

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 17(1126) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2015

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – 182 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. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;
Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

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

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

Члени редколегії: Е. Г. Братуга, 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; А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;

В. П. Суботович, д-р техн. наук, проф.; М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;

О. І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; А. П. Усатий, д-р техн. наук, проф.;

А. А. Халатов, д-р техн. наук, проф., академік НАНУ;

О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., 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 № 2 від 24 лютого 2015 р.

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування**

До 85–ліття кафедри турбінобудування

<i>Бойко А. В., Усатый А. П., Максюта Д. И.</i> Разработка и апробация комплексного метода оптимизации ступени осевой турбины	5
<i>Черноусенко О. Ю., Бутовский Л. С., Грановская Е. А., Горяч Д. А., Мороз О. С.</i> Особенности формирования поля температур в стабилизаторных горелочных устройствах при микродиффузионном сжигании газа	13
<i>Парафейник В. П., Прилипко С. А.</i> Анализ характеристик блочно-комплектной турбокомпрессорной установки с газотурбинным приводом на основе её комплексной математической модели	21
<i>Кобзар С. Г., Халатов А. А.</i> Ефективність зниження викидів оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 блоку № 6 ДТЕК Ладизинська ТЕС на основних режимах навантаження	34
<i>Шубенко А. Л., Бабенко О. А., Голощанов В. Н., Козлоков А. Ю.</i> Влияние реальных режимов работы теплофикационной турбины Т-100/120-130 на отпуск тепла и электроэнергии	40
<i>Сербин С. И., Козловский А. В., Вилкул С. В.</i> Исследование энергетических характеристик плазменного генератора для стабилизации термо-акустических процессов в камерах сгорания	44
<i>Мазуренко А. С., Арсирый В. А., Арсирый Е. А., Кравченко В. И.</i> Совершенствование аэродинамических трактов парогазовой установки	49
<i>Ефимов А. В., Максимов М. В., Ромашов Ю. В.</i> Критические сжимающие силы и формы потери устойчивости направляющих каналов тепловыделяющих сборок ядерных реакторов ВВЭР-1000	53
<i>Доник Т. В.</i> Теплогидравлическая эффективность различных способов закрутки потока	57
<i>Шихабутнинова О. В.</i> Сжигания тяжелых жидких углеводородов в теплогенераторе с фитильной горелкой в вихревом рециркулирующем потоке	61
<i>Лапузин А. В., Субботович В. П.</i> Оптимальные параметры диффузоров трактов отборов паровых турбин	68
<i>Бабаев А. И., Голощанов В. Н.</i> Применение комбинированной программы регулирования для турбоустановок большой мощности с сопловым парораспределением	75
<i>Ефимов А. В., Гончаренко А. Л., Касилов О. В., Гончаренко Л. В.</i> Переменный режим эксплуатации системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов	81

<i>Переселков А. Р.</i> Методика и результаты исследования теплообмена при разном ориентировании высокотемпературной поверхности, охлаждаемой диспергированной водой.....	88
<i>Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е.</i> Прецизионная система автоматического регулирования гидротурбины.....	91
<i>Баласанян Г. А., Климчук А. А., Миняйло М. Б.</i> Моделирование режима прерывистого отопления комбинированной системы теплоснабжения с тепловым насосом	97
<i>Димитров А. Д., Шраменко А. Н., Пядухов В. А.</i> Подогрев компонентов горения и интенсификация работы печей	103
<i>Єфремов Ю. Г.</i> Методико-алгоритмічне забезпечення функціонування мобільного комплексу з оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів.....	111
<i>Калінін П. М., Остапчук Ю. О., Жережон-Зайченко Ю. В.</i> Оптимально-раціональне проектування елементів головних передач силових енергетичних машин.....	117
<i>Костюк О. П.</i> Особливості конструкції та методика теплового розрахунку контактного утилізатора теплоти відхідних газів із проточним барботажем шаром	125
<i>Чайковська Є. Є., Молодковець Б. І.</i> Комплексне моделювання біогазової установки у складі когенераційної системи.....	135
<i>Шульгін Ю. В., Жнітов Я. В.</i> Оптимізація теплових витрат при виробництві залізобетонних виробів у період ізотермічної витримки в установці ямного типу	143
<i>Андрєєв С. Ю., Маляренко В. А., Темнохуд І. О., Сенецький О. В.</i> Можливості підвищення енергоефективності теплових мереж шляхом впровадження когенерації	147
<i>Зайцев Д. В., Климчук О. А., Баласанян Г. А.</i> Аналіз основних способів термомодернізації будівель та методика їх впровадження	156
Реферати.....	161
Рефераты	166
Abstracts.....	173

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.; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
Д. И. МАКСЮТА, м.н.с. НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА И АПРОБАЦИЯ КОМПЛЕКСНОГО МЕТОДА ОПТИМИЗАЦИИ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

В статье приведен комплексный метод оптимизации ступени осевой турбины, объединяющая в себе одномерную и трехмерную оптимизацию. Представлен алгоритм оптимизационного процесса. По разработанной методике выполнена оптимизация ступени осевой турбины для различных радиальных зазоров. В результате оптимизации заметно повышен КПД изолированной ступени. Сделан анализ причин увеличения эффективности.

