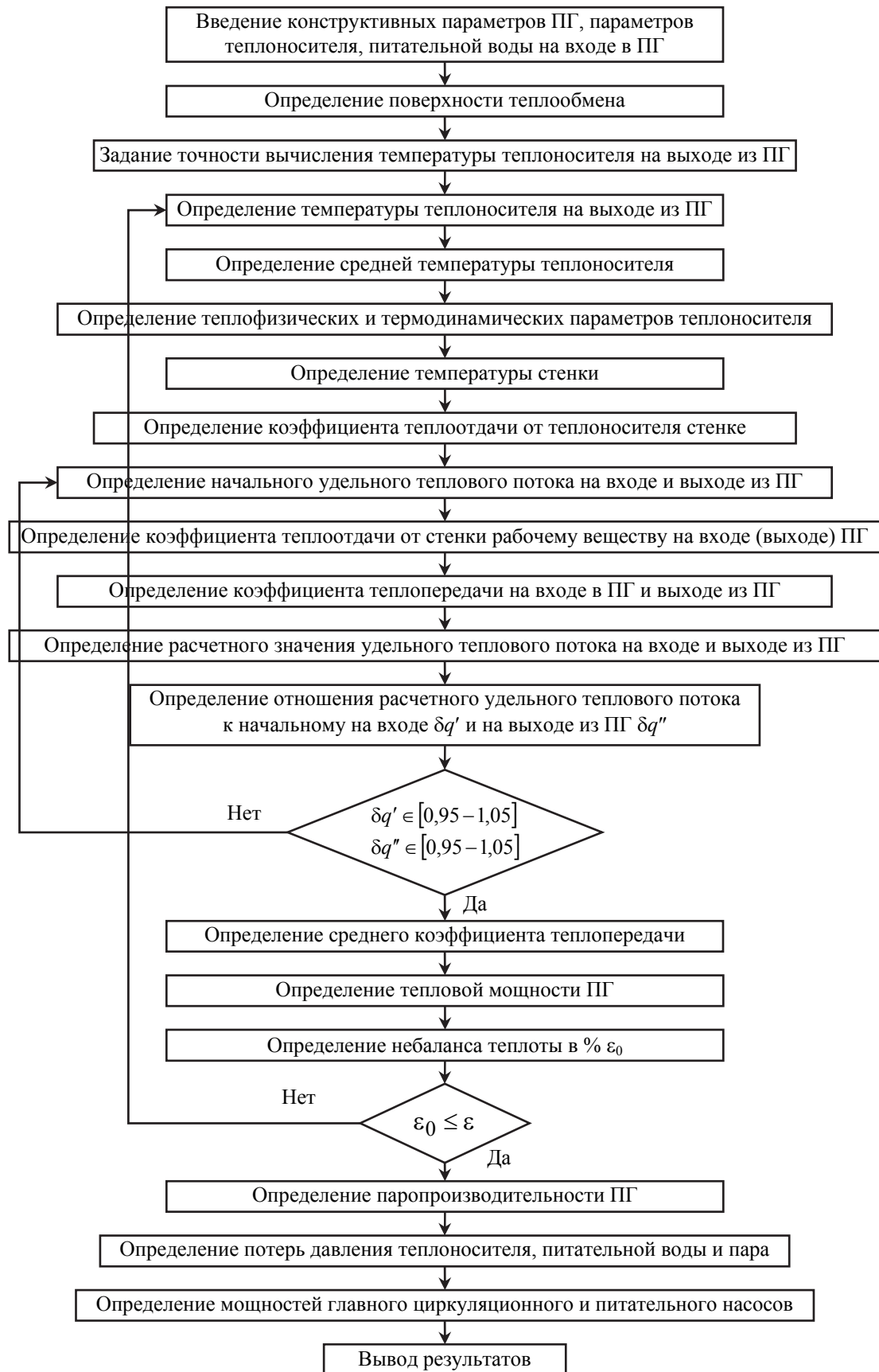


Рис. 4 – Структура блоков программы расчета парогенератора

Общая длина всех труб поверхности теплообмена парогенератора L определяется по формуле $L = 2l_{\text{гор}}n_{\text{тр}} + \sum_{R_i} \pi R_i n_i$, где $l_{\text{гор}}$ – длина горизонтальной части труб; $n_{\text{тр}}$ – количество труб поверхности теплообмена парогенератора; n_i – количество гибов труб с радиусом R_i , $\sum_{R_i} n_i = n_{\text{тр}}$.

Поскольку трубы поверхности теплообмена парогенератора цилиндрические, то площадь поверхности теплообмена равна $F = \pi d_{\text{ср}} L$, где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб.

Разработанная модель горизонтального парогенератора типа ПГВ-1000 была реализована в виде компьютерной программы расчета, структура блоков которой представлена на рис. 4.

Выводы

Разработанная модель и компьютерная программа расчета параметров и характеристик горизонтального парогенератора типа ПГВ-1000 могут рассматриваться как компоненты автоматизированных программных комплексов в составе АСУ ТП энергоблоков АЭС с ВВЭР-1000.

Список литературы: 1. Ефимов, А. В. Совершенствование и оптимизация моделей, процессов, конструкций и режимов работы энергетического оборудования АЭС, ТЭС и отопительных котельных [Текст] / А. В. Ефимов, Л. В. Гончаренко, Т. В. Потанина [и др.] – Х.: Підручник НТУ «ХПІ», 2013. – 376 с. – ISBN 978-966-2426-84-7. 2. Ефимов, А. В. Конструкции, материалы, процессы и расчеты реакторов и парогенераторов АЭС [Текст] / А. В. Ефимов, Н. Н. Пелипенко. – Х.: Підручник НТУ «ХПІ», 2010. – 307 с. – ISBN 978-966-2426-00-7. 3. Теплотехника [Текст] / И. Н. Сушкин, А. А. Щукин, Р. Г. Зах [и др.]; под ред. И. Н. Сушкина. – [2-е изд. перераб.]. – М., 1973. – 480 с. 4. Вукалович, М. П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара [Текст] / М. П. Вукалович. – Москва, 1965. – 400 с.

Bibliography (transliterated): 1. Efimov, A. V., et al. *Sovershenstvovanie i optimizacija modelej, processov, konstrukcij i rezhimov raboty jenergeticheskogo oborudovanija AJeS, TJeS i otopitel'nyh kotel'nyh*. Kharkiv: Pidruchnyk NTU "HPI", 2013. ISBN 978-966-2426-84-7. Print. 2. Efimov, A. V., and N. N. Pelipenko. *Konstrukcii, materialy, processy i raschety reaktorov i parogeneratorov AJeS*. Kharkiv: Pidruchnyk NTU "HPI", 2010. ISBN 978-966-2426-00-7. Print. 3. Sushkin I. N., et al. *Teplotehnika*. Ed. I. N Sushkin. Moscow, 1973. Print. 4. Vukalovich, M. P. *Tablicy termodinamicheskikh svojstv vody i vodjanogo para*. Moscow, 1965. Print.

Поступила (received) 14.02.2014

УДК 621.472

И. М. ОВСЯННИКОВА, асс. НТУ «ХПИ»;

И. А. НЕМИРОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;

А. Н. ГАНЖА, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУ «ХПИ»

ГЕЛИОКОЛЛЕКТОР ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Территориальное расположение Украины не позволяет эффективно использовать солнечные коллекторы горячего водоснабжения в холодный период года. Применение солнечных коллекторов в качестве рекуператоров вытяжного воздуха позволит эффективно их использовать и в отопительный период. Это происходит за счет того, что холодный воздух нагревается теплотой отработанного воздуха из помещений именно в солнечном коллекторе, откуда уже предварительно нагретый воздух направляется в помещение. Опыты показали, что в результате применения солнечных коллекторов в качестве рекуператора вытяжного воздуха, можно нагреть воздух с улицы от температуры $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $(4,55-6,07)\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким образом значительно снижаются затраты тепла на отопление.

Ключевые слова: солнечный коллектор, рекуператор, вентиляционные выбросы.

Введение

Жители больших городов имеют возможность получать тепло, горячую воду, а также пользоваться услугами водоснабжения и водоотведения от городской централизованной системы в условиях уже существующих систем транспортирования и распределения тепла и воды, а также комплекса инженерных сооружений, предназначенных для удаления сточных вод из населенных пунктов.

Анализ основных достижений и литературы

Однако действующее централизованное горячее водоснабжение осталось лишь в 19 украинских городах, в которых проживает около 15 % населения Украины [1]. В районных центрах, малых городах Украины жители используют децентрализованные методы горячего водоснабжения, круглогодично потребляя традиционные виды энергии или топлива. А в виду постоянного и непрерывного роста цен на традиционные энергоносители, развитие нетрадиционной энергетики в Украине становится всё более актуальной. Украина находится в такой территориальной зоне, где среди известных нетрадиционных источников энергии ведущее место по темпам развития занимает именно солнечная энергетика. На территории страны (75–88) % суммарного поступления солнечной энергии на горизонтальную поверхность за год приходится на период с апреля по октябрь, и применение гелиоколлекторов в этот период на нужды горячего водоснабжения с каждым годом доказывает свою конкурентоспособность, что значительно снижает расходы на традиционные энергоносители. Однако в то же время использование гелиоколлекторов в остальное время считается нецелесообразным, что увеличивает время простоя дорогостоящего оборудования и сроки окупаемости установки.

Цель исследования

В связи с этим возникает цель – рациональное использование солнечных коллекторов. Решение этой задачи позволит круглогодично использовать таковые и тем самым повысить их эффективность. Для решения поставленной задачи необходимо разработать математическую модель солнечного коллектора, который работает в отапливаемый период в режиме рекуператора.

Материалы исследования

С целью решения задачи круглогодичного использования солнечного коллек-

© А.Н. Ганжа, И.А. Немировский, И.М. Овсянникова, 2014

тора и повышения его эффективности, предложена следующая модель гелиоколлектора, которая позволяет с максимальной эффективностью использовать его. А именно – в неотопливаемый период – период, когда максимальное количество солнечной радиации попадает на поверхность коллектора, использовать как основной элемент солнечной водонагревательной установки, а в отопительный период – использовать в качестве рекуператора – теплообменника, присоединенного к системе вентиляции для подогрева приточного воздуха за счет теплоты вытяжного воздуха [2].

Отработанный воздух в данной установке никогда не смешивается со свежим, что является преимуществом перед вращающимися регенераторами, которые также применяются в системах вентиляции и кондиционирования, однако имеют значительные ограничения в применении в разного рода помещениях.

Следует добавить, что применение солнечного коллектора для нагрева приточного воздуха не возможно в случае использования вакуумных коллекторов из-за особенностей в конструкции, но применение плоских вполне оправдано.

Гелиоустановка горячего водоснабжения и вентиляции работает следующим образом. В период с апреля по октябрь установка работает для нужд горячего водоснабжения. С наступлением отопительного сезона после дренирования воды из трубной системы, происходит механическое отключение плоского гелиоколлектора от системы водоснабжения и при помощи фланцев 6 через распределительные короба подключается к системе вытяжной вентиляции, а с помощью фланцев 7 соединяется с системой приточной вентиляции. Свежий холодный воздух поступает из-за пределов

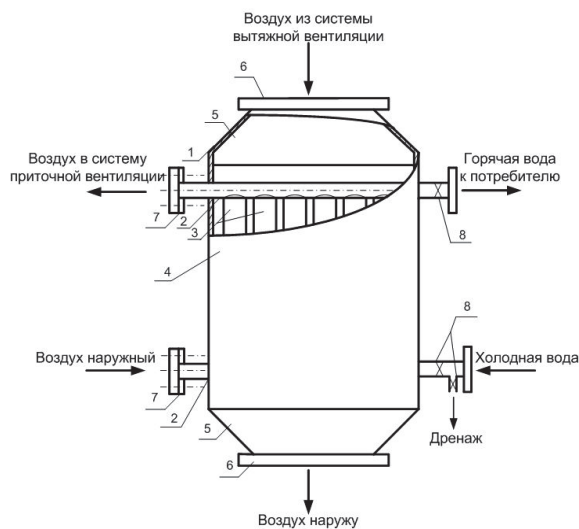


Рис. – Гелиоколлектор горячего водоснабжения и вентиляции: 1 – теплоизолированный короб; 2 – коллектор трубной системы; 3 – теплопроводные трубы; 4 – герметичная крышка (остекление); 5 – воздухораспределительный короб; 6, 7 – фланец; 8 – запорная арматура

На рисунке показана конструкция использования гелиоколлектора для решения поставленной выше задачи.

Кроме того, следует упомянуть, что короб плоского гелиоколлектора теплоизолирован с тыльной и боковых сторон в период его использования для нужд горячего водоснабжения – что является общеизвестным методом для снижения теплопотерь в окружающую среду, а после отключения от системы водоснабжения и перед использованием его в качестве рекуператора изолируется еще и фронтальная

здания в систему приточной вентиляции, очищается фильтром, проходит клапанную коробку и попадает в трубную систему плоского гелиоколлектора, где нагревается путем получения тепла от стенок теплопроводных труб, и по системе приточной вентиляции подогретый чистый воздух распределяется по помещению. С другой стороны отработанный теплый воздух из помещения по системе вытяжной вентиляции направляется на фильтр, после которого через вентилятор, клапанную коробку, фланец и воздухораспределительный короб попадает в межтрубное пространство плоского гелиоколлектора, отдавая тепло стенкам теплопроводных труб. После чего выбрасывается наружу.

сторона. Это осуществляется, прежде всего, для исключения потерь тепла, а также для предотвращения механических повреждений от разного рода погодных явлений в зимний период.

Течение воздуха по системе вентиляции и по гелиоколлектору осуществляется с помощью вентиляторов. Требуемая величина воздухообмена выбирается в соответствии с требованиями нормативных документов и санитарных норм.

Для теплотехнического расчета данного устройства используется алгоритм дискретного расчета сложного аппарата со смешанным током [3]. В методике принято, что элементами, из которых скомпонован гелиоколлектор, являются простейшие схемы однократного перекрестного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу (собирающий и раздающий коллектор), а также элемент с противоточным режимом течения (пучок труб), что дает возможность обеспечить наилучшие условия для взаимодействия потоков и интенсивного теплообмена.

Эффективность каждого перекрестноточного элемента и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [4, 5]:

$$P_i = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2э}}} + \frac{R_i}{1 - e^{-R_э NTU_{2э}}} - \frac{1}{NTU_{2э}}};$$

$$t_{H_{2э}} = t_{H_{1э}} + P_э (t_{Г_{1э}} - t_{H_{1э}}); \quad t_{Г_{2э}} = t_{Г_{1э}} - P_э R_э (t_{Г_{1э}} - t_{H_{1э}}),$$

где «э» – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; «1» – вход среды, «2» – выход среды; «н» и «г» – нагреваемый и греющий теплоносители; R и NTU_2 – отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса теплоты к нагреваемому теплоносителю [5], $R = W_H / W_G$, $NTU_2 = KF / W_H$; K и F – коэффициент и площадь теплопередачи; W – расходная теплоемкость (водяной эквивалент) теплоносителя.

Зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе) [5],

$$\bar{t}_{H_э} = t_{H_{1э}} + \vartheta_{H_э} (t_{Г_{1э}} - t_{H_{1э}}); \quad \bar{t}_{Г_э} = t_{Г_{1э}} - \vartheta_{Г_э} (t_{Г_{1э}} - t_{H_{1э}});$$

$$\vartheta_{H_э} = P_э \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2э}}} - \frac{1}{NTU_{2э}} \right); \quad \vartheta_{Г_э} = P_э \left(\frac{R_э}{1 - e^{-R_э NTU_{2э}}} - \frac{1}{NTU_{2э}} \right).$$

Температуры теплоносителей на выходе из пучка труб определяются по формулам [4]:

$$t_{H_2} = t_{H_1} + Z_H (t_{Г_1} - t_{H_1}); \quad t_{Г_2} = t_{H_1} + Z_G (t_{Г_1} - t_{H_1}),$$

где Z – вспомогательная функция для определения конечной температуры при противотоке,

$$Z_H = \frac{1 - e^{-(R-1)NTU_2}}{R - e^{-(R-1)NTU_2}}; \quad Z_G = \frac{(R-1)e^{-(R-1)NTU_2}}{R - e^{-(R-1)NTU_2}}.$$

Зависимости для определения средних температур теплоносителей при противотоке [6]:

$$\bar{t}_H = t_{H_1} + \vartheta_H (t_{Г_1} - t_{H_1}); \quad \bar{t}_Г = t_{H_1} + \vartheta_G (t_{Г_1} - t_{H_1});$$

$$\vartheta_H = \frac{1 - e^{-(R-1)NTU_2}}{(R-1)NTU_2} - \frac{e^{-(R-1)NTU_2}}{R - e^{-(R-1)NTU_2}}; \quad \vartheta_G = \frac{R \left[1 - e^{-(R-1)NTU_2} \right] - e^{-(R-1)NTU_2}}{(R-1)NTU_2} \cdot \frac{1}{R - e^{-(R-1)NTU_2}}.$$

Результаты исследования. В табл. 1 показаны локальные значения температур теплоносителя на выходах из каждого элемента теплообменника в различных режимах воздухообмена при следующих принятых исходных значениях: греющий $t_{Г1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, нагреваемый $t_{Н1} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 1

Результаты расчета конечных температур

$V, \text{ м}^3/\text{ч}$		Скорость, $w, \text{ м/с}$		Режим течения		Формула для Nu		К-т теплоотдачи $\alpha, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$		К-т теплопередачи, $K, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$		Конечная температура, $^\circ\text{C}$	
		н	г	н	г	н	г	н	г	н	г	$t_{Н2}$	$t_{Г2}$
собир	100	2,78	1,16	п	т	1	2	15,05	11,08	6,25		6,07	29,55
пучок				п	т	1	3	13,95	22,7	8,38		5,29	13,19
разд				п	т	1	2	14,35	11,19	6,15		-9,5	12,7
собир	115	3,19	1,33	п	т	1	2	16,81	12,05	6,87		5,81	29,57
пучок				п	т	1	3	15,92	24,85	9,42		5,01	13,42
разд				п	т	1	2	15,98	12,16	6,76		-9,51	12,93
собир	130	3,61	1,50	п	т	1	2	18,56	12,97	7,48		4,88	12,83
пучок				т	т	4	3	18,84	26,92	10,77		5,60	29,59
разд				т	т	4	2	19,12	13,1	7,62		-9,52	13,58
собир	145	4,03	1,68	т	т	4	2	20,27	13,85	8,06		5,59	29,59
пучок				т	т	4	3	20,57	28,89	11,67		4,88	13,58
разд				т	т	4	2	20,87	13,98	8,21		-9,53	13,11
собир	160	4,44	1,85	т	т	4	2	21,93	14,69	8,62		5,35	29,6
пучок				т	т	4	3	22,26	30,8	12,56		4,648	13,82
разд				т	т	4	2	22,58	14,53	8,78		-9,54	13,36
собир	175	4,86	2,02	т	т	4	2	23,57	15,5	9,17		5,12	29,51
пучок				т	т	4	3	23,92	32,64	13,42		4,47	14,05
разд				т	т	4	2	24,26	15,65	9,33		-9,55	13,59
собир	190	5,28	2,2	т	т	4	2	25,19	16,29	9,70		4,91	29,62
пучок				т	т	4	3	25,56	34,43	14,26		4,24	14,25
разд				т	т	4	2	25,91	16,44	9,86		-9,55	13,8
собир	205	5,69	2,37	т	т	4	2	26,77	17,05	10,22		4,73	29,62
пучок				т	т	4	3	27,16	36,17	15,08		4,06	14,44
разд				т	т	4	2	27,53	17,2	10,39		-9,56	13,98
собир	220	6,11	2,55	т	т	4	2	28,34	17,78	10,719		4,55	29,62
пучок				т	т	4	3	28,74	37,87	15,89		3,9	14,61
разд				т	т	4	2	29,13	17,94	10,90		-9,57	14,18

Примечание: «п» – переходный режим течения теплоносителя; «т» – турбулентный режим течения теплоносителя; «¹» – $Nu = 0,86 K_0$, где K_0 определяется в зависимости от числа Рейнольдса (см. табл. 2); «²» – $Nu = 0,245 Re^{0,6}$; «³» – $Nu = 0,018 Re^{0,8}$; «⁴» – $Nu = 0,194 Re^{0,65}$, [7].

Таблица 2

Зависимость K_0 от числа Рейнольдса Re

$Re \cdot 10^3$	2,3	2,3	2,5	3,0	3,5	4	5	6	7	8	9	10
K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

Как видно из табл. 1, использование гелиоколлектора в качестве рекуператора вытяжного воздуха позволит нагреть воздух, подаваемый в помещение через систему приточной вентиляции, на $\Delta t \approx (14-16)^\circ\text{C}$, т.е. от температуры $t_{\text{H}_1} = -10^\circ\text{C}$ до температуры $t_{\text{H}_2} = (4,55-6,15)^\circ\text{C}$ в зависимости от величины воздухообмена.

Выводы. 1) Гелиоколлектор для горячего водоснабжения и вентиляции может быть использован в любом помещении, как для коттеджного, так и многоэтажного строительства с централизованной и децентрализованной системой горячего водоснабжения.

2) Использование солнечных коллекторов в неотапливаемый период позволит исключить более 50 % расходов энергоносителей на горячее водоснабжение, а также не только снизить нагрузку на систему отопления, но и исключить затраты на приобретение и монтаж рекуперационных установок для вентиляции, которые являются необходимым элементом при новом строительстве, согласно известным строительным нормам [8].

Список литературы: 1. Ц Центральное горячее водоснабжение существует только в 19 украинских городах. – Нацкомуслуг [Электронный ресурс]: новости Украины и мира / РБК Украина – Режим доступа: http://gazeta.zn.ua/energy_market/kommunalnye-tarify-chto-dalshe-razgovor-s-chinovnikom-kotoryu-znaet-vse-o-tarifobrazovanii.html. – 19.01.2013. 2. Пат. 80391 U, МПК F24F 12/00. Гелиоколетор гарячого водопостачання і вентиляції / Немировський І. А., Овсянникова І. М.; власник Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – u2012 14009; заявл. 10.12.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10. 3. Ганжа, А. М. Комп'ютерне моделювання процесів у складних теплообмінних апаратах [Текст] / А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Системний аналіз, управління і інформаційні технології. Вестник НТУ «ХПІ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 9. – С. 113–120. 4. Справочник по теплообменникам [Текст]: в 2 т. / [пер. с англ. и под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова]. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с. 5. Ганжа, А. Н. Совершенствование поверхностного теплообменного оборудования объектов энергетики, промышленности и коммунально-бытовой сферы [Текст] / А. Н. Ганжа Н. А. Марченко, В. Н. Подкопай // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2011. – № 12(94). – С. 33–37. – ISSN 2218-1849. 6. Ганжа, А. Н. Средние температуры теплоносителей в рекуперативных теплообменниках при различных методах расчета [Текст] / А. Н. Ганжа // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 4. – С. 26-29. 7. Кулинченко, В. Р. Справочник по теплообменным расчетам [Текст] / В. Р. Кулинченко. – К.: Техника, 1990. – 165 с. 8. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі: ДБН В.2.5-39:2008: затв. Міністерством регіонального розвитку та будівництва України; введ. в дію з 09.12.2008.; на заміну СНІП 2.04.07-86. – Київ: ДП "Укрархбудінформ", 2009. – 79 с. – Чинний 01.07.2009 (Державні будівельні норми України).

Bibliography (transliterated): 1. Eremenko, A. "Central'noe gorjachee vodosnabzhenie sushhestvuet tol'ko v 19 ukrainskih gorodah." – NacKomuslug [Jelektronnyj resurs]: novosti Ukrainy i mira / RBK Ukraina. ZN.ua, 1994. Web. 19 January 2013. <http://gazeta.zn.ua/energy_market/kommunalnye-tarify-chto-dalshe-razgovor-s-chinovnikom-kotoryu-znaet-vse-o-tarifobrazovanii.html>. 2. Nemyrov'skyj, I. A., and I. M. Ovsjannykova. "Geliokoletor garjachogo vodopostachannja i ventyljacii." U Patent 80391 (MPK F24F 12/00). 27 May 2013. 3. Ganzha, A. M., and N. A. Marchenko. "Komp'juterne modeljuvannja procesiv u skladnyh teploobminnyh aparatah." *Sistemnyj analiz, upravlenie i informacionnye tehnologii. Vestnik NTU "HPI"*. No. 9. Kharkov: NTU "HPI", 2010. 113–120. Print. 4. *Spravochnik po teploobmennikam*. Ed. B. S. Petuhova, V. K. Shikova. Vol. 1. Moscow: Jenergoatomizdat, 1987. Print. 5. Ganzha, A. N., and N. A. Marchenko, V. N. Podkopaj. "Sovershenstvovanie poverhnostnogo teploobmennogo oborudovanija ob#ektov jenergetiki, promyshlennosti i kommunal'no-bytovoj sfery." *Jenergosberezhenie. Jenergetika. Jenergoaudit* 12 (94) (2011): 33–37. ISSN 2218-1849. Print. 6. Ganzha, A. N. "Srednie temperatury teplonositelej v rekuperativnyh teploobmennikah pri razlichnyh metodah rascheta." *Problemy mashinostroenija* 11 (4) (2008): 26–29. Print. 7. Kulinchenko, V. R. *Spravochnik po teploobmennym raschetam*. Kiev: Tjehnika, 1990. Print. 8. *DBN V.2.5-39:2008. Inzhenerne obladnannja budynkiv i sporud. Zovnishni merezhi ta sporudy. Teplovi merezhi*. Kiev: DP "Ukrarhbudinform", 2009. Print.

Поступила (received) 10.02.2014

УДК 536.27

А. А. ШЕВЕЛЕВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
С. Ю. АБДУЛЛИН, аспирант НТУ «ХПИ»

ЭФФЕКТИВНЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА ДИНАМИКИ ДВУХХОДОВОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

На основе метода численного моделирования динамики теплообменного аппарата рассматриваются переходные процессы в пластинчатом двухходовом теплообменнике при экспоненциальном законе изменения температуры греющего теплоносителя. Метод численного моделирования разработан на основе модификации конечно-разностной неявной схемы бегущего счета применительно к аппроксимации системы связанных дифференциальных уравнений динамики рекуперативных теплообменников. Параметрами динамики являются время переходного процесса, выходные температуры теплоносителей, постоянная времени и теплосъем с модульной секции.

Ключевые слова: математическая модель, постоянная времени, теплосъем, время процесса, теплоносители, расчетный модуль, двухходовой пластинчатый теплообменный аппарат, распределенные параметры.

Условные обозначения: c – теплоемкость, Дж/(кг·К); t – температура, °С; t_m – средняя по аппарату температура, °С; h, h_1, h_2 – толщина стенки, половина высоты канала, м; Q – теплосъем модуля, Вт; m – темп повышения температуры греющего теплоносителя с⁻¹; m^* – постоянная времени, с⁻¹; x, y – координаты, м; l, l_1, l_2 – размеры расчетного модуля, м; u – скорость теплоносителя, м/с; α – коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К); ρ – плотность, кг/м³; τ – время, с; τ_a – время переходного процесса, с; $\Delta x, \Delta y, \Delta t$ – шаги интегрирования, м и сек.

Индексы: 1, 2 – относится к греющему и нагреваемому теплоносителю соответственно; i, j – относится к узлам сетки.

Введение. При создании современных автоматизированных энергетических и технологических систем, расчет теплообменных аппаратов (ТА) не ограничивается стационарными режимами работы, необходимо иметь количественные зависимости ряда параметров для переходных процессов. Эти зависимости выражают в виде математических моделей (ММ), которые включают дифференциальные уравнения энергии для теплоносителей и стенки. Наиболее совершенными и точными моделями являются те модели, которые описывают свойства объекта с распределенными параметрами. В отличие от объектов с сосредоточенными параметрами объекты с распределенными параметрами описываются более сложными математическими моделями. Поиск эффективных методов решения этих моделей является актуальной задачей технической кибернетики в области нестационарных режимов работы ТА [1–3].

Анализ основных достижений и литературы. В литературе по данной проблематике имеется ограниченное количество работ, которые представлены несложными конструкциями ТА и для которых используются не достаточно эффективные методы решения [4–5].

Цель исследования, постановка задачи. В настоящей статье рассматривается эффективный метод численного анализа динамики пластинчатого теплообменника при экспоненциальном законе изменения температуры теплоносителя при входе в аппарат и двухходовой схеме нагреваемого потока.

Материалы исследования.

Математическая модель. Пластинчатые теплообменники выполняются в виде пакета тонких пластин, которые установлены таким образом, что они образуют

© А.А. Шевелев, С.Ю. Абдуллин, 2014

чередуючіся сусідні канали. Для двохходового ТА в одному напрямку, як правило, рухається гарячий теплоноситель, а двома сусідніми ходами переміщується нагріваємый (рис. 1).

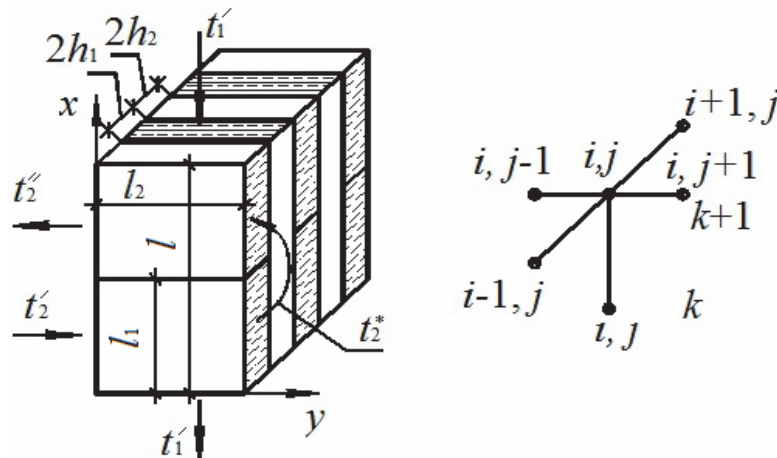


Рис. 1 – Схема двохходового ТА і структура різностної схеми

ТА такої конструкції отримали поширення через їх високу компактність, малої аеродинамічного опору, високого теплосъема і др. В даній роботі розглядаються перехідні процеси, викликані зміною температури гарячого теплоносителя t_1' по експоненціальному закону. Холодний теплоноситель поступає в теплообмінник з постійною температурою t_2' . Для аналізу перехідних процесів була розроблена ММ динаміки теплообмінника. Динамічний режим ТА описується трьома диференціальними рівняннями в частих похідних. Два рівняння є рівняннями енергії для теплоносителей:

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} + u_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} + B_1(t_1 - t) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} + u_2 \frac{\partial t_2}{\partial y} + B_2(t_2 - t) = 0 \quad (2)$$

і одне рівняння нестационарної теплоотдачі для роздільної стінки

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + A_1(t - t_1) + A_2(t - t_2) = 0, \quad (3)$$

де B_1, B_2, A_1, A_2 – розмірні комплекси, визначаються співвідношеннями:

$$B_1 = \frac{\alpha_1}{c_1 \rho_1 h_1}; \quad (4)$$

$$B_2 = \frac{\alpha_2}{c_2 \rho_2 h_2}; \quad (5)$$

$$A_1 = \frac{\alpha_1}{c \rho h}; \quad (6)$$

$$A_2 = \frac{\alpha_2}{c \rho h}. \quad (7)$$

Решение связанных дифференциальных уравнений (1)–(3) выполняется с учетом начальных и граничных условий. В общем случае начальные условия можно сформулировать следующими соотношениями:

$$\tau = 0; \quad 0 \leq x \leq l; \quad 0 \leq y \leq l_2;$$

$$t_1(x, y, 0) = f_1(x, y); \tag{8}$$

$$t_2(x, y, 0) = f_2(x, y); \tag{9}$$

$$t(x, y, 0) = f(x, y), \tag{10}$$

где $f_1(x, y)$, $f_2(x, y)$, $f(x, y)$ – известные функции распределения температуры соответственно первого и второго теплоносителей и стенки в начальный момент времени.

Для двухходового аппарата граничные условия описывают значение температуры теплоносителей при входе в теплообменник и на входе во вторую ступень нагреваемого теплоносителя.

На входе теплоносителей в ТА задаются следующие граничные условия:

- для горячего теплоносителя при $\tau > 0; \quad x = l; \quad 0 < y < l_2;$

$$t_1(l, y, \tau) = (t_{1\max} - t_n)(1 - \exp(-m\tau)) - t_n; \tag{11}$$

- для холодного теплоносителя при $\tau > 0; \quad y = 0; \quad 0 < x < l_1;$

$$t_2(x, 0, \tau) = \text{const}; \tag{12}$$

- для холодного теплоносителя при входе во вторую ступень при $\tau > 0; \quad y = l_2; \quad l_1 < x < l;$

$$t_2(x, l_2, \tau) = t_{21}, \tag{13}$$

где $l = 2l_1$, t_{21} – средняя температура холодного теплоносителя при выходе из первой ступени, определяется в процессе решения.

Принимая, что торцы пластин теплообменника изолированы, граничные условия для стенки могут не формулироваться.

Алгоритм решения. Система дифференциальных уравнений математической модели (1)–(3) представляет сложную связанную задачу, аналитическое решение которой не представляется возможным. Поэтому был принят метод численного интегрирования системы уравнений (1)–(3), который был применен авторами в работах [3, 6]. Суть этого метода состоит в том, что дифференциальные уравнения (1)–(3) аппроксимируются по неявной схеме бегущего счета, которая абсолютно устойчива. Устойчивость схемы обеспечивается тем, что значение искомой функции в произвольной точке (t^{k+1}, x, y) получается при помощи интерполяции по точкам (t^k, x, y) и $(t^{k+1}, x - \Delta x, y - \Delta y)$, что гарантирует устойчивость решения [7]. Модифицируя этот метод применительно к системе связанных уравнений (1)–(3) не потребовалась проверка на устойчивость разностных выражений, в чем выражается преимущество метода по сравнению с явными методами, которые получили распространение [4, 5]. Реализуя идею метода бегущего счета, был разработан алгоритм задачи, который включает для принятой системы координат (см. рис. 1) следующие разностные уравнения:

- для теплоносителей:

$$\frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^k}{\Delta \tau} + u_1 \frac{t_{1,i,j}^{k+1} - t_{1,i+1,j}^{k+1}}{\Delta x} + B_1(t_{1,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k) = 0; \tag{14}$$

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

$$\frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k}{\Delta\tau} + u_2 \frac{t_{2,i,j}^{k+1} - t_{2,i,j-1}^{k+1}}{\Delta y} + B_2 (t_{2,i,j}^{k+1} - t_{i,j}^{k+1}) = 0; \quad (15)$$

$$0 < i \leq N; \quad 0 < j \leq N2;$$

- для разделительной стенки:

$$\frac{t_{i,j}^{k+1} - t_{i,j}^k}{\Delta\tau} + A_1 (t_{i,j}^{k+1} - t_{1,i,j}^{k+1}) + A_2 (t_{i,j}^{k+1} - t_{2,i,j}^k) = 0; \quad (16)$$

$$0 < i \leq N; \quad 0 < j \leq N2.$$

Следует отметить, что при решении на втором ходе холодного теплоносителя выражение (15) принимает несколько другой вид, что следует из идеи метода бегущего счета: направление решения от известных значений температуры.

Результаты исследования. В данной работе основными факторами влияния на характеристики теплообменника рассматривались темп повышения температуры горячего теплоносителя на входе в ТА и скорости движения теплоносителей. Остальные факторы не варьировались. В силу того, что пластинчатый теплообменник представляет собой пакет одинаковых пластин в качестве расчетного модуля рассматривалась одна стальная пластина толщиной $h = 1 \cdot 10^{-3}$ м, размерами: по ходу горячего теплоносителя $l = 1,0$ м, по направлению движения холодного теплоносителя $l_2 = 1$ м. Высота каждого хода холодного теплоносителя принималась равной $l_1 = 0,5$ м. Определяемыми величинами были:

- температура теплоносителей и стенки в переходном режиме (кривые разгона);
- время переходного процесса;
- температура теплоносителей на выходе из теплообменника;
- значение средней температуры теплоносителей и стенки при выходе ТА на стационарный режим и постоянная времени для нагреваемого теплоносителя.

Также определялась величина теплосъема с расчетного модуля. Область решения ($l \times l_2$) была покрыта регулярной сеткой с количеством расчетных узлов – 200. Временной шаг был выбран из требований к точности численного решения, который для всех опытов составил $\Delta\tau = 10$ с. Физические свойства теплоносителей и стенки определялись по средним значениям температуры в переходном процессе. Коэффициенты теплообмена определялись для случая движения среды в щелевом канале с учетом ламинарного или турбулентного режимов течения [8].

Время переходного процесса определялось по рекомендациям [1], т.е. когда текущее значение средней температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из ТА удовлетворяет условию

$$t_2^{\text{II}} = 0,95(t_{2\text{max}} - t_n) + t_n, \quad (17)$$

где $t_{2\text{max}}$ – максимальная температура нагреваемого теплоносителя, t_n – начальная его температура.

Постоянная времени определялась из условия, когда значение средней температуры холодного теплоносителя на выходе из аппарата достигает значения [1]

$$t_2 = 0,633t_{2\text{max}} + 0,367t_n. \quad (18)$$

Величины теплосъема определялись из теплового баланса для всего ТА (Q_1, Q_2, W) и первой ступени холодного теплоносителя Q_{21} .

На рис. 2 представлены кривые изменения постоянной времени и длительности переходного процесса в зависимости от темпа повышения температуры горячего

теплоносителя. Кривые зависимостей имеют асимптотический характер. Для времени переходного процесса нагреваемого теплоносителя предельное значение τ_a составляет ~ 360 с, которое соответствует параметру $m = 0,07 \text{ с}^{-1}$, предельное значение постоянной времени $m^* = 8,33 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1}$ при параметре $m = 0,1 \text{ с}^{-1}$.

Следует отметить, что для предельных значений τ_a и m^* выполняется известное соотношение между временем переходного процесса τ_a и временем, которое соответствует постоянной времени τ_{op} , с [1]:

$$\tau_a = 3\tau_{op}. \quad (19)$$

В нашем случае при $\tau_a = 3\tau_{op} = 360/120,048 = 2,9988$, где $\tau_{op} = 1/m^*$.

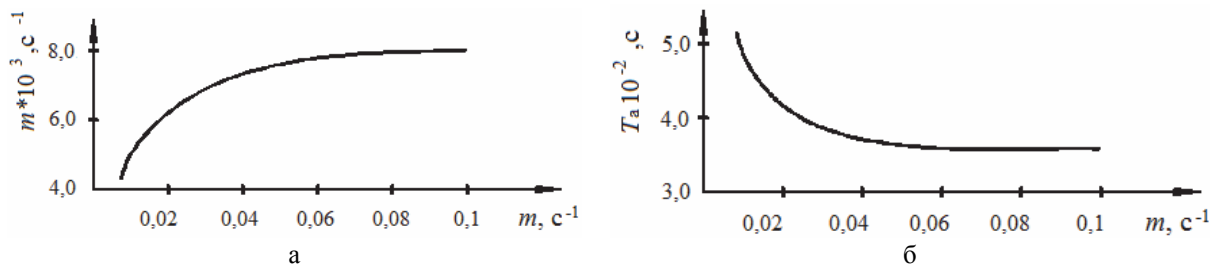


Рис. 2 – Зависимость постоянной времени m^* и времени переходного процесса τ_a от темпа повышения температуры греющего теплоносителя m ($U_1 = U_2 = 4 \text{ м/с}$, $t_{2\max} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

Полученный результат указывает на высокую точность разработанного метода и его можно рекомендовать для анализа динамических процессов пластинчатых теплообменников со сложным движением теплоносителей. Следует обратить внимание, что при меньших значениях параметра m , соотношение $\tau_a = 3\tau_{op} < 3$.

При изменении только темпа повышения температуры греющего теплоносителя другие показатели ТА остаются постоянными, со значениями:

– температура теплоносителей

$$t_1^{\text{II}} = 211 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_2^{\text{II}} = 217 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{21} = 138 \text{ }^\circ\text{C};$$

– теплосъем

$$Q_1 = 2565 \text{ Вт}; \quad Q_2 = 2556 \text{ Вт}; \quad Q_{21} = 1537 \text{ Вт}.$$

Можно отметить, что незначительное расхождение в значениях Q_1 и Q_2 указывает на высокую точность данного метода, для всех выполненных опытов это расхождение не превышало 0,1 %.

Существенное влияние на параметры переходных процессов ТА оказывают скорости теплоносителей. Влияние скорости нагреваемого теплоносителя представлено на рис. 3–4 и в табл. 1.

Из табл. 1 следует значительное влияние скорости U_2 на коэффициенты теплоотдачи и теплосъем. В опытах этой серии коэффициенты теплообмена со стороны горячего теплоносителя были постоянны, $\alpha_1 = 51,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Влияние скорости горячего теплоносителя приведены в табл. 2.

Из табл. 2 следует, что с увеличением скорости U_1 все параметры переходного процесса возрастают, кроме времени переходного процесса, наименьшее изменение наблюдается в значении температуры горячего теплоносителя на выходе t_1^{II} .

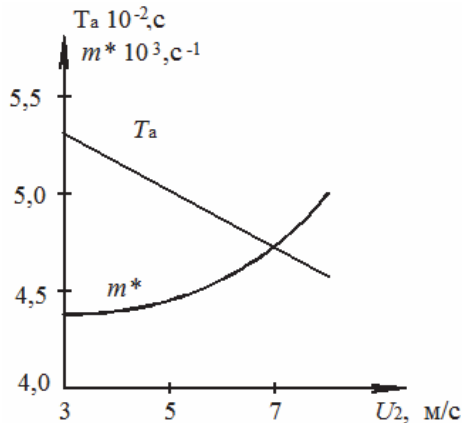


Рис. 3 – Влияние скорости нагреваемого теплоносителя на постоянную времени и время переходного процесса ($U_1 = 4$ м/с)

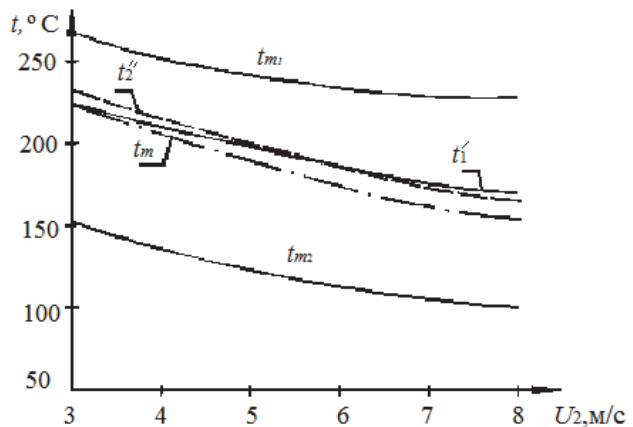


Рис. 4 – Влияние скорости нагреваемого теплоносителя на характерные температуры теплообменного аппарата ($U_1 = 4$ м/с)

Таблица 1
Изменение показателей динамики ТА в зависимости от скорости U_2 ($U_1 = 4$ м/с; $m = 0,01$ с⁻¹)

Показатель U_2 , м/с	τ_a , с	$m^* \cdot 10^{-3}$, с ⁻¹	t_1^{II} , °С	t_2^{II} , °С	Q_1 , Вт	Q_{21} , Вт	α_2 , Вт/(м ² ·К)
3	530	4,35	226,7	235	2106	1339	30,2
8	460	5,00	169,2	165	3759	1918	66,1
Отношение величин	1,152	1,149	0,746	0,702	1,785	1,432	2,19

Таблица 2
Значение параметров динамики ТА в зависимости от скорости горячего теплоносителя.
Параметры серии опытов: $t_1^{\text{I}} = (300 - t_n)[1 - \exp(-m\tau)] + t_n$, $t_n = 20$ °С;
 $U_2 = 4,0$ м/с; $\alpha_2 = 37,98$ Вт/(м²·К), $m = 0,01$ с⁻¹

Показатели	U_1 , м/с					
	3	4	5	6	7	8
τ_a , с	610	520	480	460	440	420
$m^* \cdot 10^3$, с ⁻¹	3,7	4,35	4,76	5,00	5,26	5,92
t_1^{II} , °С	207	211	225	236	243	249
t_2^{II} , °С	173	216	228	235	242	246
Q_1 , Вт	1992	2565	2707	2809	2884	2943
Q_2 , Вт	1992	2558	2703	2805	2882	2940
Q_{21} , Вт	1091	1535	16,91	1809	1901	1976
α_1 , Вт/(м ² ·К)	21,36	51,03	61,00	70,58	79,84	88,84

Если сравнить показатели табл. 1 и табл. 2, то влияние скорости U_1 на параметры динамики больше, чем U_2 .

Выводы. 1) Разработан метод анализа параметров динамики пластинчатого теплообменника со сложной схемой движения нагреваемого теплоносителя и экспоненциальным законом повышения температуры горячего теплоносителя, частным случаем которого является мгновенное изменение температуры; метод разработан на

основе модификации неявной абсолютно устойчивой разностной схемы бегущего счета, которая в теории численных методов относится к эффективным схемам по числу вычислительных операций на каждом временном слое, а временные шаги интегрирования не связаны условиями устойчивости и выбираются по соображениям требуемой точности к результатам решения.

2) Разработана и реализована компьютерная версия использования метода, куда кроме решений дифференциальных уравнений ММ входят параметры динамики – время переходного процесса с принятой в практике величиной недогрева теплоносителя, постоянная времени и теплосъем по ступеням и в целом по аппарату.

3) Предлагаемый метод обладает высокой точностью, что проверено в работе выполнением условия (19) и минимальным расхождением в величине теплосъемов, которые определялись по разным уравнениям теплового баланса.

4) Метод позволяет получить решение для стационарных состояний ТА, рассматривая их, как окончание соответствующего нестационарного процесса, при этом не требуется пользоваться приближенными формулами для температурного напора с поправками для сложных схем движения теплоносителей.

5) Метод без существенных изменений может быть рекомендован для параметрического анализа динамики пластинчатых теплообменников реальной конструкции со сложной схемой включения теплоносителей.

Список литературы: 1. *Архипов, Г. В.* Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников [Текст] / Г. В. Архипов. – М.: Энергия, 1971. – 304 с. 2. *Кафаров, В. В.* Методы кибернетики в химии и химической технологии [Текст] / В. В. Кафаров. – М.: Химия, 1976. – 464 с. 3. *Абдуллин, С. Ю.* Динамика пластинчатого теплообменного аппарата с перекрестным током теплоносителей [Текст] / С. Ю. Абдуллин, А. Ю. Абдуллин, А. А. Шевелев // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков, 2004. – № 11. – С. 3–10. 4. *Федоров, В. И.* Метод элементарных балансов для расчета нестационарных процессов теплообменных аппаратов [Текст] / В. И. Федоров, З. А. Марценюк. – Киев: Наукова думка, 1977. – 140 с. 5. *Роми, Ф. Е.* Переходная характеристика теплообменника [Текст] / Ф. Е. Роми // Теплопередача. – 1984. – № 3. – С. 119–126. 6. *Шевелев А. А.* Эффективный численный метод определения динамических характеристик трубчатых теплообменных аппаратов [Текст] / А. А. Шевелев, А. Н. Тарасенко // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2009. – № 3. – С. 163–167. 7. *Шокин, Ю. И.* Метод дифференциального приближения [Текст] / Ю. И. Шокин, Н. Н. Яненко. – Новосибирск: Наука, 1985 – 372 с. 8. *Кутателадзе, С. С.* Теплопередача и гидравлическое сопротивление [Текст] / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 368 с.

Bibliography (transliterated): 1. Arhipov, G. V. *Avtomaticheskoe regulirovanie poverhnostnyh teploobmennikov*. Moscow: Jenergija, 1971. Print. 2. Kafarov, V. V. *Metody kibernetiki v himii i himicheskoy tehnologii*. Moscow: Himija, 1976. Print. 3. Abdullin, S. Ju., et al. "Dinamika plastinchatogo teploobmennogo apparata s perekrestnym tokom teponositelej." *Vestnik NTU "HPI"*. No. 11. Kharkov: 2004. 3–10. Print. 4. Fedorov, V. I., and Z. A. Marcenjuk. *Metod jelementarnyh balansov dlja rascheta nestacionarnyh processov teploobmennyh apparatov*. Kiev: Naukova dumka, 1977. Print. 5. Romi, F. E. "Perehodnaja harakteristika teploobmennika." *Teploperedacha* 3 (1984): 119–126. Print. 6. Shevelev, A. A., and A. N. Tarasenko. "Jefferktivnyj chislennyj metod opredelenija dinamicheskikh harakterictik trubchatyh teploobmennyh apparatov" *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnicni procesy j ustatkuvannja*. No 3. Kharkiv: NTU "HPI", 2009. 163–167. ISSN 2078-774X. Print. 7. Shokin, Ju. I., and N. N. Janenko. *Metod differencial'nogo priblizhenija*. Novosibirsk: Nauka, 1985. Print. 8. Kutateladze, S. S. *Teploperedacha i gidravlichesкое soprotivlenie*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1990. Print.

Поступила (received) 03.02.2014

УДК 621.165

А. С. МАЗУРЕНКО, д-р техн. наук, проф.; ОНПУ, Одесса;
А. Е. ДЕНИСОВА, д-р техн. наук, проф.; ОНПУ, Одесса;
А. А. КЛИМЧУК, канд. техн. наук, доц.; ОНПУ, Одесса;
НГО МИНЬ ХИЕУ, аспирант ОНПУ, Одесса (Вьетнам, Ханой)

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ЭНЕРГОУСТАНОВОК НА БИОГАЗЕ

Рассмотрены принципиальные тепловые схемы различных биогазовых энергоустановок и выполнен анализ перспектив их использования. Представлена методика эксергетического анализа различных схем биогазовых установок, выполнено сопоставление параметров циклов рассматриваемых установок, приведен расчет и анализ эксергетических характеристик газотурбинной установки, парогазовой установки со сбросом газов в котел и парогазовой установки с высокотемпературным парогенератором и промежуточным перегревом пара.

Ключевые слова: эксергетические характеристики, газотурбинная установка, парогазовая установка со сбросом газов в парогенератор; парогазовая установка с высокотемпературным парогенератором и промежуточным перегревом пара.

Введение. Биогазовые энергоустановки, являющиеся альтернативой традиционным электростанциям, широкого распространения пока не получили. Это объясняется, во-первых, тем, что при использовании природного газа, затраты на обслуживание традиционных энергоустановок минимальны, а применение биогаза связано с плохо прогнозируемыми затратами на сбор, транспортировку, хранение и подготовку сырья. Поэтому использование биотоплива экономически целесообразно в местах, расположенных вблизи аграрного производства, где развита инфраструктура сбора и подготовки биомассы к использованию в энергоустановках [1]. Во-вторых, целесообразность использования альтернативного топлива зависит от тепловой эффективности энергоустановки. Одним из направлений повышения тепловой эффективности биогазовых технологий является применение парогазовых установок.

Эксергетический метод анализа тепловых схем биогазовых энергоустановок. Для анализа эффективности различных тепловых схем биогазовых установок воспользуемся эксергетическим методом [2].

Эксергия теплоты определяется наибольшей удельной работой, которую можно получить из располагаемого удельного количества теплоты q , равна удельной работе обратимого цикла Карно

$$l_{\text{ц}} = q\eta_{\text{ц}}, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{ц}} = 1 - \frac{T_0}{T}$ – термический КПД цикла Карно; q – удельная располагаемая теплота, кДж/кг; T_0 – температуры теплоприемника (окружающей среды), К; T – заданная температура теплоотдатчика, К.

При этом удельная эксергия теплоты заданного потенциала T

$$ex = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right). \quad (2)$$

Эксергия потока рабочего тела определяется максимальной полезной работой, которую можно получить при обратимом переходе рабочего тела в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой (p_0, T_0)

$$ex = i - i_0 - T_0(s - s_0) = l_{\text{пот}} + \Delta ex, \quad (3)$$

где $l_{\text{пот}} = i - i_0$ – удельная работа потока, кДж/кг; $\Delta ex = T_0(s - s_0)$ – потеря удельной эксергии рабочего тела в потоке, кДж/кг.

Поскольку работа потока

$$\delta l_{\text{пот}} = -di = -vdp, \quad (4)$$

то удельную работу удобно определить по $i-s$ диаграмме

$$l_{\text{пот}} = \Delta i_{1-a} = i_1 - i_a = -\int_1^2 vdp, \quad (5)$$

где $i_1 - i_a$ – разность удельных энтальпий рабочего тела при расширении в турбине с производством удельной работы потока $l_{\text{пот}}$, кДж/кг.

Для источника теплоты – продуктов сгорания, изменяющих свою температуру при движении по газоходам парогенератора, справедливо

$$ex = T_0 \Delta S, \quad (6)$$

где $\Delta S = \int_{\text{вх}}^{\text{вых}} \frac{\delta q}{T}$ – уменьшение удельной энтропии газа при отдаче теплоты рабочему телу (воде), кДж/(кг·К).

Эксергетический КПД цикла определяется отношением полезно используемой эксергии $\Delta ex_{\text{п}}$ ко всей израсходованной $\Delta ex_{\text{рас}}$

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{\Delta ex_{\text{п}}}{\Delta ex_{\text{рас}}}. \quad (7)$$

Применительно к энергоустановкам полезно используемая эксергия превращается в действительную работу цикла $l_{\text{ц.д}}$ с учетом его необратимости, а израсходованная эксергия является разностью подведенной эксергии ex_1 в цикле и отведенной ex_2

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц.д}}}{ex_1 - ex_2}. \quad (8)$$

По разности удельных эксергий или удельных энтальпий в начальной и конечной точках процесса, можно определить тепловую эффективность соответствующей биогазовой энергоустановки. Определим полезную работу изоэнтропного расширения рабочего тела в газовой турбине

$$l_{\text{ТГ}} = e_{\text{ВХ}} - e_{\text{ВЫХ}} = i_1 - i_2, \quad (9)$$

где $e_{\text{ВХ}}, e_{\text{ВЫХ}}$ – удельные эксергии рабочего тела в потоке на входе и выходе, кДж/кг.

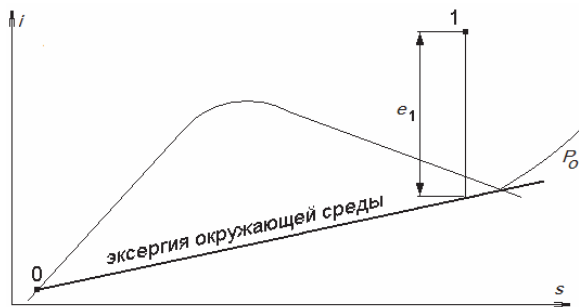


Рис. 1 – Эксергия на i - s диаграмме водяного пара:
 e_1 – эксергия точки 1 относительно нулевого состояния

Линии равных значений эксергии в i - s диаграмме прямые и в области насыщенного пара совпадают с линиями $T = \text{const}$ ($P = \text{const}$). Линия, соответствующая $ex = 0$ касается изобары P_0 в точке окружающей среды 0. Отрезок по изоэнтропе между точкой, определяющей состояние вещества, и линией окружающей среды представляет собой эксергию относительно нулевого состояния (рис. 1).

Удельная работа изоэнтропного расширения газа в газовой турбине

$$l_{\text{ТГ}} = c_{\text{р.Г}} \Delta t_{\text{ТГ}}, \quad (10)$$

где

$$\Delta t_{\text{ТГ}} = T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{ТГ}}^{\frac{k_{\text{Г}} - 1}{k_{\text{Г}}}}} \right); \quad (11)$$

$c_{\text{р.Г}}$ – удельная теплоемкость рабочего тела, кДж/(кг·К); T_1 – температура газа на входе в турбину, К; $\pi_{\text{ТГ}}$ – степень расширения газа в турбине; $k_{\text{Г}}$ – коэффициент адиабаты газа.

Удельная работа изоэнтропного сжатия воздуха в воздушном компрессоре

$$l_{\text{К}} = c_{\text{р.В}} \Delta t_{\text{ВК}}, \quad (12)$$

где

$$\Delta t_{\text{ВК}} = T_4 \left(\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}} - 1}{k_{\text{В}}}} - 1 \right); \quad (13)$$

$c_{\text{р.В}}$ – удельная теплоемкость рабочего тела (воздуха), кДж/(кг·К); T_4 – температура воздуха на входе в воздушный компрессор, К; $\pi_{\text{К}}$ – степень сжатия воздуха в воздушном компрессоре; $k_{\text{В}}$ – коэффициент адиабаты воздуха.

Удельная работа изоэнтропного сжатия воды в питательном насосе

$$l_{\text{нн}} = \Delta p \Delta V, \quad (14)$$

где Δp – разность давлений в насосе, кПа; ΔV – удельный объем питательной воды, подаваемый питательным насосом в парогенератор, м³/кг.

Эксергетические характеристики различных схем биогазовых энергоустановок. Используя приведенные выше расчетные формулы, определим эксергетические КПД для различных схем биогазовых энергоустановок (рис. 2–4). Для

учета потерь эксергии на трение рабочего тела в элементах установки, будем использовать адиабатные КПД. Реальные процессы расширения и сжатия в цикле отклоняются от изоэнтроп с увеличением энтропии на ΔS . Для анализа эффективности тепловых схем посредством эксергетического метода ограничим систему, включающую элементы, которые вырабатывают либо потребляют электрическую или механическую энергию, контрольной поверхностью для учета входящих и выходящих потоков эксергии, пересекающих указанную поверхность.

Результаты расчета эксергетических характеристик различных схем биогазовых энергоустановок. В качестве примера выполним расчет эксергетического КПД для трех циклов (рис. 2–4) биогазовых энергоустановок. Параметры цикла газотурбинной установки (ГТУ) для рассматриваемых тепловых схем приняты одинаковыми (табл. 1).

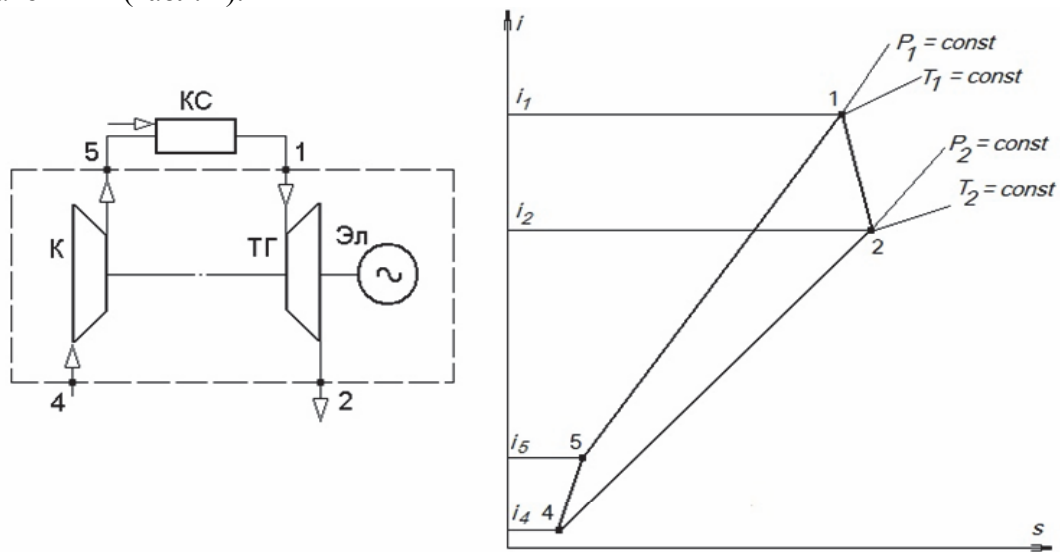


Рис. 2 – Схема и цикл газотурбинной установки:
К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; Эл – электрогенератор

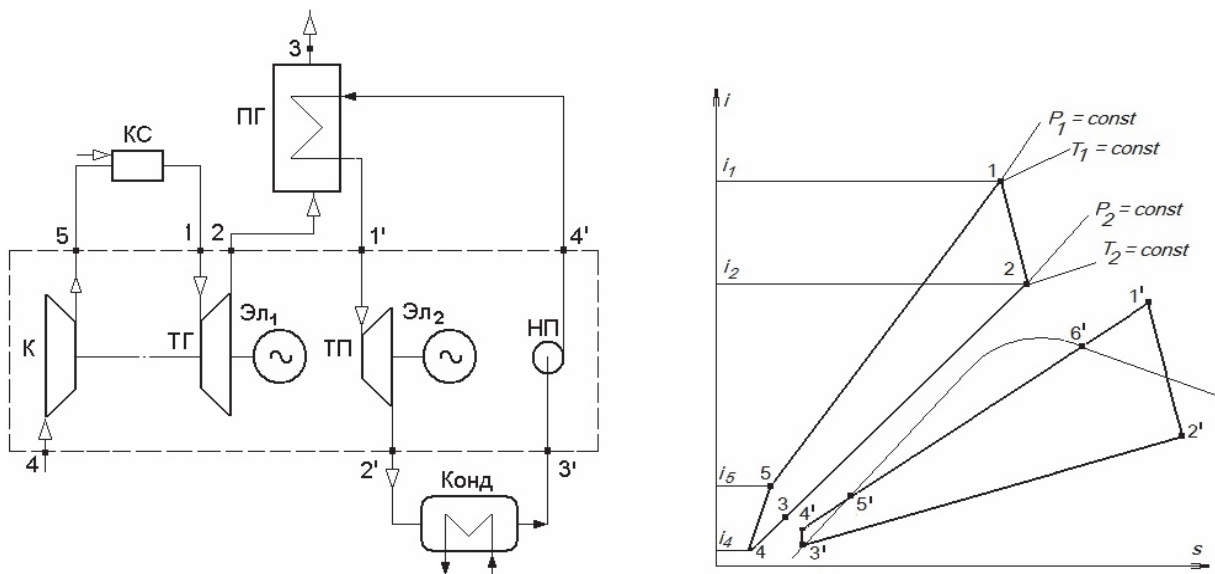


Рис. 3 – Схема ПГУ со сбросом газов в парогенератор:
К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; ТП – турбина паровая;
ТП – питательный насос; Конд – конденсатор; ПГ – парогенератор; Эл – электрогенератор

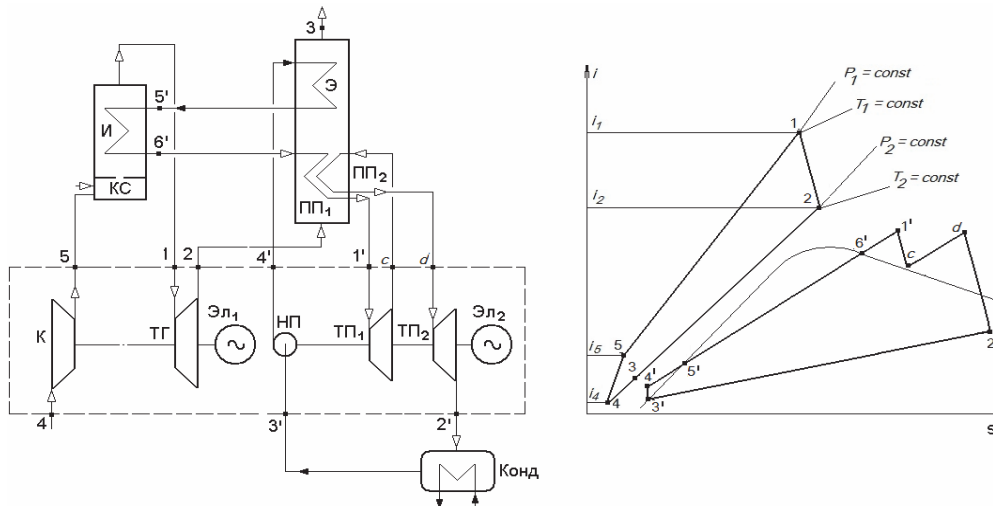


Рис. 4 – Схема и цикл ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВП) и промежуточным перегревом пара: К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; ПП – пароперегреватель; Э – экономайзер; Эл – электрогенератор; И – испаритель парогенератора; ТП – турбина паровая; Конд – конденсатор; ТП – питательный насос

Таблица 1

Параметры ГТУ

№ точки цикла ГТУ (рис. 2)	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$i, \text{ кДж/кг}$
1	1000	6,1	1250
2	588	1,02	807
4	20	1,0	21
5	251	6,12	254

Эксергетический КПД для ГТУ. Для учета потерь трения при сжатии рабочего тела в компрессоре (рис. 2) адиабатный КПД компрессора принят $\eta_k = 0,85$; газовой турбины – $\eta_{тг} = 0,9$.

Согласно уравнению (8) эксергетический КПД ГТУ

$$\eta_{ц1} = \frac{l_{ц.д}}{ex_1 - ex_2} = \frac{l_{тг}\eta_{тг} - l_k/\eta_k}{q} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)}{i_1 - i_5}, \quad (15)$$

где i_1, i_2, i_4, i_5 – энтальпия продуктов сгорания и воздуха в соответствующих точках цикла ГТУ, кДж/кг.

Значения энтальпий i_1 и i_4 (табл. 1) определяются расчетным путем ($i = c_p t$) по заданной температуре t_1 и t_4 и теплоемкости продуктов сгорания и воздуха [3], соответственно, а значения энтальпий i_2 и i_5 – по формулам (10), (12) с учетом η_k и $\eta_{тг}$.

Окончательно для ГТУ

$$\eta_{ц1} = \frac{(1250 - 807) - (254 - 21)}{1250 - 254} = 0,21.$$

Эксергетический КПД для парогазовой установки цикла (ПГУ) со сбросом газов в парогенератор. Для паровой турбины ПГУ (рис. 3) адиабатный КПД $\eta_{тп} = 0,9$; температура газов на выходе из парогенератора $t_3 = 150 ^\circ\text{C}$; удельная теплоемкость газа, поступающего из ГТ ПГУ в парогенератор $c_{р.г} = 1,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ [3] при

температуре $t_2 = 588$ °С. Построение парового цикла ПГУ выполнено с использованием $i-s$ диаграммы водяного пара.

Таблица 2

Параметры ПГУ

№ точки цикла ПГУ (рис. 3)	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{бар}$	$i, \text{кДж/кг}$
1'	550	10	3600
2'	33	0,05	2510
3'	33	0,05	138
4'	36	10,1	170

С учетом того, что для нагрева 1 кг воды необходимо затратить теплоту m кг газа, из теплового баланса парогенератора

$$m = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{В}}} = \frac{i_{1'} - i_{4'}}{i_{2'} - i_{3'}}, \quad (16)$$

где G_{Γ} и $G_{\text{В}}$ – соответственно расходы газа в газотурбинном цикле и воды в паротурбинном цикле ПГУ.

С учетом формулы (16)

$$m = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{В}}} = \frac{i_{1'} - i_{4'}}{c_{\text{р.г}}(t_2 - t_3)} = \frac{3600 - 170}{1,19 \cdot (588 - 150)} = 6,6 \text{ кг газа/кг воды.}$$

Согласно формуле (8) эксергетический КПД ПГУ

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ц2}} &= \frac{l_{\text{ц.д}}}{ex_1 - ex_2} = \frac{m(l_{\text{ТГ}}\eta_{\text{ТГ}} - l_{\text{К}}/\eta_{\text{К}}) + (l_{\text{ТП}}\eta_{\text{ТП}} - l_{\text{ПН}}/\eta_{\text{ПН}})}{q} = \\ &= \frac{m [(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)] + (i_{1'} - i_{2'}) - (i_{4'} - i_{3'})}{m(i_1 - i_5)}. \end{aligned} \quad (17)$$

где $l_{\text{ТП}}$ – удельная работа изоэнтропного расширения пара в паровой турбине, кДж/кг; $l_{\text{ПН}}$ – удельная работа изоэнтропного сжатия конденсата в питательном насосе, кДж/кг; $\eta_{\text{ПН}}$ – КПД питательного насоса.

После подстановки значений массы газа m и энтальпий в соответствующих точках цикла ПГУ (табл. 1 и 2) эксергетический КПД ПГУ со сбросом газов в парогенератор

$$\eta_{\text{ц2}} = \frac{6,6 \cdot [(1250 - 807) - (254 - 21)] + (3600 - 2510) - (170 - 138)}{6,6 \cdot (1250 - 254)} = 0,37.$$

Эксергетический КПД парогазового цикла с промежуточным перегревом пара и высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВП). Построение парового цикла ПГУ ВП (рис. 4) выполнено с использованием $i-s$ диаграммы водяного пара при тех же параметрах цикла ГТУ (табл. 1).

Из теплового баланса теплообменника, включающего экономайзер и пароперегреватель (рис. 4), можно определить массу газа m' , необходимую для нагрева 1 кг воды

$$m' = \frac{(i_5' - i_4') + (i_1' - i_6') + (i_d - i_c)}{(i_2 - i_3)}. \quad (18)$$

После подстановки значений энтальпий в соответствующих точках цикла ПГУ с ВП (табл. 3) в формулу (18)

$$m' = \frac{(1531 - 170) + (3480 - 2592) + (3600 - 2880)}{(807 - 165)} = 4,6 \text{ кг газа/кг воды.}$$

Согласно формуле (8) эксергетический КПД ПГУ с ВП

$$\eta_{\text{цз}} = \frac{l_{\text{ц.д}}}{ex_1 - ex_2} = \frac{\Sigma l}{q} = \frac{m'[(i_1 - i_2) + (i_5 - i_4)] + (i_1' - i_c) + (i_d - i_2') - (i_4' - i_3')}{m'[(i_1 - i_5) + (i_6' - i_5')]} \quad (19)$$

Таблица 3

Параметры ПГУ с ВП

№ точки цикла ПГУ с ВП (рис. 4)	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$i, \text{ кДж/кг}$
1'	550	140	3480
c	220	10,1	2880
d	550	10	3600
2'	33	0,05	2510
3'	33	0,05	138
4'	36	141	170
5'	335	140,5	1531
6'	335	140,5	2592

Подставляя значения m и i для соответствующих точек (табл. 1–3), получим КПД ПГУ с ВП

$$\eta_{\text{цз}} = \frac{4,6 \cdot [(1250 - 807) + (254 - 21)] + (3480 - 2880) + (3600 - 2510) - (170 - 138)}{4,6 \cdot [(1250 - 254) + (2592 - 1531)]} = 0,47.$$

Выводы. Как видно, из приведенных выше расчетов цикл биогазовой ПГУ с промежуточным перегревом пара и использованием высоконапорного парогенератора (рис. 4) является наиболее эффективным по эксергетическим показателям.

Список литературы: 1. Мазуренко, А. С. Економічна ефективність парогазових установок на біопаливі [Текст] / А. С. Мазуренко, А. Є. Денисова, Нго Минь Хієу // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2013. – № 1(32). – С. 15–19. – ISSN 1813-5420. 2. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа [Текст] / В. М. Бродянский. – М.: Энергия, 1973. – 296 с. 3. Арсеньев, Л. В. Стационарные газотурбинные установки [Текст] / Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин, И. А. Богов. – Л.: Машиностроение, 1989. – 513 с.

Bibliography (transliterated): 1. Mazurenko, A. S., A. Ye. Denysova and Ngo Min' Hijeu. "Ekonomichna efektyvnist' parogazovoh ustanovok na biopalyvi." *Energetyka: ekonomika, tehnologii, ekologija* 1 (32) (2013): 15–19. ISSN 1813-5420. Print. 2. Brodjanskij, V. M. *Jeksergeticheskij metod termodinamicheskogo analiza*. Moscow: Jenergija, 1973. Print. 3. Arsen'ev, L. V., V. G. Tyryshkin and I. A. Bogov. *Stacionarnye gazoturbinnye ustanovki*. Leningrad: Mashinostroenie, 1989. Print.

Поступила (received) 02.12.2013

УДК 621.182.2.001.57

Є. Є. ЧАЙКОВСЬКА, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. ОНПУ, Одеса

КОГЕНЕРАЦІЙНА СИСТЕМА ВИРОБНИЦТВА ТА СПОЖИВАННЯ БІОГАЗУ

Запропоновано регулювання співвідношення виробництва теплоти та електричної енергії на основі прогнозування зміни параметрів технологічного процесу здобуття та споживання біогазу. Розроблена когенераційна система, що дозволяє приймати рішення на підтримку процесу зброджування, відвантаження та завантаження сировини та акумулювання електроенергії. Такий підхід дозволяє підвищити товарність біогазової установки та знизити собівартість виробництва електроенергії до (10–15) %. Економія біогазу, наприклад, при зброджуванні 60,2 т/добу сировини складає 49,4 тис.м³/рік, що дає річне зниження викидів двоокису вуглецю 75,6 т/рік.

Ключові слова: когенерація, біогазова установка, тепловий насос, електроакумулювання.

Вступ

В умовах ресурсо- та енергозбереження використання когенераційних технологій є ефективним засобом щодо децентралізованого виробництва енергії [1]. Однак, умови когенерації ускладнені не постійністю споживання теплоти та електричної енергії, що потребує особливої уваги до регулювання їх співвідношення. Так, наприклад, з цією ціллю запропоновані методи встановлення режимів функціонування теплових схем, але з використанням статичної оцінки параметрів технологічного процесу, що не завжди можливо застосувати в реальних умовах експлуатації [2–3]. Так, дійсно, для узгодження виробництва та споживання біогазу використовують додаткове обладнання, наприклад, додаткові баки для збродженої сировини, додаткові ємності газгольдерів, значні витрати теплоти на підтримку процесу зброджування за рахунок виробленої енергії, т. ін. Це відбувається тому, що в технологіях виробництва та споживання енергії не використовують оцінку зміни теплової акумулюючої ємності як міри відтворення їх співвідношення в єдиному інформаційному просторі, що надає можливість прогнозувати зміну параметрів технологічного процесу, а не ліквідувати наслідки їх зміни [4–7].

1 Постановка задачі

Так, наприклад, для можливості регулювання співвідношення виробництва теплоти та електричної енергії з використанням біогазової установки необхідно здобути прогноуючу аналітичну оцінку зміни температури зброджування на основі оцінки зміни теплової акумулюючої ємності суслу з використанням вимірювання температури теплоносія, що гріє на виході із теплообмінника для підігріву субстрату, що змінюється за часом раніше, ніж температура зброджування [4–8]. Такий підхід надасть можливість використання відвантаженого суслу у якості низькопотенційного джерела енергії щодо встановлення обов'язкових балансів свіжої та збродженої сировини. Підтримка процесу зброджування без витрат виробленої теплоти та забезпечення постійного виходу біогазу дозволить акумулювати електроенергію щодо забезпечення як власних потреб біогазової установки, так і споживання.

2 Рішення задачі

Так, на основі методологічного та математичного обґрунтування архітектури технологічних систем запропонована технологічна система процесу здобуття біогазу, основою якої є динамічна підсистема – біогазова установка, що знаходиться в узгодженій взаємодії з блоками: підтримки динамічної рівноваги процесу зброджу-

© Є.Є. Чайковська, 2014

вання з ціллю оцінки зміни теплової акумулюючої ємності сировини, зміни режимних умов для підтримки безперервності технологічного процесу та функціональної оцінки ефективності біогазової установки [4–8].

Запропонована технологічна система на основі прогнозування зміни температури зброджування дозволяє підтримувати динамічну рівновагу процесу зброджування за рахунок відключення при розряді чи включення при заряді секцій теплообмінника для підігріву субстрату, вбудованого в метантенк, що збільшує економію умовного палива за рахунок використання енергії теплової акумуляції суслу в повній мірі. Використано вимірювання температури теплоносія, що гріє на виході із теплообмінника, яка змінюється за часом раніше, ніж температура зброджування [4–8].

Так, на основі методологічного та математичного обґрунтування архітектури технологічних систем розроблена теплонасосна системи енергопостачання з використанням інтегрованої інтелектуальної інформації як міри відтворення співвідношення виробництва та споживання енергії в інформаційному просторі: випарник-компресор та компресор-конденсатор, що дозволяє: не використовувати інерційні виміри параметрів теплоносіїв у випарнику та конденсаторі теплового насоса щодо підтримки функціонування теплонасосного енергопостачання; приймати рішення на зміну витрати холодагента у випарнику теплового насоса в залежності від температури низькопотенційного джерела енергії для його повного випаровування та забезпечення надійності компресора; узгоджувати рівень витрати холодагента у випарнику теплового насоса із рівнем потужності компресора теплового насоса щодо економічного стиску пари; узгоджувати рівень подачі пари у конденсатор теплового насоса із рівнем подачі пари у випарник теплового насоса при використанні ємності води, що нагрівається, в повній мірі; не використовувати додаткові теплові насоси щодо глибокого охолодження низькопотенційного джерела енергії [4–7, 9].

Для забезпечення обов'язкових балансів свіжої та збродженої сировини щодо отримання постійного виходу біогазу запропоновано розширити технологічну систему виробництва біогазу: додати нову динамічну підсистему – тепловий насос та блок підтримки динамічної рівноваги доповнити додатковими блоками, що прогнозують відвантаження та завантаження сировини при неможливості збереження її балансу в умовах підтримки динамічної рівноваги процесу зброджування [4–7, 10].

Так, на основі методологічного та математичного обґрунтування архітектури технологічних систем запропонована технологічна система акумулювання [4–7, 11, 12], що дозволяє прогнозувати зміну напруги заряду та розряду з використанням аналітичної оцінки зміни температури електроліту в порах пластин та над пластинами електроакумулятора, що змінюється за часом раніше, ніж щільність електроліту та напруга. Використання теплової акумулюючої ємності електроліту зменшує час заряду до 30 %.

У зв'язку із здобутою можливістю забезпечення постійного виходу біогазу та відсутністю витрат виробленої теплоти на підтримку процесу зброджування [4–7, 10] можливо запропонувати комплексну когенераційну систему виробництва та споживання біогазу з використанням електроакумуляування (рис. 1).

На основі графа причинно-наслідкових зв'язків [4–7] розроблена інтегрована логічна модель контролю працездатності динамічної підсистеми як основи когенераційної системи виробництва та споживання біогазу (рис. 1) щодо здобуття інформації на рівні прийняття рішень.

Прогнозування зниження температури зброджування на основі контролю працездатності біогазової установки від блоку контролю CT_c при розряді

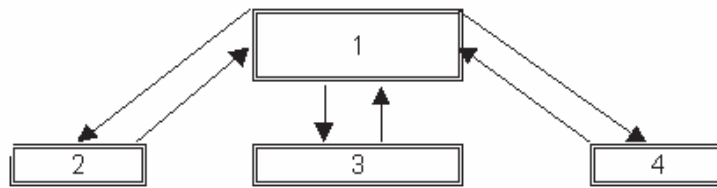


Рис. 1 – Когенераційна система виробництва та споживання біогазу:
 1 – динамічна підсистема (біогазова установка, тепловий насос, акумуляторна батарея);
 2 – інтегрована система підтримки динамічної рівноваги процесу зброджування; 3 – блок зміни режимних умов функціонування; 4 – блок оцінки функціональної ефективності

$$(CT_c(\tau)(\Delta t(\tau) / \Delta t_{\text{ст. розр. верх.}}(\tau) < \Delta t_{\text{розр. рів.}}(\tau) / \Delta t_{\text{ст. розр. верх.}}(\tau)) > 0) \quad (1)$$

дозволяє приймати рішення на підтримку динамічної рівноваги процесу здобуття біогазу шляхом відключення секцій теплообмінника для підігріву субстрату, вбудованого в метантенк (рис. 2).

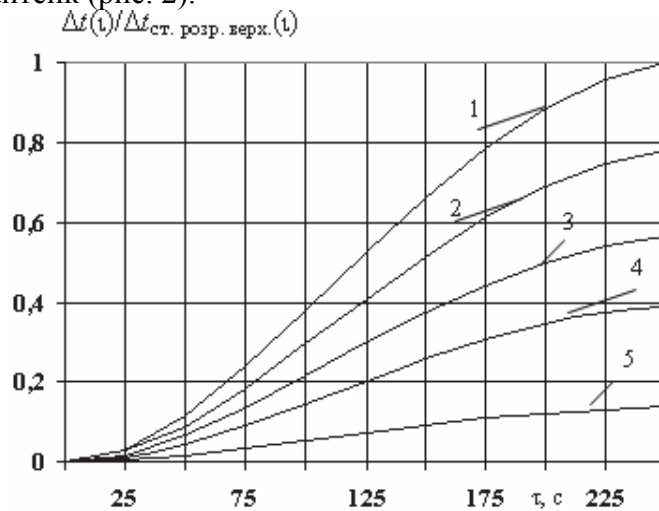


Рис. 2 – Система підтримки динамічної рівноваги процесу здобуття біогазу при розряді:
 1, 2, 4 – гранично припустима працездатність для верхнього, середнього та низького рівнів функціонування, відповідно; 3, 5 – розряд та ідентифікація розряду верхнього та середнього рівнів, відповідно, де t – температура зброджування, К; τ – час, с. Індекс: ст. розр. верх. – стає розрахункове значення температури зброджування верхнього рівня функціонування

Підтримка розряду біогазової установки надає можливість прогнозувати зміну загальної напруги заряду акумуляторної батареї на основі аналітичної оцінки зміни температури електроліту в порах пластин та над пластинами (рис. 3а)

$$(CT_c(\tau)(\Delta t(\tau) / \Delta t_{\text{ст. розр. зар}}(\tau) < \Delta t_{\text{розр.}}(\tau) / \Delta t_{\text{ст. розр. зар}}(\tau))) \quad (2)$$

Якщо після прийняття рішення на відключення секції теплообмінника, вбудованого в метантенк, при розряді біогазової установки здобуємо підсумкову інформацію від блоку контролю CT_c

$$(CT_c(\tau)(\Delta t(\tau) / \Delta t_{\text{ст. розр. верх.}}(\tau) > \Delta t_{\text{розр. рів.}}(\tau) / \Delta t_{\text{ст. розр. верх.}}(\tau)) < 1), \quad (3)$$

то для запобігання зміні напрямку теплообміну виконуємо відвантаження збродженої сировини, що дозволяє приймати рішення на розряд акумуляторної батареї

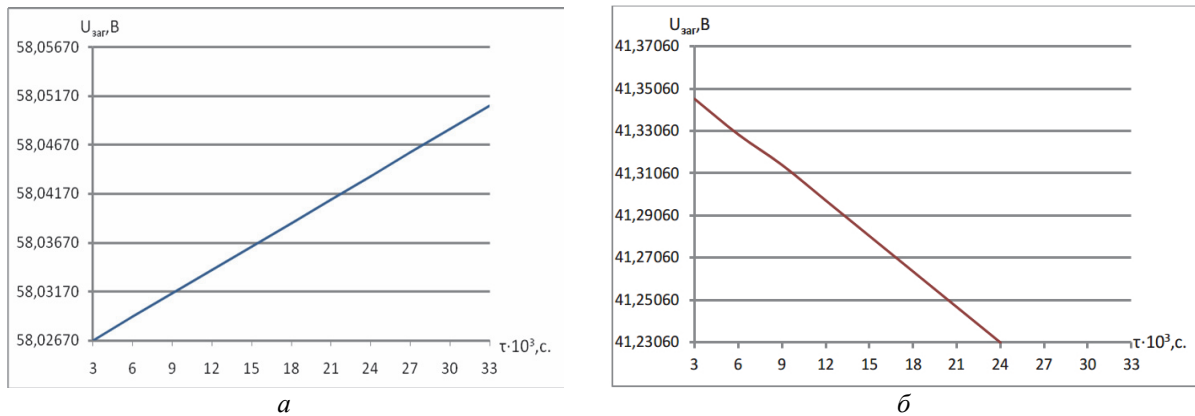


Рис. 3 – Прогнозування зміни сумарної напруги 48 В впродовж заряду *a* та розряду *б*: де *U* – загальна напруга, В; *t* – час, с

$$(P(\vartheta(t_e(\vartheta(-))), Z_{cc}(\tau)). \quad (4)$$

Таке рішення надає можливість виконати заряд системи: випарник-компресор теплового насоса на основі підсумкової інформації щодо зміни паровмісту пари у випарнику (5) та витрати пари через компресор (6)

$$(CT_c(\tau)(\Delta x(\tau) / \Delta x_{ст. розр}(\tau) > \Delta x_{розр. рів.}(\tau) / \Delta x_{ст. розр.}(\tau)), \quad (5)$$

$$(CT_c(\tau)(\Delta G(\tau) / \Delta G_{макс. розр. верх.}(\tau) < \Delta G_{розр.}(\tau) / \Delta G_{макс. розр. верх.}(\tau)), \quad (6)$$

для збільшення подачі холодагента у випарник з ціллю його повного випаровування (рис. 4)

$$(P(\tau)(G_{хл}(\tau)(+)), Z_{cc}(\tau)). \quad (7)$$

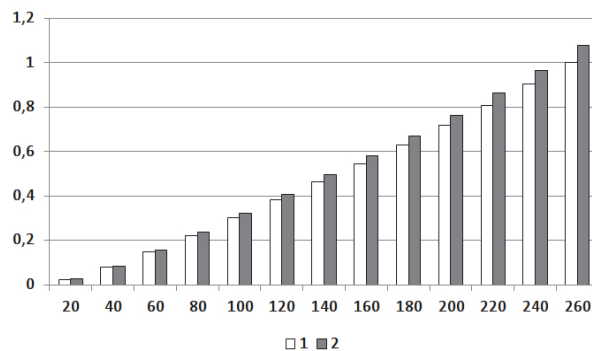


Рис. 4 – Підтримка функціонування системи випарник-компресор на рівні прийняття рішень:
1 – гранично припустима працездатність випарника та ідентифікація прийняття рішення;
2 – діагностування збільшення витрати холодагента

та економного стиску збільшеної витрати пари (рис. 5)

$$(P(\tau)(G(\tau)(-)), Z_{cc}(\tau)). \quad (8)$$

Так, прогнозована оцінка зміни напруги в акумуляторній батареї на основі оцінки зміни температури електроліту в порах пластин та над пластинами при розряді (рис. 3б)

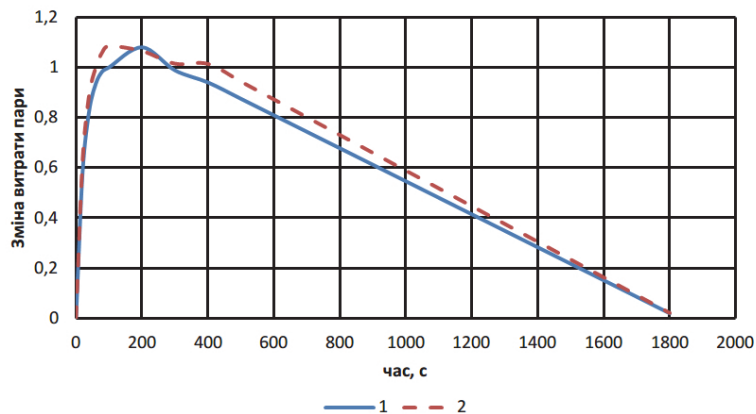


Рис. 5 – Підтримка функціонування системи випарник-компресор та компресор-конденсатор на рівні прийняття рішень:

1 – діагностування зменшення витрати пари; 2 – діагностування збільшення витрати пари

$$(CT_c(\vartheta)(-\Delta t(\vartheta)/\Delta t_{ст.розр.роз.}(\vartheta) > -\Delta t_{розр.}(\vartheta)/\Delta t_{ст.розр.роз.}(\vartheta))) \quad (9)$$

дозволяє приймати упереджені рішення на заряд акумуляторної батареї (рис. 3а)

$$(P(\vartheta)(t_e(\vartheta(+))), Z_{cc}(\tau), \quad (10)$$

що разом з оцінкою зміни температури теплоносія, що гріє на основі контролю працездатності конденсатора теплового насоса

$$(CT_c(\vartheta)(\Delta t(\vartheta)/\Delta t_{ст.розр.низ.}(\vartheta) < \Delta t_{розр.рів.}(\vartheta)/\Delta t_{ст.розр.низ.}(\vartheta) < 0)) \quad (11)$$

забезпечує функціонування системи компресор-конденсатор для збільшення перепуску пари холодагента в конденсатор теплового насоса (рис. 6).