Ключевые слова: разработка методики оптимизации, турбинная ступень, одномерная оптимизация, трехмерная оптимизация, периферийная протечка, закон закрутки, входной геометрический угол лопатки.

Введение

Разработка методов пространственной оптимизации ступеней осевых турбин представляет большой интерес для энергетической отрасли. При этом, применение вычислительной аэродинамики (*CFD*) позволяет не только решить оптимизационную задачу с высокой точностью, но и получить более детальную картину течения рабочего тела в ступени. Вместе с тем, оптимизация с использованием *CFD* требует значительных временных ресурсов для выполнения расчетов.

В то же время, оптимизацию турбинной ступени в одномерной или двумерной постановке возможно выполнить существенно быстрее. Недостатком использования методов одномерной и двумерной теории для решения оптимизационных задач является менее детальный учет сложных физических явлений, имеющих место в турбинной ступени, а также применение эмпирических зависимостей для оценки основных видов потерь энергии в ступени, что снижает точность и достоверность получаемых результатов.

Очевидно, что для устранения выше перечисленных недостатков целесообразно использовать комплексный подход, основанный на применении одномерной и трехмерной теорий для решения задач оптимального проектирования турбинных ступеней.

В данной статье представлены результаты разработки и апробации комплексного метода оптимизации ступени осевой турбины, который основан на итерационном процессе поочередного применения методов одномерной и трехмерной оптимизаций.

Постановка задачи

Ранее в работе [1] авторами был разработан метод пространственной оптимизации ступени осевой турбины с учетом обтекания турбинных профилей и периферийной протечки. Данный метод позволил выбрать оптимальную закрутку лопаток учитывая характер трехмерного течения в канале с протечками. Кроме того, была отработана методика изменения профиля рабочей решетки для обеспечения безударного натекания по всей высоте лопатки. Однако, разработанный метод не позволяет влиять на степень реактивности на среднем радиусе, а лишь перераспределяет градиент реактивности по высоте канала. Этот недостаток ограни-

© А.В. Бойко, А.П. Усатый, Д.И. Максютя, 2015

чивает диапазон применения данного оптимизационного подхода.

При оптимизации уже существующей турбинной ступени необходимо сохранять параметры рабочего тела на входе и выходе, а также массовый расход. При этих ограничениях изменение степени реактивности на среднем радиусе возможно с использованием двух параметров: эффективных углов выхода потока из направляющей и рабочей решеток (α_{13} и β_{23} соответственно). Для определения оптимальных значений углов α_{13} и β_{23} на среднем радиусе целесообразно использовать хорошо разработанную одномерную теорию оптимизации турбинной ступени [2].

Объектом исследования была выбрана модельная (исходная) турбинная ступень – прототип 3-й ступени ЦВД паровой турбины K500-65/3000. В сопловой решетке используется профиль ТС-1А, в рабочей – профиль активного типа Р2. Граничные условия: $P_0^* = 145500$ Па, $T_0^* = 387$ °К, $P_2 = 100300$ Па, рабочее тело – воздух. Указанным граничным условиям соответствует дозвуковое истечение во всей ступени (числа Маха не превышают $M = 0,78$). Плоскость замера параметров в расчетах располагалась: в межвенцовом зазоре – на расстоянии 1 мм от сопловых решеток; в выхлопном патрубке – на расстоянии 16 мм от выходной кромки рабочей решетки.

Параметры исходной ступени указаны в таблице 1.

Таблица 1.

Параметры исходной ступени

Параметр	Сопловый аппарат	Рабочее колесо
Средний диаметр (d_{cp})	353 мм	353 мм
Хорда (b)	21,83 мм	16 мм
Угол установки (α_y и β_y)	55,1806°	13,17°
Эффективный угол (α_{13} и β_{23})	13,1167°	21,2439°
Относительный шаг (t/b)	0,747	0,722
Относительная длина (l/b)	1,145	1,69
Число лопаток (z)	68	96
Высота лопаток (l)	25 мм	27 мм
Обороты ротора (n)	8145 об/мин	
Межвенцовый зазор (δ)	4 мм	
Радиальный зазор (d_{rc})	0,5 мм	

Цель исследования – создание метода оптимизации ступени осевой турбины, а также качественный и количественный анализ результатов оптимизации.

Варьируемые параметры – эффективные углы выхода потока из сопловой и рабочей лопатки на среднем радиусе (1D оптимизация) и законы закрутки лопаточных венцов (3D оптимизация).

Оптимизационный алгоритм базируется на итерационном процессе (рис. 2), на каждом шаге которого целевая функция заменяется соответствующей ей формальной макромоделью (ФММ) повышенной точности [3]. Для создания высокоточной ФММ применяется теория планирования эксперимента [4] и кубическая сплайн-интерполяция [5]. Поиск оптимального решения осуществляется с использованием ЛП_τ – последовательности [6].

Для выполнения трехмерных расчетов была создана расчетная область, которая соответствует одному сегменту отмеченной выше исходной модельной ступени (рис. 1). Ее верификационные расчеты подтвердили хорошее совпадение результатов численного расчета и натурального эксперимента [7].

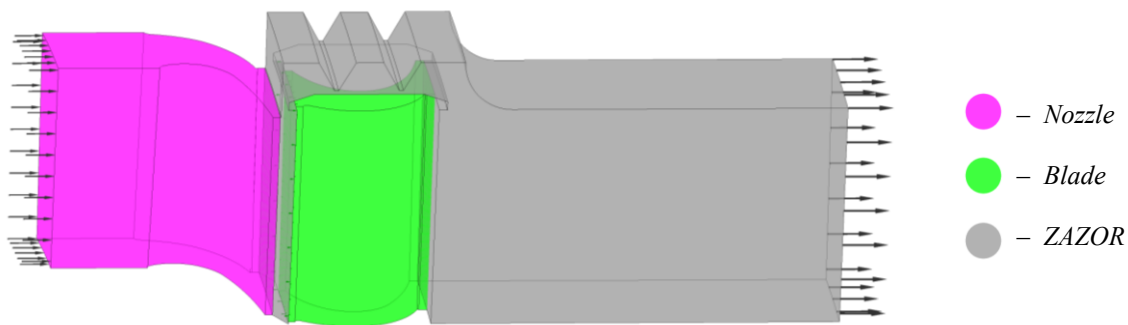


Рис. 1 – Общий вид расчетной области

Для получения данных о вязком течении в турбинной решетке численно решалась система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, расчетная схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах высоких градиентов. Все расчеты проводились в трехмерной постановке. Расчетная сетка для направляющей решетки (*Nozzle*) составила $180 \times 98 \times 90$ элементов, для рабочей решетки (*Blade*) $120 \times 98 \times 90$ элементов. Сеточные модели для сопловой и рабочей лопаток были построены в программе *TopGrid*, разработанной на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» (автор к.т.н. Говорущенко Ю.Н.). Домен *ZAZOR* в общей сложности состоял из 2,2 млн. элементов. Модель турбулентности – $k-\omega$ SST.

Алгоритм оптимизации

На первом этапе, в соответствии с блок-схемой алгоритма оптимизации (рис. 2) выполняется 3D расчет исходной ступени. Этот расчет служит базовой точкой для начала процесса оптимизации.

Далее, решается задача одномерной оптимизации эффективных углов выхода из сопловой и рабочей решеток [2], которую можно записать в виде:

$$\max_{\alpha_{1s}, \beta_{2s}} \eta_u = \frac{N_c}{GH_0}, \quad (1)$$

где N_c – действительная мощность ступени; G – массовый расход воздуха через ступень; H_0 – располагаемый теплоперепад ступени.

Для решения этой задачи используется одномерная модель течения рабочего тела в турбинной ступени, которая позволяет с достаточной точностью оценить реальные физические процессы в проточной части. Модель учитывает потери энергии в сопловых и рабочих решетках, потери от утечек в диафрагменные и надбандажные уплотнения, ротационные потери, потери от влажности и др. Это является гарантией построения высокоточной ФММ целевой функции и получения достоверных результатов одномерной оптимизации.

Поиск оптимальных значений α_{1s} и β_{2s} выполняется при заданном массовом расходе и обеспечении безударного натекания потока на рабочую решетку (т.е. $\beta_{1s} = \beta_{1r}$). Значения параметров на входе и выходе из ступени, а также массовый расход при этом, соответствуют данным из 3D расчета исходной ступени. Распределение параметров потока по высоте выполняется в соответствии с законом $c_u R = \text{const}$.

На основании полученных результатов одномерной оптимизации (α_{1s} , β_{2s} , β_{1r}) перестраиваются лопаточные венцы 3D модели исходной турбинной ступени. При этом сопловый аппарат перестраивается только путем изменения угла установки его профиля до получения необходимого значения эффективного угла выхода потока. В рабочей решетке осуществлялось как изменение угла установки профиля, так и

соответствующее перепрофилирование с целью получения необходимого геометрического угла входа β_{1r} [8], обеспечивающего безударное натекание на рабочую лопатку на среднем радиусе.