Розряд системи компресор-конденсатор підтримує заряд біогазової установки щодо завантаження свіжого матеріалу з включенням секції теплообмінника для підтримки процесу зброджування за рахунок балансу потоків свіжої та збродженої сировини (рис. 7) з використанням здобутої інформації

$$(CT_c(\vartheta)(\Delta t(\vartheta)/\Delta t_{ст.розр.верх.}(\vartheta) > \Delta t_{розр.рів.}(\vartheta)/\Delta t_{ст.розр.верх.}(\vartheta) < 1)). \quad (12)$$

Здобуття ж підсумкової інформації (1) після відключення секції теплообмінника свідчить про продовження процесу зброджування щодо входження енергетичної системи в допуск нового рівня підтримки процесу розряду (рис. 2), де CT – контроль події; G – витрата речовини, кг/с; P – властивості елементів когенераційної системи; t – температура робочого тіла, К; x – паровміст робочого тіла; Z – логічні відносини в динамічній підсистемі; τ – час, с. Індeksi: c – контроль працездатності; cc – ідентифікація нових умов функціонування; e – електроліт в об’єму електроакумулятора; макс. розр. верх. – максимальне розрахункове значення параметра верхнього рівня функціонування; розр. – розрахункове значення параметра; ст. розр. зар. – стале розрахункове значення параметра при заряді; ст. розр. роз. – стале розрахункове значення параметра при розряді; ст. розр. верх. – стале розрахункове

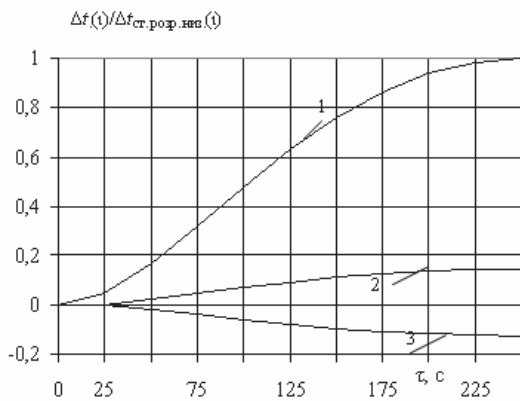


Рис. 6 – Підтримка функціонування системи компресор-конденсатор на рівні прийняття рішень: 1 – гранично припустима працездатність підігріву теплоносія, що гріє; 3, 2 – прийняття рішення та його ідентифікація щодо діагностування збільшення витрати холодагента, де t – температура теплоносія, що гріє, К; τ – час, с. Індекс: ст. розр. низ. – стале розрахункове значення температури теплоносія, що гріє, низького рівня функціонування

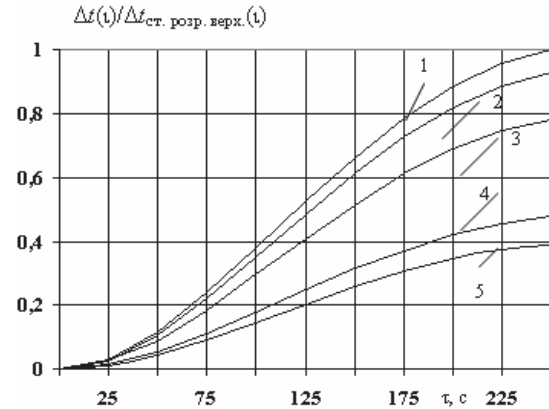


Рис. 7 – Система підтримки динамічної рівноваги процесу здобуття біогазу при заряді: 1, 3, 5 – гранично припустима працездатність біогазової установки для верхнього, середнього, низького рівнів функціонування, відповідно; 4, 2 – заряд та ідентифікація заряду нижнього та середнього рівнів відповідно де t – температура зброджування, К; τ – час, с. Індекс: ст. розр. верх. – стале розрахункове значення температури зброджування верхнього рівня функціонування

значення параметра верхнього рівня функціонування; ст. розр. низ. – стале розрахункове значення параметра низького рівня функціонування; ст. розр. – стале розрахункове значення параметра; розр. рів. – розрахункове значення параметра рівня функціонування; хл – холодагент.

Висновки

На основі прогнозування зміни параметрів технологічного процесу виробництва та споживання біогазу можливо приймати попереджувальні рішення на підтримку процесу зброджування, що дозволяє виконувати своєчасне відвантаження збродженої та завантаження свіжої сировини. В умовах постійного виходу біогазу та відсутності витрат виробленої теплоти на підтримку процесу зброджування можливо акумулювати вироблену енергію не тільки для забезпечення функціонування компресора теплового насоса, а й в години збиткового виробництва електроенергії. Так, такий підхід дозволяє підвищити товарність біогазової установки та знизити собівартість виробництва електроенергії до (10–15) %. Економія біогазу, наприклад, при зброджуванні 60,2 т/добу сировини складає 49,4 тис.м³/рік, що дає річне зниження викидів двоокису вуглецю 75,6 т/рік. Більш того, відходи анаеробного зброджування можуть бути використані не тільки як низькопотенційне джерело енергії, а й у якості добрива, що відповідають умовам охорони оточуючого середовища.

Список літератури: 1. Басок, Б. И. Анализ когенерационных установок. Часть 3. Сравнительный анализ схемных решений когенерационных установок [Текст] / И. Б. Басок, Д. А. Коломейко // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 58. – С. 76–82. 2. Сафьянц, С. М. Исследование схемы источника теплоэлектроснабжения с регулированием нагрузок на базе использования тепловых насосов [Текст] / С. М. Сафьянц, Н. В. Колесниченко, Т. Е. Веретенникова // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 3. – С. 79–85. 3. Ратушняк, Г. С. Интенсификация теплообмену та термостабілізація біореакторів [Текст] / Г. С. Ратушняк, В. В. Джеджула // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – № 2. – С. 26–31. 4. Чайковська, Є. Є. Функціонування енергетичних систем на рівні прийняття рішень / Є.Є. Чайковська // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 5/8(59). – С. 4–6. –

ISSN 1729-3774. 5. Чайковская, Е. Е. Энергосберегающие технологии на основе интеллектуального управления тепломассобменными процессами / Е. Е. Чайковская // Abstracts of the reports and communication XIY Minsk International Heat and Mass Transfer Forum. – Минск, 2012. – Т. 2, Ч. 1. – С. 378–382. – ISBN 978-985-6456-81-0. 6. Чайковська, Є. Є. Энергосберігаючі технології на рівні прийняття рішень [Текст] / Є. Є. Чайковська // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 33. – С. 103–108. – ISSN 2079-5459. 7. Чайковская, Е. Е. Оптимизация энергетических систем на уровне принятия решений / Е. Е. Чайковская // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 7. – С. 169–173. – ISSN 0204-3602. 8. Чайковська, Є. Є. Підтримка функціонування біопаливних установок [Текст] / Є. Є. Чайковська, К. О. Кустов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/10(56). – С. 41–44. – ISSN 1729-3774. 9. Чайковська, Є. Є. Інтелектуальна система управління теплонасосним енергопостачанням [Текст] / Є. Є. Чайковська, В. В. Стефанюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2011. – № 5. – С. 76–83. – ISSN 1997-9266. 10. Чайковська, Є. Є. Інтегрована технологічна система виробництва біогазу [Текст] / Є. Є. Чайковська // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 4/8(64). – С. 31–34. – ISSN 1729-3774. 11. Чайковська, Є. Є. Підтримка електроакумуляції на рівні прийняття рішень [Текст] / Є. Є. Чайковська // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 50(956). – С. 124–127. – ISSN 2079-3944. 12. Підтримка акумуляції на рівні прийняття рішень [Текст] / Є. Є. Чайковська // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 127–133. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. Basok, B. I., and D. A. Kolomejko. "Analiz kogeneracionnyh ustanovok. Chast' 3. Sravnitel'nyj analiz shemnyh reshenij kogeneracionnyh ustanovok." *Promyshlennaja teplotehnika* 28 (58) (2006): 76–82. Print. 2. Saf'janc, S. M., N. V. Kolesnichenko and T. E. Veretennikova. "Issledovanie shemy istochnika teplojelektrosnabzhenija s regulirovaniem nagruzok na baze ispol'zovanija teplovyh nasosov." *Promyshlennaja teplotehnika* 33 (3) (2011): 79–85. Print. 3. Ratushnyak, G. S., and V. V. Dzhedzhula. "Intensyfikacija teploobminu ta termostabilizacija bioreaktoriv." *Visnyk Vinnyc'kogo politehničnogo instytutu* 2 (2006): 26–31. Print. 4. Chajkovs'ka, Je. Je. "Funkcionuvannja energetychnyh system na rivni pryjnattja rishen'." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 5/8(59) (2012): 4–6. ISSN 1729-3774. Print. 5. Chajkovskaja, E. E. "Jenergosberegajushhie tehnologi na osnove intelektual'nogo upravlenija teplomassobmennymi processami." *Abstracts of the reports and communication XIY Minsk International Heat and Mass Transfer Forum*. No. 2.1. Minsk: 2012. 378–382. ISBN 978-985-6456-81-0. Print. 6. Chajkovs'ka, Je. Je. "Energozberigajuchi tehnologii na rivni pryjnattja rishen'." *Visnyk NTU "HPI"*. Serija: Novi rishennja v suchasnyh tehnologijah No. 33. Kharkiv: NTU "HPI", 2012. 103–108. ISSN 2079-5459. Print. 7. Chajkovskaja, E. E. "Optimizacija jenergeticheskikh sistem na urovne prinjatija reshenij." *Promyshlennaja teplotehnika* 35 (7) (2013): 169–173. ISSN 0204-3602. Print. 8. Chajkovs'ka, Je. Je., and K. O. Kustov. "Pidtrymka funkcionuvannja biopalyvnyh ustanovok." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 2.10 (56) (2012): 41–44. ISSN 1729-3774. Print. 9. Chajkovs'ka, Je. Je., and V. V. Stefanjuk. "Intelektual'na systema upravlinnja teplonasosnym energopostachannjam." *Visnyk Vinnyc'kogo politehničnogo instytutu* 5 (2011): 76–83. ISSN 1997-9266. Print. 10. Chajkovs'ka, Je. Je. "Integrovana tehnologichna systema vyrobnyctva biogazu." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 4/8(64) (2013): 31–34. ISSN 1729-3774. Print. 11. Chajkovs'ka, Je. Je. "Pidtrymka elektroakumuljuvannja na rivni pryjnattja rishen'." *Visnyk NTU "HPI"*. Serija: Novi rishennja v suchasnyh tehnologijah. No 50(956). Kharkiv: NTU "HPI", 2012. ISSN 2079-3944. 124–127. Print. 12. Chajkovs'ka, Je. Je. "Pidtrymka akumuljuvannja na rivni pryjnattja rishen'." *Visnyk NTU "HPI"*. Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. No 14(988). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 127–133. ISSN 2078-774X. Print.

Надійшла (received) 14.02.2014

УДК 621.311

М. А. ДУЭЛЬ, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;
Г. И. КАНЮК, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;
Т. Н. ФУРЦОВА, канд. техн. наук; доц. УИПА, Харьков

ОПТИМИЗАЦИЯ ВНУТРИБЛОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Рассмотрены вопросы оптимизации внутриблочных технологических процессов ТЭС для повышения качества и эффективности работы системы автоматического регулирования в реальных условиях эксплуатации энергоблока. Для решения оптимизационных задач проводится декомпозиция энергоблока как объекта управления. В качестве примера оптимизации подсистем автоматического управления энергоблока рассмотрена система оптимизации процесса горения в топке парогенератора ТЭС.

Ключевые слова: системы автоматического регулирования и управления, технологические процессы, оптимизация, энергоблок.

Актуальность работы

Управление любым объектом по существу состоит из выбора цели (критерия) управления и подачи управляющих воздействий на объект, необходимых для достижения этой цели. Способ формирования управляющих воздействий может существенно меняться в зависимости от условий, в которых в данный момент времени находится объект управления.

В настоящее время, при практической реализации систем управления недетерминированными объектами, функции устранения влияния недетерминизма выполняют автоматические регуляторы, которые совместно с объектом, режим которого они регулируют, образуют систему автоматического управления (САУ).

Наиболее широко САУ сейчас используют в стационарных эксплуатационных режимах энергооборудования для стабилизации регулируемых параметров систем автоматического регулирования (САР).

Анализ исходных предпосылок синтеза САУ и САР, установившихся к настоящему времени, показывает, что эти предпосылки часто не соответствуют реально возникающим ситуациям, учет которых может значительно повысить эффективность функционирования этих систем.

Анализ состояния вопроса и цель исследования

Наиболее существенные недостатки применяемых методов синтеза САУ и САР заключаются в следующем:

1) Обычно предполагается, что входные воздействия на регулируемый объект являются доступными для контроля и имеется возможность получить математическое описание объекта относительно всех этих воздействий, например, в виде системы дифференциальных уравнений. Учет случайного характера функционирования объекта ограничивается при этом, как правило, лишь учетом случайного характера изменения внешних возмущающих воздействий на объект, вероятностные характеристики которых также предполагаются известными. В действительности же реальные энергообъекты в условиях эксплуатации находятся под воздействием весьма большого числа случайных возмущений, действующих по различным каналам. Причем среди них могут быть вообще недоступные для контроля.

2) Задача синтеза САУ и САР обычно рассматривается как задача определения

© М.А. Дуэль, Г.И. Канюк, Т.Н. Фурсова, 2014

наилучшего закона (алгоритма) формирования управляющих действий. При этом выбор их схем производится на основании чисто структурных соображений, т.е. исходя из характера взаимодействия отдельных элементов системы, определяемых лишь видом математического описания этих элементов, вне связи с физическими особенностями и выполняемыми ими функциями.

Между тем, имеющийся опыт построения подобных систем показывает, что определяющее значение здесь приобретает не задача выбора алгоритмов функционирования соответствующих регуляторов, а задача получения оптимальной схемы получения текущей информации о состоянии объекта регулирования, которая объективно отражает характер взаимодействий между двумя основными функциональными элементами автоматических систем – объектом и регулятором.

Регулирование по конечному эффекту, т.е. путем оценки текущего значения показателя цели регулирования, как правило, не позволяет осуществить его поддержание на требуемом уровне с требуемой точностью даже при использовании самого совершенного закона управления, так как показатель цели управления обычно реагирует на изменение управляющих воздействий с запаздыванием во времени. В результате информация, заключенная в текущем значении этого показателя, оказывается обесцененной.

3) Практически почти каждая действующая САР производственных процессов является системой косвенного регулирования, в которой на вход регулятора подается не сам показатель цели регулирования, а соответствующим образом подобранные косвенные величины, связанные с показателем цели регулирования достаточно тесной зависимостью. По-видимому, по той же причине не нашли сколько-нибудь широкого распространения автоматические поисковые оптимизаторы технико-экономических показателей промышленных объектов; их функции как правило, значительно более успешно выполняют обычные системы регулирования косвенных величин, т.е. объективно такие системы следует рассматривать не только как системы стабилизации, но и как системы автоматической оптимизации режимов работы объектов.

4) Обычно применяемая процедура синтеза САУ и САР исходит из того, что должна быть известна математическая модель регулируемого объекта, основываясь на которой и осуществляют все расчеты по динамике этих систем. Однако синтез этих систем по заранее заданной модели может быть выполнен только с определенной погрешностью, обусловленной различием реального объекта и аппроксимирующей его моделью. Благоприятные возможности для компенсации этой погрешности обусловлены широким использованием средств вычислительной техники при построении АСУ ТП энергоблоками электростанций [1–5].

Таким образом, опыт создания и эксплуатации САУ и САР позволяет сделать вывод о необходимости использования при их синтезе современных информационных методов получения объективной информации. Целью работы является анализ перспектив совершенствования и развития применяемых методов синтеза САР и САУ.

Оптимизация внутриблочных технологических процессов

Экономически наиболее выгодным режимом работы энергосистемы называется такой режим, при котором потребители получают электрическую и тепловую энергию допустимого качества, при наименьших затратах на её производство, передачу и распределение. По аналогам назовем экономически наиболее выгодным режимом работы энергоблока на электростанции такой режим, который удовлетворяет наиболее выгодному режиму работы энергосистемы в целом.

Из общего определения критерия $W(T)$ можно выделить две составляющие: *внешнюю* (с точки зрения потребителя) выдавать необходимую энергию допустимого качества и *внутреннюю* (с точки зрения производителя) – требование наименьших затрат на её производство. Эти составляющие можно рассматривать отдельно, так как они, как правило, входят в критерий аддитивно.

Переходя к анализу внешней составляющей общего критерия, необходимо, прежде всего, выделить группу управляющих воздействий, которые по технологическому процессу относятся ко всей станции в целом (например, распределение электрической нагрузки между энергоблоками). Оптимизация этих управлений должна решаться по общестанционному критерию, но их следует учитывать при решении задач оптимизации управления отдельными блоками.

Показатели качества электроэнергии, на которые воздействует оперативное управление – частота и мощность. При работе энергоблока в режиме регулирования частоты системы величина внешней составляющей пропорциональна модулю разности действительной и заданной частот. При работе в базовом режиме наиболее существенным во внешней составляющей является требование поддержания заданной диспетчерской нагрузки энергоблока.

Оптимальное распределение электрической нагрузки в крупных энергосистемах не гарантирует совпадения диспетчерской нагрузки энергоблока с нагрузкой, обеспечивающей минимальную себестоимость электроэнергии, вырабатываемой этим блоком. Поэтому при его эксплуатации требуется обеспечение длительной аварийной работы с максимальной экономичностью при соблюдении диспетчерского графика нагрузки.

Специфика производства электроэнергии на современных энергоустановках исключает возможность её запаса. Поэтому невыполнение диспетчерского графика данным энергоблоком влечет за собой замещение его другими энергоблоками данной ТЭС или энергосистемами. Естественно, что если распределение нагрузки было оптимальным с точки зрения критерия энергосистемы, то нарушение графика ведет к потере экстремума, хотя по внутренней составляющей для критерия энергоблока оно может привести к выигрышу. Целесообразно было бы отнести эти потери к внешней составляющей критерия энергоблока $W(T)$. Так, если изменение внутренней составляющей в результате нарушения равно ΔW_1 , а внешней ΔW_2 , то изменение критерия $\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2$. Очевидно, что при оптимальном распределении нагрузки $\Delta W_2 < 0$ и $\Delta W < 0$, т.е. нарушение диспетчерского графика не должно привести к выигрышу для энергоблока.

Оценку величины ΔW_2 можно произвести, например, в виде штрафа за нарушение графика [1]

$$\Delta W_2 = \Delta W_2(|\Delta N|, \text{Sign} \Delta N, N^*, \varepsilon, \lambda(\Delta N)),$$

где $\Delta N = \Delta N - N^*$ – величина нарушения графика; N^* – заданная по диспетчерскому графику нагрузка для энергоблока; N – текущая нагрузка; ε – коэффициент использования для ТЭС; $\lambda(\Delta N)$ – величина штрафа.

Для определения внешней составляющей критерия оптимального управления энергоблоком необходимо прогнозировать диспетчерский график нагрузки блока и величину штрафа за его нарушение.

Внутренняя составляющая общего критерия оптимального управления $W(T)$ энергоблоком и станцией в целом – это себестоимость отпускаемой электроэнергии. Составляющие себестоимости (прежде всего расходы на топливо, амортизацию оборудования, текущий ремонт и заработную плату персоналу электростанции) являются функционалами от управления. На рис. 1 приведена схема связи себестоимости вырабатываемой электроэнергии с основными функциями системы управления энергоблоком. На ней показаны основные каналы воздействия каждого вида управления на составляющие себестоимости.

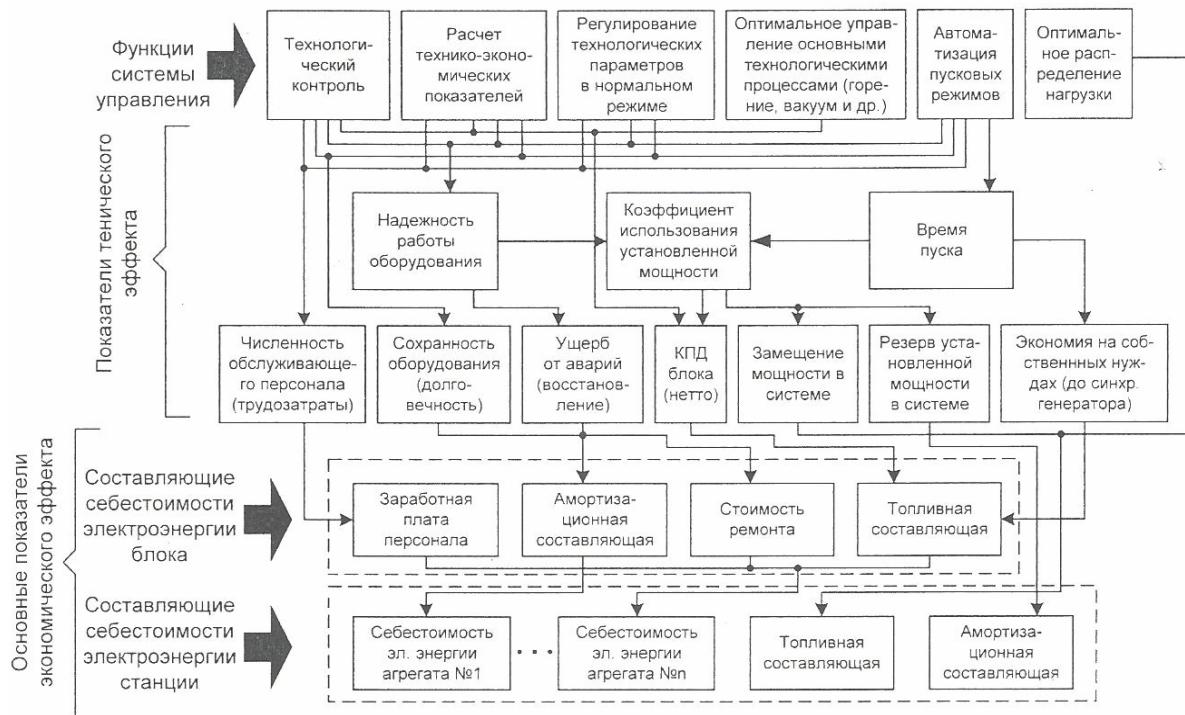


Рис. 1 – Схема связи себестоимости электроэнергии с управлением энергоблоком

Таким образом, для реализации общего критерия $W(T)$ оптимального управления энергоблоком необходимо знание моделей технологического процесса, прогнозирование и диспетчерского графика, а также измерение текущих значений параметров и сводных технико-экономических показателей (ТЭП) [2, 4].

Построение оптимизационных внутриблочных подсистем управления

Укрупненная структурная схема системы управления, минимизирующая сформулированный выше общий критерий оптимального управления энергоблоком $W(T)$, может быть представлена в виде трех иерархических уровней (рис. 2): системы автоматического регулирования и управления режимом энергоблока, системы оптимизации внутриблочных технологических процессов и системы оптимального решения общестанционных задач.

Основной задачей системы оптимизации внутриблочных технологических процессов является повышение качества и эффективности работы системы автоматического регулирования в реальных условиях эксплуатации энергоблока.



Рис. 2 – Структурная схема системы управления энергоблоком

Необходимость этого обусловлена, во-первых, наличием различных неконтролируемых возмущений, существенно влияющих на оптимальный режим и, во-вторых, сложной структурой энергоблока как объекта управления с множеством изменяющихся во времени взаимосвязей между технологическими параметрами, учет которых очень усложнил бы систему регулирования.

Решение оптимизационных задач в общей постановке минимизации критерия очень сложно. В связи с этим обычно проводится декомпозиция, которая позволяет упростить решение путем расчленения всей системы на отдельные подсистемы с частными критериями, обеспечивающими её функционирование в целом в соответствии с общим критерием оптимального управления. При этом используется метод наименьших взаимосвязей между выделенными подсистемами.

В базовых режимах, составляющих большую часть времени работы энергоблока, основную роль в общем критерии оптимального управления играет его внутренняя составляющая. При этом определяющее значение имеют затраты на топливо, а также на восстановление и ремонт оборудования, то есть топливная и амортизационная составляющие себестоимости вырабатываемой электроэнергии. Учет затрат на амортизацию и ремонт затруднен тем, что в настоящее время отсутствуют достоверные зависимости, связывающие их с измеряемыми технологическими параметрами. Поэтому эти виды затрат могут быть пока учтены лишь в форме ограничений на пределы изменения технологических параметров.

Таким образом, за основу частных критериев оптимальности может быть принята топливная составляющая себестоимости электроэнергии, минимум которой соответствует максимуму выражения

$$\eta_{\text{ТУ}}\eta_{\text{П}}(1-\mathcal{E}_{\text{СН}}), \quad (1)$$

где $\eta_{\text{ТУ}}$ – КПД брутто турбоустановки; $\eta_{\text{П}}$ – КПД брутто парогенераторной установки; $\mathcal{E}_{\text{СН}}$ – относительный расход электроэнергии на собственные нужды.

Если при функционировании подсистемы оптимизации один их сомножителей (1) сохраняется постоянным, критерий можно дополнительно упростить путем исключения этого сомножителя.

При рассмотрении подсистем оптимизации в АСУ энергоблоком будем считать структуры САР и их аппаратную реализацию заданными. В общем случае состояние энергоблока характеризуется вектором управляющих воздействий q (задатчики и органы настройки регулятора), вектором изменения параметров Z (режимные параметры и параметры состояния оборудования) и вектором неизмеряемых параметров e .

Система оптимизации объекта обычно базируется на заранее заданных q и Z и основной задачей в этом случае становится синтез структуры и алгоритмов оптимального управления заданными управляющими воздействиями.

При синтезе алгоритмов оптимизации энергоблок считается или «плохо определяемым», или же «хорошо определяемым» объектом. В первом случае, например для оптимизации процесса горения, предлагаются только поисковые алгоритмы оптимизации, а во втором – строгие, заданные на значительном отрезке времени режимные оптимальные карты (РОК) или определяются косвенные параметры, которые поддерживаются на заранее заданном уровне. Недостатком первого способа являются существенные потери на поиск критерия оптимальности, иногда сводящие на нет предполагаемый эффект оптимизации. Второй способ также приводит к значительным потерям из-за неучтенных изменений в принятой модели объекта. В комбинированной системе оптимизации используют преимущества этих двух способов. Здесь поисковая система используется для коррекции модели при изменениях в технологическом процессе, при больших возмущениях или периодически через определенный интервал времени.

При построении режимной карты возможно использовать такой же подход, как и при определении статических характеристик [6]. Она по существу и является одной из статических характеристик совместно энергоблока и его САР, то есть это зависимость оптимальных управляющих воздействий от измеряемых параметров.

Из вектора q можно выделить такой вектор \tilde{q} , все составляющие которого обладают следующими свойствами: высокочастотные, существенно влияющие на оптимальное значение управления параметры L относятся к измеряемым, то есть $L \in Z$, а низкочастотные или несущественные влияющие параметры Ω могут быть как измеряемыми, так и неизмеряемыми.

Оценим эффективность использования РОК. Суммарные потери W_{Σ} , связанные с использованием РОК для целей оптимизации, содержат следующие составляющие:

– затраты на определение РОК и потери из-за ошибок аппроксимации неизвестной действительной зависимости – $W_{\text{ДОП}}$;

– потери, связанные с изменением Ω , то есть $W_{\text{Г}}$;

– потери из-за неточности определения оптимального значения управления на объекте (высокочастотных, существенно влияющих на оптимум управления параметров L и управляющего воздействия) – $W_{\text{ОТР}}$.

Так как аналитическое определение РОК практически невозможно, то необходим эксперимент, состоящий из внутреннего экстремального эксперимента для определения $q_{\text{ОПТ}}^*(L_1)$ (оптимального значения управляющего воздействия при

заданном фиксированном значении L_1) и полного эксперимента для построения зависимости $q_{\text{ОПТ}}(L)$ по всей области. С этими экспериментами связаны потери

$$W_{\text{ДОП}} = W'_{\text{Э}} + W_{\text{АПП}} + W_0, \quad (2)$$

где $W'_{\text{Э}}$ – потери на внутренний экстремальный эксперимент; $W_{\text{АПП}}$ – потери из-за ошибок аппроксимации РОК; W_0 – потери, связанные с проведением полного эксперимента.

Следовательно, к моменту $(t_0 + T_1)$

$$W_{\Sigma}(T_1) = W_{\text{ДОП}} + W_0(T) + W_{\text{ОТР}}. \quad (3)$$

Альтернативой использования РОК является непрерывный экстремальный эксперимент с удельными потерями $W_{\text{ЭУ}}$. Тогда потери за время T_1 равны

$$W_{\text{Э}}(T_1) = W_{\text{ЭУ}}T. \quad (4)$$

Совместное рассмотрение результатов (3) и (4) может показать, какая система является предпочтительней, а также даёт возможность определить период $T_{\text{ОПТ}}$. Для определения $T_{\text{ОПТ}}$ можно воспользоваться равенством:

$$W_{\text{ДОП}} \cong W'_{\text{Э}}(T'_0 + T_{\text{ОПТ}}) - W_{\text{Э}}(T_{\text{ОПТ}}). \quad (5)$$

То есть потери, связанные с дополнительным экспериментом, совпадут с потерями за счет низкочастотных возмущений.

Таким образом, для оптимизации режима энергоблока может быть предложена следующая структура комбинированной системы. На её верхнем иерархическом уровне находится блок календарного планирования, предназначенный для распределения времени работы энергоблока, выделенного на эксперимент между подсистемами, каждая из которых состоит из таких частей (рис. 3):

- блока переключения режимов для определения необходимости проведения специальных или корректирующих экспериментов;

- экстремального регулятора для проведения внутреннего экстремального эксперимента $q_{\text{ОПТ}}^*(L_1)$;

- режимной оптимальной карты $\varphi[L]$.

Рассмотрим в качестве примера построение подсистемы оптимизации процесса горения в топке парогенератора энергоблока ТЭС.

Общеизвестно, что автоматизация процесса горения в топке парогенератора оказывает существенное влияние на повышение его КПД, так как обеспечивает процесс сжигания топлива с минимальными потерями за счет одновременного воздействия на подачу топлива и воздуха, а также поддержания необходимого разрежения в топливо-воздушном тракте парогенератора. Однако, до настоящего времени из-за отсутствия

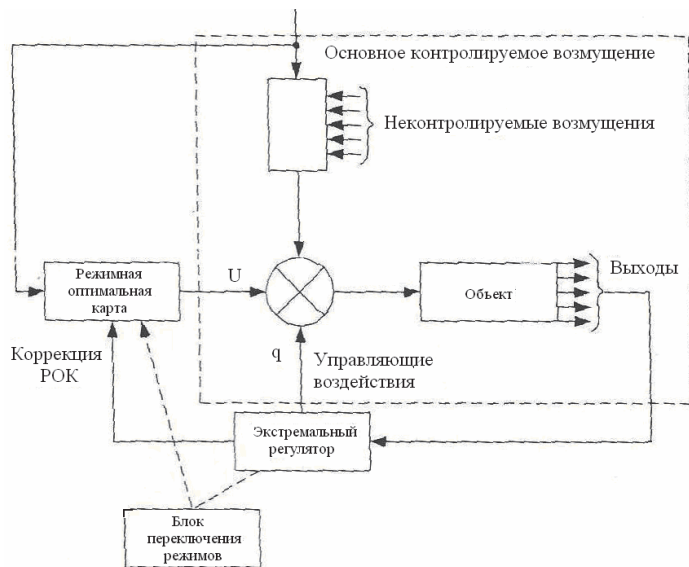


Рис. 3 – Структурная схема оптимизации

возможности использования единого критерия экономичности в САР процесса горения экономичность протекания этого процесса обеспечивалась косвенным образом по соотношению «топливо-воздух» (при сжигании газа или мазута) или «тепло-воздух» (при сжигании твердого топлива).

Благодаря использованию средств вычислительной техники в АСУ энергоблоками появилась возможность постановки и проведения ряда исследований, связанных с разработкой более

современных систем управления.

В качестве примера оптимизации подсистемы АСУ энергоблоком ниже рассмотрена система оптимизации процесса горения в топке парогенератора ТГМП-204, работающего на жидком топливе в составе блока АСУ ТП 800 МВт Запорожской ТЭС.

Характерная особенность этой системы заключается в том, что она автоматически снимает статическую характеристику максимального КПД парогенератора $\eta_{\text{ПГ}}^{\text{макс}}$ и устанавливает коэффициент избытка воздуха α , соответствующий $\eta_{\text{ПГ}}^{\text{макс}}$. Процесс снятия статической характеристики периодически повторяется. В качестве критерия экономичности принят рассчитанный методом прямого баланса КПД парогенератора, учитывающий потери на работу тягодутьевых механизмов $\eta_{\text{ПГ}}^{\text{н}}$. Введение динамической коррекции в программу расчета критерия позволило сократить период расчета до 5 мин.

Одним из преимуществ данной системы является также возможность исключить её «зависание» в точках локального экстремума, так как при определении оптимального режима анализируются все точки экстремальной кривой, а не две-три, как в обычных поисковых системах.

Структурная схема разработанной системы оптимизации процесса горения приведена на рис. 4. Она включает в себя регулятор общего воздуха (РОВА), выполненный по типовой схеме «топливо-воздух» с коррекцией по содержанию кислорода в уходящих газах, и адаптивную модель (АМ), являющуюся автоматическим задатчиком корректора РОВА. Регулятор общего воздуха и корректор выполнен на серийной аппаратуре «Каскад» и АКЭСР. Адаптивная модель реализована программным путем на базе управляющего вычислительного комплекса (УВК) энергоблока.

При работе АМ используются показатели работы парогенератора, рассчитанные по усредненным на 15-минутных интервалах значениями параметров энергоблока. Так как информация на входе АМ обновляется каждые 15 минут, то и алгоритм его работы разбит на 15-минутные циклы.

Адаптивная модель работает в одном из двух режимов в режиме «Поиск», либо в режиме поддержания избытка воздуха в соответствии с режимной оптимальной картой экстремального регулятора – режим «РОК». Режимная оптимальная карта представляет собой хранящуюся в памяти УВК таблицу, в которой разным диапазоном нагрузки и различным технологическим ситуациям соответствуют значения оптимальных избытков воздуха.

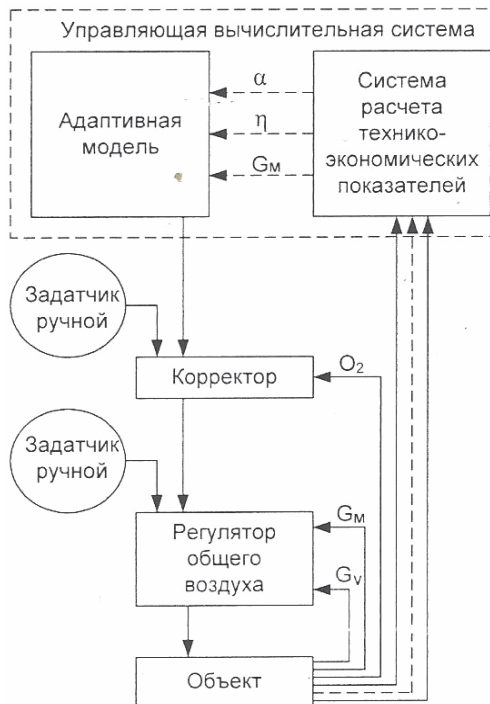


Рис. 4 – Структурная схема системы оптимизации горения: O_2 – содержание кислорода в дымовых газах; G_M – расход мазута; G_B – расход воздуха; α – коэффициент избытка воздуха в топке парогенератора; η – КПД парогенератора

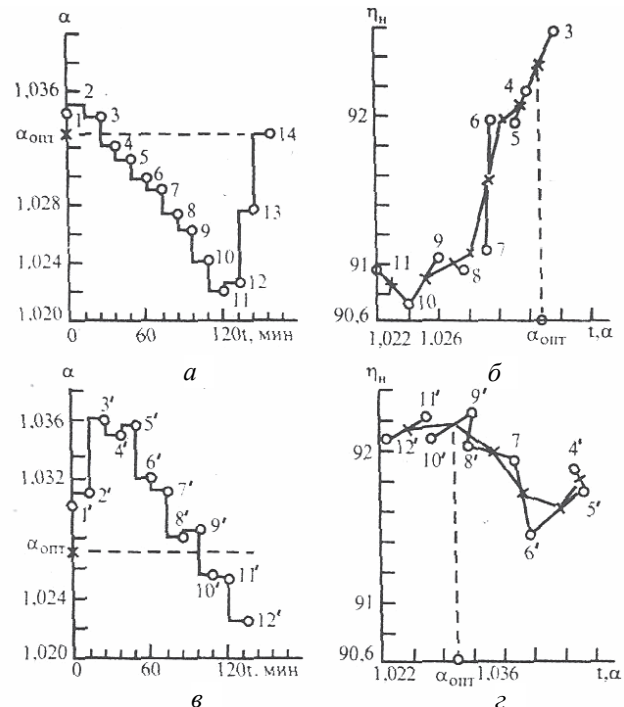


Рис. 5 – Результаты испытаний адаптивной модели на энергоблоке 800 МВт: $a, б$ – изменение коэффициента избытка воздуха и связанная с ним зависимость $\eta_n(\alpha)$ в первом опыте; $в, з$ – то же во втором опыте. Крестиками показаны точки статической характеристики после сглаживания

Задачей режима «Поиск» является отыскание избытка воздуха, при котором парогенератор работает с наибольшим КПД, то есть оптимального избытка воздуха $\alpha_{\text{опт}}$. Найденное в ходе поиска значение $\alpha_{\text{опт}}$ записывается в режимную карту АМ в графу, соответствующую определенным нагрузкам и технологическим ситуациям, при которых $\alpha_{\text{опт}}$ был получен.

Стабилизация избытка воздуха на уровне $\alpha_{\text{опт}}^{\text{РОК}}$ и воздействие на корректор РОВ в режиме «РОК» производится в соответствии с И-законом регулирования.

Включение и отключение адаптивной модели, а также выбор режимов его работы осуществляется оператором энергоблока путем набора соответствующего кода на клавиатуре станции индикации данных (СИД-100), входящей в состав УВК блока и установленной на блочном щите управления энергоблоком (БЩУ). При этом два табло на БЩУ информируют о режимах работы оптимизации процесса горения. Информация о режимах и этапах работы системы выводится каждые 15 минут на устройства технологической печати БЩУ.

На одном из блоков 800 МВт Запорожской ТЭС во время опытно-промышленной эксплуатации системы проводились специальные испытания. На рис. 5 в виде примера приведены результаты двух таких испытаний системы в режиме «Поиск». Испытания системы подтвердили её работоспособность. Была зафиксирована высокая точность поддержания оптимальных избытков воздуха при постоянных и переменных нагрузках. Техничко-экономический эффект от внедрения системы был оценен в повышении КПД парогенератора на (0,2–0,3) %.

Выводы

1) Установившиеся исходные предпосылки синтеза САУ не соответствуют реальным условиям эксплуатации энергоустановок и требуют учета этих условий при синтезе новых или модернизации эксплуатирующихся САУ энергоблоков ТЭС и АЭС.

2) Существующие методы теории и практики автоматического управления и информационных технологий позволяют сейчас проводить синтез оптимальных САУ на базе современных средств вычислительной технике, широко используемых в АСУ энергоблоками ТЭС и АЭС.

3) Создание и внедрение оптимальных САУ в технологические процессы энергопроизводства окажет положительное влияние на его надежностные и технико-экономические показатели.

Список литературы: 1. Дуэль, М. А. Автоматизированное управление объектами и технологическими процессами ТЭС и АЭС [Текст] / М. А. Дуэль. – Х.: ЧП «КиК», 2010. – 440 с. 2. Грицков, В. И. Опыт внедрения УВС «Комплекс-Титан» для энергоблоков с реакторами ВВЭР-1000 [Текст] / В. И. Грицков, А. Х. Горелик, М. А. Дуэль и др. // Теплоэнергетика. – 1990. – № 11. – С. 2–5. 3. Дуэль, М. А. Автоматизированные системы управления энергоблоками тепловых и атомных электростанций [Текст] / М. А. Дуэль. – Х.: ЧП «КиК», 2006. – 420 с. 4. Дуэль, М. А. Автоматизированные системы управления энергоблоками с использованием средств вычислительной техники [Текст] / М. А. Дуэль. – М.: Энергоиздат, 1983. – 207 с. 5. Горелик, А. Х. Система оптимизации процесса горения для котла энергоблока 800 МВт [Текст] / А. Х. Горелик, М. А. Дуэль, В. Н. Солодовников и др. // Теплоэнергетика. – 1980. – № 5. – С. 50–54. 6. Дуэль, М. А. Применение ЭВМ для определения энергетических характеристик энергооборудования ТЭС [Текст] / М. А. Дуэль, Б. Л. Соляник, А. И. Шульман. – М.: Энергоиздат, 1981. – 368 с.

Bibliography (transliterated): 1. Dujel', M. A. *Avtomatizirovannoe upravlenie ob#ektami i tehnologicheskimi processami TJeS i AJeS*. Kharkov: ChP "KiK", 2010. Print. 2. Grickov, V. I., et al. "Opyt vnedrenija UVS "Kompleks-Titan" dlja jenergoblokov s reaktorami VVJeR-1000." *Teplojenergetika* 11 (1990): 2–5. Print. 3. Dujel', M. A. *Avtomatizirovannye sistemy upravlenija jenergoblokami teplovyh i atomnyh jelektrostantsij*. Kharkov: ChP "KiK", 2006. Print. 4. Dujel', M. A. *Avtomatizirovannye sistemy upravlenija jenergoblokami s ispol'zovaniem sredstv vychislitel'noj tehniki*. Moscow: Jenergoizdat, 1983. Print. 5. Gorelik, A. H., et al. "Sistema optimizacii processa gorenija dlja kotla jenergobloka 800 MVt." *Teplojenergetika* 5 (1980). 50–54. Print. 6. Dujel', M. A., B. L. Soljanik and A. I. Shul'man. *Primenenie JeVM dlja opredelenija jenergeticheskikh harakteristik jenergooborudovanija TJeS*. Moscow: Jenergoizdat, 1981. Print.

Поступила (received) 15.02.2014

УДК 621.17

М. М. ЧЕПУРНИЙ, канд. техн. наук, доц.; проф. ВНТУ, Вінниця;
С. Й. ТКАЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. ВНТУ, Вінниця;
Н. В. РЕЗИДЕНТ, канд. техн. наук, доц. ВНТУ, Вінниця

ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПРОТИТИСКОВОЇ ТУРБИНИ ПР-6-35/5/1,2 В СИСТЕМАХ ТЕПЛОФІКАЦІЇ

Здійснено аналіз і визначено основні показники ефективності роботи турбогенератора з паровою турбіною ПР-6-35/5/1,2 при різних парових і електричних навантаженнях. Визначено питому витрату умовного палива на сумісне виробництво теплової і електричної енергії, коефіцієнт використання теплоти палива та частку теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплової енергії. З використанням вище вказаних показників встановлено, що найбільш ефективна робота зазначеної турбоустановки досягається за умови номінальної електричної потужності та допустимої витрати пари через відсік низького тиску, а зменшення тиску в регульованому відборі турбіни зумовлює підвищення ефективності її роботи. Крім того, показано, що недовантаження протитискової турбіни з відбором пари для будь-яких режимів роботи призводить до суттєвого погіршення ефективності роботи паротурбінної установки.

Ключові слова: парогенератор, парова турбіна, електрогенератор, умовне паливо, питома витрата.

Вступ

Ефективність виробництва енергії є важливою характеристикою паливовикористальних установок. Комбіноване виробництво теплової та електричної енергії на теплоелектроцентралях (ТЕЦ) є перспективною технологією, яка значною мірою дозволяє вирішувати задачі енергозбереження. Саме тому вона визнана одним із головних напрямів розвитку енергетики України та відображена на законодавчому рівні [1]. Не дивлячись на значний прогрес у розвитку ТЕЦ в Україні, централізоване теплопостачання великої кількості споживачів здійснюється не від ТЕЦ, а від котелень.

Цілком зрозуміло, що нормальна робота ТЕЦ може бути забезпечена за наявності постійних теплових навантажень. Однак тепер склалась ситуація, коли внаслідок спаду виробництва та зменшення споживання технологічної пари, на промислових ТЕЦ неможливо виробляти проектні електричні потужності. До складу великої кількості промислових підприємств входять ТЕЦ, які оснащені протитисковими турбінами. Такі паротурбінні установки (ПТУ) з проміжним або без проміжного відбору пари не розраховані на автономний режим роботи, оскільки виробництво електроенергії в них здійснюється на базі відпуску теплової енергії. На теперішній час більшість промислових ТЕЦ працює з недовантаженими протитисковими турбінами, що призводить як до зменшення виробництва електроенергії, так і до неефективного використання палива, оскільки зі зменшенням навантаження зменшується коефіцієнт корисної дії (ККД) основного і допоміжного устаткування ПТУ. Зазначимо також, що зменшення виробництва електроенергії на ТЕЦ зумовлює збільшення дефіциту маневрених потужностей в енергосистемі та ускладнює її роботу в пікових режимах. Оцінка ефективності роботи ПТУ з протитисковими турбінами без проміжного відбору пари в умовах змінного навантаження наведена в [2]. На жаль, така оцінка для ПТУ з протитисковими турбінами, які мають проміжний відбір пари, відсутня.

© М.М. Чепурний, С.И. Ткаченко, Н.В. Резидент, 2014

Постановка задачі

Зважаючи на вищевикладене, ставилась задача дати кількісну оцінку ефективності роботи ПТУ з більш складною протитисковою турбіною, яка має проміжний відбір пари та працюватиме для потреб теплофікації.

Основні результати

Схема застосування турбіни ПР-6-35/5/1,2 для покриття теплофікаційних навантажень показана на рис. 1. Турбіна має регульований відбір пари, із якого заживлений так званий «верхній» підігрівник мережної води 4 і підігрівник живильної води 19.

«Нижній» підігрівник мережної води 6 і деаератор атмосферного тиску 14 заживлені з протитиску турбіни. Додаткова (підживлювальна) вода нагрівається в підігрівниках 9, 10 і 17 конденсатами пари з відбору та з протитиску. В опалювальний період працюють обидва підігрівники мережної води та підігрівник живильної води. В неопалювальний період, коли працює тільки система гарячого водопостачання, не працюють підігрівники 4 і 19.

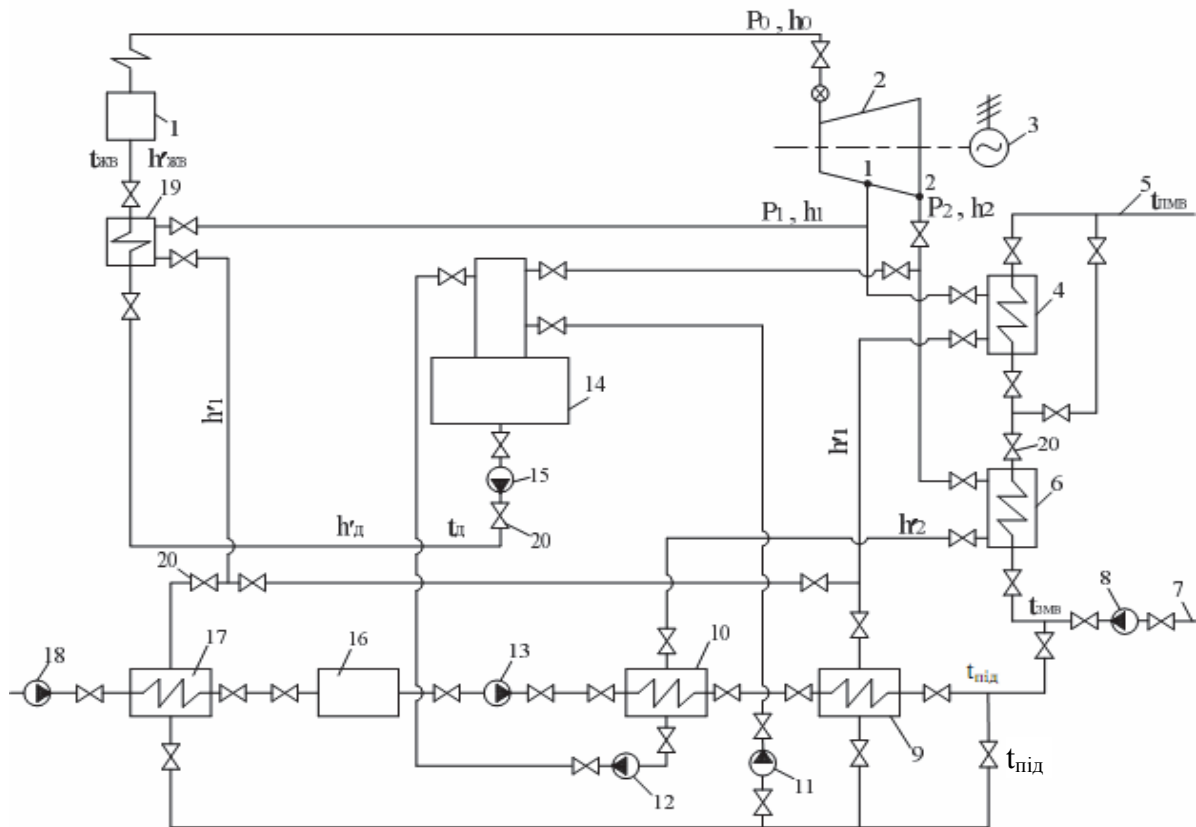


Рис. 1 – Принципова теплова схема парової турбіни ПР-6-35/5/1,2:

1 – парогенератор; 2 – парова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 і 6 – підігрівник мережної води більшого і меншого тиску, відповідно; 5 і 7 – магістраль прямої та зворотної мережної води відповідно; 8 – насос мережної води; 9 і 10 – підігрівники підживлювальної води; 11 і 12 – дренажні насоси; 13 – насос хімічно очищеної води; 14 – деаератор атмосферного тиску; 15 – живильний насос; 16 – хімводоочистка; 17 – підігрівник сирій води; 18 – насос сирій води; 19 – підігрівник живильної води; 2 – арматура

За даними [3–5] визначені технічні характеристики турбіни ПР-6-35/5/1,2: номінальна електрична потужність – $N_H = 6$ МВт; тиск і температура пари перед турбіною – $P_0 = 3,43$ МПа і $t_0 = 435$ °С, відповідно; параметри пари в регульованому

відборі – $P_1 = 0,49$ МПа, $t_1 = 237$ °С; параметри пари за турбіною (в протитиску) – $P_2 = 0,12$ МПа, $t_2 = 132$ °С; номінальна витрата пари без відбору – $D_0 = 41,5$ т/год (11,527 кг/с), з відбором пари – $D'_0 = 54,7$ т/год (15,194 кг/с), відповідно. В результаті побудови робочого процесу пари в турбіні на $h-s$ діаграмі визначаємо ентальпії в характерних точках, кДж/кг: $h_0 = 3305$; $h_1 = 2935$; $h_2 = 2740$.

Теплоперепади в турбіні, кДж/кг:

– до відбору

$$H_1 = h_0 - h_1 = 3305 - 2935 = 370; \quad (1)$$

– до протитиску (робочий)

$$H_2 = H_p = h_0 - h_2 = 3305 - 2740 = 565. \quad (2)$$

Електромеханічний ККД турбогенератора визначаємо за умови, що витрата пари із регульованого відбору відсутня

$$\eta_{ем} = \frac{N}{D_0 H_p} = \frac{6000}{11,257 \cdot 565} = 0,921. \quad (3)$$

Витрату пари в регульований відбір для номінального навантаження визначаємо із рівняння електричної потужності турбогенератора, кг/с

$$N_H = [D_1 H_1 + (D'_0 - D_1) H_p] \eta_{ем},$$

тобто

$$6000 = [D_1 \cdot 370 + (15,194 - D_1) \cdot 565] \cdot 0,921. \quad (4)$$

Звідки виходить $D_1 = 10,6$ кг/с; $D_2 = 4,59$ кг/с, де D_1 і D_2 – витрата пари у відбір та в протитиску, відповідно.

Як зазначалось, розрізняють два принципово різних режими роботи ПТУ в опалювальний і неопалювальний періоди. В опалювальний період змінні режими роботи ПТУ виникають внаслідок зміни витрати пари із регульованого відбору за умови сталої витрати пари із протитиску. При цьому температура живильної води становить 145 °С. В неопалювальний період роботи ПТУ витрати пари із відбору немає, а змінні режими зумовлені зміною витрати пари із протитиску турбіни. При цьому температура живильної води дорівнює температурі води в деаераторі ($t_d = 104$ °С). За мінімальне навантаження ПТУ вибрано допустиме навантаження парогенератора, яке дорівнює 30 % від номінальної паровидатності. При цьому враховувалась зміна ККД парогенератора та електромеханічного ККД ПТУ в межах (30–100) % їх завантаження [7, 8]. Розрахунки теплової схеми ПТУ здійснювались за відомими методиками [6, 7]. Обчислювались основні показники, які характеризують ефективність виробництва теплової та електричної енергії на ПТУ без урахування витрат енергії на власні потреби. Результати варіаційних розрахунків наводяться в графічній інтерпретації.

На рис. 2 наведено залежності зміни витрати пари та виробленої теплової потужності за умови зміни витрати пари в регульованому відборі. Ці залежності мають лінійний характер і апроксимуються формулами:

$$D_0 = 4,73 + 8,412N; \quad \Delta D/\Delta N = 8,412; \quad (5)$$

$$Q = 5,569N, \quad (6)$$

де $N^* = N_i/N_H$; N_i, N_H – поточна і номінальна потужність електрогенератора, відповідно.

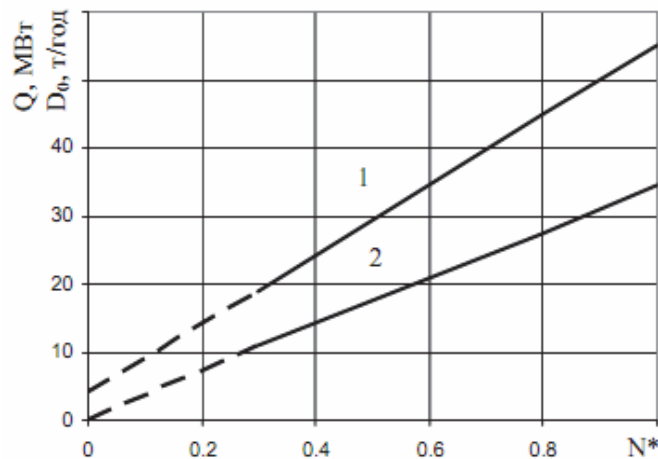


Рис. 2 – Діаграми зміни витрати пари на турбіну та виробленої теплової потужності в залежності від частки завантаження електрогенератора: 1 – $D = f(N^*)$; 2 – $Q = f(N^*)$

Перший доданок в (5) характеризує витрату пари на холостий хід турбогенератора.

В [9] показано, що ефективність роботи ПТУ однозначно визначається за допомогою питомої витрати умовного палива, яка дорівнює, кг/ГДж

$$b = B \cdot 10^3 / (N + Q), \quad (7)$$

де B – витрата умовного палива, яке спалюється в парогенераторі, кг/с.

Величина b зв'язана з величиною коефіцієнта використання теплоти палива співвідношенням

$$K_{ВТП} = \frac{10^3}{b Q_{\text{ну}}^p}, \quad (8)$$

де $Q_{\text{ну}}^p = 29,3$ МДж/кг – теплота згорання умовного палива.

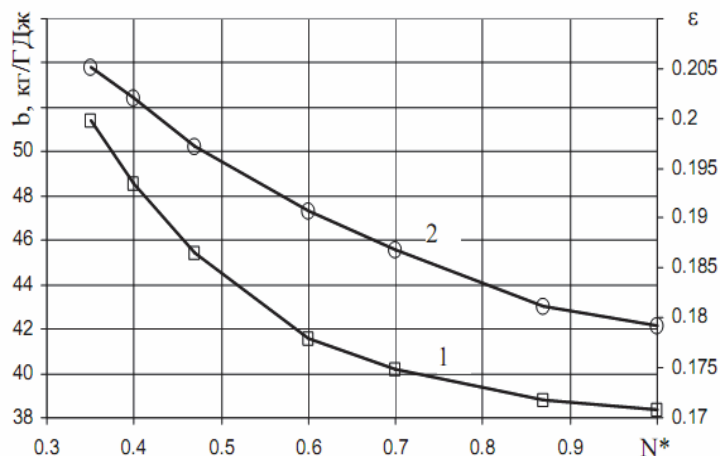


Рис. 3 – Поточні значення питомої витрати умовного палива (лінія 1) і коефіцієнта виробництва електроенергії на тепловому постачанні (лінія 2)

Вважалось [7, 8], що ефективність роботи ПТУ характеризує коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні $\epsilon = N/Q$, зі збільшенням якого ефективність роботи ПТУ зростає. Залежності зміни величин b і ϵ показані на рис. 3. Із рис. 3. наочно видно, що ефективність роботи ПТУ різко погіршується в разі

розвантаження турбогенератора за рахунок зменшення витрати пари із регульованого відбору турбіни. При цьому більш неефективним режимам роботи відповідають більші значення ϵ . Останнє підтверджує висновки [9] про те, що величина ϵ не може однозначно характеризувати ефективність роботи протитискових турбін. Зростання питомої витрати умовного палива в процесі розвантаження турбогенератора пояснюється значним зменшенням електромеханічного ККД турбогенератора і ККД парогенератора.

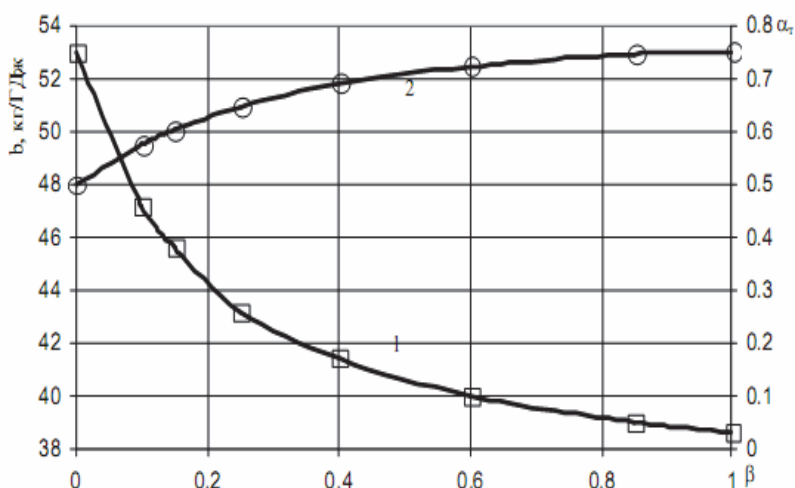


Рис. 4 – Залежності: 1 – $b = f(\beta)$; 2 – $\alpha_T = f_1(\beta)$

В [9] визначено, що ефективність роботи протитискових турбін характеризує також частка теплоти палива α_T , яка витрачена на виробництво теплоти в ПТУ, тобто $\alpha_T = Q / (BQ_{\text{нп}}^p)$. На рис. 4 наведені поточні значення b і α_T в залежності від частки витрати пари із регульованого відбору турбіни β , яка характеризує відношення поточної витрати пари до номінальної, тобто $\beta = D_{1i} / D_{1н}$. Із рис. 4 видно, що більш низьким значенням b відповідають більш високі значення α_T . Це доводить, що значення α_T характеризують ефективність роботи ПТУ. Як і на рис. 3, розвантаження ПТУ за рахунок зменшення витрати пари з відбору суттєво зменшує ефективність роботи ПТУ і призводить до перевитрати палива.

В неопалювальний період робота паротурбінної установки характеризується нульовою витратою пари із відбору турбіни. В цьому випадку витрата пари із протитиску може бути збільшена до досягнення номінальної електричної потужності електрогенератора. За цих умов завантаження ПТУ буде визначатись потужністю теплових споживачів, а регулювання режимів роботи ПТУ буде здійснюватись шляхом зміни витрати пари із протитиску турбіни. Витратна і теплова характеристики ПТУ з виключеним відбором пари наведені на рис. 5.

Залежності на рис. 5 якісно погоджуються з аналітичними залежностями, наведеними на рис. 2, і апроксимуються формулами:

$$D_0 = 3,556 + 6,324N; \quad \Delta D / \Delta N = 6,324; \quad (9)$$

$$Q = 4,333N. \quad (10)$$

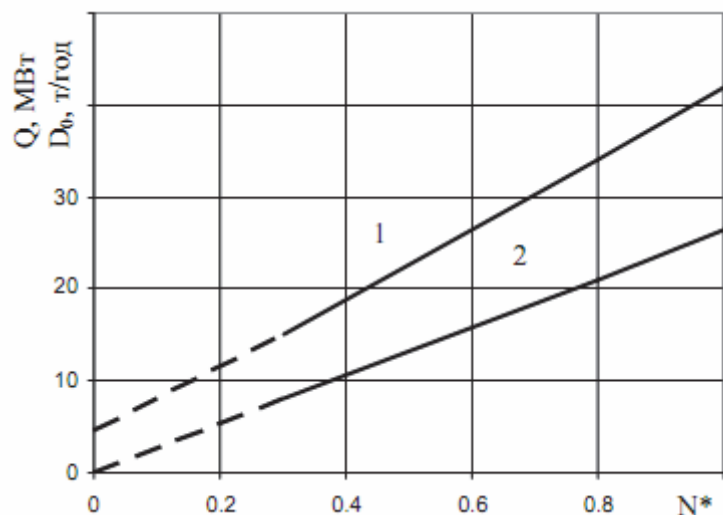


Рис. 5 – Залежність годинної витрати пари на турбіну і виробленої теплової потужності від частини завантаження електрогенератора (позначення див. на рис. 2)

Зрозуміло, що з виключеним відбором пари загальна витрата пари на турбіну та потужність виробленої теплоти зменшується. Показники ефективності роботи ПТУ для різних електричних навантажень показано на рис. 6.

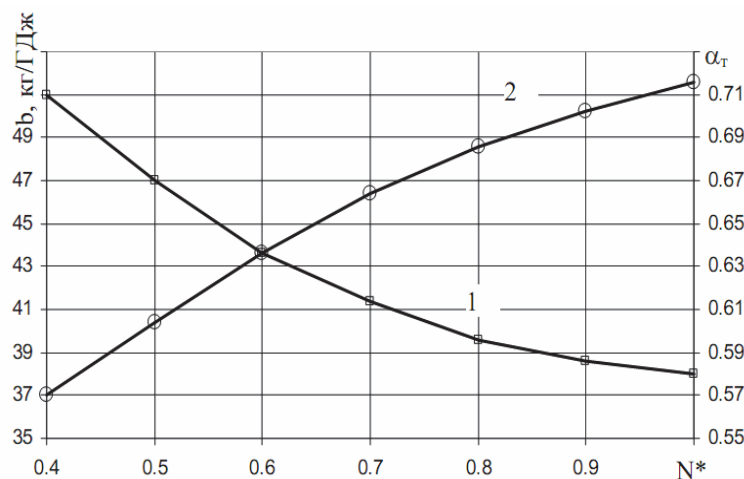


Рис. 6 – Характер зміни питомих витрат умовного палива та коефіцієнтів α_T (позначення див. на рис. 4)

Порівнюючи ці залежності із залежностями, наведеними на рис. 3 і 4, можна виявити їх ідентичний характер. Однак значення питомої витрати умовного палива за умови роботи турбіни з виключеним відбором пари дещо вище, ніж за умови роботи ПТУ з відбором пари. Це означає, що робота ПТУ з відбором пари за умови однакового завантаження турбогенератора більш ефективна і потребує меншої витрати палива. І в цьому варіанті роботи ПТУ більш ефективна і характеризується більш високими значеннями частки теплоти палива, витраченого на виробництво теплоти.

Розглянемо тепер роботу турбіни ПР-6-35/5/1,2 за умови сталої номінальної електричної потужності та зменшення тиску відбірної пари до 0,4 МПа. За паспортними даними мінімально допустима витрата пари в протитиску має бути не менше 16,5 т/год. для запобігання вентиляційного режиму роботи східців відсіку

малого тиску. За цієї умови вибираємо мінімально допустиму витрату пари в протитиску рівною 16,6 т/год. Зменшення тиску в регульованому відборі турбіни збільшує теплоперепад до відбору з 370 кДж/кг до 390 кДж/кг, внаслідок чого зменшується загальна витрата пари на турбіну на $\Delta D = 54,7 - 52,6 = 2,1$ т/год. Це, в свою чергу, зумовлює зменшення витрати палива та підвищення ефективності роботи паротурбінної установки на 2,35 %. Розрахункові показники роботи турбоустановки для зазначених умов наведені в таблиці.

Таблиця

Показники роботи турбоустановки за умови номінальної електричної потужності та зменшення тиску в регульованому відборі пари до 0,4 МПа

Показники	Витрата відбірної пари, кг/с				
	0	3	6	8	10
Загальна витрата пари, т/год	41,508	44,852	48,196	50,4	52,632
Температура живильної води, °С	104	104	140	140	140
Потужність парогенератора, МВт	33,068	35,732	36,370	38,031	39,722
Витрата умовного палива, т/год.	4,464	4,824	4,901	5,140	5,371
Витрата пари в протитиску, т/год.	41,508	34,052	26,596	21,60	16,632
Потужність протитиску, МВт	26,530	21,755	16,992	13,801	10,626
Потужність відбірної пари, МВт	–	6,840	13,681	18,241	22,80
Загальна вироблена теплова потужність, МВт	26,530	28,595	30,672	32,040	33,426
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	38,78	38,28	38,1	37,83	37,51
Коефіцієнт використання теплоти палива	0,880	0,891	0,895	0,902	0,910
Частка теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплоти	0,717	0,736	0,748	0,760	0,772
Коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні	0,226	0,210	0,195	0,187	0,179

Із наведеної таблиці видно, що зі збільшенням витрати відбірної пари зростає вироблена теплова потужність та ефективність роботи паротурбінної установки. Поряд з величиною питомої витрати умовного палива на виробництво енергії та коефіцієнтом використання теплоти палива індикатором ефективності роботи даної турбоустановки може бути значення частки теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплоти α_T .

Наведені дані дають змогу виявити, що за умови змінних теплових навантажень найбільш ефективна робота турбоустановки досягається при сталому номінальному електричному навантаженні турбогенератора. Тому дані, що наведені в таблиці, є необхідною передумовою найбільш ефективної роботи турбоустановки при змінних теплових режимах.

Висновки

1) Паливна ефективність роботи паротурбінної установки однозначно характеризується питомою витратою умовного палива на сумісне виробництво теплової та електричної енергії.

2) Недовантаження протитискової турбіни з відбором пари для будь-яких режимів роботи призводить до суттєвого погіршення ефективності роботи ПТУ.

3) Індикатором ефективності роботи ПТУ з протитисковими турбінами не може бути коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні. Таким індикатором є частка теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплової енергії.

4) Зменшення тиску в регульованому відборі турбіни на 0,1 МПа зумовлює підвищення ефективності її роботи на 2,35 %.

5) Найбільш ефективна робота зазначеної турбоустановки досягається за умови номінальної електричної потужності та допустимої витрати пари через відсік низького тиску.

6) Протитискові турбіни з відбором пари за умови їх номінального завантаження працюють більш ефективно, ніж опалювальні котли і можуть бути рекомендовані для покриття теплофікаційних навантажень.

Список літератури: 1. Закон України про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії та використання скидного потенціалу [Текст] // Відомості Верховної Ради, 2005. – № 20 – С. 275–285. 2. Чепурний, М. М. Аналіз роботи протитискових турбін на теплоелектроцентралях [Текст] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2010 – № 1. – С. 52–54. 3. ГОСТ 3618-82. Турбины паровые стационарные для приводов турбогенераторов. – Чинний від 1983-01-01. – М.: ИПК Издательствостандартов, 1998. – 7 с. 4. Номенклатурный каталог. Энергетическое оборудование для тепловых электростанций и промышленной энергетики [Текст]: в 3-х частях / [ред. В. Бутина] – М.: ЦНИИТЭИ–Тяжмаш, 1997. – Ч. 3. – 154 с. 5. Кирюхин, В.И. Паровые турбины малой мощности КТЗ [Текст] / В. И. Кирюхин, Н. М. Тараненко, Б. П. Огурцова. – М.: Энергоатомиздат, 1987 – 216 с. 6. Чепурний, М. М. Розрахунки теплових схем когенераційних установок [Текст] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, В. В. Бужинський. – Вінниця: ВНТУ, 2003 – 103 с. 7. Промышленные тепловые электростанции [Текст] / [под ред. Е. Я. Соколова]. – М.: Энергия, 1979. – 299 с. 8. Горшков, А. С. Технично-экономические показатели тепловых электростанции [Текст] / А. С. Горшков. – М.: Энергия, 1975. – 239 с. 9. Чепурний, М. М. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії [Текст] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – № 1. – 2010. – Режим доступу: http://www.arhive.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010_1/2010-1.files/uk/10mmccae_ua.pdf. – 18.02.14.

Bibliography (transliterated): 1. "Zakon Ukraïny Pro kombinovane vyrobnyctvo teplovoi' ta elektrychnoi' energii' ta vykorystannja skydnogo potencialu." *Vidomosti Verhovnoi' Rady*. Pub. L. 20. 2005. 275–285. Print. 2. Chepurnyj, M. M., and S. J. Tkachenko. "Analiz roboty protytyskovykh turbin na teploelektrocentraljah." *Visnyk Vinnyc'kogo politehnic'nogo instytutu*. No 1 (2010): 52–54. Print. 3. *GOST 3618-82. Turbiny parovye stacionarnye dlja privodov turbogeneratorov*. Moscow: IPK Izdatel'stvostandardov, 1998. Print. 4. *Nomenklaturnyj katalog. Jenergeticheskoe oborudovanie dlja teplovykh jelektrostantsij i promyshlennoj jenergetiki*. Vol. 3. Moscow: CNIITeI–Tjzhmash, 1997. Print. 5. Kirjuhın, V. I., N. M. Taranenko and B. P. Ogurcova. *Parovye turbiny maloj moshhnosti KTZ*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1987. Print. 6. Chepurnyj, M. M., S. J. Tkachenko and V. V. Buzhyns'kyj. *Rozrahunky teplovykh shem kogeneracijnykh ustanovok*. Vinnycja: VNTU, 2003. Print. 7. *Promyshlennye teplovyje jelektrostantsii*. Ed. E. Ja. Sokolova. Moskow: Jenergija, 1979. Print. 8. Gorshkov, A. S. *Tehniko-jekonomicheskie pokazateli teplovykh jelektrostantsii*. Moskow: Jenergija, 1975. Print. 9. Chepurnyj, M. M., S. J. Tkachenko and N. V. Pishenina. "Pokaznyky efektyvnosti roboty energetychnykh ustanovok dlja sumisnogo vyrobnyctva teplovoi' ta elektrychnoi' energii'." *Naukovi praci Vinnyc'kogo nacional'nogo tehnic'nogo universytetu* 1 (2010). Web. 18 February 2014 <http://www.arhive.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010_1/2010-1.files/uk/10mmccae_ua.pdf>, <<http://praci.vntu.edu.ua/article/view/1028>>.

Надійшла (received) 19.02.2014

УДК 539.3

Ю. С. ВОРОБЬЕВ, д-р техн. наук, проф.; нач. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
М. А. СОЛОХИН, аспирант; инж. II кат. ОАО «Турбоатом», Харьков;
А. Н. ГУБСКИЙ, начальник сектора ОАО «Турбоатом», Харьков

ВЛИЯНИЕ ЖЁСТКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ВОДЯНОЙ КАМЕРЫ КОНДЕНСАТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ НА ОТКЛИК ОТ ДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Расчитано напряжённо-деформированное состояние (НДС) в водяной камере конденсатора паровой турбины большой мощности при динамическом воздействии. Проведена оценка работоспособности водяной камеры конкретной конструкции после варьирования жёсткостью её элементов. Получена формула для плоских стенок, укрепленных стяжками, отражающая зависимость между НДС в стяжках и геометрией конструкции. Для проверки универсальности данной зависимости были проведены тестовые расчёты.

Ключевые слова: водяная камера, стяжки, напряжения, напряжённо-деформированное состояние, динамическое воздействие.

Введение

Вследствие развития атомной энергетики, всё чаще используются турбины большой мощности, и всё больше АЭС строится в засушливых регионах, где не представляется возможным использование пруда-охладителя, что приводит к использованию градирен, и, как следствие, к повышению давления в водяных камерах конденсатора и возникновению опасности гидроудара. При нагружении элементов водяной камеры давлением усилие, в основном, воспринимается стяжками камеры, поэтому, одно из самых распространённых разрушений при динамическом воздействии – разрыв стяжек в передней водяной камере. Возникает задача расчёта отклика камеры на динамическое воздействие и снижения повреждений, вызванных динамическим воздействием.

Для анализа взята модель передней водяной камеры конденсатора турбины типа К-235-4,0 с охлаждением конденсатора с помощью градирен.

Численные исследования

Проблема динамического воздействия на плоские стенки водяных камер, укрепленных стяжками, уже поднималась в работах [1, 2]. На основании данных работ был сделан вывод о том, что некоторые изменения в геометрии могут повлечь за собой значительные изменения напряжённо-деформированного состояния (НДС) конструкции. Исходя из полученного вывода, можно предположить, что существует некий закон, отражающий зависимость между НДС конструкции с плоскими укрепленными стенками и её геометрией при динамическом воздействии.

Так как напряжения от динамического воздействия в основном воспринимаются стяжками, то выразим его, как напряжение растяжения для стержня

$$\sigma = \frac{N}{F}, \quad (1)$$

где N – приложенная нагрузка, а F – площадь поперечного сечения стяжки. Нагрузка, которая растягивает стяжку, одновременно является нагрузкой, изгибающей плоскую укрепленную стенку. Возьмём участок стенки, ограниченный четырьмя стяжками с

© Ю.С. Воробьев, М.А. Солохин, А.Н. Губский, 2014

размерами b (расстояние между стяжками по Oy) и c (расстояние между стяжками по Ox). Выделим из данного участка две полосы единичной ширины по оси X и оси Y . Имея значение динамического давления P , получим значения изгибающих нагрузок на этих участках. Назовём эти нагрузки N_x и N_y соответственно осям, вдоль которых расположены участки единичной ширины

$$N_x = 1 \cdot bP; \quad (2)$$

$$N_y = 1 \cdot cP, \quad (3)$$

то, изгибающие моменты для этих участков будут равны:

$$M_x = P b; \quad (4)$$

$$M_y = P c. \quad (5)$$

Значит, изгибающий момент всего участка стенки будет составлять

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = P\sqrt{b^4 + c^4}. \quad (6)$$

Тогда пусть нагрузка $\mathbf{N} = \frac{\mathbf{M}}{l}$, где l – длина стяжки

$$N = \frac{P\sqrt{b^4 + c^4}}{l}. \quad (7)$$

Площадь поперечного сечения стяжки составляет

$$F = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (8)$$

Учитывая выражения (7) и (8), напряжение растяжения для стяжек можно выразить следующим образом

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{\frac{P\sqrt{b^4 + c^4}}{l}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P\sqrt{b^4 + c^4}}{\pi d^2 l}. \quad (9)$$

Для получения искомого критерия необходимо дополнительно учесть толщину стенки и допустимое напряжение. Как уже говорилось в статье [2], динамические напряжения растут с понижением податливости стенок. Исходя из этого условия, формула для получения критерия K будет выглядеть следующим образом

$$K = \frac{4hP\sqrt{b^4 + c^4}}{\pi d^2 l [\sigma]}. \quad (10)$$

где h – толщина стенки, $[\sigma]$ – допустимое напряжение для данного материала. Чем ниже значение критерия K , тем ниже напряжения, возникающие в стяжках от динамического воздействия. Проверим соотношение единиц измерения в формуле:

$$[K] = \frac{\text{м} \cdot \text{Па} \cdot \text{м}^2}{\text{м}^2 \cdot \text{м} \cdot \text{Па}} = 1. \quad (11)$$

Выражение (11) показывает, что K действительно является безразмерной величиной.

Далее, используя расчёт по методу конечных элементов и меняя геометрические параметры конструкции, подберём величину K , при которой общие напряжения в конструкции не будут превышать предел текучести $[\sigma] = 220$ МПа.

Напряженное состояние конструкции показано на рис. 1–6, а значения приведенных напряжений растяжения по сечению стяжки при разных значениях коэффициента К представлены в таблице 1. Значения напряжений приведены в Па. Величина внутреннего динамически приложенного давления была принята 1,4 МПа.

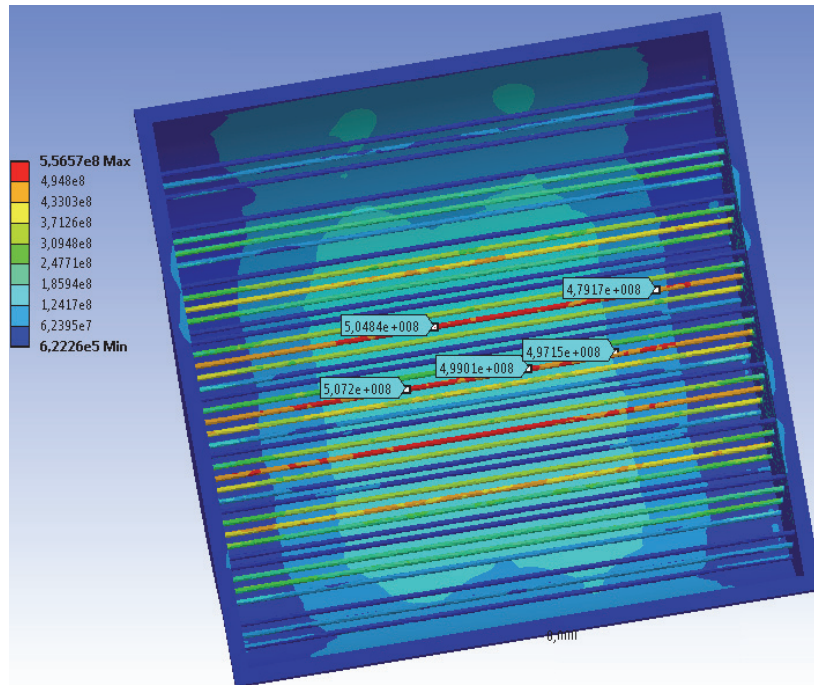


Рис. 1 – Диаметр стяжки 40 мм, толщина стенки 25 мм, расстояние между стяжками 400×400, длина 3905 мм, $K = 7,3 \cdot 10^{-3}$

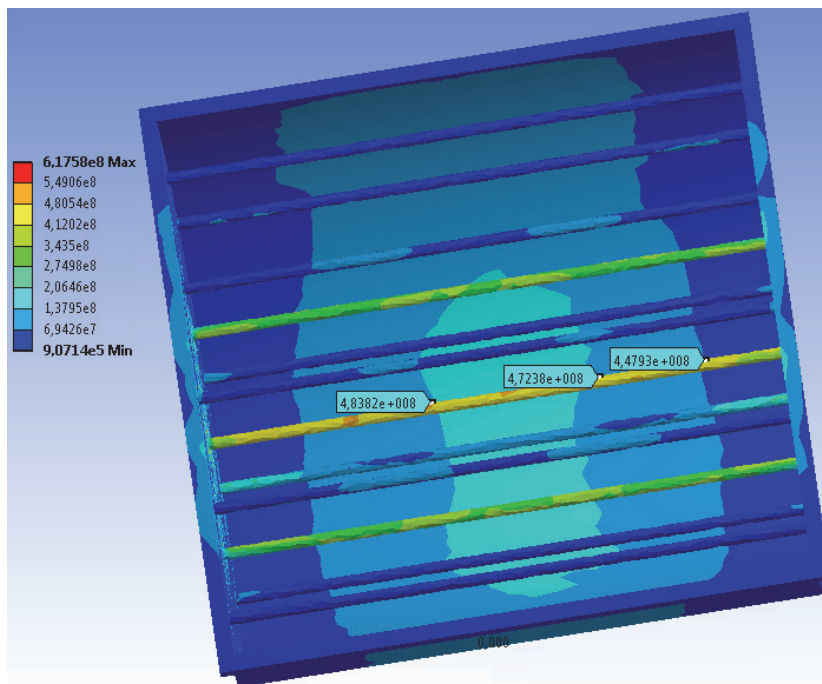


Рис. 2 – Диаметр стяжки 80 мм, толщина стенки 25 мм, расстояние между стяжками 800×800, $K = 7,3 \cdot 10^{-3}$

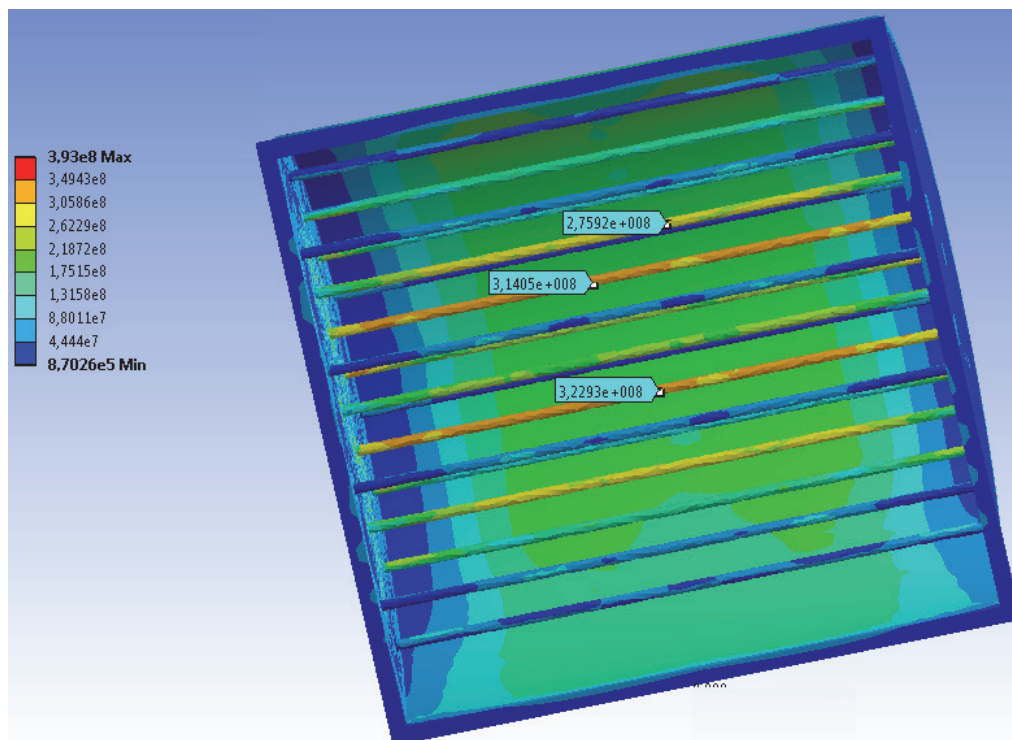


Рис. 3 – Диаметр стязки 70 мм, толщина стенки 22 мм, расстояние между стязками 400×800, длина 3905 мм, $K = 6 \cdot 10^{-3}$

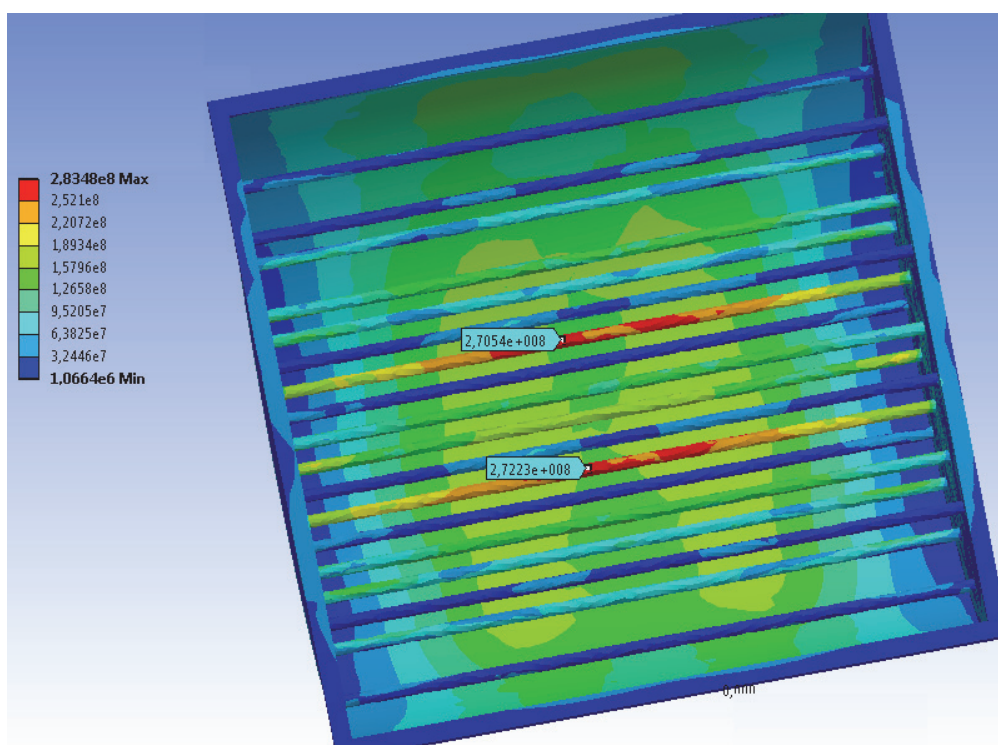


Рис. 4 – Диаметр стязки 80 мм, толщина стенки 25 мм, расстояние между стязками 400×800, длина 3905 мм, $K = 5,3 \cdot 10^{-3}$