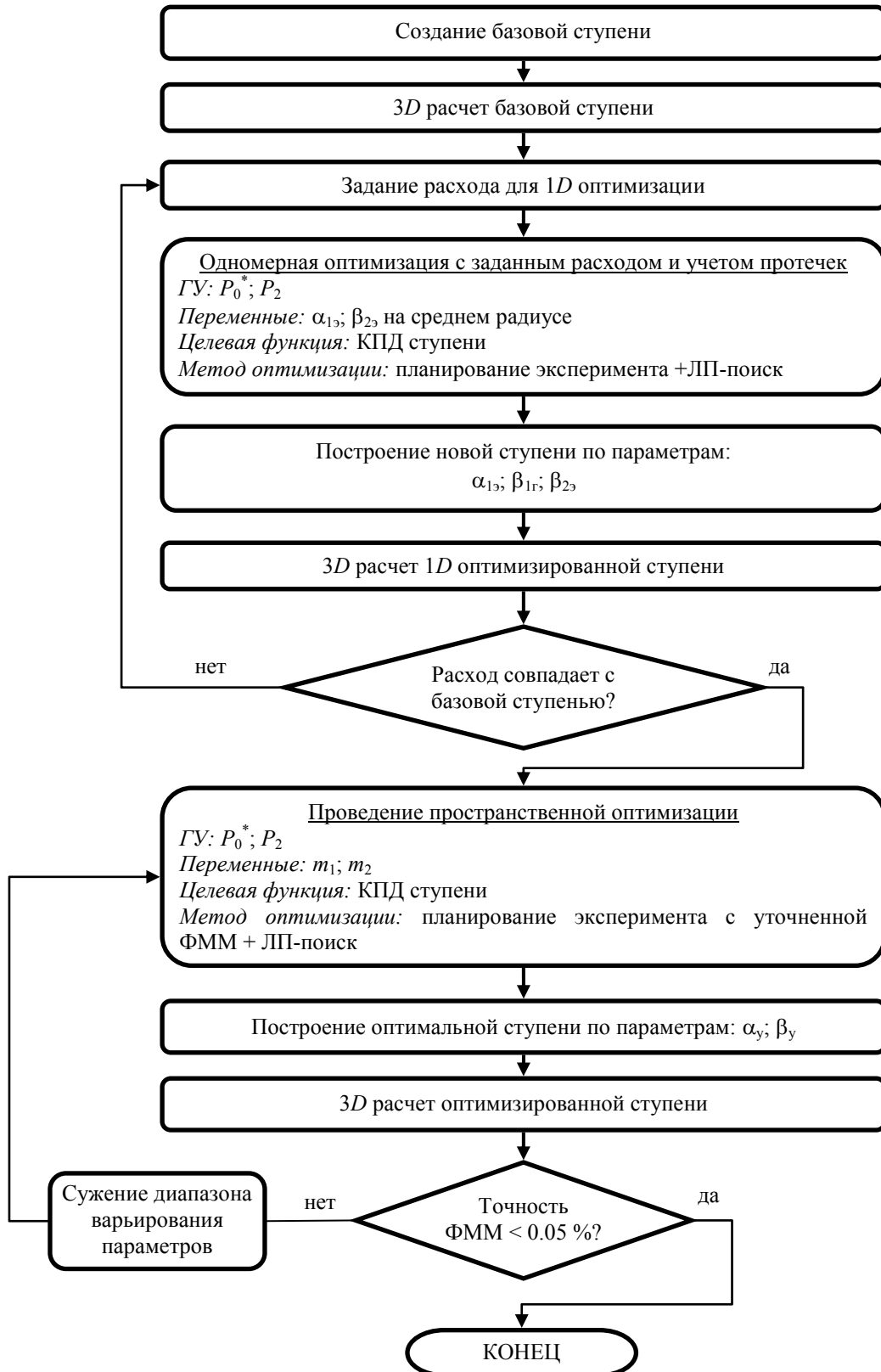


Рис. 2 – Алгоритм оптимизационного процесса

Далее в соответствии с рис. 2 выполняется 3D расчет новой ступени. Одним из основных и обязательных условий процесса оптимизации является обеспечение постоянства массового расхода рабочего тела в 3D расчетах на всех итерациях. Синхронизация результатов одномерной оптимизации с проверочным 3D расчетом оптимальной ступени осуществляется методом последовательных приближений, что обеспечивает выполнение этого условия.