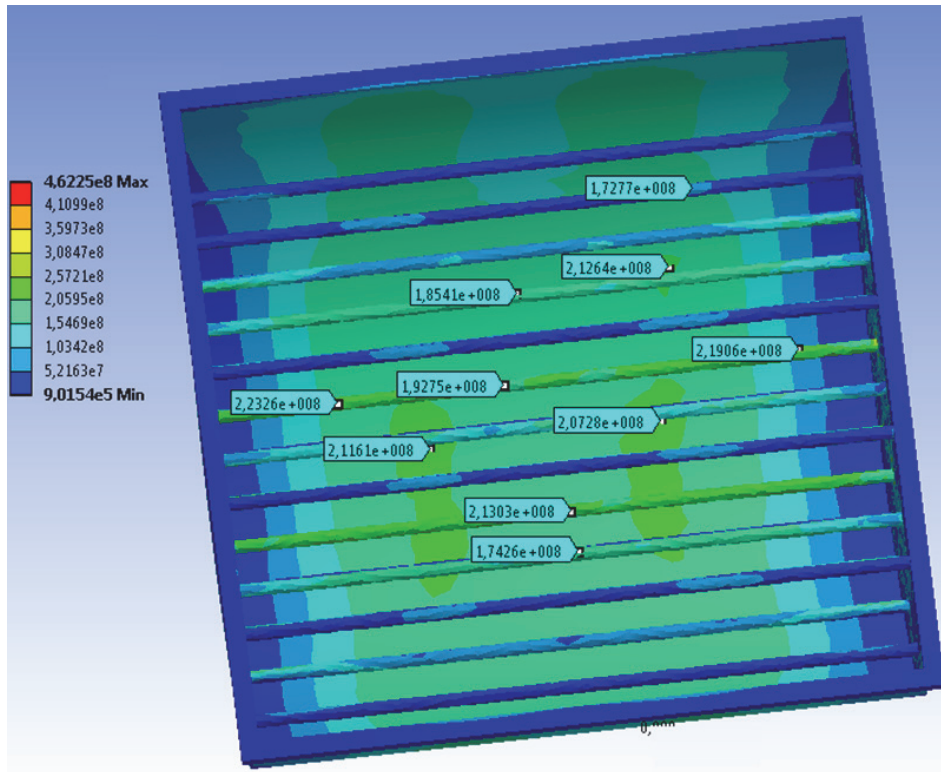


Рис. 5 – Диаметр стяжки 80 мм, толщина стенки 15 мм, расстояние между стяжками 400×800, длина 3905 мм, $K = 3,2 \cdot 10^{-3}$

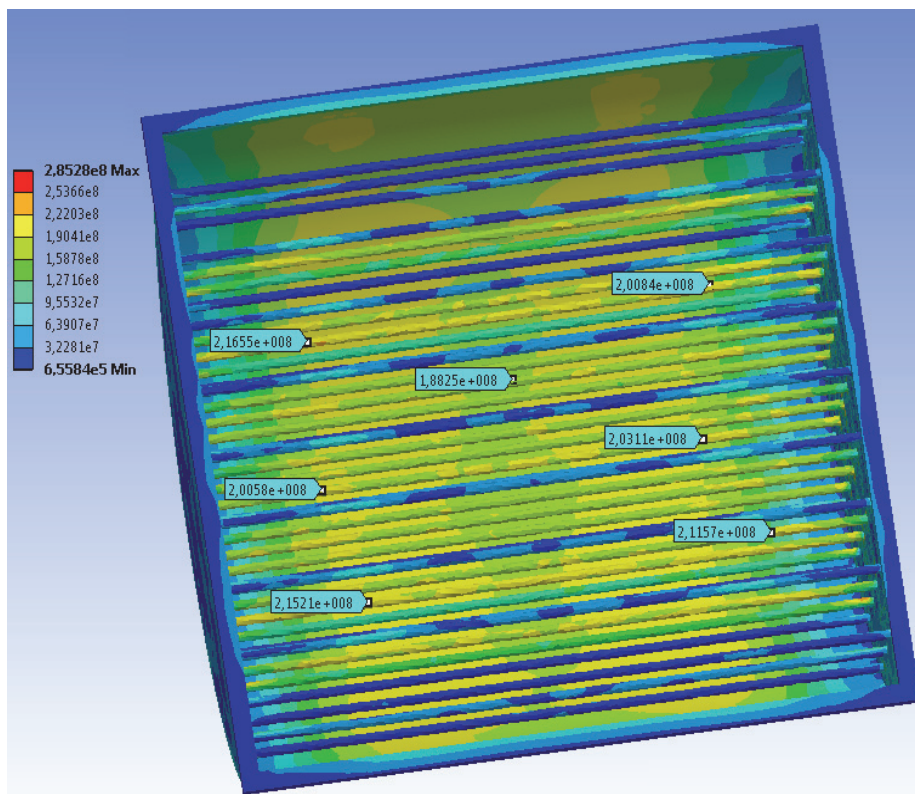


Рис. 6 – Диаметр стяжки 60 мм, толщина стенки 15 мм, расстояние между стяжками 400×400, длина 3905 мм, $K = 2 \cdot 10^{-3}$

Таблиця 1

Значения приведенных напряжений растяжения по сечению стяжки

K	$7,3 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-3}$	$5,3 \cdot 10^{-3}$	$3,2 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$
σ_{\max} , МПа	550	350	270	220	200

В результате расчётов по методу конечных элементов можно сделать вывод, что данная конструкция лучше сопротивляется динамическим воздействиям с комбинацией геометрических характеристик, при которых $K \leq 2 \cdot 10^{-3}$. Проверим, является ли это утверждение универсальным для всех конструкций с плоскими стенками. Для данного анализа, чтобы исключить влияние боковых стенок использовались гипотетические конструкции, содержащие только стенки, соединённые стяжками и нагруженные динамически приложенным внутренним давлением.

Напряжённое состояние конструкции показано на рис. 7–11, а значения приведенных напряжений растяжения по сечению стяжки при разных значениях коэффициента K представлены в таблице 2. Величина внутреннего динамически приложенного давления была принята 1,4 МПа

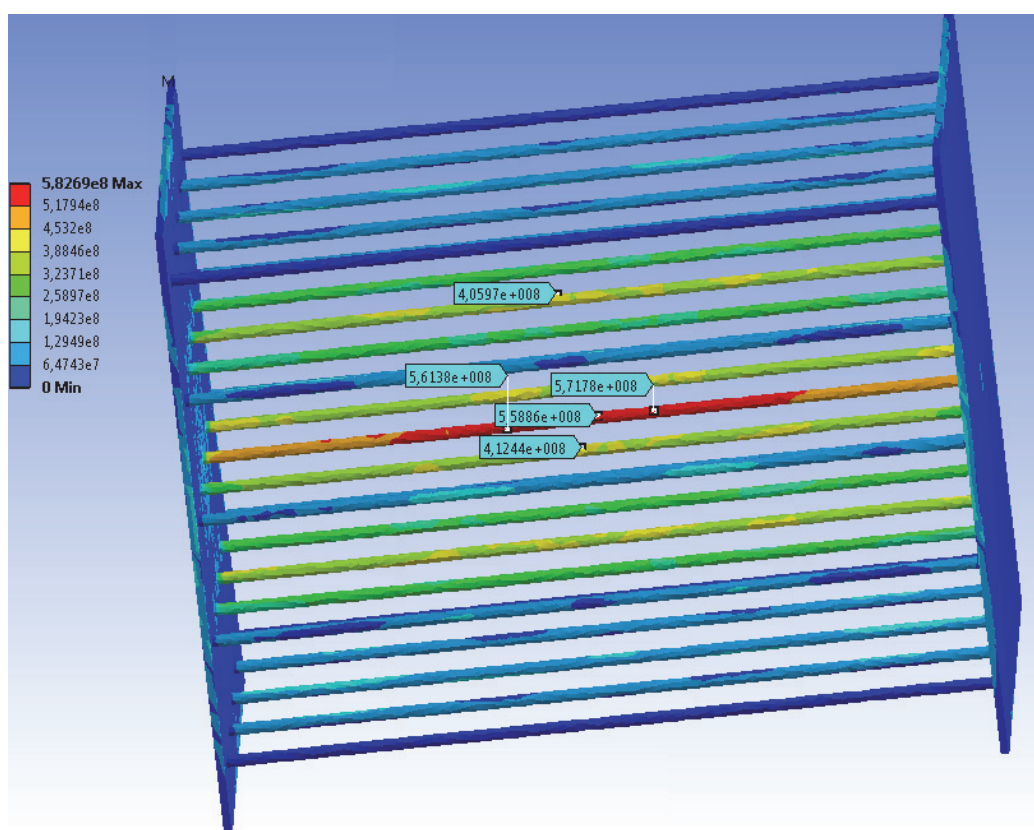


Рис. 7 – Диаметр стяжки 40 мм, толщина стенки 25 мм, расстояние между стяжками 400×400 длина 2500 мм, $K = 11,5 \cdot 10^{-3}$

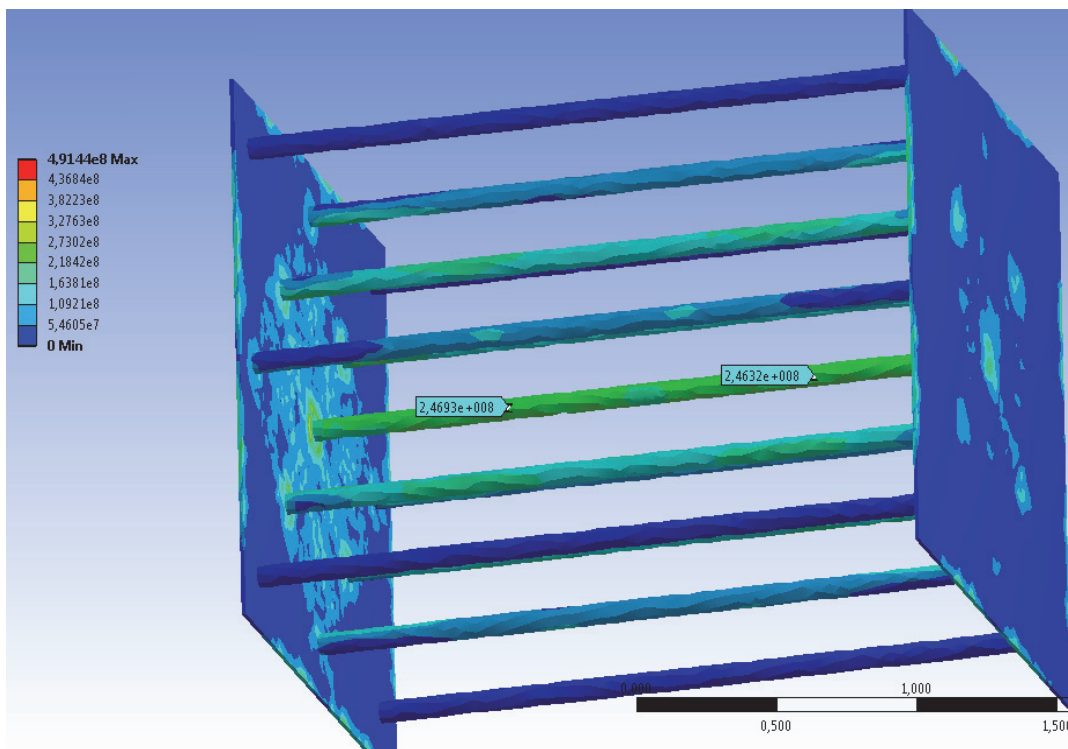


Рис. 8 – Диаметр стяжки 80 мм, толщина стенки 15 мм, расстояние между стяжками 400×800, длина 2500 мм, $K = 5 \cdot 10^{-3}$

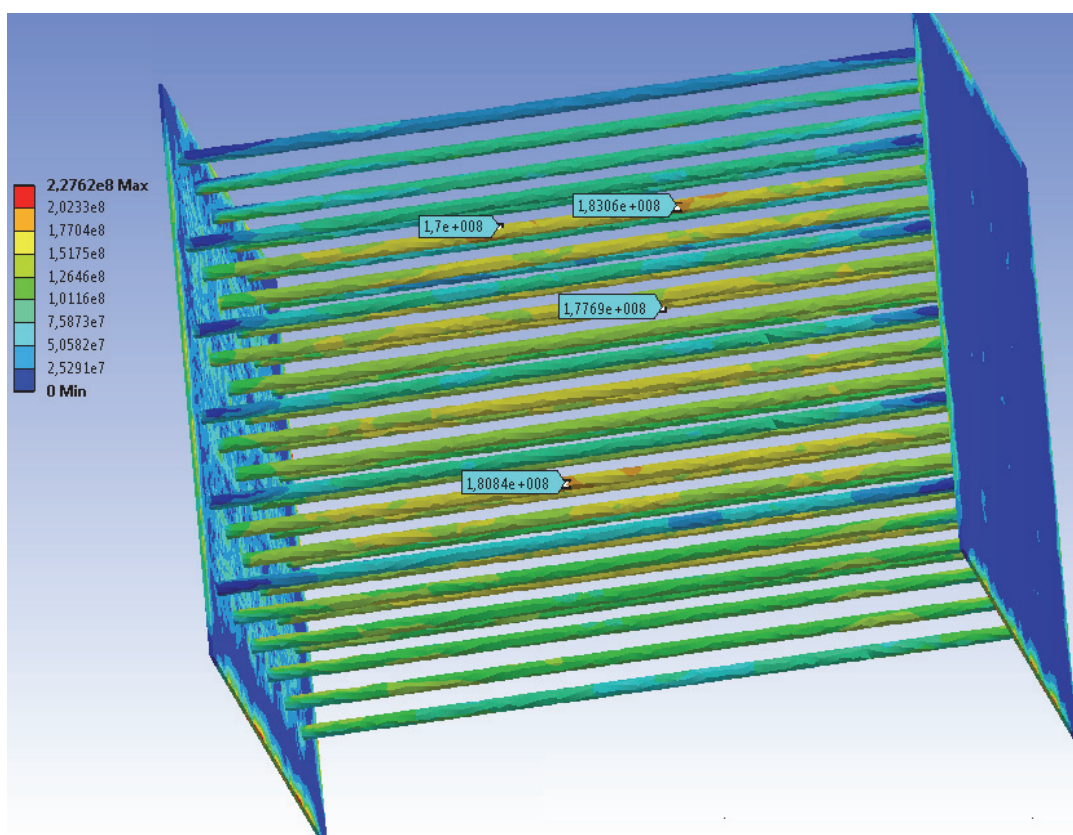


Рис. 9 – Диаметр стяжки 50 мм, толщина стенки 13 мм, расстояние между стяжками 300×300, длина 2500 мм, $K = 2 \cdot 10^{-3}$

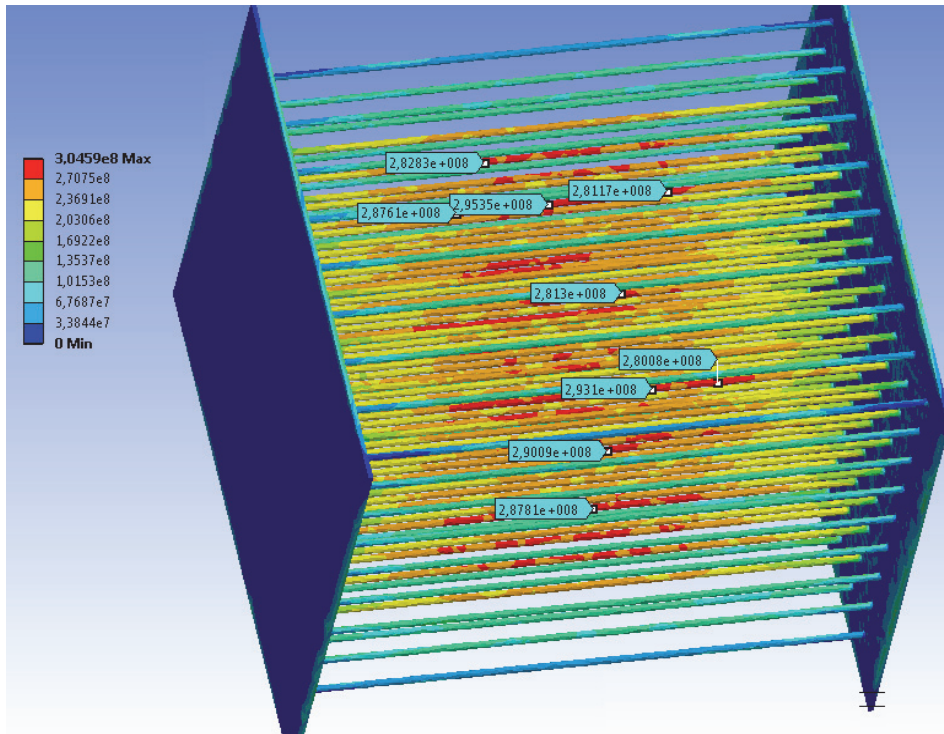


Рис. 10 – Диаметр стяжки 40 мм, толщина стенки 25 мм, расстояние между стяжками 300×300, длина 3000 мм, $K = 5,4 \cdot 10^{-3}$

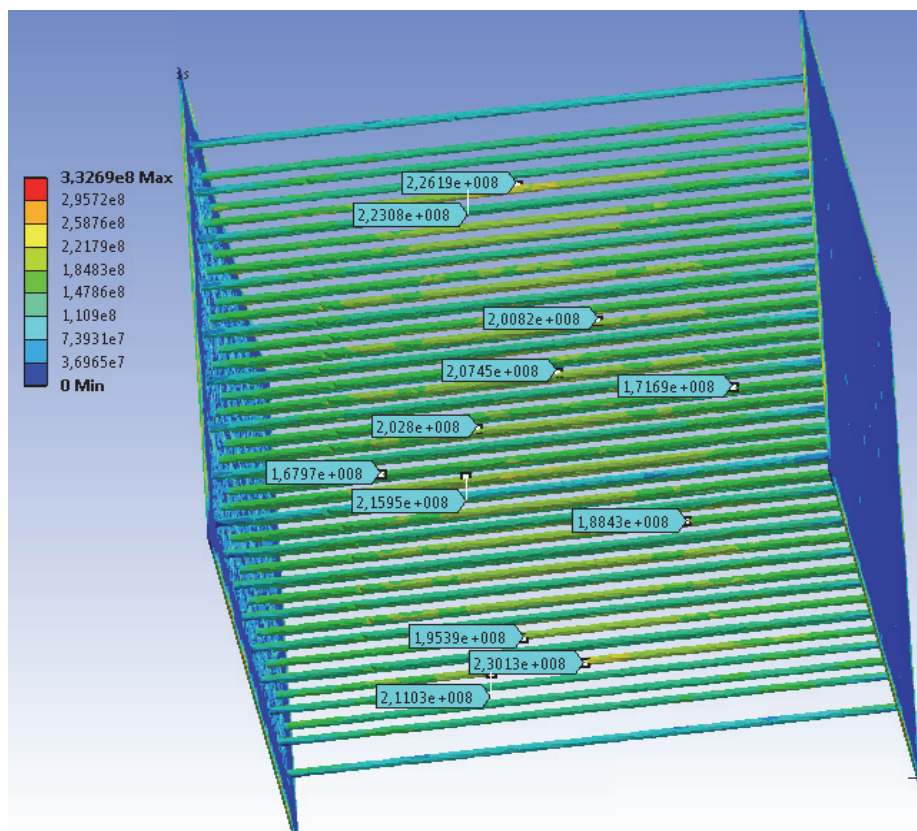


Рис. 11 – Диаметр стяжки 45 мм, толщина стенки 11,36 мм, расстояние между стяжками 300×300, длина 3000 мм, $K = 2 \cdot 10^{-3}$

Значения приведенных напряжений растяжения по сечению стяжки

$L, \text{ мм}$	2500			3000	
K	$11,5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$5,4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$
$\sigma_{\text{max}}, \text{ МПа}$	580	350	180	300	220

Как показывают результаты данных расчётов, вне зависимости от геометрических характеристик конструкции, содержащей круглые стяжки и плоские стенки наименьшие значения напряжений в стяжка возникают когда коэффициент $K \leq 2 \cdot 10^{-3}$.

Для уточнения результатов для выражения (10) целесообразно ввести условие, представленное в ОСТ 108.031.02-75: во всех случаях толщина плоской стенки должна быть не менее определённой по формуле [3]

$$h = 0,125d + 5 \text{ мм} . \quad (12)$$

Выводы

Для конструкции, содержащей плоские стенки, укрепленные стяжками круглого поперечного сечения, как например, водяные камеры конденсаторов паровых турбин, можно вычислить некую величину K , зависящую от геометрических характеристик конструкции. От значения этой величины будет зависеть отклик конструкции на динамическое воздействие.

Список литературы: 1. Солохин, М. А. Влияние формы и размеров корпуса водяной камеры на величину отклика от динамического воздействия / М. А. Солохин, Ю. С. Воробьёв, А. Н. Губский // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования [Электронный ресурс]: материалы XIV междунар. науч.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». – Электрон. дан. (1 файл). – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 2. Солохин, М.А. Влияние жёсткости элементов водяной камеры конденсатора паровой турбины на отклик от динамического воздействия / М.А. Солохин, Ю.С. Воробьёв, А.Н. Губский // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования [Электронный ресурс]: материалы XIV междунар. науч.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». – Электрон. дан. (1 файл). – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 3. ОСТ 108.031.02-75. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность. – Введен. 01.04.77

Bibliography (transliterated): 1. Solohin, M. A., Ju. S. Vorob'jov and A. N. Gubskij. "Vlijanie formy i razmerov korpusa vodjanoj kamery na velichinu otklika ot dinamicheskogo vozdejstvija." *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija: materialy XIV mezhdunarodnoj nauch.-tehn. konf.* Kharkov: 2012. CD-ROM. 2. Solohin, M. A., Ju. S. Vorob'jov and A. N. Gubskij. "Vlijanie zhjostkosti jelementov vodjanoj kamery kondensatora parovoj turbiny na otklik ot dinamicheskogo vozdejstvija." *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija: materialy XIV mezhdunarodnoj nauch.-teh. konf.* Kharkov: 2012. CD-ROM. 3. GOST 108.031.02-75. *Kotly stacionarnye parovye i vodogrejnye i truboprovody para i gorjachej vody. Normy rascheta na prochnost'*. Print.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 536.242:662.995

А. В. ХИМЕНКО, ведущий инженер Института возобновляемой энергетики
НАН Украины, Киев

ОЦЕНКА И АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ТВЕРДЫХ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ В РЕЖИМЕ ЗАРЯДА И ОТДАЧИ ТЕПЛА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТЕПЛООВОГО АККУМУЛЯТОРА

Проведено расчетное исследование нестационарного теплового режима теплоаккумулирующего элемента электрического теплового аккумулятора (ЭТА) предложенной конструкции. Проанализирована динамика нагрева и остывания теплоаккумулирующего элемента. Выполнена оценка и сравнение тепловой эффективности теплоаккумулирующих элементов предложенной конструкции с элементами стандартной конструкции. Предложены математические зависимости для расчета температуры теплоаккумулирующего элемента в течение периода заряда и отдачи тепла ЭТА.

Ключевые слова: электрический тепловой аккумулятор, теплоаккумулирующий элемент, режим заряда и отдачи тепла, тепловая эффективность, аккумулирующая способность.

Введение

Приоритетными задачами для энергетики Украины на сегодняшний день являются: снижение уровня энергоемкости производства, повышение энергоэффективности систем по выработке тепловой и электрической энергии, замещение природного газа другими видами энергоресурсов, в том числе полученными из альтернативных источников энергии, а также повышение эффективности использования тепловой энергии потребителями. В Государственной целевой экономической программе энергоэффективности на 2010–2015 гг. рекомендовано внедрение электрического теплоаккумуляционного отопления в бюджетной сфере (детсады, школы, ВУЗы и т.д.) и в административных зданиях, как один из эффективных вариантов решения проблемы повышения эффективности систем теплоснабжения потребителей. Для широкого внедрения систем теплоаккумуляционного отопления необходимо исследование тепловых процессов, протекающие в электрическом тепловом аккумуляторе (ЭТА) в режиме заряда и отдачи тепла с последующей выдачей рекомендаций по выбору теплоаккумулирующего материала, расчету геометрических и тепловых параметров ЭТА.

1 Постановка задачи исследования

В работах [1, 2] приведены расчетные исследования температурного поля стандартного теплоаккумулирующего элемента ЭТА. В [1] проанализирована динамика изменения температуры теплоаккумулирующего элемента при двух режимах работы ЭТА и выбран более рациональный режим. Проведена оценка экономических и энергетических затрат при использовании систем отопления с ЭТА и электрическими отопительными приборами конвективного типа. В [2] предложен вариант изменения схемы движения воздушного потока по каналам ЭТА и усовершенствования конструкции теплоаккумулирующего элемента. Выполнен расчет тепловых параметров нагреваемого воздуха при постоянной скорости движения воздушного потока для каждой из предложенных схем теплоаккумулирующего элемента и выбрана более рациональная схема.

В приведенных работах не в полной мере рассмотрены тепловые процессы, протекающие в теплоаккумулирующих элементах предложенной конструкции в режиме заряда и отдачи тепла ЭТА.

© А.В. Хименко, 2014

Следует проанализировать динамику нагрева и охлаждения теплоаккумулирующего элемента при снижении величины теплового потока $q_{ТЭН}$ с поверхности трубчатых электронагревателей (ТЭН) и оценить теплоотдачу стенки воздушного канала теплоаккумулирующего элемента предложенной конструкции для выбранного диапазона скоростей движения воздушного потока.

Целью данной работы является оценка теплового потенциала ЭТА при работе с теплоаккумулирующими элементами предложенной конструкции, а также сопоставление полученных результатов с тепловыми параметрами ЭТА при его работе со стандартными теплоаккумулирующими элементами.

2 Оценка тепловой эффективности твердых теплоаккумулирующих элементов выбранной конструкции

На основе проведенного математического моделирования нестационарных теплообменных процессов в теплоаккумулирующих элементах с различной формой и количеством воздушных каналов при условии равенства площади поперечного сечения данных каналов выбрана более рациональная схема теплоаккумулирующего элемента ЭТА с двумя каналами круглого сечения [2]. Схема движения воздушного потока по каналам теплоаккумулирующих элементов и горизонтальное сечение теплоаккумулирующего элемента представлены на рис. 1.

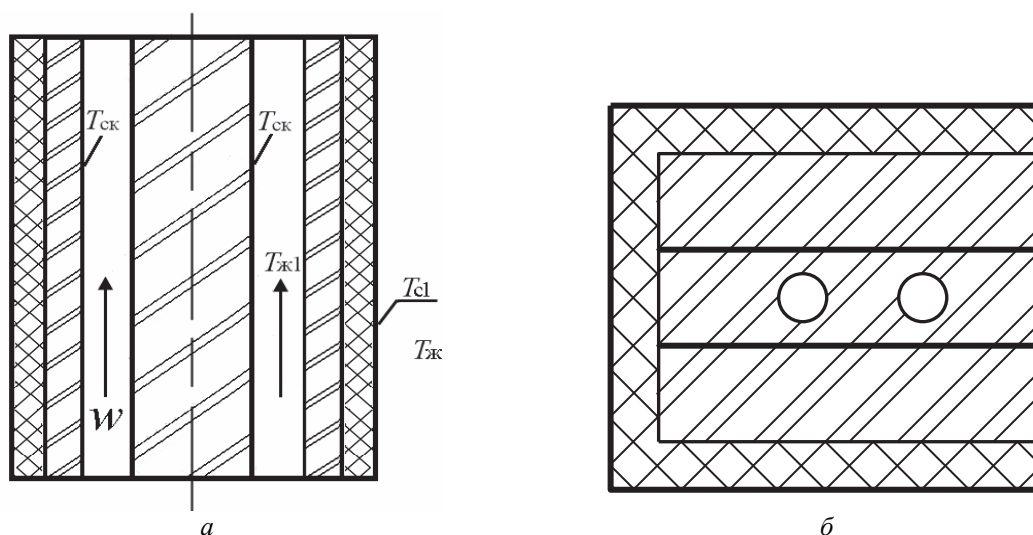


Рис. 1 – Схема движения воздушного потока по каналам теплоаккумулирующего элемента *а* и схема теплоаккумулирующего элемента предложенной конструкции *б*

Проведем расчетное исследование теплового режима теплоаккумулирующего элемента предложенной конструкции из магнезита в течение 48 часов для 3 случаев, когда скорость воздушного потока ω в канале равна 2; 2,5 и 3 м/с, а также при условии ограничения температуры теплоаккумулирующего элемента в конце периода заряда до 650 °С. Подробное описание математической модели, задания начальных и граничных условий и причины ограничения максимальной температуры в период заряда ЭТА также приведены в [2]. Полученные результаты математического моделирования теплообменных процессов в теплоаккумулирующем элементе предложенной конструкции при заданных условиях в течение периода заряда и отдачи тепла приведены на рис. 2.

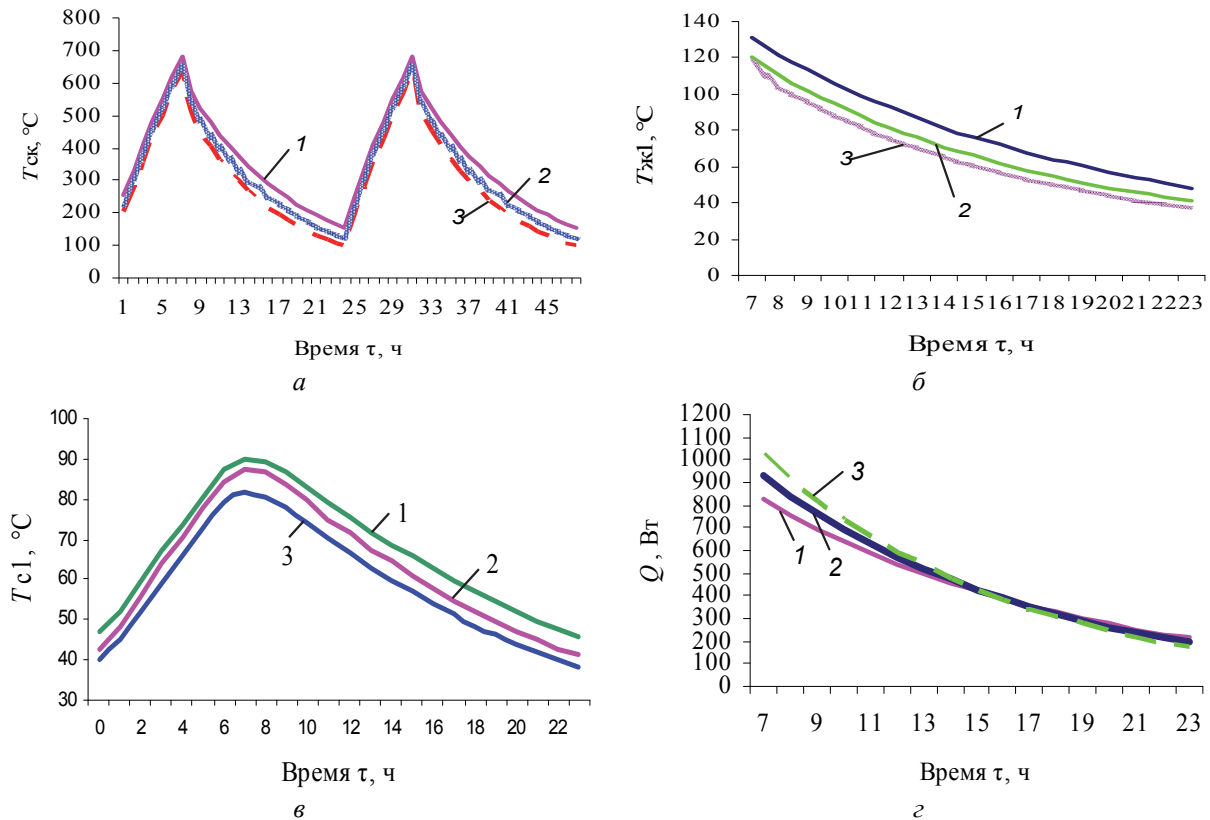


Рис. 2 – Тепловые параметры ЭТА при его работе с теплоаккумулирующими элементами предложенной конструкции: *а* – изменение температуры $T_{СК}$ на стенке канала теплоаккумулирующего элемента; *б* – изменение температуры нагреваемого воздуха $T_{ж1}$ на выходе из теплоаккумулирующих элементов в режиме отдачи тепла; *в* – изменение температуры $T_{с1}$ на наружной поверхности теплоизоляции теплоаккумулирующих элементов); *г* – тепловой поток Q от стенки канала теплоаккумулирующего элемента к потоку нагреваемого воздуха в режиме отдачи тепла:
 1 – при $\omega = 2 \text{ м/с}$; 2 – при $\omega = 2,5 \text{ м/с}$; 3 – при $\omega = 3 \text{ м/с}$

Диапазон скоростей ω выбран исходя из ограничения уровня шума в помещениях жилых и общественных зданий [3] и ограничения скорости воздуха в рабочей зоне [4]. Установлено также, что при снижении скорости воздушного потока в канале до 1,5 м/с и ниже наблюдается ламинарный вязкостно-гравитационный режим течения жидкости при котором коэффициент теплоотдачи α_k в течение периода отдачи тепла ЭТА меняется незначительно и составляет 6,6–6,8 Вт/(м²·°C). Расчет нестационарного температурного поля проводился с учетом изменения температуры нагреваемого воздуха $T_{ж1}$ по высоте канала, изменения теплофизических свойств теплоаккумулирующего материала в зависимости от температуры, а также был учтен конвективный и лучистый теплообмен с окружающей средой при расчете температуры $T_{с1}$ на наружной поверхности теплоизоляции теплоаккумулирующих элементов. Аналогичные расчеты при $\omega = 2\text{--}3 \text{ м/с}$ были проведены и для теплоаккумулирующего элемента стандартной конструкции. В работе [2] также были проведены подобные расчетные исследования теплового режима рассматриваемых теплоаккумулирующих элементов, но только при скорости воздушного потока в канале $\omega = 3 \text{ м/с}$. Также не было учтено изменение теплофизических свойств теплоаккумулирующего материала в зависимости от температуры. Таким образом, полученные значения тепловых

параметров $T_{СК}$, $T_{ж1}$, $T_{с1}$ и Q более точно отображают тепловые процессы, протекающие в теплоаккумулирующих элементах в режиме заряда и отдачи тепла ЭТА.

3 Анализ и сравнение динамики нагрева и остывания рассматриваемых теплоаккумулирующих элементов

Анализ полученных значений тепловых параметров на основе проведенного математического моделирования тепловых режимов теплоаккумулирующего элемента предложенной конструкции и сопоставления их с аналогичными тепловыми параметрами, полученными для теплоаккумулирующего элемента стандартной конструкции, позволяет сделать вывод о тепловой эффективности предложенной конструкции теплоаккумулирующего элемента. Так, температура стенки воздушного канала теплоаккумулирующего элемента $T_{СК}$ в конце периода отдачи тепла (рис. 2а) при $\omega = 3$ м/с и суммарная величина Q за период отдачи тепла (рис. 2б) в 2,2 раза выше, чем аналогичные значения рассматриваемых параметров для теплоаккумулирующего элемента стандартной конструкции ($T_{СК}$ равны 100 и 45 °С, суммарное значение Q 8343 и 3821 Вт соответственно). Такое соотношение полученных тепловых параметров прослеживается и при $\omega = 2-2,5$ м/с. Полученные результаты достигаются благодаря изменению схемы движения воздуха по каналам теплоаккумулирующих элементов, изменению расположения и формы воздушных каналов (рис. 1) при условии обеспечения эквивалентности общей площади поперечного сечения воздушных каналов и объема сравниваемых теплоаккумулирующих элементов. Предложенные изменения позволяют увеличить расход нагреваемого воздуха $G_{возд}$ соответственно увеличив значения Q в период отдачи тепла ЭТА, а также получить более высокую температуру $T_{СК}$ в конце периода отдачи тепла, что дает возможность достичь максимальной температуры в конце периода заряда ЭТА (примерно 650 °С) при уменьшении теплового потока с поверхности ТЭН на 30 % за такой же промежуток времени по сравнению с вариантом, когда происходит нагрев теплоаккумулирующего элемента стандартной конструкции. Таким образом, использование предложенной конструкции теплоаккумулирующих элементов в ЭТА позволит снизить мощность ТЭН и соответственно сократить потребление электроэнергии.

Полученные коэффициенты теплоотдачи α_k от стенки канала рассматриваемого теплоаккумулирующего элемента к потоку нагреваемого воздуха в период отдачи тепла представлены на рис. 3.

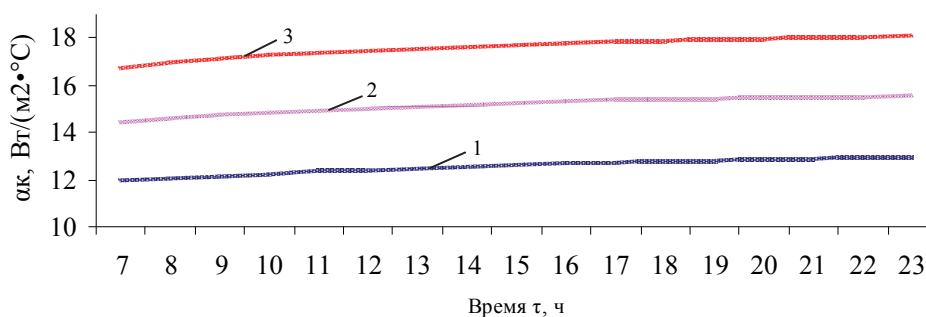


Рис. 3 – Изменение коэффициента теплоотдачи α_k в периода отдачи тепла:
1 – при $\omega = 2$ м/с; 2 – при $\omega = 2,5$ м/с; 3 – при $\omega = 3$ м/с

Аналогичные значения величины α_k , полученные для теплоаккумулирующего элемента стандартной конструкции, ниже на (7–10) %. Различие между полученными

величинами обусловлено влиянием геометрического размера воздушного канала $\alpha_k \sim d_{\text{эКВ}}^{-0,2}$ и коэффициентом ε_l , учитывающим изменение среднего α_k по высоте канала [5]. Коэффициент теплоотдачи α_k в течение периода отдачи тепла (рис. 3) меняется незначительно и для расчетов его можно принять постоянным. Таким образом, можно утверждать, что в данном случае имеет место регулярный тепловой режим II рода (квазистационарный).

На основе анализа распределения температуры $T_{\text{СК}}$ в течение периода заряда и отдачи тепла ЭТА были предложены математические зависимости, которые с достаточной точностью описывают рассматриваемые тепловые процессы в теплоаккумулирующем элементе. Погрешность при расчете температуры $T_{\text{СК}}$ в период заряда и отдачи тепла ЭТА составила (3–5) %.

$$T_{\text{СК } \tau_0} = T_{\text{СК } \tau_0 - 1} e^{-m\tau_0} (0,92 - 0,94); \quad (1)$$

$$q_{\text{ТЭН}} = \frac{\lambda_1}{\delta} \left(T_{\text{СК } \tau_n} - T_{\text{СК } \tau_n - 1} \right) (0,92 - 0,94), \quad (2)$$

где $T_{\text{СК } \tau}$ – температура стенки канала теплоаккумулирующего элемента в момент времени τ (конечная), °С; $T_{\text{СК } \tau - 1}$ – то же в момент времени $\tau - 1$ (начальная), °С;

$m = \frac{\alpha_k F_k n}{c_1 \rho_1 V}$ – темп охлаждения, с^{-1} ; α_k – коэффициент теплоотдачи от стенки канала в

период отдачи тепла (охлаждения), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$; F_k – площадь поверхности воздушного канала, м^2 ; n – количество каналов на участке полуширины теплоаккумулирующего элемента (см. рис. 4); c_1 – теплоемкость аккумулирующего материала, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{°С})$; ρ_1 – плотность аккумулирующего материала, $\text{кг}/\text{м}^3$; V – объем теплоаккумулирующего элемента, м^3 ; λ_1 – теплопроводность аккумулирующего материала, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С})$; δ – полуширина теплоаккумулирующего элемента, м; τ_0 и τ_n – соответственно

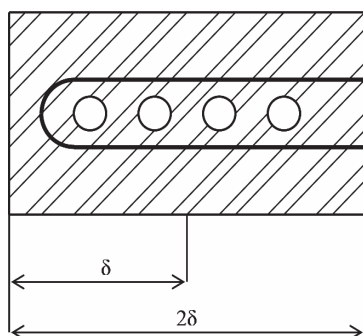


Рис. 4 – Схема теплоаккумулирующего элемента для расчета температуры $T_{\text{СК}}$ в течение периода заряда и отдачи тепла по формулам (1) и (2): δ – полуширина теплоаккумулирующего материала, м; 2δ – полная ширина, м

продолжительность охлаждения и нагрева, с;

$q_{\text{ТЭН}} = \frac{I^2 R}{S_{\text{ТЭН}}}$ – тепловой поток с поверхности

ТЭН, $\text{Вт}/\text{м}^2$; I – сила тока, проходящая через ТЭН, А; R – сопротивление ТЭН, Ом; $S_{\text{ТЭН}}$ – площадь поверхности ТЭН, м^2 ; $(0,92 - 0,94)$ – коэффициент, учитывающий долю тепловой энергии от общего её количества накопленной за период заряда (нагрева), которая приходится на тепловые потери.

Оценка эффективности применения аккумулирующего материала магнетита представлена в [6]. Были получены тепловые параметры теплоаккумулирующего элемента в режиме заряда и отдачи тепла для 3-х вариантов

аккумулюючого матеріала. Аккумулюючу здатність матеріала b , $\text{Вт}\cdot\text{с}^{0,5}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$ можна вичислити по формулі [7]

$$b = \sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} . \quad (3)$$

Результати розрахункових досліджень і висновки: 1) Отримані теплові параметри теплоаккумулюючого елемента запропонованої конструкції для вибраного діапазона швидкостей руху повітря по каналах. 2) Проведено порівняння отриманих результатів з аналогічними параметрами для теплоаккумулюючого елемента стандартної конструкції і зроблено висновок про теплову і економічну ефективність вибраної схеми елемента ЕТА. 3) На основі аналізу динаміки нагріву і остигання теплоаккумулюючого елемента запропоновано математичні залежності, що описують температурний режим при нагріву і остиганні. 4) Оцінено ефективність накопичення тепла.