На следующем этапе алгоритма оптимизации выполняется поиск оптимальных законов закрутки сопловой и рабочей лопаток. В общем виде задача трехмерной оптимизации записывается в виде:

$$\max_{m_1, m_2} \eta_u = \frac{N_c}{GH_0}. \quad (2)$$

Для варьирования законами закрутки лопаточных венцов используются следующие зависимости:

$$r_1^{m_1} \operatorname{ctg} \alpha_y = \operatorname{const}, \quad r_2^{m_2} \operatorname{ctg} \beta_y = \operatorname{const}, \quad (3)$$

где r_1 и r_2 – радиусы направляющей и рабочей решеток, соответственно; α_y и β_y – углы установки направляющей и рабочей решетки на данном радиусе; m_1 и m_2 – варьируемые параметры направляющей и рабочей решеток, соответственно.

Параметры m_1 и m_2 характеризуют градиенты углов закрутки. При $m > 0$ углы установки возрастают к периферии (прямая закрутка), а при $m < 0$ – уменьшаются (обратная закрутка) [9].

После получения оптимальных значений m_1 и m_2 , строятся новые профили и выполняется проверочный трехмерный расчет. Если разница между КПД в трехмерном расчете и КПД, спрогнозированным в формальной макромодели, отличается более чем на 0,05 % в относительных величинах, то такая формальная макромодель считается недостаточно точной. В этом случае центр области поиска оптимума смещается в точку оптимума, полученную на предыдущей итерации, а границы области соответствующим образом сужаются, что позволяет повысить точность ФММ функции цели. Этот процесс повторяется до тех пор, пока точность формальной макромодели не достигнет необходимого уровня. После, оптимизация считается законченной (рис. 2).

Следует отметить, что применение метода планирования эксперимента к решению трехмерных аэродинамических задач ранее было использовано в [10]. Однако, в работе [10], в расчетах участвовал только сопловый аппарат. Данные исследования являются развитием предыдущих и, предназначены для оптимизации турбинных ступеней.

Расчётное исследование

В рамках поставленной задачи была проведена оптимизация исходной модельной ступени с двумя различными радиальными зазорами: 0,5 мм и 1,0 мм, что при переходе к безразмерным величинам равняется относительным зазорам $1,416 \cdot 10^{-3}$ и $2,833 \cdot 10^{-3}$ соответственно (зазор, отнесенный к среднему диаметру ступени).

Для обеих величин радиальных зазоров, разработанный алгоритм показал стабильную тенденцию к увеличению КПД как в одномерной, так и в трехмерной оптимизации. Интегральные результаты оптимизации сведены в таблице 2.

На рис. 3–6 индексы «исх», «опт1d», «опт3d» относятся к исходной, 1D-оптимальной и 3D-оптимальной ступени соответственно.

Как видно из табл. 2, КПД ступени в одномерной оптимизации возрастает за счет снижения потерь в ступени на сопловой, рабочей решетке и с выходной скоростью. Это достигается оптимальным выбором степени реактивности на среднем

радиусе путем нахождения на среднем радиусе оптимальных значений α_{13} и β_{23} . Одномерная оптимизация также позволяет определить на среднем радиусе геометрический угол входа на рабочую лопатку β_{1r} , что в свою очередь дает возможность создать постоянный по высоте профиль рабочей лопатки, обеспечивающий близкое к безударному обтекание его на среднем радиусе. При этом утечка рабочего тела в радиальный зазор все же увеличивается, что связано с увеличением степени реактивности на среднем радиусе.

Таблица 2.

Интегральные результаты оптимизации

Параметр	Единицы измерения	радиальный зазор 0,5 мм			радиальный зазор 1,0 мм		
		Исходная ступень	1D опт	3D опт	Исходная ступень	1D опт	3D опт
Расход (G)	кг/сек	1,69124	1,69092	1,6966	1,69814	1,69477	1,69528
Утечка (G_y/G)	%	2,84282	3,13956	3,06663	4,69505	5,20685	5,22641
КПД	%	85,2853	85,6713	85,8485	83,5276	83,72	83,8823
Степень реактивности	%	16,6299	20,9394	19,6755	15,3663	19,2274	18,945
Потери энергии							
Потери в сопле	%	3,36044	3,23021	3,27286	3,41383	3,30993	3,31457
Потери в лопатке	%	7,4315	6,45622	6,31233	7,48852	6,49993	6,40794
Потери с вых. ск.	%	5,09899	4,84515	4,83709	5,70348	5,44881	5,37071
Геометрия							
α_{13}	град	13,1167	13,41	–	13,1167	13,36	–
β_{23}	град	21,2439	20,17	–	21,2439	20,17	–
β_{1r}	град	37,4112	32,99	–	37,4112	32,55	–
m_1	–	–	–	0,664108	–	–	0,425232
m_2	–	–	–	1,851486	–	–	1,822223

С увеличением радиального зазора наблюдается тенденция к уменьшению степени реактивности на среднем радиусе (рис. 3, рис. 5), что в свою очередь влияет на уменьшение протечек через увеличенный радиальный зазор. Кроме того, 3D оптимизация позволяет найти законы закрутки направляющего и рабочего колес, обеспечивающие некоторое выравнивание степени реактивности по высоте ступени (рис. 3, рис. 5). Последнее, в сочетании с уменьшением степени реактивности на среднем радиусе, также ведет к уменьшению протечек через радиальный надбандажный зазор.