Список літератури: 1. *Хименко, А. В.* Исследование режимов работы электрического теплового аккумулятора [Текст] / А. В. Хименко, В. А. Тарасова // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2013. – № 2. – С. 136–139. – ISSN 2078-5364. 2. Выбор рациональных геометрических параметров элемента электрического теплового аккумулятора [Текст] / В. А. Тарасова, А. В. Хименко // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 13(987). – С. 110–115. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. 3. СанПин 3077-84. Санитарные нормы допустимого шума в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки. – Введ. 03.08.1984. – М.: Министерство здравоохранения СССР. Главное санитарно-эпидемиологическое управление, 1984. – 7 с. 4. СНиП 2.04.05-91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха [Текст]. – Введ. 21.01.1994; переиздан 27.06.1996 с изм. № 1 и 20.12.2000 с изм. № 2. – М.: ГП ЦПП Минстрой России, 1994. – 66 с. 5. *Михеев, М. А.* Основы теплопередачи [Текст] / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. перераб. – М.: Энергия, 1977. – 344 с. 6. *Хименко, А. В.* Эффективность применения теплоаккумулирующих материалов в электрических тепловых аккумуляторах [Текст] / А. В. Хименко // *Стратегия качества в промышленности и образовании: тез. докл. IX Международной научно-практической конференции, Болгария, 31 мая – 7 июня*. – Варна, 2013. – С. 219–223. 7. *Промышленные печи* [Текст]: справ. руководство для расчетов и проектирования / Е.И. Казанцев. – 2-е изд. доп. и перераб. – М.: Metallurgija, 1975. – 368 с.

Bibliography (transliterated): 1. Himenko, A. V., and V. A. Tarasova. "Issledovanie rezhimov raboty jelektricheskogo teplovogo akumuljatora." *Integrovani tehnologii ta energozberezhennja* 2 (2013): 136–139. ISSN 2078-5364. Print. 2. Tarasova, V. A., and A. V. Himenko. "Vybor racional'nyh geometricheskikh parametrov jelementa jelektricheskogo teplovogo akumuljatora." *Visnyk NTU "HPI". Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 13 (987). Kharkiv: NTU "HPI", 2013. 110–115. ISSN 2078-774X. Print. 3. *SanPin 3077-84. Sanitarnye normy dopustimogo shuma v pomeshhenijah zhilyh i obshhestvennyh zdaniy i na territorii zhiloy zastrojki*. Moscow: Ministerstvo zdnavoohranenija SSSR. Glavnoe sanitarno-epidemiologicheskoe upravlenie, 1984. Print. 4. *SNiP 2.04.05-91*U. Otoplenie, ventiljacija i kondicionirovanie vozduha*. Moscow: GP CPP Minstroj Rossii, 1994. Print. 5. *Miheev, M. A., and I. M. Miheeva. Osnovy teploperedachi*. Moscow: Jenergija, 1977. Print. 6. Himenko, A. V. "Jeffektivnost' primenenija teploakkumulirujushhih materialov v jelektricheskix teplovyh akumuljatorah." *Strategija kachestva v promyshlennosti i obrazovanii: tez. dokl. IX Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii* Bulgaria. 31 May – 7 June. – Varna, 2013: 219–223. Print. 7. *Kazancev, E. I. Promyshlennnye pechi: sprav. rukovodstvo dlja raschetov i proektirovanija*. Moscow: Metallurgija, 1975. Print.

Поступила (received) 17.02.2014

УДК 621.438

Ю. В. СТОРЧЕУС, канд. техн. наук, доц.; доц. СНУ ім. В. Даля, Луганськ

ПОЛІПШЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У ТРАНСПОРТНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ ЗАСТОСУВАННЯМ КАСКАДНИХ ТРАНСФОРМАТОРІВ ЕНЕРГІЇ

Розглянуто шляхи поліпшення рівня енергозбереження у транспортних газотурбінних двигунах за рахунок застосування каскадних трансформаторів енергії. Виявлено основні переваги використання у газотурбінних двигунах каскадних трансформаторів енергії над хвильовими обмінниками тиску. Викладено теоретичні передумови та особливості робочого циклу газотурбінних двигунів з каскадними обмінниками тиску. Вироблено рекомендації із розширення галузі застосування каскадних трансформаторів енергії у транспортних газотурбінних двигунах.

Ключові слова: енергозбереження, газотурбінний двигун, трансформація енергії, обмінник тиску, теплообмін, ротор.

Вступ. Зростаюча потреба в компактних і надійних силових установках високої питомої потужності породжує інтерес до розробки широкого спектра газотурбінних двигунів (ГТД) агрегатної потужності від 0,1 до 500 кВт. Разом з тим, мініатюризація газотурбінного двигуна породжує проблему значного зниження загального ККД установки у виді негативного впливу так званого ефекту «*Downsize*» (зменшення розмірів установки), що підсилює практично всі види газодинамічних і теплових втрат [1, 2]. Використанню ГТД у якості силової установки наземного транспорту й спеціальних машин також перешкоджає властива високооборотним лопатковим агрегатам незадовільна якість перехідних і часткових режимів. Більша частина індикаторної роботи циклу ГТД витрачається на привод компресорної секції, тому втрати енергії в проточних елементах турбокомпресорної частини двигуна впливають на загальний ККД установки.

У газотурбінних двигунах потужністю до 150...200 кВт, внаслідок малих діаметральних розмірів робочих коліс, досить проблемним є забезпечення в одно- або двоступінчастому компресорі необхідного за умовою термодинамічної ефективності циклу ступеня підвищення тиску повітря (π_k). Остання обставина визначає високу частоту обертання вала ГТД (понад 40000...50000 хв⁻¹), що у свою чергу породжує необхідність у дорогих мультиплікаторах з більшим передаточним числом.

Аналіз основних досягнень і літератури. Можливість підвищення максимального тиску й температури циклу останнім часом зв'язується з використанням хвильового обмінника тиску (ХОТ) у якості верхнього щабля стиску повітря «*Top stage*» [3]. Основна ідея такого розв'язку полягає в можливому підвищенні енергетичної ефективності ГТД збільшенням відносини граничних температур циклу при обмеженні температури газів перед турбіною умовами термостійкості застосовуваних матеріалів. Практична допустимість підвищення температури газів у лінії високого тиску ГТД обумовлена самоохолодженням ротора ХОТ за рахунок періодичного вступу в його гнізда повітря з навколишнього середовища. Перша реальна спроба застосування хвильового обмінника як верхнього щабля стиску була здійснена *Claud Seippel* з компанії *Brown Boveri Company (BBC)* у Швейцарії в 1940 році на ГТД локомотива [2–4]. На початку 2000-х років ряд відомих дослідних центрів таких як *NASA*, *Rolls Royce*, *Indiana University Purdue University Indianapolis*, *Michigan State University* відновили інтерес до вивчення можливих напрямків

© Ю.В. Сторчеус, 2014

інтегрування хвильових обмінників різної конфігурації в робочий цикл міні- і мікро ГТД [3, 4].

Схема комутації чотиривіконного ХОТ у пристрої ГТД показана в роботах [2, 3]. Випускний патрубок компресора й впускний патрубок турбіни підключені до вікон низького тиску, у той час як камера згоряння – до вікон високого тиску ХОТ. Стиснуте у компресорі повітря надходить до вічок ротора ХОТ, де додатково стискується, і далі витісняється в камеру згоряння двигуна. Тут відбувається згоряння палива при більш високих значеннях тиску й температури, чим в класичному ГТД.

Втім, слід відзначити, що помітний ефект інтеграції ХОТ у робочий цикл ГТД досягається тільки в тому випадку, якщо ККД процесів стиску й розширення робочих середовищ у хвильовому обміннику перевищує ККД цих процесів у турбокомпресорній частині установки. Але навіть на режимах з достатнім надлишком роботи розширення газів у роторі ХОТ можливість реалізації заявленого перевищення тиску газів перед турбіною (до 20 %) на практиці викликає певний сумнів. Відомо, що найбільш уразливим фрагментом робочого процесу хвильового обмінника з осью орієнтацією натискообмінних вічок є продувка ротора повітрям у лінії низького тиску. [5, 6]. Значний гідравлічний опір трактів низького тиску приводить до різкого погіршення якості продувки аж до повної втрати працездатності обмінника. Тому здійснення повної продувки гнізд із зазначеним перепадом тиску у вікнах низького тиску, імовірно, припускає певну ідеалізацію умов проведення експерименту.

Проте яскраво виражений хвильовий характер обмінних процесів у ХОТ визначає чутливість його видаткових характеристик до термодинамічних параметрів робітничих середовищ у газорозподільних вікнах і частоті обертання ротора. Відхилення режиму роботи ГТД від розрахункових умов супроводжується різким погіршенням показників роботи ХОТ, як внаслідок неузгодженості моментів підключення гнізд до газорозподільних вікон, так і внаслідок збільшення неповноти витиснення стисненого повітря в камеру згоряння. На режимах, значно вилучених від номінального, руйнування настроєної картини взаємодії первинних хвиль із передніми крайками вікон відводу робітничих середовищ приводить до зникнення продувального імпульсу в лініях низького й високого тиску й, отже, – до зниження тиску газів перед турбіною щодо тиску повітря, що нагнітається компресором.

Область ефективної роботи ХОТ середньої й малої розмірності обмежується межами ступеня підвищення тиску стисненого повітря до $\pi_k = 2,5 \dots 2,6$. Перевищення зазначених меж приводить до інтенсивного зниження витрати стисненого повітря й ефективності обмінних процесів. Однак і на розрахунковому режимі неминуха дисипація енергії в процесі формування й взаємодії сильних ударних хвиль у роторі обмежує ККД кращих зразків ХОТ значенням $0,59 \dots 0,61$ [5].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою дослідження розробка шляхів підвищення ефективності ГТД за рахунок використання принципів каскадно-рекуперативного теплообміну у агрегатах безпосередньої взаємодії газоповітряних середовищ каскадного типу.

Результати досліджень. Новим напрямком підвищення ККД і розширення області ефективної роботи ГТД є використання принципів каскадно-рекуперативного обміну тиском для здійснення процесу стиску газоподібних середовищ у робочому циклі установки. Агрегати, що реалізують такий стиск – каскадні обмінники тиску (КОТ) – являють собою новий різновид обмінників тиску, зокрема, апробованих у системах наддування двигунів внутрішнього згоряння. Стиск повітря в КОТ, як і хвильових обмінниках відомої системи наддування «*Comprex*», здійснюється в

результаті безпосереднього контакту зі стискаючими газами, однак з істотною відмінністю організації робочого процесу [5, 6]. Робочий цикл КОТ, побудований на рекуперативному використанні потенційної енергії залишкового тиску стискаючого середовища для здійснення основного стиску повітря в процесі каскадного енергообміну з переважно стаціонарним характером прямої взаємодії середовищ, відрізняється високим ККД (до 85...87 %), а також невисокою чутливістю агрегату до неповноти витиснення повітря із гнізд ротора. Основна ідея організації робочого процесу ГТД на базі КОТ полягає в повній заміні турбокомпресорної частини на агрегат КОТ, що реалізує пряме перетворення теплоти, яка підводиться до циклу, в розташовану роботу потоку стисненого газу витиснення повітря із гнізд ротора.

Енергетична ефективність робочого циклу КОТ проявляється в значному перевищенні витрати стисливого повітря щодо стискаючого середовища, тем більшою мірою, чим вище температура останньої. Оскільки лише незначна частина стискаючого газу витрачається на «достиск» попередньо стислого в процесі каскадного масообміну повітря, у КОТ має місце зразкова рівність об'ємних витрат стискаючої й стисливої середовищ. При цьому відношення масових витрат при незначному перевищенні тиску стискаючого газу P_{g1} , щодо тиску повітря, що нагнітається, P_k , близько зворотному відношенню температур цих середовищ.

Відносно невисока частота обертання ротора ($2000...3000 \text{ хв}^{-1}$) обумовлює суттєво більшу надійність і менш тверді технологічні вимоги до виготовлення каскадних обмінників щодо турбокомпресорів і ХОТ.

Висока ефективність процесу стиску газоподібних тіл у каскадних обмінниках тиску, а також відзначена властивість «множення витрати» розкривають перспективу створення на базі КОТ принципово нових пристроїв теплоперетворюючих машин широкого призначення. Уже сьогодні практичне застосування можуть мати: унікальні по своїй простоті й ефективності тепловий компресор і генератор газу прямого перетворення теплової енергії в розташовану роботу стисненого повітря або газу; система наддування дизельних двигунів, що реалізує високу якість повітропостачання у всьому діапазоні експлуатаційних режимів силової установки з одночасним охолодженням наддувочного повітря нижче температури навколишнього середовища; високоадаптивні безтурбокомпресорні газотурбінні двигуни наземного транспорту з високою пристосованістю до перехідних і часткових режимів; низькотемпературні повітряні холодильні машини, основним енергетичним джерелом роботи яких є тепла енергія будь-якого походження.

Основні принципи організації робочого процесу ГТД КОТ викладені в роботі [7]. У найпростішій схемі ГТД КОТ (рис. 1) одноступінчастий агрегат каскадного стиску з камерою згоряння використовується як генератора газів, що безпосередньо підключається до силової газової турбіни. Робочою тілом силової турбіни є суміш гарячих газів і стисненого повітря, що дозволяє підтримувати прийнятний температурний режим турбіни в межах обмежень термостійкості застосовуваних матеріалів. При цьому, завдяки самоохолодженню ротора каскадного обмінника, реалізується можливість помітного підвищення максимальної температури циклу (у лінії високого тиску генератора газів КОТ) на основних експлуатаційних режимах роботи ГТД.

У пристрої ГТД КОТ на привод агрегатів КОТ затрачається досить незначна потужність зовнішнього джерела – робота стиску повітря здійснюється за рахунок внутрішнього перерозподілу енергії газових потоків у проточних елементах агрегатів КОТ. Лише частина газу з камери згоряння направляється в силову турбіну, яка, таким

чином, має суттєво менші розміри, при еквівалентній потужності ГТД. Зі зменшенням витрати газів через турбіну знижуються абсолютні втрати енергії в ній, тому недосконалість робочого процесу турбіни, у тому числі, на нерозрахованих режимах меншою мірою впливає на загальний ККД ГТД.

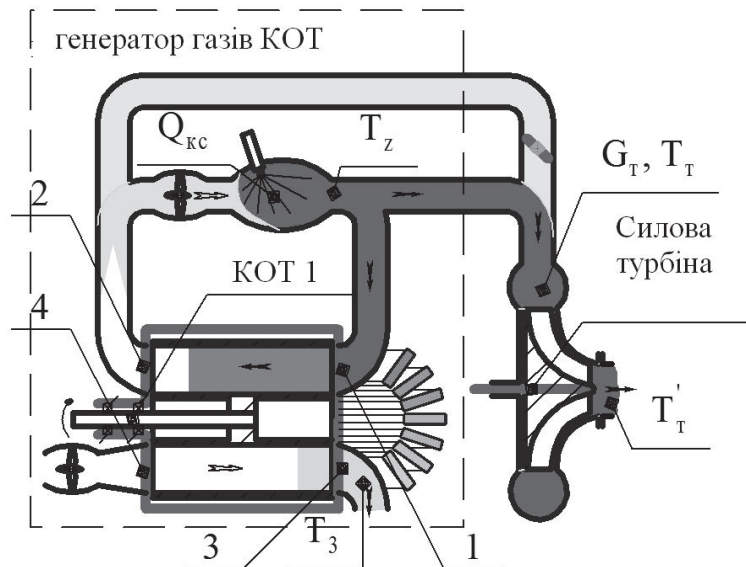


Рис. 1 – Схема одноступінчастого ГТД КОТ:

1 – вікно підведення високого тиску; 2 – вікно відводу високого тиску;
3 – вікно відводу низького тиску; 4 – вікно підведення низького тиску

Результати розрахункового визначення ефективних показників ГТД КОТ з різними параметрами робочого процесу зведені в табл.1. Тут і надалі використовуються наступні позначення: $\eta_{ГТД}$ – ефективність і потужність двигуна; $\pi_{к}$ – ступінь підвищення тиску в КОТ; $\pi_{т}$ – ступінь розширення газів у турбіні; $Q_{кc}$ – потужність теплового потоку в камері згоряння; G_T, T_T – відповідно витрата й температура робочого тіла перед силовою турбіною; T_z – максимальна температура циклу; T_T' – температура газів після розширення в турбіні; T_1 – температура активного середовища газів на вході в тепловий компресор КОТ; T_3 – температура газів на виході з теплового компресора КОТ.

Таблиця 1

Параметри робочого процесу й показники роботи одноступінчастого ГТД КОТ

$\eta_{ГТД}$	$N_{ГТД}$, кВт	$\pi_{к}$	$\pi_{т}$	$Q_{кc}$, кДж/с	T_1 , К	T_3 , К	T_T , К	G_T , кг/с	T_T' , К
$T_z = 1100$ К									
0,167	13,9	3	2,91	64,9	1100	734	900	0,068	642
0,196	15,8	4	3,88	64,7	1100	669	900	0,064	590
0,205	16,3	5	4,85	63,8	1100	622	900	0,058	552
0,191	15,5	6	5,82	63,3	1100	585	900	0,051	523
$T_z = 1300$ К									
0,183	21,0	3	2,91	95,3	1300	866	1100	0,083	782
0,211	24,2	4	3,88	97,2	1300	788	1100	0,079	719
0,232	26,2	5	4,85	96,5	1300	732	1100	0,076	672
0,235	26,7	6	5,82	96,4	1300	689	1100	0,072	637

При розрахунках показників роботи ГТД КОТ ККД силової турбіни ухвалюється рівним 0,81. Також ураховується зниження тиску в камері згоряння на 3 % (ступінь зниження тиску в камері згоряння $\lambda_{кс} = 0,97$). Моделювання робочого процесу КОТ здійснювалося методом «пошарових дифузій», викладеним у роботі [7, 8]. Основним спрощенням розрахунків циклу ГТД є зневага витокami робочих тіл у рухливих сполученнях ротора КОТ і силової турбіни.

Як видно з табл. 1 підвищення T_z з 1100 К до 1300 К забезпечує збільшення ККД $\eta_{гтд}$ тем більшою мірою, чим вище тиск стиску повітря в компресорі (при $\lambda_k = 6$ рід $\eta_{гтд}$ становить 23 %). У той же час підвищення λ_k впливає на $\eta_{гтд}$. Екстремум останнього трохи зміщається убік більш високих λ_k у міру підвищення T_z .

Наведені розрахункові дані показують, що ефективність найпростішої схеми ГТД КОТ у середньому на 25...30 % перевищує відповідні показники класичної схеми ГТД із турбокомпресорною частиною при аналогічних параметрах робочого процесу (λ_k, T_z). З урахуванням прогнозованих значень ККД (до 21 %), найпростіша схема ГТД КОТ може бути рекомендована до застосування в установках, де основними вимогами є: простота конструкції, надійність і висока адаптивна здатність до зміни експлуатаційних режимів.

Як і в класичних схемах ГТД резервом підвищення ККД ГТД КОТ є утилізація теплоти газів, що приділяються в атмосферу. У розглянутих пристроях відвід теплоти здійснюється з випускними газами турбіни й з газами каскадного обмінника, що відпрацювали.

Широко розповсюдженим способом утилізації теплоти в силових установках є її регенерація, що полягає у використанні скидної теплоти газів, що відробили, для підігріву стисненого повітря перед камерою згоряння. Інший спосіб утилізації полягає в організації робочого циклу ГТД із перерозширенням робочого тіла в турбіні шляхом створення розрядження у випуском колекторі останньої. Враховуючи наявність у схемах ГТД КОТ двох потоків скидної теплоти можливі різні комбінації способів утилізації теплоти в загальному контурі силової установки.

На рис. 2 представлено схему ГТД КОТ з регенерацією теплоти газів, що залишають силову турбіну газів, а також залишкової теплоти стискаючого середовища, що відробило в КОТ.

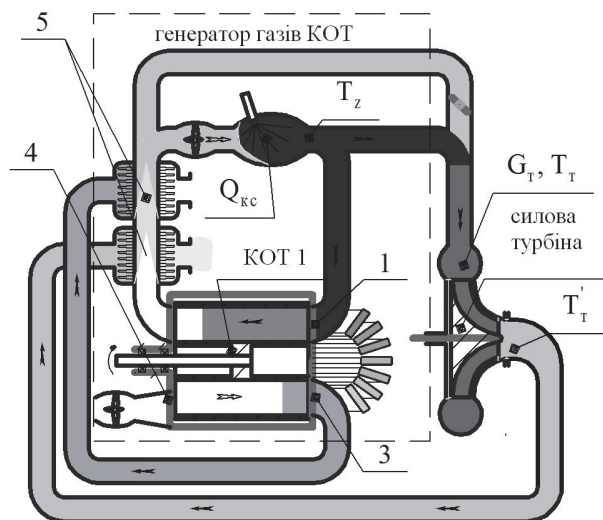


Рис. 2 – Схема одноступінчастого ГТД КОТ з регенерацією теплоти двох потоків середовищ, що відробили: 1 – вікно підведення високого тиску; 2 – вікно відводу високого тиску; 3 – вікно відводу низького тиску; 4 – вікно підведення низького тиску; 5 – утилізаційний теплообмінник

Порівняння даних у табл. 1 і 2 підтверджує ріст ККД при організації робочого процесу за схемою на рис. 2, особливо помітний в області невисоких π_k . Цілком прогнозованим є також підвищення ефективності регенерації в міру підвищення максимальної температури циклу T_z . Завдяки підігріву стисненого повітря в регенераторі економія теплової енергії при $T_z = 1100$ К становить від 3 до 38 % при збереженні потужностних показників ГТД, а при $T_z = 1300$ К зменшення витрат енергії за рахунок регенерації становить від 8 до 32 %.

Таблиця 2

Параметри робочого процесу одноступінчастого ГТД КОТ з регенерацією теплоти двох потоків

$\eta_{ГТД}$	$N_{ГТД}$, кВт	π_k	π_T	$Q_{кс}$, кДж/с	T_1 , К	T_3 , К	T_T , К	G_T , кг/с	T_T' , К
$T_z = 1100$ К									
0,246	14,1	3	2,91	47,0	1100	729	900	0,067	642
0,251	16,0	4	3,88	53,5	1100	664	900	0,064	590
0,230	16,4	5	4,85	59,5	1100	617	900	0,058	552
0,194	15,5	6	5,82	61,8	1100	580	900	0,051	523
$T_z = 1300$ К									
0,283	21,3	3	2,91	64,8	1300	859	1100	0,082	782
0,297	24,9	4	3,88	73,6	1300	782	1100	0,080	719
0,285	26,6	5	4,85	81,9	1300	725	1100	0,076	672
0,264	26,7	6	5,82	88,7	1300	682	1100	0,071	637

Зниження ефекту регенерації при підвищенні π_k обумовлене зменшенням кількості утилізованої теплоти у виді підвищення температури стислого в КОТ повітря і її наближенням до максимальної температури циклу T_z . Тому доцільність застосування регенерації, в остаточному підсумку, залежить від співвідношення максимальної температури циклу до температури навколишнього середовища. З іншої сторони застосування регенерації, завдяки зниженню значень π_k , дозволяє спростити конструкцію силової турбіни й знизити витоку робочого тіла через рухливі сполучення проточних елементів ГТД.

При виборі раціональних параметрів ГТД КОТ необхідно мати на увазі наступні закономірності робочого процесу:

1) Оптимальне за критерієм енерговитрат значення π_k залежить від максимальної температури циклу T_z . З підвищенням T_z екстремум ККД зміщується в напрямку більших значень π_k , і при $T_z > 1300$ К перебуває в області $\pi_k > 5$. Помітимо, що у ГТД малої розмірності реалізація циклів з $\pi_k > 5$ сполучена з конструктивним ускладненням пристрою через негативний вплив витоків у роторі КОТ і необхідності використання багатоступінчастої турбіни.

2) Для фіксованих значень T_z , екстремум ГТД КОТ (табл. 1) з регенерацією відповідає меншим значенням π_k відносно ГТД КОТ без регенерації (табл. 2). Застосування регенерації, завдяки зниженню значень π_k , дозволяє трохи спростити конструкцію силової турбіни й знизити витоку робочого тіла через рухливі сполучення проточних елементів ГТД.

Реалізація другого з розглянутих способів використання теплового потенціалу випускних газів для підвищення ККД і агрегатної потужності двигуна припускає створення розрядження у випускному колекторі турбіни з метою збільшення ступені розширення газів у робочому колесі.

Висновки. Газотурбінний двигун з одноступінчастим агрегатом каскадного стиску середовищ по економічності на 25...30 % перевершує традиційні ГТД і, внаслідок простоти й надійності конструкції, а головне високої адаптивності до зміни експлуатаційних режимів, може бути рекомендований до застосування в транспортних установках. Утилізація теплоти середовищ, що відробили, у ГТД із одноступінчастим агрегатами каскадного стиску дає приріст ККД 20...40 % залежно від режиму роботи. Комплексна утилізація теплоти середовищ, що відробили, більш енергоефективна, чим двопоточна регенерація теплоти.

Список літератури: 1. Akbari P. A. Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors [Text] / P. A. Akbar, M. R. Nalim, N. Muller // ASME J.Eng. Gas Turbines Power. – 2006. – № 128(1). – P. 190-202. 2. Akbari P. A. Review of Wave Rotor Technology and its Application [Text] / P. A. Akbari, M. R. Nalim, N. Muller // ASME O. Eng. Gas Turbines Power. – 2006. – № 128(10). – P. 717-734. 3. Benini E. Centrifugal Compressor of A 100KW Microturbine [Text] / E. Benini, A. Toffolo, A. Lazzaretto // ASME Paper GT2003-38152. – 2003. 4. Welch G. E. Overview of Wave-Rotor Technology for Gas Turbine Engine Topping Cycles [Text] / G. E. Welch // The Institution of mechanical Engineers London. – 2000. – P. 2-17. 5. Волновые обменники давления в системах наддува двигателей внутреннего сгорания [Текст]: моногр. / [А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус, В. П. Левчук, и др.]; под ред. Ю. В. Сторчеуса. – Луганск: Ноулидж, 2013. – 155 с. – ISBN 978-617-579-639-9. 6. Крайнюк А. И. Системы газодинамического наддува [Текст]: моногр. / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус. – Луганск: ВУГУ, 2000. – 224 с. 7. Сторчеус Ю. В. Каскадные трансформаторы энергии [Текст]: моногр. / Ю. В. Сторчеус. – Луганск: Ноулидж, 2013. – 200 с. – ISBN978-617-579-708-2. 8. Крайнюк А. И. Исследования физической сущности процессов трансформации энергии на принципах каскадно-теплого сжатия [Текст]: моногр. / А. И. Крайнюк, Ю. В. Сторчеус; [отв. ред. Ю. В. Сторчеус]. – Луганск: Ноулидж, 2012. – 118 с. – ISBN 978-617-570-597-2

Bibliography (transliterated): 1. Akbari, P. A., M. R. Nalim and N. Muller. "Performance Enhancement of Microturbine Engines Topped With Wave Rotors." *ASME J.Eng. Gas Turbines Power* 128 (1) (2006): 190-202. Print. 2. Akbari, P. A., M. R. Nalim and N. Muller. "Review of Wave Rotor Technology and its Application." *ASME O. Eng. Gas Turbines Power* 128 (10) (2006): 717-734. Print. 3. Benini, E., A. Toffolo and A. Lazzaretto. "Centrifugal Compressor of A 100KW Microturbine." *ASME Paper*. No. GT2003-38152. 2003. Print. 4. Welch, G. E. "Overview of Wave-Rotor Technology for Gas Turbine Engine Topping Cycles." *The Institution of mechanical Engineers London* (2000): 2-17. Print. 5. Krajnjuk, A. I., et al. *Volnovye obmenniki davlenija v sistemah nadduva dvigatelej vnutrennego sgoranija*. Luhansk: Noulidzh, 2013. ISBN 978-617-579-639-9. Print. 6. Krajnjuk, A. I., and Ju. V. Storcheus. *Sistemy gazodinamicheskogo nadduva*. Luhansk: VUGU, 2000. Print. 7. Storcheus, Ju. V. *Kaskadnye transformatory jenerгии*. Luhansk: Noulidzh, 2013. ISBN978-617-579-708-2. Print. 8. Krajnjuk, A. I., and Ju. V. Storcheus. *Issledovanija fizicheskoy sushhnosti processov transformacii jenerгии na principah kaskadno-teplovogo szhatija*. Luhansk: Noulidzh, ISBN 978-617-570-597-2. 2012. Print.

Надійшла (received) 14.02.2014

УДК 621.224

В. А. БУЛГАКОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПІ»;
О. С. ВАХРУШЕВА, аспірантка НТУ «ХПІ»;
Е. А. ДЯЧЕНКО, аспірант НТУ «ХПІ»

УРАВНЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА КАК ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ С УЧЕТОМ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТУРБИНЫ

Разработке новых проточных частей гидротурбин на напоры свыше 300 метров посвящено ряд теоретических и экспериментальных исследований. Системы управления и регулирования гидротурбин полностью автоматизированы. Повышение единичной мощности гидротурбины приводит к изменению конструкции гидротурбин. Поэтому необходимо проводить экспериментальные исследования. Материалы этих исследований были использованы при составлении уравнения турбины. Предлагается способ вычисления коэффициентов уравнения и постоянных времени по данной универсальной характеристике. Эта характеристика используется для построения статических характеристик регулирования.

Ключевые слова: гидротурбина, система автоматического регулирования, проточная часть, водовод, универсальная характеристика, приведенные величины, уравнение машины, гидроудар, дифференциальное уравнение постоянной времени, двойное регулирование, статическая характеристика, линеаризация.

Введение. Экспериментальные универсальные характеристики, снятые на модельных блоках, служат для обоснования конструкции, технологии и эксплуатации гидротурбин. Эти и другие исследования должны использоваться и для анализа качества регулирования.

Цель исследования. На примере одного из элементов системы автоматического регулирования (САР), рассмотреть методику использования материалов универсальной характеристики для получения уточненного уравнения и реальных статических характеристик регулирования.

Вопросы, связанные с выбором, проектированием и эксплуатацией гидротурбин решаются на основании универсальных характеристик. Несмотря на развитие методов гидродинамических расчетов лопастных машин, расчетные характеристики по степени точности уступает характеристикам, полученным экспериментально. При создании высокоэффективной мощной турбины, работающей, как правило, в энергетической системе (ЭС), недостаточно провести энерго-кавитационные исследования. Необходимо исследовать динамику процесса САР, т.е. условия устойчивости и определить показатели качества регулирования.

Это обеспечивает согласование характеристик САР с европейскими нормами (ИСТЕ) [1, 2], позволит поддержать точность параметров регулирования и повысит надежность агрегата в целом.

При оценке устойчивости заданного режима пользуемся методикой анализа линейных САР.

Работа САР определяется: уравнениями движения ротора гидроагрегата, расхода воды через гидроагрегат с учетом его реальной характеристики, гидравлического удара, волновых явления в проточной тракте, элементов регулятора (выявительных, логических, аналитических, исполнительных). Коснемся сейчас только вида уравнения гидроагрегата с учетом главной универсальной характеристики гидротурбины. Часто

принимают, что движущий момент M_D гидротурбины пропорционален открытию направляющего аппарата α_0 , т.е. расхода Q .

Согласно универсальной характеристики гидротурбины (см. рис 1.), движущий момент M_D зависит не только от открытия направляющего аппарата α_0 , но также от числа оборотов n , угловой скорости ω , напора H , коэффициента полезного действия η , угла поворота лопастей рабочего колеса поворотнлопастной (ПЛ) турбины.

Учет этих параметров оказывает существенное влияние на вид уравнения гидроагрегата. Покажем это, взяв за основу общее уравнение

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_D - M_C = \Delta M_D, \quad (1)$$

движущий момент гидротурбины M_D определяется

$$M_D = \frac{\gamma Q H \eta}{\omega}, \quad (2)$$

т.е. является следующей функцией $M_D = (Q, \omega, H, \eta)$. Где Q – расход воды через турбину; H – напор; η – коэффициент полезности действия; ω – угловая скорость; γ – удельный вес воды принимаем постоянным для натурального агрегата.

Проводим линеаризацию с помощью разложения M_D в ряд Тейлора

$$\Delta M_D = \frac{\partial M_D}{\partial Q} \Delta Q + \frac{\partial M_D}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial M_D}{\partial H} \Delta H + \frac{\partial M_D}{\partial \eta} \Delta \eta. \quad (3)$$

В свою очередь величины Q и η являются функциями α_0 , ω и H :

$$Q = f_1(\alpha_0, \omega, H); \quad \eta = f_2(\alpha_0, \omega, H).$$

Линеаризуем функции около равновесной точки, например, точки для режима с начальными параметрами $Q_0, \alpha_{0H}, \omega_0, H_0, \eta_0$ и M_D :

$$\left. \begin{aligned} \Delta \eta &= \frac{\partial \eta}{\partial \alpha_0} \Delta \alpha_0 + \frac{\partial \eta}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial \eta}{\partial H} \Delta H \\ \Delta Q &= \frac{\partial Q}{\partial \alpha_0} \Delta \alpha_0 + \frac{\partial Q}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial Q}{\partial H} \Delta H \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

Если учесть вид функции для движущего момента M_D по уравнению (2), а также использовать уравнения (4), после соответствующих преобразований получим:

$$M_D = \frac{\gamma Q_0 H_0 \eta_0}{\omega_0} \left[\left(1 + \frac{H_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial H} + \frac{H_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial H} \right) \frac{\Delta H}{H_0} + \left(\frac{a_{0H}}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \alpha_0} + \frac{a_{0H}}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \alpha_0} \right) \frac{\Delta \alpha_0}{a_{0H}} + \left(\frac{\omega_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \omega} + \frac{\omega_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \omega} - 1 \right) \right] \frac{\Delta \omega}{\omega_0}. \quad (5)$$

Введем обозначения для безразмерных величин, стоящих в квадратных скобках. В начале обозначим:

$$\varphi = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}; \quad \mu = \frac{\Delta \alpha}{a_{0H}}; \quad \zeta = \frac{\Delta H}{H_0}, \quad (6)$$

где φ – относительная угловая скорость; μ – относительное открытие направляющего аппарата (НА); ζ – относительное повышение напора, соответственно. Последняя величина связана с возникновением гидроудара в проточном тракте.

Теперь обозначим через:

$$q_{\mu} = \frac{a_{0H}}{Q} \frac{\partial Q}{\partial a_0}; \quad q_{\varphi} = \frac{\omega_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \omega}; \quad q_{\zeta} = \frac{H_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial H}, \quad (7)$$

характеризующие отклонение расхода Q в зависимости от изменения открытия НА α_0 , угловой скорости вала агрегата ω и от величины изменения напора H соответственно.

$$\varepsilon_{\mu} = \frac{a_{0H}}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial a_0}; \quad \varepsilon_{\varphi} = \frac{\omega_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \omega}; \quad \varepsilon_{\zeta} = \frac{H_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial H}, \quad (8)$$

означают соответственно отклонения КПД агрегата в зависимости от: изменения открытия НА α_0 ; изменения скорости вала ω ; изменения напора H . Эти величины характеризуют степень отклонения режима от номинального. Подставим выражения (7) и (8) в уравнение (5)

$$\Delta M_{Д} = M_{Д0} [(1 + q_{\zeta} + \varepsilon_{\zeta})\zeta + (q_{\mu} + \varepsilon_{\mu})\mu + (q_{\varphi} + \varepsilon_{\varphi} - 1)\varphi]. \quad (9)$$

Теперь вернемся к уравнению турбины (1) и подставим в него значение $M_{Д}$ (9), окончательно получим

$$\frac{I\omega_0}{M_{Д}} \frac{d\varphi}{dt} = (1 + q_{\zeta} + \varepsilon_{\zeta})\zeta + (q_{\mu} + \varepsilon_{\mu})\mu + (q_{\varphi} + \varepsilon_{\varphi} - 1)\varphi. \quad (10)$$

Если обозначить

$$\left. \begin{aligned} T_{\zeta} &= \frac{I\omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(1 + q_{\zeta} + \varepsilon_{\zeta})} \\ T_a &= \frac{I\omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\mu} + \varepsilon_{\mu})} \\ T_{\varphi} &= \frac{I\omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\varphi} + \varepsilon_{\varphi} - 1)} \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

то уравнение (10) примет вид дифференциального уравнения турбины в стандартном виде

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\mu}{T_a} + \frac{\zeta}{T_{\zeta}} + \frac{\varphi}{T_{\varphi}}, \quad (12)$$

где T_{ζ} , T_a , T_{φ} имеют размерность времени и характеризуют инерционность машины. Для современных турбогенераторов постоянная времени составляет 10–12 с, а для гидроагрегатов 7–8 с [1]. Уравнение (12) отличается от известного уравнения двумя членами, которые учитывают изменение крутящего момента турбины $M_{Д}$ в зависимости от изменения напора и оборотов.

В случае двойного регулирования ПЛ гидротурбины при составлении уравнения машины (1) необходимо для Q и η ввести четвертую независимую переменную – угол поворота лопастей рабочего колеса α : $Q = f_1(\alpha_0, \alpha, \omega, H)$; $\eta = f_2(\alpha_0, \alpha, \omega, H)$.

Сделав преобразования для уравнения агрегата аналогичные первому случаю, получим

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\mu_1}{T_a} + \frac{\mu_2}{T_a} + \frac{\zeta}{T_{\zeta}} + \frac{\varphi}{T_{\varphi}}, \quad (13)$$

где дополнительно обозначим:

$$\left\{ \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{\Delta a_0}{a_0 H}; \quad \mu_2 = \frac{\Delta a_0}{\alpha_0}; \quad q_{\mu 1} = \frac{a_0 H}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial a_0}; \quad q_{\mu 2} = \frac{a_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \alpha}; \quad \varepsilon_{\mu 1} = \frac{a_0 H}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial a_0}; \\ \varepsilon_{\mu 2} &= \frac{a_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \alpha}; \quad T_{a1} = \frac{I \omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\mu 1} + \varepsilon_{\mu 1})}; \quad T_{a2} = \frac{I \omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\mu 2} + \varepsilon_{\mu 2})}. \end{aligned} \right. \quad (14)$$

Это уравнение (13) для турбин отличается от обычного тремя членами, которые дополнительно учитывают изменения крутящего момента турбины $M_{Д}$ в зависимости от: угла поворота лопастей α , напора H , оборотов n .

Если пренебречь влиянием напора и оборотов на изменение крутящего момента $M_{Д}$, то уравнение (13) примет вид

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\mu_1}{T_a} + \frac{\mu_2}{T_a}. \quad (15)$$

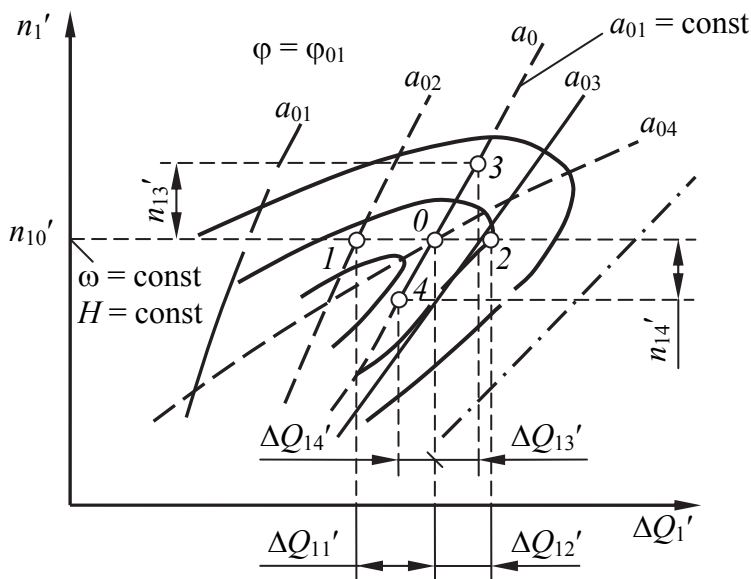


Рис. 1 – Выбор точек на универсальной характеристике

Уравнения агрегата (12) или (13) в совокупности с другими уравнениями, описывающими САР, дают возможность произвести анализ переходного процесса и устойчивости системы.

Для определения коэффициентов уравнения агрегата необходимо вычислить величины $q_{\mu 1}$, $\varepsilon_{\mu 1}$, q_{φ} , ε_{ζ} , q_{ζ} , ε_{φ} , $q_{\mu 2}$, $\varepsilon_{\mu 2}$. Последние две величины вычисляются в случае поворотных лопастных гидромашин.

Эти все коэффициенты будут входить в передаточную функцию САР гидроагрегата.

Для вычисления всех этих величин воспользуемся универсальной характеристикой гидротурбины.

Для их определения кроме универсальных характеристик и пропеллерных характеристик, необходимы графики $\alpha_0 = f(\mu_2)$, которые определяют закон поворота лопаток НА и лопастей рабочего колеса (РК) от перемещения штоков соответствующих сервомоторов. Кроме этого необходимы параметры регулятора скорости и маслонапорной установки (МНУ), а также чертеж проточной части турбинного блока с напорной водоводом.

Для определения коэффициентов и динамических постоянных времени T_{ζ} , T_a , T_{φ} в уравнении движения (12) или (13), при помощи универсальной характеристики, используются формулы для приведенных величин:

$$n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}; \quad Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad M_1' = \frac{M}{D_1^3 \sqrt{H}}. \quad (16)$$

На рис. 1, показан выбор точек на универсальной характеристике при определении частных производных $\partial/\partial\alpha_0$, $\partial/\partial\omega$, $\partial/\partial H$, входящих в выражения для

коэффициентов q_i, ε_i (7), (8).

Для ПЛ гидротурбины используются пропеллерные характеристики на расчетных углах α , а для радиально-осевой (РО) гидротурбины универсальная характеристика.

Точка 0 соответствует расчетной точке с параметрами $n'_{10}, Q'_{10}, M'_{10}$.

На рис. 1 точки 1 и 2 взяты для соседних открытых НА α_0 при $n'_1 = n'_{10}$ ($\omega = \omega_0, H = H_0$), т.е. значения параметров, которые используются для определения частных производных при изменении положения сервомотора НА α_0 , точки 3 и 4 взяты для расчетного $\alpha_0 = \alpha_{0p}$ при разных n'_1 (n'_{13} и n'_{14}). Значения этих величин используются для определения частных производных по напору H и частоте вращения n'_1 .

При использовании универсальных (пропеллерных) характеристик M'_1 определяем по формуле (17)

$$M'_1 = \frac{30}{\pi} \gamma \eta_T \frac{Q'_1}{n'_1}, \quad (17)$$

где η_T определяется путем пересчета КПД с модели на натуру, открытие α_0 принимается для натуральных турбин, а соответствующий ему ход сервомотора μ_1 по графику $\alpha_{0T} = \alpha(\mu_1)$. Значения M_{D0}, ω, H, Q , вычисляются по следующим формулам (18)–(20):

– для производных $\partial/\partial\alpha_0$ ($\partial/\partial\mu_1$):

$$n'_1 = n'_1; \quad M_D = M'_1 D_1^3 H_0; \quad \omega = \omega_0; \quad H = H_0; \quad Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H_0}, \quad (18)$$

– для производных $\partial/\partial\omega$ ($\alpha_0 = \alpha_{0p}, H = H_0$):

$$M_D = M'_1 D_1^3 H_0; \quad \omega = \frac{30 n'_1 \sqrt{H_0}}{\pi D_1}; \quad H = H_0; \quad Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H_0}; \quad (19)$$

– для производных $\partial/\partial H$ ($\alpha_0 = \alpha_{0p}, \omega = \omega_0$):

$$M_D = \left(\frac{30\omega_0}{\pi} \right)^2 D_1^5 \frac{M'_1}{(n'_{10})^2}; \quad H = \left(\frac{30\omega_0}{\pi} \right)^2 \frac{D_1^2}{(n'_{10})^2}; \quad Q = \frac{30\omega_0}{\pi} D_1^2 \frac{Q'_1}{n'_{10}}; \quad \omega = \omega_0. \quad (20)$$

В случае ПЛ гидротурбины необходимо вычислить частную производную вида $\partial/\partial\mu$ при $n'_1 = n'_{10}$ и $\mu'_1 = \mu'_{10}$ для расчетного и соседних с ним углов.

Подчитывая результаты величин для соответствующих режимных точек, следим за знаком разностей. Согласно рис. 1 вычислим разности X ($\Delta\mu, \Delta\omega, \Delta H, \Delta Q, \Delta M_D$) по формуле (21)

$$\Delta_{0-1} = X_0 - X_1; \quad \Delta_{2-0} = X_2 - X_0; \quad \Delta_{3-0} = X_3 - X_0; \quad \Delta_{0-4} = X_0 - X_4. \quad (21)$$

Для ПЛ гидротурбин находят кроме расчетного угла установки лопастей α_0 и вычисляют дополнительные разности по формуле (22)

$$\Delta_{5-0} = X_5 - X_0; \quad \Delta_{0-6} = X_0 - X_6. \quad (22)$$

После вычисления разностей определяют значения частных производных $\partial X/\partial S_1 \approx \Delta X/\Delta S_1 = \Delta Q/\Delta S_1$ и другие величины [2].

Универсальные характеристики модельной гидротурбины, также можно использовать для расчета и построения статических характеристик при различных

режимах.

Если анализировать параллельную работу в одной энергосистеме, тепловых и гидравлических электростанций, то при линейных статических характеристиках работающих регуляторов гидротурбин с остающейся степенью неравномерности δ_{ik} при постоянном положении их механизма изменения числа оборотов можно установить, что статическая характеристика системы будет также линейной и характеризуется величиной эквивалентной степени остающейся неравномерности системы $\delta_{i\bar{\omega}}$, определяющей изменение синхронной скорости Δn_c , вызываемое изменением нагрузки системы ΔN_c (рис. 2).

Величина статизма определяется зависимостью [3]:

$$\delta_{i\bar{\omega}} = \frac{N_{c \max}}{\sum_{k=1}^z \frac{N_{k \max}}{\delta_{ik}}}, \quad (23)$$

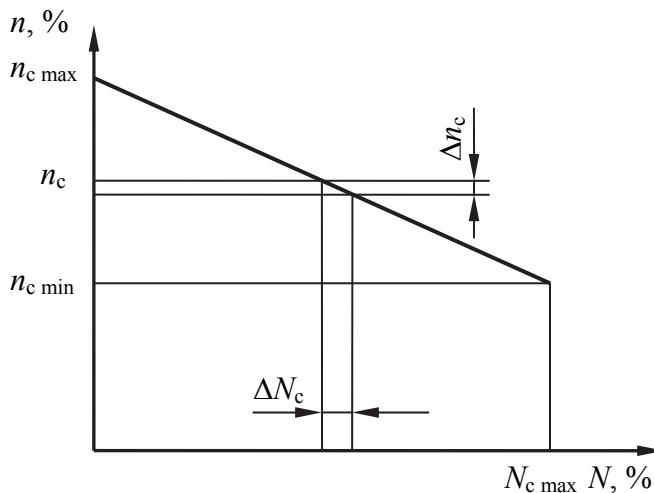


Рис. 2 – Статическая характеристика системы с эквивалентной неравномерностью регулирования

где $N_{c \max}$ – максимальная суммарная мощность работающих агрегатов системы; $N_{k \max}$ – максимальная мощность k -го агрегата; δ_{ik} – степень неравномерности k -го агрегата; z – агрегаты системы, регуляторы скорости которых участвуют в перераспределении нагрузки и поддержании частоты в системе.

Из выражения (23) следует, что чем меньшую часть общей максимальной мощности системы составляет максимальная мощность участвующих в регулировании агрегатов, тем больше статизм $\delta_{i\bar{\omega}}$

системы.

Этим можно объяснить стремление разработчиков энергетического оборудования создавать агрегаты с большой единичной мощностью.

Это в свою очередь приводит к существенным изменениям конструкции и технологии изготовления гидротурбин. Например, с увеличением мощности гидротурбины, применяется не шаровой затвор, а кольцевой. Он устанавливается перед НА и колоны статора вносятся в спиральную камеру (СК). В связи с этим такую проточную часть гидротурбины необходимо обязательно исследовать на модельном стенде и исследовать динамику движения такого затвора. Это новшество будет применяться, например, на строящейся Рогунской ГЭС (Таджикистан).

Из соотношения (23) следует, что с развитием энергосистем и увеличением их суммарной мощности работа автоматических регуляторов турбин протекает в более лучших условиях. В свое время это приводило к предложениям о замене регуляторов пускоостанавливающими устройствами. Однако, как показал опыт эксплуатации систем и их развития, требование к системам автоматического регулирования и управления гидротурбин повышается. Кроме основных задач регулирования возникает

целый ряд дополнительных воздействий, вызванных условиями работы отдельных агрегатов ГЭС и ГЭС в целом в региональных системах. Например, регулятор скорости агрегата обратимой гидротурбины сегодня должен работать в 13-и режимах. Т.е. с развитием гидроэнергетики, созданием новых типов гидротурбин потребуются решить ряд проблем, связанных с возможным введением регулирования по новым параметрам.

Регулирование гидротурбин имеет ряд особенностей связанных с инерцией воды и ее большим объемом, что приводит к большим размерам регулирующих органов. При резком движении их возникает гидравлический удар в элементах проточного тракта. Это придает САР гидротурбины дополнительные особенности. С ростом единичной мощности гидротурбин их регулирующие органы для перемещения требует больших усилий (несколько сот тонн для НА и несколько тысяч тонн для РК)

Поэтому между чувствительным элементом и регулирующим органом устанавливается ряд гидравлических усилителей.

Чтобы рассмотреть принципиально вопрос о процессе регулирования гидроагрегата в системе применяют линейные статические характеристики. Однако если взять универсальную характеристику модельной гидротурбины и для нескольких открытий a_0 , a_{01} и a_{02} построить графики момента M_T , развиваемый турбины (рис. 3) в зависимости от оборотов $M_T = f(n)$, то получаем ряд статических характеристик турбины (кривые A_0-A_0 , A_1-A_1 , A_2-A_2). Вид этих характеристик зависит от вида универсальной характеристики. На рис. 3 нанесены ряд кривых (C_0-C_0 , C_1-C_1 , C_2-C_2), соответствующих различным значениям нагрузки. При открытии и.а. a_0 с изменением нагрузки M_c от C_1 до C_2 точки пересечения статических характеристик $0, 0_1, 0_2$ определяют установившиеся режимы работы агрегата. Изменение скорости турбины при этом оказывается значительным: от n_1 до n_2 .

При перемещении лопаток НА по команде автоматического регулятора при изменении нагрузки M_c от C_1-C_1 до C_2-C_2 будут смещаться и статические характеристики турбины. Установившимся режимам будут теперь соответствовать точки $0_3, 0, 0_4$ и диапазон изменения оборотов значительно уменьшится от n_3 до n_4 . На этом примере хорошо видна очень важная функция в рабочем процессе направляющего аппарата.

Для агрегата с регулятором установившееся состояние определяется результирующей характеристикой, проходящей через точки $0_3, 0, 0_4$ (рис. 3), которая называется статической характеристикой регулятора.

Располагая теоретическими и экспериментальными данными о влиянии отдельных элементов гидротурбины на ее энергокавитационные показатели можно статическую характеристику регулятора получить в виде прямой $K-K$, т.е. астатическую характеристику.

Принято считать, что если обороты n уменьшается с увеличением нагрузки M_c , то отстающая неравномерность δ_p регулирования положительна. Это позволяет по виду статической характеристики выделить диапазон параметров при котором система будет устойчивой. Для регулирования гидротурбин применяются статические характеристики только с положительной отстающей неравномерностью δ_p , т.к. эта

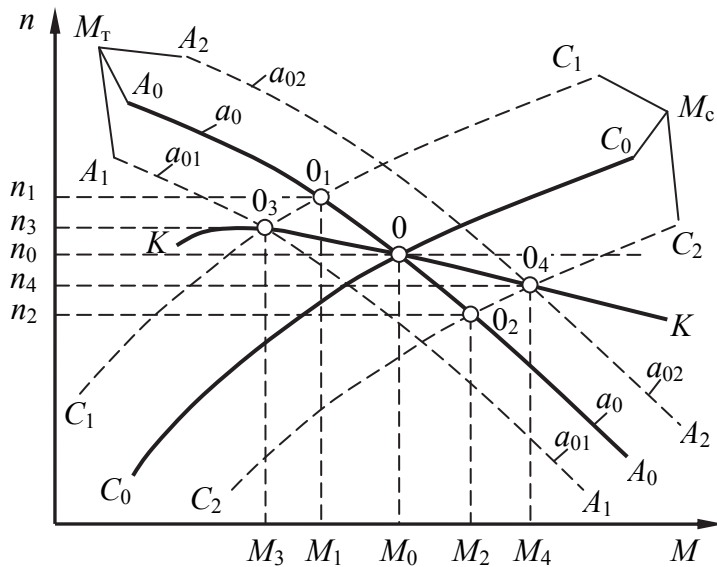


Рис. 3 – Статические характеристики агрегата M_T и нагрузки M_c при различных режимах

елементів, входящих в систему, на основании которых мы получаем уравнение системы в целом.

Выводы. Для различных типов проточных частей гидротурбины уточненное уравнение отличается числовым значением коэффициентов в зависимости от вида универсальных характеристик. Следовательно, при проектировании лопастных систем гидротурбины следует все в большей степени учитывать условия и виды реальной нагрузки, чтобы комплексно подходить к задаче по определению оптимальной проточной части гидроагрегата.

Список литературы: 1. Рабинович, Р. С. Автоматическая частотная разгрузка энергосистем [Текст] / Р. С. Рабинович. – М.: Энергоиздат, 1989. – 352 с. 2. Умов, В. А. Динамические характеристики гидравлических агрегатов [Текст]: учеб. пособие / В. А. Умов, И. Н. Филатов. – Л.: ЛПИ, 1983. – 72 с. 3. Гаркави, Ю. Е. Регулирование гидротурбин [Текст] / Ю. Е. Гаркави, М. И. Смирнов. – М.; Л.: Mashgiz, 1954. – 347 с. 4. Методики і рекомендації щодо перевірки готовності ТЕС, ГЕС і АЕС до участі у регулюванні частоти та потужності в ОЕС України. Видання офіційне. – Київ: Міністерство палива та енергетики України, ДП Національна енергетична компанія «Укренерго», 2009. – 94 с. 5. Методики і рекомендації щодо організації первинного та вторинного регулювання частоти та потужності на ГЕС. Видання офіційне. – Київ: Міністерство палива та енергетики України, ДП Національна енергетична компанія «Укренерго», 2009. – 92 с.

Bibliography (transliterated): 1. Rabinovich, R. S. *Avtomaticheskaja chastotnaja razgruzka jenergosistem*. Moscow: Jenergoizdat, 1989. Print. 2. Umov, V. A., and I. N. Filatov. *Dinamicheskie harakteristiki gidravlicheskih agregatov*. Leningrad: LPI, 1983. Print. 3. Garkavi, Ju. E., and M. I. Smirnov. *Regulirovanie gidroturbin*. Moscow; Leningrad: Mashgiz, 1954. Print. 4. *Metodyky i rekomendacii' shhodo perevirky gotovnosti TES, GES i AES do uchasti u reguljuvanni chastoty ta potuzhnosti v OES Ukrai'ny*. Kiev: Ministerstvo palyva ta energetyky Ukrai'ny, DP Nacional'na energetychna kompanija "Ukrenergo", 2009. Print. 5. *Metodyky i rekomendacii' shhodo organizacii' pervynnogo ta vtorynnogo reguljuvannja chastoty ta potuzhnosti na GES*. Kiev: Ministerstvo palyva ta energetyky Ukrai'ny, DP Nacional'na energetychna kompanija "Ukrenergo", 2009. Print.

Поступила (received) 24.01.2014

РЕФЕРАТИ

УДК 621.165

Методологія об'єктно-орієнтованої комплексної оптимізації проточних частин потужних парових турбін з урахуванням змінного режиму роботи [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатий, Е. П. Авдеева // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 5–10. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено методологію оптимізації проточної частини потужних парових турбін з урахуванням режимів експлуатації. Представлена нова складна ієрархічна структура оптимізаційної задачі реалізованої в САПР «Турбоагрегат», яка заснована на принципах єдиного інтегрованого інформаційного простору, шляхом додавання нових об'єктів оптимізації. Для організації ефективного інформаційного обміну процес оптимального проектування реалізовано із використанням рекурсивного обходу рівнів оптимізації.

Ключові слова: єдиний інтегрований інформаційний простір, оптимальне проектування, режим роботи, парова турбіна.

УДК 621.165.620.193

Комбінований протиерозійний захист робочих лопаток останніх ступенів потужних парових турбін [Текст] / В. Л. Швецов, О. Е. Ковальський, Г. М. Каргмазов, В. Г. Солодов, І. І. Кожешкурт, В. О. Конєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 11–20. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

У роботі представлено теоретичне і експериментальне обґрунтування нового підходу до створення високоефективного протиерозійного захисту комбінованого типу робочих лопаток останніх ступенів енергетичних турбін виробництва ВАТ «Турбоатом». Показано, що за допомогою чисельного експерименту на базі комплексної математичної моделі ерозії, яка враховує основні робочі процеси в проточній частині, а також сучасних технологій створення нових ерозійно-стійких покриттів методом атомно-іонного розпилення матеріалів у вакуумі (АІР), можливо істотно збільшення ерозійної стійкості робочих лопаток за рахунок раціонального комбінування заходів активного і пасивного захисту від ерозії останніх ступенів потужних парових турбін, які розробляються в ВАТ «Турбоатом».

Ключові слова: ступінь, робочі лопатки, математична модель ерозії, ерозійна стійкість, методи захисту від ерозії, атомно-іонне розпилення.

УДК 621.532

Дискретний підхід до опису крупнодисперсної вологи при визначенні механічних втрат в останньому ступені ЦНТ вологопарових турбін [Текст] / О. Л. Шубенко, І. С. Стрельников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 21–28. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено теоретичні методи розрахунку механічних втрат від вологості в останніх ступенях ЦНТ потужних парових турбін на основі дискретного підходу до опису крупнодисперсної вологи й законів збереження. Отримано нові вираження, що узагальнюють прийняті раніше рішення для механічних втрат потужності робочого колеса, що включають у себе втрати гальмування, що дає можливість досить просто розраховувати повні механічні втрати ступеня, як у сукупності, так і по характерних взаємодіях краплинної вологи з паром й лопатками. Показано залежності від ступеня реактивності наведеної потужності механічних втрат і коефіцієнта повернення витрати крупнодисперсної вологи, отримані при дослідженні напрямків поліпшення геометрії верхнього перетину робочих лопаток. Дано рекомендації з вибору деяких конструктивних параметрів ступеня.

Ключові слова: парові турбіни, ЦНТ, крупнодисперсна волога, втрати від вологості, втрати гальмування, втрати розгону.

УДК 621.165

Модернізація системи регенерації турбоустановки при роботі на зниженому навантаженні енергоблока 300 МВт з бездеаераторною тепловою схемою [Текст] / Е. Б. Григор'єва, Н. Н. Трифонов, С. Б. Єсін, Ф. А. Святкін, Є. К. Миколаснікова, Є. А. Сухорукова, Ю. Г. Сухоруков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 29–34. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті запропоновані схемні рішення по забезпеченню усталеної роботи системи регенерації з бездеаераторною тепловою схемою при розширенні діапазону регулювання навантаження енергоблоку 300 МВт для діючих і проєктованих енергоблоків. Розглянуто особливості застосування схеми з

установкою перетворювача частоти й з коректуванням уставки регулюючого клапана по тиску. Розроблено схеми регулювання тиску основного конденсату перед живильним насосом. У статті представлені результати випробувань бездеаераторної теплової схеми з коректуванням уставки по тиску регулювального клапана турбіни К-300-240 ХТГЗ, що підтверджують надійність роботи системи регенерації при навантаженні 300–150 МВт.

Ключові слова: бездеаераторная теплова схема, підігрівачі високого тиску, злив конденсату пара, що гріє, підігрівачів високого тиску, безкавітаційна робота живильних насосів.

УДК 621.165

Розрахунок турбінного ступеня по зазорах, як рішення обернених аеродинамічних задач у вільних кільцевих каналах [Текст] / В. П. Суботович, О. Ю. Юдін, С. О. Темченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 35–38. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені результати порівняння розрахунків ступеня осьової турбіни з даними її експериментальних досліджень. Розрахунки виконані за допомогою нового методу розрахунку вісесиметричної течії у вільних кільцевих каналах. Кільцевий канал розглядається як ділянки двох типів, що чередуються: вільні ділянки і ділянки, зайняті деякими пристроями, здатними змінювати кути закручування потоку. Отримано хороший збіг розрахункових і експериментальних значень параметрів потоку.

Ключові слова: проточна частина, міжвенцевий зазор, обернена задача, лінія току, турбінний ступень.

УДК 620.179.14

Автоматизована оцінка спрацювання ресурсу високотемпературного ротора турбіни [Текст] / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. І. Матюхін, Н. Г. Гармаш, В. П. Гонтаровський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 39–45. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

Викладаються основні принципи побудови розрахунково-експериментальної системи діагностики термонапруженого стану, призначеної для контролю спрацювання ресурсу високотемпературних роторів парових турбін на реальних режимах роботи турбоагрегату. Використовуються дані автоматичної системи управління технологічними параметрами (АСУ ТП), що визначаються при експлуатації турбіни, а також експериментальні характеристики матеріалу роторів. Система дозволяє виявити найбільше небезпечні режими вироблення ресурсу, а також оптимізувати пуско-зупинні та перехідні режими роботи.

Ключові слова: ресурс, ротор, турбоагрегат, пошкоджуваність, малоциклова втома, термопружність, повзучість.

УДК 621.577.621.564

Сучасні методи термoeкономічного аналізу та діагностики холодильних машин та теплових насосів [Текст] / Е. Г. Братута, Д. Х. Харлампіді, О. В. Шерстюк, Є. Л. Сніховський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 46–54. – Бібліогр.: 36 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті показано, що обмеженість енергетичних методів аналізу ефективності процесів термотрансформації обумовила розвиток сучасних, більш універсальних ексергоeкономічних підходів, які дозволяють урахувати взаємопов'язаний вплив структурно-геометричних та режимних характеристик холодильних машин і теплових насосів на їх економічність. Аналізуються два класи методів: алгебраїчний і чисельний з характеристикою їх особливостей, переваг і недоліків в залежності від технологічного призначення термотрансформаторів і умов їх експлуатації, що визначають ступінь, реалізації технічного потенціалу енергозбереження.

Ключові слова: холодильні машини, теплові насоси, ексергоeкономика, діагностика.

УДК 621.165

Доцільність застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності для роз'ємних корпусів циліндрів парових турбін [Текст] / О. Г. Кнабе, М. М. Нечуйвітер, І. Г. Шелепов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 55–60. – Бібліогр.: 1 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті розглянута проблема енергетики України – підвищення економічності, маневреності, надійності електростанцій відносно продовження строку експлуатації теплоенергетичного встаткування

енергетичних блоків (парових турбін), що перебувають в експлуатації, а також виявлення можливостей енергозберігаючих режимів з метою підвищення їх технічної ефективності. Визначено критерій забезпечення стабільності застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності в пускових режимах парових турбін з різних теплових станів без обігріву фланців і шпильок і з обігрівом фланців і шпильок по відповідних програмах керування, а також його доцільність.

Ключові слова: парова турбіна, корпус циліндра парової турбіни, розкриття горизонтальних роз'ємів, управління тепловим станом, пускова мобільність.
УДК 621.224

Проектування багатоступеневих відцентрових насосів на основі розв'язання оберненої та прямої гідродинамічної задачі [Текст] / **О. С. Косторной, А. О. Бондарев** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 61–71. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Обґрунтована математична модель (ММ) течії рідини в проточній частині (ПЧ) лопатевої гідравлічної машини (ГМ) (турбіни або насоса) сприяє розвитку методів їх проектування та визначення гідродинамічних параметрів для цілеспрямованого вдосконалення енергетичних, кавітаційних і силових характеристик на етапі проектування, що значно скорочує терміни виконання технічного завдання та замінює дорогий фізичний експеримент обчислювальним.

Ключові слова: зворотна задача, пряма задача, квазіпотенційна (складно-шарувата) течія, гвинтова течія.

УДК 621.694.2+621.452

Дослідження багатофазних ежекторів [Текст] / **В. А. Сиченков, В. І. Панченко, Р. Р. Халіулін** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 72–76. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені результати чисельних і експериментальних досліджень ежекторів. Наведено розрахункові та експериментальні результати визначення коефіцієнта ежекції для газових і газорідних ежекторів, які мають широке застосування в різних областях техніки. Визначено оптимальні геометричні параметри, що впливають на роботу ежектора і забезпечують більший коефіцієнт ежекції при менших втратах енергії активного потоку. Особливістю даних досліджень ежекторів полягає в тому, що тиск пасивного потоку і тиск на виході з ежектора рівні атмосферному тиску. При порівнянні результатів проектних досліджень з експериментальними даними спостерігається тісна зближеність.

Ключові слова: ежектор, коефіцієнт ежекції, камера змішання, дифузор.

УДК 621.515

Вимірювання осьових газових навантажень, діючих на ротор відцентрового компресора з магнітними підшипниками [Текст] / **С. С. Євгенєв, В. О. Футін** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 77–81. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Точне визначення осьових газових навантажень, що діють на ротор відцентрового компресора, дозволяє підвищити надійність і довговічність компресора. На основі експериментальних даних та розрахунків за відомим методом визначені осьові газові навантаження, що діють на закрите робоче колесо. Представлена методика визначення осьових газових навантажень, що діють на ротор відцентрового компресора, що включає тарировку осьового каналу магнітного підвісу і вимір сили струму в осьових електромагнітах при роботі компресора. При розрахунку осьового газового навантаження враховувалися: геометрія бокового зазору між дисками і корпусом, величини і напрями витрати витоку близько дисків, статичний тиск за робочим колесом і закрутка потоку безпосередньо в бічному зазорі. Порівняння результатів розрахунку і експерименту показало добрий якісний їх збіг.

Ключові слова: відцентровий компресор, робоче колесо, осьова сила, магнітний підвіс.

УДК 621.436.052

Критерії оптимізації турбокомпаундних транспортних двигунів [Текст] / **С. О. Альохін, В. П. Герасименко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 82–84. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано особливості вибору типів двигунів для різних транспортних засобів, умов експлуатації, а також оцінки їх ефективності. Виконано аналіз критеріїв ефективності транспортних засобів при оптимізації їх двигунів. З'ясована застосованість деяких аналогів для оцінки ефективності наземних транспортних машин. Показано зв'язки питомих параметрів двигунів з деякими критеріями ефективності.

Ключові слова: газотурбінний двигун, поршневий двигун, наземна транспортна машина, потужність, критерій ефективності, оптимізація.

УДК 621.18-5

Визначення ефективності зниження викидів оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 блоку № 6 ДТЕК Ладизинська ТЕС [Текст] / С. Г. Кобзар, А. А. Халатов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 85–91. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано адаптацію моделі горіння вугілля програмного комплексу до хімічного складу палива, що спалюється на ДТЕК Ладизинська ТЕС. Проведено комп'ютерне моделювання роботи топки котла ТПП-312 блоку №6 ДТЕК Ладизинська ТЕС з системою ступеневого спалювання вугілля для режиму навантаження турбіни 280 МВт_е. Розрахунки проведено для проектних значень режимних параметрів системи ступеневого спалювання вугілля: надлишок повітря в основних пальниках – 1,15, кількість вугілля, що подається у додаткові пальники – 20 %. Ефективність зниження оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля визначалася шляхом співставлення з результатами розрахунків роботи котла ТПП-312 без системи ступеневого спалювання. Отримано, що при проектних значеннях режимних параметрів, система ступеневого спалювання вугілля забезпечує зниження емісії оксидів азоту на 22,6 %.

Ключові слова: горіння вугілля, пальник, оксиди азоту, ступеневе спалювання вугілля.

УДК 621.311.4

Математична модель горизонтального парогенератора типу ПГВ-1000 енергоблоку АЕС з ВВЕР [Текст] / А. В. Єфимов, В. Л. Каверцев, Т. В. Потаніна, Т. А. Гаркуша, Т. А. Єсипенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 92–102. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено опис конструкції, принципова теплова схема, особливості функціонування і математична модель горизонтального парогенератора типу ПГВ-1000 (парогенератор водяний), що є частиною основного устаткування двоконтурних АЕС з ВВЕР-1000. Розроблена модель парогенератора реалізована у виді комп'ютерної програми розрахунку і може розглядатися як компонент автоматизованих програмних комплексів у складі АСУ ТП (автоматизовані системи управління технологічними процесами) енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000. Розглянута структура блоків програми розрахунку параметрів технологічних процесів в парогенераторах типу ПГВ-1000.

Ключові слова: математичне моделювання, імітаційний експеримент, парогенератор, енергоблок АЕС, теплотехнічна схема, тепловий баланс, процеси теплообміну.

УДК 621.472

Геліоколектор гарячого водопостачання і вентиляції [Текст] / І. М. Овсянникова, І. А. Немировський, А. М. Ганжа // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 103–107. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Територіальне розташування України не дозволяє ефективно використовувати сонячні колектори гарячого водопостачання в холодний період року. Застосування їх в якості рекуператорів витяжного повітря дозволить ефективно їх використовувати і в опалювальний період. Це відбувається за рахунок того, що холодне повітря нагрівається теплотою відпрацьованого повітря з приміщень саме в сонячному колекторі, звідки вже попередньо нагріте повітря прямує в приміщення. Досліди показали, що в результаті застосування сонячних колекторів в якості рекуператора витяжного повітря, можна нагріти повітря з вулиці від температури -10°C до $(4,55-6,07)^{\circ}\text{C}$. Таким чином значно знижуються витрати тепла на опалення.

Ключові слова: сонячний колектор, рекуператор, вентиляційні викиди.

УДК 536.27

Ефективний метод аналізу динаміки двоходового пластинчастого теплообмінного апарату [Текст] / О. О. Шевелев, С. Ю. Абдуллін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 108–114. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

На основі методу чисельного моделювання динаміки теплообмінного апарату розглядаються перехідні процеси в пластинчастому двоходовому теплообміннику при експонентному законі зміни температури теплоносія, що гріє. Метод чисельного моделювання розроблений на основі модифікації кінцево-різницевої неявної схеми «рахунку, що біжить» стосовно до апроксимації системи зв'язаних

диференціальних рівнянь динаміки рекуперативних теплообмінників. Параметрами динаміки є час перехідного процесу, вихідні температури теплоносіїв, постійна часу й теплос'єм з модульної секції.

Ключові слова: математична модель, постійна часу, теплос'єм, час процесу, теплоносії, розрахунковий модуль, двохходовий пластинчастий теплообмінний апарат, розподілені параметри.

УДК 621.165

Методика і результати ексергетичного аналізу різних схем енергоустановок на біогазі [Текст] / А. С. Мазуренко, А. С. Денисова, О. А. Климчук, Мю Мінх Хієу // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 115–121. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуті принципові принципи теплові схеми біогазових енергоустановок і виконано аналіз перспектив їх застосування. Представлено методику ексергетичного аналізу різних схем біогазових установок, виконано зіставлення параметрів циклів розглянутих установок і наведено розрахунок і аналіз ексергетичних характеристик газотурбінної установки, парогазової установки зі скиданням газів у котел і парогазової установки з високотемпературним парогенератором і проміжним перегрівом пари.

Ключові слова: ексергетичні характеристики, газотурбінна установка, парогазова установка зі скиданням газів у парогенератор; парогазова установка з високотемпературним парогенератором і проміжним перегрівом пари.

УДК 621.182.2.001.57

Когенераційна система виробництва та споживання біогазу [Текст] / Є. Є. Чайковська // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 122–128. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано регулювання співвідношення виробництва теплоти та електричної енергії на основі прогнозування зміни параметрів технологічного процесу здобуття та споживання біогазу. Розроблена когенераційна система, що дозволяє приймати рішення на підтримку процесу зброджування, відвантаження та завантаження сировини та акумулювання електроенергії. Такий підхід дозволяє підвищити товарність біогазової установки та знизити собівартість виробництва електроенергії до (10–15)%. Економія біогазу, наприклад, при зброджуванні 60,2 т/добу сировини складає 49,4 тис. м³/рік, що дає річне зниження викидів двоокису вуглецю 75,6 т/рік.

Ключові слова: когенерація, біогазова установка, тепловий насос, електроакумулювання.

УДК 621.311

Оптимізація внутрішньоблокових технологічних процесів теплової електростанції [Текст] / М. О. Дуель, Г. І. Канюк, Т. М. Фурсова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 129–138. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуті питання оптимізації внутрішньоблокових технологічних процесів ТЕС для підвищення якості та ефективності роботи систем автоматичного регулювання в реальних умовах експлуатації енергоблоку. Для вирішення оптимізаційних задач проводиться декомпозиція енергоблоку як об'єкта управління. В якості прикладу оптимізації підсистем автоматичного управління енергоблоком розглянута система оптимізації процесу горіння у топці парогенератору ТЕС.

Ключові слова: системи автоматичного регулювання та управління, технологічні процеси, оптимізація, енергоблок.

УДК 621.17

Показники роботи протитискової турбіни ПР-6-35/5/1,2 в системах теплофікації [Текст] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 139–146. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Здійснено аналіз і визначено основні показники ефективності роботи турбогенератора з паровою турбіною ПР-6-35/5/1,2 при різних парових і електричних навантаженнях. Визначено питому витрату умовного палива на сумісне виробництво теплової і електричної енергії, коефіцієнт використання теплоти палива та частку теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплової енергії. З використанням вище вказаних показників встановлено, що найбільш ефективна робота зазначеної турбоустановки досягається за умови номінальної електричної потужності та допустимої витрати пари через відсік низького тиску, а зменшення тиску в регульованому відборі турбіни зумовлює підвищення ефективності її роботи. Крім того, показано, що недовантаження протитискової турбіни з відбором пари

для будь-яких режимів роботи призводить до суттєвого погіршення ефективності роботи паротурбінної установки.

Ключові слова: парогенератор, парова турбіна, електрогенератор, умовне паливо, питома витрата.

УДК 539.3

Вплив жорсткості елементів водяній камери конденсатора парової турбіни на відгук від динамічного впливу [Текст] / Ю. С. Воробйов, М. А. Солохин, А. Н. Губський // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 147–155. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Розраховано напружено-деформований стан (НДС) у водяній камері конденсатора парової турбіни великої потужності при динамічному впливі. Проведена оцінка працездатності водяній камері конкретної конструкції після варіювання жорсткістю її елементів. Отримана формула для плоских стінок, укріплених стяжками, що відображає залежність між НДС в стяжках і геометрією конструкції. Для перевірки універсальності даної залежності були проведені тестові розрахунки.

Ключові слова: водяна камера, стяжки, напруги, напружено-деформований стан, динамічний вплив.

УДК 536.242:662.995

Оцінка і аналіз теплових параметрів твердих теплоакumuлююча елементів в режимі заряду і віддачі тепла електричного теплового акумулятора [Текст] / О. В. Хіменко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 156–161. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено розрахункове дослідження нестационарного теплового режиму теплоакumuлюючого елемента електричного теплового акумулятора (ЕТА) запропонованої конструкції. Проаналізовано динаміку нагріву і охолодження теплоакumuлюючого елемента. Виконано оцінку і порівняння теплової ефективності теплоакumuлюючих елементів запропонованої конструкції з елементами стандартної конструкції. Запропоновано математичні залежності для розрахунку температури теплоакumuлюючого елемента протягом періоду заряду і віддачі тепла ЕТА.

Ключові слова: електричний тепловий акумулятор, теплоакumuлюючий елемент, режим заряду і віддачі тепла, тепла ефективність, акumuлююча здатність.

УДК 621.438

Поліпшення енергозбереження у транспортних газотурбінних двигунах застосуванням каскадних трансформаторів енергії [Текст] / Ю. В. Сторчеус // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 162–168. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто шляхи поліпшення рівня енергозбереження у транспортних газотурбінних двигунах за рахунок застосування каскадних трансформаторів енергії. Виявлено основні переваги використання у газотурбінних двигунах каскадних трансформаторів енергії над хвильовими обмінниками тиску. Викладено теоретичні передумови та особливості робочого циклу газотурбінних двигунів з каскадними обмінниками тиску. Вироблено рекомендації із розширення галузі застосування каскадних трансформаторів енергії у транспортних газотурбінних двигунах.

Ключові слова: енергозбереження, газотурбінний двигун, трансформація енергії, обмінник тиску, теплообмін, ротор.

УДК 621.224

Рівняння гідроагрегата як елемента САР з урахуванням універсальної характеристики гідротурбіни [Текст] / В. О. Булгаков, О. С. Вахрушева, Є. О. Дяченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 169–176. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Розробці нових проточних частин гідротурбін на напори понад 300 метрів присвячено ряд теоретичних і експериментальних досліджень. Системи управління і регулювання гідротурбін повністю автоматизовані. Підвищення одиничної потужності гідротурбіни призводить до зміни конструкції гідротурбін. Тому необхідно проводити експериментальні дослідження. Матеріали цих досліджень були використані при складанні рівняння турбіни. Пропонується спосіб обчислення коефіцієнтів рівняння і постійних часу по даній універсальній характеристиці. Ця характеристика використовується для побудови статичних характеристик регулювання.

Ключові слова: гідротурбіна, система автоматичного регулювання, проточна частина, водовід, універсальна характеристика, наведені величини, рівняння машини, гідродар, диференціальне рівняння постійної часу, подвійне регулювання, статична характеристика, лінеаризація.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.165

Методология объектно-ориентированной комплексной оптимизации проточных частей мощных паровых турбин с учетом переменного режима работы [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый, Е. П. Авдеева // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 5–10. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Разработана методология оптимизации проточной части мощных паровых турбин с учетом режимов эксплуатации. Представлена новая сложная иерархическая структура оптимизационной задачи реализованной в САПР «Турбоагрегат», которая основана на принципах единого интегрированного информационного пространства, путем добавления новых объектов оптимизации. Для организации эффективного информационного обмена процесс оптимального проектирования реализован с использованием рекурсивного обхода уровней оптимизации.

Ключевые слова: единое интегрированное информационное пространство, оптимальное проектирование, режим работы, паровая турбина.

УДК 621.165.620.193

Комбинированная противэрозионная защита рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбин [Текст] / В. Л. Швецов, А. Э. Ковальский, Г. Н. Картмазов, В. Г. Солодов, И. И. Кожевников, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 11–20. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе представлено теоретическое и экспериментальное обоснование нового подхода к созданию высокоэффективной противэрозионной защиты комбинированного типа рабочих лопаток последних ступеней энергетических турбин производства ОАО «Турбоатом». Показано, что с помощью численного эксперимента на базе комплексной математической модели эрозии, учитывающей основные рабочие процессы в проточной части, а также современных технологий создания новых эрозионно-стойких покрытий методом атомно-ионного распыления материалов в вакууме (АИР), возможно существенное увеличение эрозионной стойкости рабочих лопаток за счет рационального комбинирования мер активной и пассивной защиты от эрозии последних ступеней мощных паровых турбин, разрабатываемых в ОАО «Турбоатом».

Ключевые слова: ступень, рабочие лопатки, математическая модель эрозии, эрозионная стойкость, методы защиты от эрозии, атомно-ионное распыление.

УДК 621.532

Дискретный подход к описанию крупнодисперсной влаги при определении механических потерь в последней ступени ЦНД влажнопаровых турбин [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 21–28. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены теоретические методы расчета механических потерь от влажности в последних ступенях ЦНД мощных паровых турбин на основе дискретного подхода к описанию крупнодисперсной влаги и законов сохранения. Получены новые выражения, обобщающие принятые ранее решения для механических потерь мощности рабочего колеса, включающие в себя потери торможения, что дает возможность достаточно просто рассчитывать полные механические потери ступени, как в совокупности, так и по характерным взаимодействиям капельной влаги с паром и лопатками. Показаны зависимости от степени реактивности приведенной мощности механических потерь и коэффициента возврата расхода крупнодисперсной влаги, полученные при исследовании направлений улучшения геометрии верхнего сечения рабочих лопаток. Даны рекомендации по выбору некоторых конструктивных параметров ступени.

Ключевые слова: паровые турбины, ЦНД, крупнодисперсная влага, потери от влажности, потери торможения, потери разгона.

УДК 621.165

Модернизация системы регенерации турбоустановки при работе на пониженной нагрузке энергоблока 300 МВт с безаэрационной тепловой схемой [Текст] / Е. Б. Григорьева, Н. Н. Грифонов, С. Б. Есин, Ф. А. Святкин, Е. К. Николаенкова, Е. А. Сухорукова, Ю. Г. Сухоруков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 29–34. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье предложены схемные решения по обеспечению устойчивой работы системы регенерации с безаэрационной тепловой схемой при расширении диапазона регулирования нагрузки энергоблока 300 МВт для действующих и проектируемых энергоблоков. Рассмотрены особенности применения схемы с установкой преобразователя частоты и с корректировкой уставки регулирующего клапана по давлению. Разработаны схемы регулирования давления основного конденсата перед питательным насосом. В статье представлены результаты испытаний безаэрационной тепловой схемы с корректировкой уставки по давлению регулирующего клапана турбины К-300-240 ХТГЗ, подтверждающие надежность работы системы регенерации при нагрузке 300–150 МВт.

Ключевые слова: безаэрационная тепловая схема, подогреватели высокого давления, слив конденсата греющего пара подогревателей высокого давления, бескавитационная работа питательных насосов.

УДК 621.165

Расчет турбинной ступени по зазорам как решение обратных аэродинамических задач в свободных кольцевых каналах [Текст] / В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 35–38. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты сравнения расчетов ступени осевой турбины с данными ее экспериментальных исследований. Расчеты выполнены с помощью нового метода расчета осесимметричного течения в свободных кольцевых каналах. Кольцевой канал рассматривается как чередующиеся участки двух типов: свободные участки и участки, загроможденные некоторыми устройствами, способными изменять углы закрутки потока. Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений параметров потока.

Ключевые слова: проточная часть, межвенцовый зазор, обратная задача, линия тока, турбинная ступень.

УДК 620.179.14

Автоматизированная оценка срабатывания ресурса высокотемпературного ротора турбины [Текст] / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Ю. И. Матюхин, Н. Г. Гармаш, В. П. Гонтаровский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 39–45. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Излагаются основные принципы построения расчетно-экспериментальной системы диагностики термонапряженного состояния, предназначенной для контроля срабатывания ресурса высокотемпературных роторов паровых турбин на реальных режимах работы турбоагрегата. Используются данные автоматической системы управления технологическими параметрами (АСУ ТП), определяемые при эксплуатации турбины, а также экспериментальные характеристики материала роторов. Система позволяет выявить наиболее опасные режимы выработки ресурса, а также оптимизировать пуско-остановочные и переходные режимы работы.

Ключевые слова: ресурс, ротор, турбоагрегат, повреждаемость, малоцикловая усталость, термоупругость, ползучесть.

УДК 621.577.621.564

Современные методы термозкономического анализа и диагностики холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Э. Г. Братуга, Д. Х. Харлампида, А. В. Шерстюк, Е. Л. Сниховский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 46–54. – Бібліогр.: 36 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье показано, что ограниченность энергетических методов анализа эффективности процессов термотрансформации обусловила развитие современных, более универсальных эксэргозкономических подходов, позволивших учесть взаимосвязанное влияние структурно-геометрических и режимных характеристик холодильных машин и тепловых насосов на их экономичность. Анализируются два класса методов: алгебраический и численный с характеристикой их особенностей, достоинств и недостатков в зависимости от технологического назначения

термотрансформаторов и условий их эксплуатации, определяющих степень реализации технического потенциала энергосбережения.

Ключевые слова: холодильные машины, тепловые насосы, эргономика, диагностика.

УДК 621.165

Целесообразность применения метода обратного формирования температурной неравномерности для разъемных корпусов цилиндров паровых турбин. [Текст] / А. Г. Кнабе, М. М. Нечуйвигер, И. Г. Шелепов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 55–60. – Бібліогр.: 1 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассмотрена проблема энергетики Украины – повышение экономичности, маневренности, надежности электростанций касательно продления срока эксплуатации теплоэнергетического оборудования энергетических блоков (паровых турбин), находящихся в эксплуатации, а также выявления возможностей энергосберегающих режимов с целью повышения их технической эффективности. Определен критерий обеспечения стабильности применения метода обратного формирования температурной неравномерности в пусковых режимах паровых турбин из различных тепловых состояний без обогрева фланцев и шпилек и с обогревом фланцев и шпилек по соответствующим программам управления, а также его целесообразность.

Ключевые слова: паровая турбина, корпус цилиндра паровой турбины, раскрытие горизонтальных разъемов, управление тепловым состоянием, пусковая мобильность.

УДК 621.224

Проектирование многоступенчатых центробежных насосов на основе решения обратной и прямой гидродинамической задачи [Текст] / А. С. Косторной, А. О. Бондарев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 61–71. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Обоснованная математическая модель (ММ) течения жидкости в проточной части (ПЧ) лопастной гидравлической машины (ГМ) (турбины или насоса) способствует развитию методов их проектирования и определения гидродинамических параметров для целенаправленного совершенствования энергетических, кавитационных и силовых характеристик на этапе проектирования, что значительно сокращает сроки выполнения технического задания и заменяет дорогостоящий физический эксперимент вычислительным.

Ключевые слова: обратная задача, прямая задача, квазипотенциальное (сложно-слоистое) течение, винтовое течение

УДК 621.694.2+621.452

Исследование многофазных эжекторов [Текст] / В. А. Сыченков, В. И. Панченко, Р. Р. Халиулин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 72–76. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты численных и экспериментальных исследований эжекторов. Приведены расчетные и экспериментальные результаты определения коэффициента эжекции для газовых и газожидкостных эжекторов, которые имеют широкое применение в различных областях техники. Определены оптимальные геометрические параметры, влияющие на работу эжектора и обеспечивающие больший коэффициент эжекции при меньших потерях энергии активного потока. Особенностью данных исследований эжекторов заключается в том, что давление пассивного потока и давление на выходе из эжектора равны атмосферному давлению. При сравнении результатов расчетных исследований с экспериментальными данными наблюдается близкая сходимость.

Ключевые слова: эжектор, коэффициент эжекции, камера смешения, диффузор.