Значение выбора оптимального закона закрутки по высоте лопатки в трехмерной оптимизации показано на рис. 4 и рис. 6. В одномерной оптимизации, как было отмечено ранее, близкое к безударному обтеканию рабочего профиля мы имеем только на среднем радиусе. Поскольку рабочая лопатка остается цилиндрической, изменение параметров потока в межвенцовом зазоре по высоте лопатки связано с появлением значительных углов атаки в корневой и периферийной части рабочей лопатки.

Оптимизация в 3D постановке позволяет определить оптимальные законы закрутки лопаточных венцов и нормализовать удар по всей высоте рабочей решетки.

Применение разработанного алгоритма оптимизации позволило увеличить КПД ступени на 0,5632 % в абсолютных величинах при радиальном зазоре 0,5 мм и на 0,3547 % при радиальном зазоре 1,0 мм.

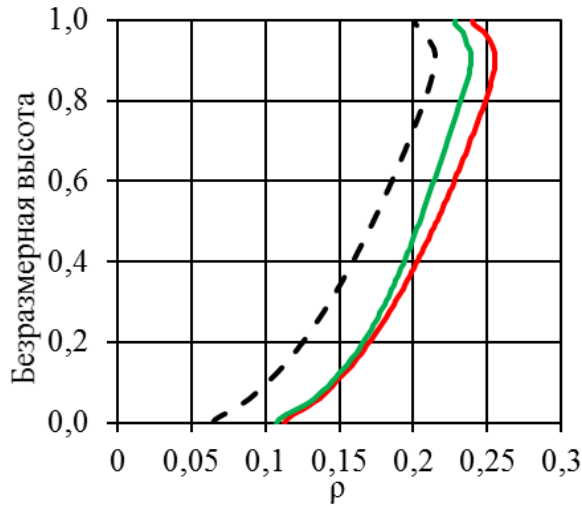


Рис. 3 – Распределение по высоте ступени степени реактивности ($\delta = 0,5$ мм)

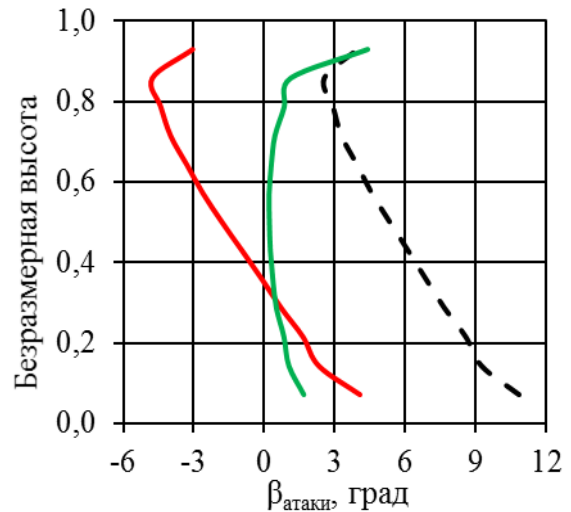


Рис. 4 – Распределение по высоте ступени угла атаки потока на рабочей решетке ($\delta = 0,5$ мм)

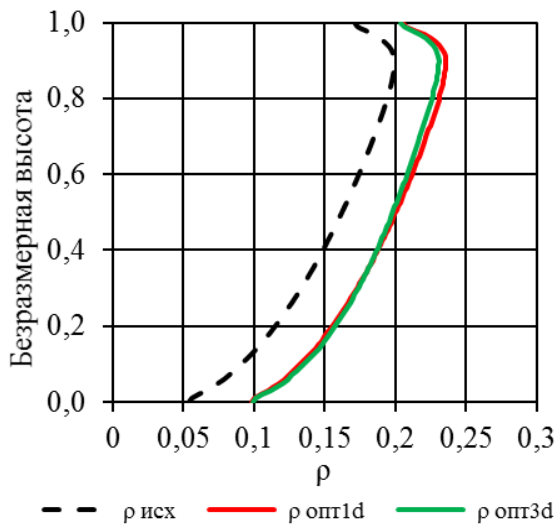


Рис. 5 – Распределение по высоте ступени степени реактивности ($\delta = 1,0$ мм)