УДК 621.515

Измерение осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора с магнитными опорами [Текст] / С. С. Евгеньев, В. А. Футин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 77–81. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Точное определение осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора, позволяет повысить надежность и долговечность компрессора. На основе экспериментальных данных и расчетов по известному методу определены осевые газовые нагрузки, действующие на закрытое рабочее колесо. Представлена методика определения осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора, включающая тарировку осевого канала

магнитного подвеса и измерение силы тока в осевых электромагнитах при работе компрессора. При расчете осевой газовой нагрузки учитывались: геометрия бокового зазора между дисками и корпусом, величины и направления расхода утечки около дисков, статическое давление за рабочим колесом и закрутка потока непосредственно в боковом зазоре. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало хорошее качественное их совпадение.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, осевая сила, магнитный подвес.

УДК 621.436.052

Критерии оптимизации турбокомпаундных транспортных двигателей [Текст] / С. А. Алёхин, В. П. Герасименко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 82–84. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Описаны особенности выбора типов двигателей для различных транспортных средств, условий эксплуатации, а также оценки их эффективности. Выполнен анализ критериев эффективности транспортных средств при оптимизации их двигателей. Установлена применимость некоторых аналогов для оценки эффективности наземных транспортных машин. Показаны связи удельных параметров двигателей с некоторыми критериями эффективности.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, поршневой двигатель, наземная транспортная машина, мощность, критерий эффективности, оптимизация.

УДК 621.18-5

Определение эффективности снижения выбросов оксидов азота системой стадийного сжигания угля котла ТПП-312 блока № 6 ДТЕК Ладыжинская ТЭС [Текст] / С. Г. Кобзарь, А. А. Халатов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 85–91. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнена адаптация модели горения угля программного комплекса к химическому составу топлива, которое сжигается на ДТЕК Ладыжинская ТЭС. Проведено компьютерное моделирование работы топки котла ТПП-312 блоку №6 ДТЕК Ладыжинская ТЭС с системой стадийного сжигания угля для режима нагрузки турбины 280 МВт_г. Расчеты проведены для проектных значений режимных параметров системы стадийного сжигания угля: избыток воздуха в основных горелках – 1,15; количество угля, которое подается в дополнительные горелки – 20 %. Эффективность снижения оксидов азота системой стадийного сжигания угля определялась путем сравнения с результатами расчетов работы котла ТПП-312 без системы стадийного сжигания. Получено, что при проектных значениях режимных параметров, система стадийного сжигания угля обеспечивает снижение эмиссии оксидов азоту на 22,6 %.

Ключевые слова: горение угля, горелка, оксиды азота, стадийное сжигание угля.

УДК 621.311.4

Математическая модель горизонтального парогенератора типа ПГВ-1000 энергоблока АЭС с ВВЭР [Текст] / А. В. Ефимов, В. Л. Каверцев, Т. В. Потанина, Т. А. Гаркуша, Т. А. Есипенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 92–102. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены описание конструкции, принципиальная тепловая схема, особенности функционирования и математическая модель горизонтального парогенератора типа ПГВ-1000, являющегося частью основного оборудования двухконтурных АЭС с ВВЭР-1000. Разработанная модель парогенератора реализована в виде компьютерной программы расчета и может рассматриваться как компонент автоматизированных программных комплексов в составе АСУ ТП (автоматизированные системы управления технологическими процессами) энергоблоков АЭС с ВВЭР-1000. Рассмотрена структура блоков программы расчета параметров технологических процессов в парогенераторах типа ПГВ-1000.

Ключевые слова: математическое моделирование, имитационный эксперимент, парогенератор, энергоблок АЭС, теплотехническая схема, тепловой баланс, процессы теплообмена.

УДК 621.472

Гелиоколлектор горячего водоснабжения и вентиляции [Текст] / И. М. Овсянникова, И. А. Немировский, А. Н. Ганжа // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 13(1056). – С. 103–107. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Территориальное расположение Украины не позволяет эффективно использовать солнечные коллекторы горячего водоснабжения в холодный период года. Применение солнечных коллекторов в качестве рекуператоров вытяжного воздуха позволит эффективно их использовать и в отопительный

период. Это происходит за счет того, что холодный воздух нагревается теплотой отработанного воздуха из помещений именно в солнечном коллекторе, откуда уже предварительно нагретый воздух направляется в помещение. Опыты показали, что в результате применения солнечных коллекторов в качестве рекуператора вытяжного воздуха, можно нагреть воздух с улицы от температуры -10°C до $(4,55-6,07)^{\circ}\text{C}$. Таким образом значительно снижаются затраты тепла на отопление.

Ключевые слова: солнечный коллектор, рекуператор, вентиляционные выбросы.

УДК 536.27

Эффективный метод анализа динамики двухходового пластинчатого теплообменного аппарата [Текст] / А. А. Шевелев, С. Ю. Абдуллин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 108–114. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

На основе метода численного моделирования динамики теплообменного аппарата рассматриваются переходные процессы в пластинчатом двухходовом теплообменнике при экспоненциальном законе изменения температуры греющего теплоносителя. Метод численного моделирования разработан на основе модификации конечно-разностной неявной схемы бегущего счета применительно к аппроксимации системы связанных дифференциальных уравнений динамики рекуперативных теплообменников. Параметрами динамики являются время переходного процесса, выходные температуры теплоносителей, постоянная времени и теплосъем с модульной секции.

Ключевые слова: математическая модель, постоянная времени, теплосъем, время процесса, теплоносители, расчетный модуль, двухходовой пластинчатый теплообменный аппарат, распределенные параметры.

УДК 621.165

Методика и результаты эксергетического анализа различных схем энергоустановок на биогазе [Текст] / А. С. Мазуренко, А. Е. Денисова, А. А. Климчук, Мю Минь Хиеу // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 115–121. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены принципиальные тепловые схемы различных биогазовых энергоустановок и выполнен анализ перспектив их использования. Представлена методика эксергетического анализа различных схем биогазовых установок, выполнено сопоставление параметров циклов рассматриваемых установок, приведен расчет и анализ эксергетических характеристик газотурбинной установки, парогазовой установки со сбросом газов в котел и парогазовой установки с высокотемпературным парогенератором и промежуточным перегревом пара.

Ключевые слова: эксергетические характеристики, газотурбинная установка, парогазовая установка со сбросом газов в парогенератор; парогазовая установка с высокотемпературным парогенератором и промежуточным перегревом пара.

УДК 621.182.2.001.57

Когенерационная система производства и потребления биогаза [Текст] / Е. Е. Чайковская // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 122–128. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложено регулирование соотношения производства теплоты и электрической энергии на основе прогнозирования изменения параметров технологического процесса получения и потребления биогаза. Разработана когенерационная система, которая позволяет принимать решения на поддержание процесса сбраживания, отгрузку и загрузку сырья и аккумуляцию электроэнергии. Такой подход позволяет повысить товарность биогазовой установки и снизить себестоимость производства электроэнергии до $(10-15)\%$. Экономия биогаза, например, при сбраживании $60,2$ т/сутки сырья составляет $49,4$ тыс. $\text{м}^3/\text{год}$, что дает годовое снижение выбросов двуокиси углерода $75,6$ т/год.

Ключевые слова: когенерация, биогазовая установка, тепловой насос, электроаккумуляция.

УДК 621.311

Оптимизация внутриблочных технологических процессов тепловой электростанции [Текст] / М. А. Дуэль, Г. И. Каниук, Т. Н. Фурсова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 129–138. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены вопросы оптимизации внутриблочных технологических процессов ТЭС для повышения качества и эффективности работы системы автоматического регулирования в реальных

условиях эксплуатации энергоблока. Для решения оптимизационных задач проводится декомпозиция энергоблока как объекта управления. В качестве примера оптимизации подсистем автоматического управления энергоблока рассмотрена система оптимизации процесса горения в топке парогенератора ТЭС.

Ключевые слова: системы автоматического регулирования и управления, технологические процессы, оптимизация, энергоблок.

УДК 621.17

Показатели работы противодавленческой турбины ПР-6-35/5/1,2 в системах теплофикации [Текст] / М.Н. Чепурной, С.И. Ткаченко, Н.В. Резидент // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 139–146. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведен анализ и определены основные показатели эффективности работы турбогенератора с паровой турбиной ПР-6-35/5/1,2 при различных паровых и электрических нагрузках. Определены удельный расход условного топлива на совместное производство тепловой и электрической энергии, коэффициент использования теплоты топлива и доля теплоты топлива, которая потрачена на производство тепловой энергии. С использованием выше приведенных показателей установлено, что наиболее эффективная работа данной турбоустановки достигается при условии номинальной электрической мощности и допустимого расхода пара через отсек низкого давления, а уменьшение давления в регулируемом отборе турбины обуславливает повышение эффективности ее работы. Кроме того, показано, что недогрузка противодавленческой турбины с отбором пара при любых режимах работы приводит к существенному ухудшению эффективности работы паротурбинной установки.

Ключевые слова: парогенератор, паровая турбина, электрогенератор, условное топливо, удельный расход.

УДК 539.3

Влияние жёсткости элементов водяной камеры конденсатора паровой турбины на отклик от динамического воздействия [Текст] / Ю. С. Воробьёв, М. А. Солохин, А. Н. Губский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 147–155. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассчитано напряжённо-деформированное состояние в водяной камере конденсатора паровой турбины большой мощности при динамическом воздействии. Проведена оценка работоспособности водяной камеры конкретной конструкции после варьирования жёсткостью её элементов. Получена формула для плоских стенок, укреплённых стяжками, отражающая зависимость между НДС в стяжках и геометрией конструкции. Для проверки универсальности данной зависимости были проведены тестовые расчёты.

Ключевые слова: водяная камера, стяжки, напряжения, напряжённо-деформированное состояние, динамическое воздействие.

УДК 536.242:662.995

Оценка и анализ тепловых параметров твердых теплоаккумулирующих элементов в режиме заряда и отдачи тепла электрического теплового аккумулятора [Текст] / А. В. Хищенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 156–161. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено расчетное исследование нестационарного теплового режима теплоаккумулирующего элемента электрического теплового аккумулятора (ЭТА) предложенной конструкции. Проанализирована динамика нагрева и остывания теплоаккумулирующего элемента. Выполнена оценка и сравнение тепловой эффективности теплоаккумулирующих элементов предложенной конструкции с элементами стандартной конструкции. Предложены математические зависимости для расчета температуры теплоаккумулирующего элемента в течение периода заряда и отдачи тепла ЭТА.

Ключевые слова: электрический тепловой аккумулятор, теплоаккумулирующий элемент, режим заряда и отдачи тепла, тепловая эффективность, аккумулирующая способность.

УДК 621.438

Улучшение энергосбережения в транспортных газотурбинных двигателях путем применением каскадных трансформаторов энергии [Текст] / Ю. В. Сторчеус // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 162–168. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены пути улучшения уровня энергосбережения в транспортных газотурбинных двигателях за счет применения каскадных трансформаторов энергии. Выявлены основные преимущества использования в газотурбинных двигателях каскадных трансформаторов энергии над волновыми обменниками давления. Изложены теоретические предпосылки и особенности рабочего цикла газотурбинных двигателей с каскадными обменниками давления. Выработаны рекомендации по расширению области применения каскадных трансформаторов энергии в транспортных газотурбинных двигателях.

Ключевые слова: энергосбережение, газотурбинный двигатель, трансформация энергии, обменник давления, теплообмен, ротор.

УДК 621.224

Уравнение гидроагрегата как элемента системы автоматического регулирования с учетом универсальной характеристики гидротурбины [Текст] / В. А. Булгаков, О. С. Вахрушева, Е. А. Дяченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 169–176. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Разработке новых проточных частей гидротурбин на напоры свыше 300 метров посвящено ряд теоретических и экспериментальных исследований. Системы управления и регулирования гидротурбин полностью автоматизированы. Повышение единичной мощности гидротурбины приводит к изменению конструкции гидротурбин. Поэтому необходимо проводить экспериментальные исследования. Материалы этих исследований были использованы при составлении уравнения турбины. Предлагается способ вычисления коэффициентов уравнения и постоянных времени по данной универсальной характеристики. Эта характеристика используется для построения статических характеристик регулирования.

Ключевые слова: гидротурбина, система автоматического регулирования, проточная часть, водовод, универсальная характеристика, приведенные величины, уравнение машины, гидроудар, дифференциальное уравнение постоянной времени, двойное регулирование, статическая характеристика, линеаризация.

ABSTRACTS

Methodology of the Object-Oriented Complex Optimization of the Flow Passes of Powerful Steam Turbines Taking into Consideration the Variable Operation Mode [Text] / A. V. Boiko, A. P. Usaty, O. P. Avdieieva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 5–10. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

The methods of the object-oriented complex optimization of the flow pass of powerful steam turbine taking into consideration the operation modes has been developed. New optimization objects have been included into the complicated hierarchical structure of the project, which opened more opportunities for the design and modernization of steam turbines. This allows for the high-accuracy estimation of the efficiency of the turbine unit on the whole, for optimal solutions at simultaneous consideration of the control system (valve system), control stage, surge chamber and the remaining flow pass (HPC, APC, LPC). The realization of new optimization levels in the single integrated information space CAD "Turbounit" (computer-aided design system) provided the opportunity for the design of the optimal structure of powerful steam turbine intended for the operation in the broad range of the variation of mode parameters. To organize the efficient information exchange the process of optimal design was realized using the recursive bypass of optimization levels. Using the methods of experiment design theory at each recursion level the appropriate formal macromodels of objective functions and functional limitations have been created.

Key words: single integrated information space, optimal design, operation mode, steam turbine.

Combined Erosion –Preventive Protection of the Blades of the Last Stages of Powerful Steam Turbines [Text] / V. L. Shvetsov, A. E. Kovalskii, G. N. Kartmazov, V. G. Solodov, I. I. Kozheshkurt, V. A. Konev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 11–20. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

This paper presents theoretical and experimental substantiation of the new approach to the creation of highly efficient erosion-preventive protection for the blades of a combined type of the last stages of power turbines manufactured by the JSC "Turboatom". It has been shown that the numerical experiment carried out based on the complex mathematical erosion model that takes into consideration the main operation processes in the flow pass and contemporary technologies for the creation of new erosion resistant coatings using the method of atom-&-ion sputtering (AIS) of the materials in vacuum allows us to substantially increase the erosion

stability of the blades through the rational combination of the measures taken to provide active and passive erosion protection for the last stages of powerful steam turbines developed by JSC "Turboatom".

Key words: stage, blades, mathematical erosion model, erosion resistance, erosion protection methods, atom -&- ion dispersion.

Discrete Approach to the Description of High Dispersion Moisture When Determining Mechanical losses in the Last Stage of the LPC of Wet Steam Turbines [Text] / **A. L. Shubenko, I. S. Strelnykov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 21–28. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

Theoretical methods used for the calculation of mechanical losses caused by the moisture in the last stages of the low pressure cylinders of powerful steam turbines using the discrete approach to the description of high dispersion moisture and conservation laws have been presented. New expressions generalizing the solutions made earlier for the mechanical losses of the impeller power that include deceleration losses thus providing an opportunity for rather easy computation of full mechanical losses of the stage both in the aggregate and in terms of peculiar interactions of the condensed moisture with the steam and blades. The relationships as a function of the reactivity degree of the reduced power of mechanical losses and the return ratio of the moisture flow of high-dispersion that were obtained when studying the improvement tendencies of the geometry of the upper section of the blades have been shown. The recommendations on the selection of some structural parameters of the stage have been given.

Key words: steam turbines, low pressure cylinder, high dispersion moisture, moisture losses, deceleration losses, acceleration losses.

Modernizing the Regeneration Systems of the Turbine Plant to Operate the Energy Unit at a Reduced Load of 300 MW with the Deaerator-Free Thermal Flow Diagram [Text] / **E. B. Grigorieva, N. N. Trifonov, S. B. Esin, F. A. Svyatkin, E. K. Nikolaenkova, E. A. Sukhorukova, Yu. G. Sukhorukov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 29–34. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

This paper proposes circuit designs to provide stable operation of the regeneration system with the deaerator-free thermal flow diagram. The peculiarities of the application of the diagram with the mounted frequency converter and with the adjustment of the set pressure value of the control valve have been considered. Pressure control circuits for the main condensate before the feed pump have been developed. The paper gives the test results of the deaerator-free thermal flow diagram with the adjustment of the set pressure value of the control valve of the K-300-240 HTGZ turbine that confirm the reliable operation of the regeneration system at a loading of 300 to 150 MW.

Key words: deaerator-free thermal flow diagram, high pressure heaters, condensate discharge of the heating steam from the high pressure heaters, cavitation-free operation of the feed pumps.

Turbine Stage Clearance Design to Solve Reverse Aerodynamic Problems in Free Circular Channels [Text] / **V. P. Subotovich, A. Yu. Yudin, S. A. Temchenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 35–38. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

The results of the comparison of computational and experimental data for the axial turbine stage have been given. The computations were done using a new method of the computation of axially symmetric flow in free circular channels. The method was specifically designed for the solution of optimal design problems for turbopomachine flow passes and it takes into consideration the peculiarities of optimization schemes and allows for a considerable paralleling of computational processes. The circular channel is presented as the alternate sections of two types: free sections and the sections blocked up by some devices that are able to change flow swirl angles. The working medium is compressible and nonviscous and the flow is steady, adiabatic, axially symmetric and without separation. The computations done allowed us to find the flow rate distribution, statistical pressure, axial and circumferential velocity components for the cascade height. A good coincidence of the calculated and experimental values of flow parameters has been obtained.

Key words: flow pass, interrow clearance, inverse problem, current line, and turbine stage.

Computer-Aided Estimation of the Resource-Wear of the High-Temperature Turbine Rotor [Text] / **M. G. Shulzhenko, P. P. Gontarovskiy, Yu. I. Matiukhin, N. G. Garmash, V. P. Gontarovskiy** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 39–45. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2078-774X.

This paper describes the basic principles of the design of the experiment-calculated system for the diagnostics of thermally stressed state, which is intended for the monitoring of the resource of the high-temperature rotors of steam turbines in real operation modes of the turbine unit and also the experimental characteristics of the rotor material. The system allows us to reveal the most dangerous modes of the resource depletion and to optimize start-stop and transient operation modes, which can result in the fuel saving and increased operation reliability of the turbine unit. It can be used for all turbine units of the given type. Its introduction requires the consideration of the operation peculiarities of the automatic control system of technological processes ACS TP mounted on the similar turbine unit. The offered technique and resource diagnosing technology can serve as the base for the development of similar systems for other turbines of Thermal Power Stations and Heat Power Plants.

Key words: resource, rotor, turbine unit, damageability, low cycle fatigue, thermoelasticity and creepage.

Contemporary Methods of the Thermo-economic Analysis and Diagnostics of Cooling Machines and Heat Pumps [Text] / E. G. Bratuta, D. Kh. Kharlampidi, A. V. Sherstyuk, E. L. Snikhovsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 46–54. – Bibliogr.: 36. – ISSN 2078-774X.

The paper shows that the realization of the principles of energy saving with regard to cooling machines and thermal pumps based on the improvement of the structural and geometric performances of thermotransformers taking into consideration the interrelation and mutual influence of circuit elements turns out to be impossible when the traditional energy approach is used. This is related to the fact that the energy approach makes no difference between such conceptions as "heat" and "work". At the same time particularly that fundamental difference defined the prospects of exergic-&-economic methods that can be used for the estimation of the efficiency of thermotransformer circuits, in which energy acts as the universal characteristic of the thermal properties of the working medium. A short background of the creation of thermo-economics based on the scientific papers written by G. Keenan, M. Tribus, R. Gaggioli, B. Erlach, A. Valero, C. Torres, El-Saed, A. Benelem and M. Feidt has been given. Two classes of thermo-economic methods, in particular algebraic and numerical have been analyzed. The theory of exergic cost, theory of exergic non –aggregate value, theory of average value, method of specific exergic cost, modified efficient structural analysis and the principle of local average costs were attributed to the first class. The thermo-economic functional analysis, engineering functional analysis and structural analysis were attributed to numerical methods. The options of more efficient use of the above methods were considered depending on the structure and technological purpose of thermotransformers.

Key words: cooling machines, heat pumps, exergonomics, and diagnostics.

Appropriateness of the Use of the Method of the Inverse Formation of Temperature Inhomogeneity for the Split Cylinder Bodies of Steam Turbines [Text] / A. G. Knabe, M. M. Nechuiviter, I. G. Shelepov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 55–60. – Bibliogr.: 1. – ISSN 2078-774X.

This paper deals with the problem related to the power engineering in Ukraine, in particular, an increase in the efficiency, maneuverability, and reliability of power stations with regard to the extension of the operation time of the thermal power equipment of operated power plants (steam turbines) and search for the opportunities of using energy saving modes to increase their technical efficiency. The control methods of the thermal state of steam turbines with supercritical and high parameters operated in start-up conditions have been analyzed. The application of the method of the reverse formation of temperature inhomogeneity by maintaining the density of the horizontal opening of external and internal cylinder bodies taking into consideration the operation of many units of the steam turbine that retard the speed of starting operations has been proposed. A criterion that provides a stable use of the method of inverse formation of the temperature inhomogeneity in starting modes of steam turbines using different thermal states with and/or without heating the flanges and pins and using also appropriate control programs has been defined and its appropriateness has been studied. The appropriateness of the use of the method of the inverse formation of temperature inhomogeneity for the split cylinder bodies of steam turbines has been determined.

Key words: steam turbine, steam turbine cylinder body, horizontal split opening, thermal state control, starting mobility.

Design of Multistage Centrifugal Pumps on the Basis of the Solution of Inverse and Direct Hydrodynamic Problems [Text] / A. S. Kostornoy, A. O. Bondarev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 61–71. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

High rates of the development of the chemical, coal and oil branches of industry, ferrous and non-ferrous metallurgy, power engineering and agriculture, marine and river crafts demand the advanced development of the mechanical engineering and pump mechanical engineering, which is its inseparable part. The substantiated mathematical model (MM) of the liquid flow in the flow pass (FP) of vane-type hydraulic machines (HM) (turbine and pump) contributed to the development of the methods of their design and determination of hydrodynamic parameters for the task-oriented improvement of energetic, cavitation and power characteristics at the stage of their design, which considerably reduces the time required for the fulfillment of the technical task and replaces the expensive physical experiment by the computational one.

Key words: inverse problem, direct problem, quasipotential (composite laminar) flow, and spiral flow.

Investigation of Multiphase Ejectors [Text] / V. A. Sychenkov, V. I. Panchenko, R. R. Khaliulin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 72–76. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

The results of numerical and experimental investigations of the ejectors have been given. The computational and experimental results of the determination of the coefficient of ejection for gas and gas-liquid ejectors that are widely used in different spheres of the technology have been presented. Gas ejectors are particularly used for the reduction of the temperature field of the combustion products in gas turbine engines. Gas-liquid ejectors found broad application in the field of fire-fighting equipment, which is used for the generation of water-air jet and remote mixture delivery to fight the seats of fire. Optimal geometric parameters that effect the ejector operation and possess a high coefficient of ejection at reduced energy losses of active flow have been determined. The peculiarity of these investigations of the ejectors is that the passive flow pressure and ejector output pressure are equal to atmospheric pressure. The comparison of the results of calculated and experimental data shows their close convergence.

Key words: ejector, ejection coefficient, mixing chamber and diffuser.

Measuring Axial Gas Loadings Acting on the Rotor of Centrifugal Compressor with Magnetic Bearings [Text] / S. S. Evgenev, V. A. Futin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 77–81. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

Exact distribution of axial gas loadings that act on the rotor of centrifugal compressor allows for an increase in the reliability and operating life of the compressor. Based on the experimental data and computations done using the well-known method axial gas loads that act on the closed impeller have been determined. The methods of the determination of axial gas loads that act on the rotor of centrifugal compressor have been described including the gauging of the axial channel of the magnetic suspension and the measurement of the current intensity in axial electric magnets during the compressor operation. For the computation of axial gas load the following parameters were taken into consideration: the geometry of the side clearance between the disks and the body, the values and directions of the leakage flow near the disks, static pressure behind the impeller and the flow swirl directly in the side clearance. The comparison of the computational and experimental data showed their good qualitative coincidence.

Key words: centrifugal compressor, impeller, axial force and magnetic suspension.

Optimization Criteria of Turbocompound Transport Engines [Text] / S. A. Alyohin, V. P. Gerasimenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 82–84. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

The peculiarities of the choice of the engine type for different transport facilities, operation conditions and also the estimation of their efficiency have been described. The efficiency criteria of the transportation facilities during the optimization of their engines have been analyzed. The applicability of some analogous facilities to evaluate the efficiency of surface transport vehicles has been established. The relations of the specific parameters of the engines to some efficiency criteria have been shown.

Key words: gas turbine engine, piston engine, surface transport machine, power, efficiency criterion and optimization.

Determining the Efficiency of the Reduction of Nitrogen Oxide Emissions Using the System of Phasic Coal Combustion of the TPP-312 Boiler, Block No 6 DTEK of Ladyzhinskaia Thermal Power Station [Text] / S. G. Kobzar, A. A. Khalatov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 85–91. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

The adaptation of the bundled software model of the coal combustion to the chemical composition of the fuel, which is burned by DTEK of Ladyzhinskaia Thermal Power Station, has been performed. The computer simulation of the operation of the TPP boiler furnace of the Block No 6 DTEK of Ladyzhinskaia Thermal Power Station equipped with the system of phasic coal combustion for the turbine load mode of 280 MW has been carried out. Computations were done for the designed values of the mode parameters of phasic coal combustion system; the air excess in the main burners was 1, 15; the coal amount, which is delivered to the additional burners is 20 %. The efficiency of nitrogen oxide reduction using the phasic coal combustion system was defined by the comparison with computational data obtained for the TPP-312 boiler operation without the phasic combustion system. It was established that for the designed values of mode parameters the phasic coal combustion system provides the reduction of nitrogen oxide emissions by 22,6 %. A further increase in the reduction of nitrogen oxide emissions by the phasic coal combustion system can be reached through the optimization of the coefficient of excess air in the main and additional burners and the use of carbon dust in additional burners with a lower fraction composition.

Key words: coal combustion, burner, nitrogen oxides, and phasic coal combustion.

Mathematical Model of the Horizontal Steam Generator of a WSG-1000 type of the Power Unit of Nuclear Power Station with Water-Cooled and Water-Moderated Energy Reactor (WCER) [Text] / **A. V. Yefimov, V. L. Kavertsev, T. V. Potanina, T. A. Garkusha, T. A. Yesypenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 92–102. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

The structure, schematic thermal diagram, technological process parameters, thermal, hydraulic and structural characteristics, function peculiarities and the mathematical model of the horizontal steam generator of a WSG-1000 (water steam generator) type, which is a part of the main equipment of double-circuit nuclear power stations with WCER-1000 have been described. A consideration has been given to different contemporary structure modifications of the horizontal steam generator of WSG-1000; WSG-1000M, WSG-1000M (V) and WSG-1000 MK types. Their differences, advantages and drawbacks have been analyzed. Based on the equations of thermal balance, heat transfer, thermodynamic and thermophysical properties of the heat carrier and working medium, tube wall material heat conduction, the heat transfer and heat release coefficients of heat carriers, hydraulic and structural characteristics of the steam generator we developed the steam generator model, which is realized in the form of computer program and it can be considered as a component of computer-aided bundled software included into the automated process control system of the power units of NPS with WCER-1000. The structure of program units used for the computation of the parameters of technological processes in steam generators of a WSG-1000 type has been considered.

Key words: mathematical simulation, simulated experiment, steam generator, power unit of NPS, heat engineering diagram, thermal balance, and heat exchange processes.

Ventilation and Hot Water Supply Solar-Heat Collector [Text] / **I. M. Ovsjannikova, I. A. Nemirovskij, A. N. Ganzha** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 103–107. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

Solar collectors intended for hot water supply needs are widely used today. However, the territorial position of Ukraine prevents their efficient use during the cold period of the year. This reduces their utilization factor and increases the payback period. The use of solar collectors as the recuperators of exhaust air will allow for their efficient operation during the heating season. This becomes possible because the cold air is heated by the indoor waste air heat particularly in the solar collector (heat transfer process) and the preheated air is delivered from this solar collector to the room. In the solar collector-recuperator the cool air circulates in the tube space and the hot air circulates in the intertube space and two flows never mix together. This allows us to use the ventilation and hot-water supply solar-heat collector actually in all the premises including residential buildings and offices. The tests showed that solar collectors used as the recuperators of exhaust air can heat the outside air in the range of minus 10°C to (4,55–6,07) °C. The range is defined by the air exchange value in the room. Thus, the heat consumption for heating is considerably reduced thanks to the fact that the heated air is supplied through the forced ventilation system into the room.

Key words: solar reactor, recuperator, and ventilation exhausts.

An Efficient Methods of the Analysis of the Dynamics of Two-Way Plate –Type Heat Exchanger [Text] / **A. A. Shevelev, S. Yu. Abdullin** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 108–114. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

Using the method of numerical simulation of the dynamics of the heat-exchange unit the consideration was given to transient processes that occur in the two-way plate-type heat exchanger for the exponential law of the temperature variation of the heating heat carrier. A method of numerical simulation was developed using the modification of the finite-difference implicit diagram of the running counting with regard to the approximation of the system of coherent differential equations of the dynamics of recuperative heat exchangers. The dynamics parameters include transient process time, the output temperatures of the heat carrier, time constant and heat removal from the modular section. The numerical simulation and computer version of the investigation were carried out in the broad range of the change of input parameters that allowed us to make a number of theoretical and practical conclusions: for the temperature rise rate of the heating heat carrier $m \geq 0,1$ the time constant and the duration of the transient process strictly correspond to the dynamics factors of instantaneous change in temperature to a maximum value at the heat-exchanger input; the transient process time and the heat removal value at the stationary state has the linear dependence on the velocity of the heating heat carrier, the offered method can be recommended for the analysis of the transient modes of heat exchangers with the complicated scheme of the motion of heat carriers.

Key words: mathematical model, time constant, heat removal, process time, heat carriers, design module, two-way plate-type heat-exchanger, and distributed parameters.

Methods and Results of the Exergic Analysis of Different Circuits of Biogas Power Plants [Text] / **A. S. Mazurenko, A. E. Denysova, A. A. Klimchuk, Ngo Minh Hieu** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 115–121. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

The methods of the exergic analysis of different circuits of biogas power plants that allow for the replacement of the traditional types of energy and improvement of the environmental conditions have been presented. Schematic heat diagrams of biogas units have been proposed and their efficiency has been analyzed. The cycle parameters of different biogas units (gas turbine unit, steam gas unit with the gas vent to the boiler and the steam gas unit with high temperature steam generator and intermediate steam overheating have been compared and their exergic characteristics have also been compared. The exergic analysis proved that the cycle of the biogas steam gas unit with the intermediate steam overheating using the high-pressure steam generator is the most efficient, which is explained by the fact that the fraction of the thermal energy of combustion products for the steam cycle and gas cycle is approximately the same in contrast to traditional steam and gas units.

Key words: exergic characteristics, gas turbine unit, steam gas unit with the gas vent to the steam generator, steam gas unit with the high-temperature steam generator and intermediate steam heating.

Biogas Production and Consumption Cogeneration System [Text] / **E. E. Chaikovskaya** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 122–128. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-774X.

Heat-to-electric energy production ratio control was proposed based on the prediction of a change in the parameters of biogas consumption and production processes. The cogeneration system that allows for the decision making with regard to the fermentation process maintenance, raw material handling and electric power storage has been developed. The conditions of continuous biogas output and no losses of the generated heat for the fermentation process maintenance allow for the accumulation of the generated energy, which can be used not only to provide the operation of heat pump compressor but also during the period of the chargeback production of electric energy. Such an approach allows for an increase in the marketability of the biogas unit and a decrease in the price cost of electric energy production down to (10 to 15 %). The biogas saving, for example, during the raw material fermentation in amount of 60,2 t/day is equal to 49,4 m³/hour, which gives an annual decrease in the carbon dioxide emissions in amount of 75,6 t/year. Moreover, the waste of anaerobic fermentation can be used not only as a low-potential source of energy but also as the fertilizer, which satisfies environmental protection conditions.

Key words: cogeneration, biogas unit, heat pump, electroaccumulation.

Optimization of the Interblock Processes that Occur in Thermal Power Stations [Text] / **M. A. Duel, G. I. Kanjuk, T. N. Fursova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 129–138. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper discusses the problems related to the optimization of the interblock technological processes that occur in thermal power stations. The purpose of the research is to improve the quality and efficiency of the operation of automatic control system in the real operation conditions of power units. To solve the optimization problem the decomposition of the power unit as a control object has been done. The

optimization system of burning processes in the steam generator furnace of the thermal power station has been taken as an example for the optimization of the subsystems of automatic power unit control. The technoeconomic effect provided by the system introduction was assessed in terms of an increase in the efficiency factor of the steam generator by (0,2 to 0,3) %. The obtained investigation data can be of interest for the specialists working for thermal power stations. The design and implementation of optimal automatic control systems that are based on up-to-date technical tools and are used for technological energy production processes will provide positive influence on reliability and technoeconomic indices of those processes.

Key words: automatic regulation and control systems, technological processes, optimization, and power unit.

Operation Indices of the Back-Pressure Turbine PR-6-35/5/1,2 in Cogeneration Systems [Text] / **M. M. Chepurniy, S. I. Tkachenko, N. V. Resydent** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 139–146. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

The main indices of the operation efficiency of the turbine generator with the steam turbine PR-6-35/5/1,2 for different steam and power loadings have been determined and analyzed. The specific consumption of the reference fuel for joint production of thermal and electric energy, the fuel heat utilization coefficient and the fuel heat fraction spent for the thermal energy production have been determined. The use of the indices given above allowed us to establish that the most efficient operation of the given turbine unit is reached under the condition of nominal electric power and permissible steam flow rate through the low pressure compartment and a decrease in pressure of the regulated steam bleeding of the turbine will condition an increase in the efficiency of its operation. In addition it has been shown that the underload of the back-pressure turbine with the steam bleeding in any operation modes results in the considerable degradation of the operation efficiency of steam-turbine unit.

Key words: steam generator, steam turbine, power generator, conventional fuel, and specific flow rate.

The Influence Produced by the Stiffening Members of the Water Chamber of the Steam Turbine Condenser on the Dynamic Action Response [Text] / **Yu. S. Vorobyov, M. A. Solokhin, A. N. Gubsky** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 147–155. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

The mode of deformation in the water chamber of the steam turbine condenser of a high power was calculated for dynamic action. The operability of the water chamber of a specific structure after varying the rigidity of its elements has been estimated. A formula for flat walls reinforced with ties, which shows the relationship between the mode of deformation in the ties and the structure geometry has been derived. Test computations were done to verify the universality of this relationship. Test computations confirmed the validity of statements done in the paper with regard to the universality of the formula obtained for flat wall structures reinforced with the ties of circular cross section at a known value of dynamic pressure. The conclusion was made that some K value that depends on geometric characteristics of the structure can be calculated for the structure with flat walls reinforced with the ties of circular cross section, for example, the water chambers of steam turbine condensers. The structure response to the dynamic action will depend on this value.

Key words: water chamber, tie, stresses, mode of deformation and dynamic action.

The Evaluation and Analysis of the Thermal Parameters of Solid Heat Storage Elements in Charging and Heat Emission Modes of the Electric Thermal Accumulator [Text] / **A. V. Khimenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 156–161. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The computational investigation of the nonstationary thermal mode of the heat-storage element of the electric thermal accumulator (ETA) of a proposed structure has been carried out. The heating and cooling dynamics of the heat storage element has been analyzed. The thermal efficiency of heat storage elements of a proposed structure was evaluated and compared with that of standard structure elements. Mathematical relationships used for the computation of the temperature of heat storage elements during the charging and heat emission period of ETA have been proposed. The temperature distribution in time on the channel wall of the heat storage element for the selected velocity range of the air motion in the channels taking into consideration heat exchange with the environment and the channel-height change in the temperature of the heated air during the charging and heat emission period has been obtained. Based on the obtained temperature distribution the values of heat emission coefficients, the values of thermal flow from the channel wall to the heated air flow, and the heated air temperature at the channel output have been calculated. The use of the proposed structure of the heat

storage element for ETA will allow for a decrease in power of the tubular electric heater and reduction of electric power consumption.

Key words: Electric thermal accumulator, heat storage element, charging and heat emission mode, and storage capacity.

Improving the Energy Saving for Transport Gas Turbine Engines Using Cascade-Type Energy Transformers [Text] / Yu. V. Starcheous // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 162–168. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

The ways of raising the energy saving level for transport gas turbine engines by using cascade-type energy transformers have been considered. The main advantages of the use of cascade-type energy transformers for gas turbine engines instead of wave pressure exchangers have been determined. The theoretical background and peculiarities of the working cycle of gas turbine engines with cascade pressure exchangers have been given. The main idea of the organization of the working process of gas turbine engine based on the cascade pressure exchanger consists in the total replacement of the turbocompressor part by the aggregate that provides a direct conversion of the heat delivered to the cycle into the available work of the compressed gas flow for the removal of air from the rotor seats. The power efficiency of the working cycle of cascade-type energy transformers exhibits a considerable excess of the flow rate of compressed air with regard to the compressed media, whose degree increases with the temperature increase of the latter. The recommendations on the expansion of the application field of cascade-type energy transformers for transport gas-turbine engines have been worked out.

Key words: energy saving, gas turbine engine, transformation energy, pressure exchanger, heat exchange and rotor.

The Equations of Hydraulic Unit as an Element of Automatic Control System Taking into Consideration the Universal Characteristic of a Hydraulic Turbine [Text] / V. A. Bulgakov, O. S. Vakhrusheva, E. A. Diachenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 13(1056). – P. 169–176. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

A lot of theoretical and experimental investigations were carried out to develop new hydroturbine flow passes for the heads exceeding 300 meters. Hydroturbine control and regulation systems are totally computer-aided. An increase in the unit capacity of hydroturbine results in a change of the hydroturbine structure. Therefore, we need to carry out experimental investigations. The materials of these investigations were used to formulate the turbine equation. A method of the computation of equation coefficients and time constants using this universal characteristic has been proposed. This characteristic is used for the construction of statistic characteristics of the control procedure.

Key words: hydroturbine, computer-aided control system, flow pass, water line, universal characteristic, reduced values, machine equation, hydraulic shock, differential equation of the time response, double control, statistic characteristic, and linearization.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Boiko A. V., Usaty A. P., Avdieieva O. P.</i> Methodology of the Object-Oriented Complex Optimization of the Flow Passes of Powerful Steam Turbines Taking into Consideration the Variable Operation Mode	5
<i>Shvetsov V. L., Kovalskii A. E., Kartmazov G. N., Solodov V. G., Kozheshkurt I. I., Konev V. A.</i> Combined Erosion – Preventive Protection of the Blades of the Last Stages of Powerful Steam Turbines.....	11
<i>Shubenko A. L., Strelnykov I. S.</i> Discrete Approach to the Description of High Dispersion Moisture When Determining Mechanical losses in the Last Stage of the LPC of Wet Steam Turbines	21
<i>Grigorieva E. B., Trifonov N. N., Esin S. B., Svyatkin F. A., Nikolaenkova E. K., Sukhorukova E. A., Sukhorukov Yu. G.</i> Modernizing the Regeneration Systems of the Turbine Plant to Operate the Energy Unit at a Reduced Load of 300 MW with the Dearator-Free Thermal Flow Diagram	29
<i>Subotovich V. P., Yudin A. Yu., Temchenko S. A.</i> Turbine Stage Clearance Design to Solve Reverse Aerodynamic Problems in Free Circular Channels.....	35
<i>Shulzhenko M. G., Gontarovskiy P. P., Matiukhin Yu. I., Garmash N. G., Gontarovskiy V. P.</i> Computer–Aided Estimation of the Resource–Wear of the High-Temperature Turbine Rotor.....	39
<i>Bratuta E. G., Kharlampidi D. Kh., Sherstyuk A. V., Snikhovsky E. L.</i> Contemporary Methods of the Thermoeconomic Analysis and Diagnostics of Cooling Machines and Heat Pumps	46
<i>Knabe A. G., Nechuiviter M. M., Shelepov I. G.</i> Appropriateness of the Use of the Method of the Inverse Formation of Temperature Inhomogeneity for the Split Cylinder Bodies of Steam Turbines.....	55
<i>Kostornoy A. S., Bondarev A. O.</i> Design of Multistage Centrifugal Pumps on the Basis of the Solution of Inverse and Direct Hydrodynamic Problems.....	61
<i>Sychenkov V. A., Panchenko V. I., Khaliulin R. R.</i> Investigation of Multiphase Ejectors.....	72
<i>Evgenev S. S., Futin V. A.</i> Measuring Axial Gas Loadings Acting on the Rotor of Centrifugal Compressor with Magnetic Bearings	77
<i>Alyohin S. A., Gerasimenko V. P.</i> Optimization Criteria of Turbocompound Transport Engines.....	82
<i>Kobzar S. G., Khalatov A. A.</i> Determining the Efficiency of the Reduction of Nitrogen Oxide Emissions Using the System of Phasic Coal Combustion of the TPP-312 Boiler, Block No 6 DTEK of Ladyzhinskaia Thermal Power Station.....	85
<i>Yefimov A. V., Kavertsev V. L., Potanina T. V., Garkusha T. A., Yesypenko T. A.</i> Mathematical Model of the Horizontal Steam Generator of a WSG-1000 type of the Power Unit of Nuclear Power Station with Water-Cooled and Water-Moderated Energy Reactor (WCER).....	92
<i>Ganzha A. N., Nemirovskij I. A., Ovsjannikova I. M.</i> Ventilation and Hot Water Supply Solar-Heat Collector	103
<i>Abdullin S. Yu., Shevelev A. A.</i> An Efficient Methods of the Analysis of the Dynamics of Two-Way Plate –Type Heat Exchanger.....	108
<i>Mazurenko A. S., A. E. Denysova, A. A. Klimchuk, Ngo Minh Hieu</i> Methods and Results of the Exergic Analysis of Different Circuits of Biogas Power Plants.....	115
<i>Chaikovskaya E. E.</i> Biogas Production and Consumption Cogeneration System	122
<i>Duel M. A., Kanjuk G. I., Fursova T. N.</i> Optimization of the Interblock Processes that Occur in Thermal Power Stations.....	129
<i>Chepurniy M. M., Resydent N. V., Tkachenko S. I.</i> Operation Indices of the Back-Pressure Turbine PR-6-35/5/1,2 in Cogeneration Systems.....	139
<i>Vorobyov Yu. S., Solokhin M. A., Gubsky A. N.</i> The Influence Produced by the Stiffening Members of the Water Chamber of the Steam Turbine Condenser on the Dynamic Action Response	147
<i>Khimenko A. V.</i> The Evaluation and Analysis of the Thermal Parameters of Solid Heat Storage Elements in Charging and Heat Emission Modes of the Electric Thermal Accumulator	156
<i>Starcheous Yu. V.</i> Improving the Energy Saving for Transport Gas Turbine Engines Using Cascade-Type Energy Transformers	162
<i>Bulgakov V. A., Vakhrusheva O. S., Diachenko E. A.</i> The Equations of Hydraulic Unit as an Element of Automatic Control System Taking into Consideration the Universal Characteristic of a Hydraulic Turbine	169

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 13(1056)

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. № 60–14.

Підписано до друку 08.04.2014 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 10,0.
Наклад 300. Зам. № 714–14. 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