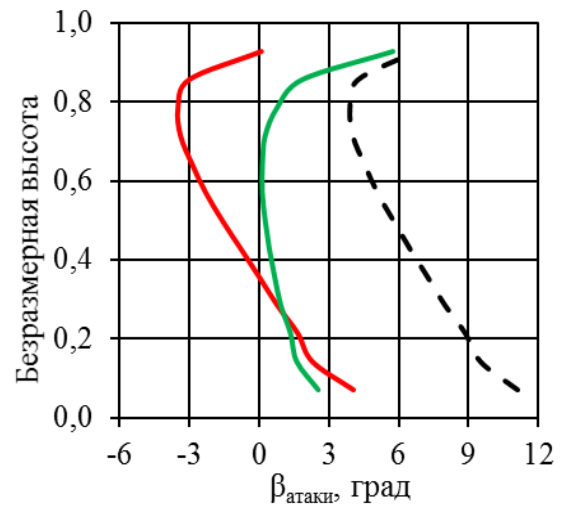


Рис. 6 – Распределение по высоте ступени угла атаки потока на рабочей решетке ($\delta = 1,0$ мм)

Следует отметить, что приведенный выше анализ результатов оптимизации одинаково справедлив как для радиального зазора 0,5 мм, так и для зазора 1,0 мм. Это свидетельствует о высокой точности разработанного метода и его применимости для широкого диапазона конструкций турбинных ступеней.

Выводы

1) Предложен комплексный метод оптимизации ступени осевой турбины, который основан на итерационном процессе поочередного применения методов одномерной и трехмерной оптимизаций, что позволяет, значительно экономя машинное время, достичь поставленной цели.

2) Получены две оптимальные ступени с различными величинами радиальных зазоров, КПД которых существенно выше исходных.

Список литературы: 1. *Бойко, А. В.* Метод пространственной оптимизации ступени осевой турбины с учетом обтекания турбинных профилей и периферийной протечки [Текст] / А. В. Бойко, Д. И. Максютя // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 5–11. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. 2. *Бойко, А. В.* Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин [Текст]: [Учеб. пособие для вузов по спец. «Турбостроение»] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Харьков : Вища шк., Изд-во при ХГУ, 1989. – 217 с., С. 141–156. 3. *Бойко, А. В.* Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПІ» : сб. науч. трудов. – Харьков : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 5. – С. 51–54. – ISSN 2078-774X. 4. *Rechtschaffner, R. L.* Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs [Text] / R. L. Rechtschaffner // *Technometrics*. – 1967. – Vol. 9. – P. 569–575. 5. *Самарский, А. А.* Численные методы [Текст] : учеб. пособие для вузов / А. А. Самарский, А. В. Гулин. – М. : Наука ; Гл. ред. физ-мат. лит., 1989. – 432 с., С. 140–143. – ISBN 5-02-013996-3. 6. *Соболь, И. М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболь, Р. Б. Статников. – М. : Наука, 1981. 7. *Бойко, А. В.* Верификация численного расчета работы ступени осевой турбины с учетом периферийной протечки [Текст] / А. В. Бойко, Д. И. Максютя // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПІ» : сб. науч. трудов. – Харьков : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 13. – С. 18–23. – ISSN 2078-774X. 8. *Бойко, А. В.* Численный расчет влияния удара на рабочую лопатку при работе в ступени [Текст] / А. В. Бойко, М. В. Бурлака, Д. И. Максютя // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПІ» : сб. науч. трудов. – Харьков : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 7. – С. 24–28. – ISSN 2078-774X. 9. *Говорущенко, Ю. Н.* Оптимизация газодинамических и геометрических характеристик осевой турбинной установки [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Юрий Николаевич Говорущенко. – Харьков : Политехнический институт им. В.И. Ленина, 1981. – 175 с. 10. *Бойко, А. В.* Численное исследование влияния сложного тангенциального навала на характеристики кольцевой реактивной турбинной решетки [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый, М. В. Бурлака // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПІ» : сб. науч. трудов. – Харьков : НТУ «ХПІ». – 2009. – № 3. – С. 18–22. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. Boiko, A. V., and D. I. Maksyuta. "Metod prostranstvennoj optimizacii stupeni osevoj turbiny s uchetom obtekanija turbinyh profilej i periferijnoj protechki." *Visnyk NTU "KhPI" Ser.: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No. 12(1055). Kharkiv : NTU "HPI", 2014. 5–11. ISSN 2078-774X. Print. 2. Boiko, A. V., and Ju. N. Govorushhenko. *Osnovy teorii optimal'nogo proektirovanija protochnoj chasti osevyh turbin. Ucheb. posobie dlja vuzov po spec. "Turbostroenie"*. Kharkov : Vyshha shkola, Izd-vo pri KhGU, 1989. 141–156. Print. 3. Boiko, A. V., A. P. Usatyj and V. S. Barannik. "Povyshenie tochnosti formal'noj makromodeli pri planirovanii jeksperimenta." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie*. No. 5. Kharkov : NTU "KhPI". 2013. 51–54. ISSN 2078-774X. Print. 4. Rechtschaffner, R. L. "Saturated fractions of 2n and 3n factorial designs." *Technometrics*. Vol. 9. 1967. 569–575. Print. 5. Samarskij, A. A., and A. V. Gulin. *Chislennye metody. Ucheb. posobie dlja vuzov*. Moscow : Nauka, 1989. 140–143. ISBN 5-02-013996-3. Print. 6. Sobol', I. M., and R. B. Statnikov. *Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami*. Moscow : Nauka, 1981. Print. 7. Boiko, A. V., and D. I. Maksyuta. "Verifikacija chislennoho rascheta raboty stupeni osevoj turbiny s uchetom periferijnoj protechki." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie*. No. 13. Kharkov: NTU "KhPI". 2013. 18–23. ISSN 2078-774X. Print. 8. Boiko, A. V., M. V. Burlaka and D. I. Maksyuta. "Chislennyj raschet vlijanija udara na rabochuju lopatku pri rabote v stupeni." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie*. No. 7. Kharkov: NTU "KhPI". 2012. 24–28. ISSN 2078-774X. Print. 9. Govorushchenko, Yu. N. *Optimizacija gazodinamicheskikh i geometricheskikh harakteristik osevojturbinnoj ustanovki. Dis. ... kand. tehn. nauk*. Kharkov, 1981. Print. 10. Boiko, A. V., et al. "Chislennoe issledovanie vlijanija slozhnogo tangencial'nogo navala na harakteristiki kol'cevoj reaktivnoj turbinnoj reshetki." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie*. No. 3. Kharkov: NTU "KhPI". 2009. 18–22. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 04.02.2015

УДК 621.438.056

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУУ «КПИ», Киев;
Л. С. БУТОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУУ «КПИ», Киев;
Е. А. ГРАНОВСКАЯ, ст. преподаватель НТУУ «КПИ», Киев;
Д. А. ГОРЯЧ, аспирант НТУУ «КПИ», Киев;
О. С. МОРОЗ, студент НТУУ «КПИ», Киев

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУР В СТАБИЛИЗАТОРНЫХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ ПРИ МИКРОДИФфуЗИОННОМ СЖИГАНИИ ГАЗА

Представлены результаты экспериментальных исследований формирования профиля температуры продуктов сгорания за стабилизаторами при микрофакельном сжигании газа со струйной подачей топлива в зону рециркуляции. Рассмотрены факторы, определяющие распределение температуры вдоль стабилизатора, а также длину камеры, необходимую для выравнивания температуры по сечению камеры сгорания.

Ключевые слова: камера сгорания, стабилизатор, микродиффузионное горение, поле температур, продукты сгорания.

Ведение

Одной из особенностей теплоэнергетической отрасли Украины является значительная зависимость от импорта топливно-энергетических ресурсов, в частности, газообразного топлива – природного газа. Значительная часть этого топлива идёт на производство чугуна, стали, цемента, минеральных удобрений и т.д. Существенный потенциал топливоиспользующей техники составляют котельные установки промышленной и коммунальной энергетики типа НИИСТУ-5, КВГМ, ПТВМ и др. различной мощности, парк которых – более 1000 штук отработавших свой ресурс, а также плавильные и нагревательные печи, воздушные подогреватели различного назначения, сушила и др. [1–3]. Наиболее реальным путём повышения эффективности этих установок, при минимальных затратах, является их модернизация. Опыт показывает, что в тепловом балансе теплоэнергетических установок расход тепла на переменных режимах, например на разогрев обмуровки топки, составляет (25–45) % от общей затраты тепла (Ахмедов Р. Б.) [4]. В связи с этим существует задача обеспечения режима работы, при котором определённым условиям эксплуатации соответствует наиболее эффективная схема организации топочного процесса – регулируемый оптимум.

В последнее время в мировой все большее внимание уделяется использованию высокотемпературных газотурбинных (ГТУ) и парогазовых (ПГУ) установок для производства электроэнергии, целей теплофикации и в комплексе с паросиловой установкой, что приводит к повышению термодинамической эффективности цикла. При этом возникает проблема сжигания газа в камере вторичного подогрева при недостатке кислорода в окислителе [5–7].

Одним из основных элементов, который в значительной степени определяет эффективность топливоиспользующего объекта, является горелочное устройство. От характеристик работы, надёжности и долговечности горелки в значительной степени зависят показатели работы агрегата в целом. Анализ горелочных устройств показывает, что значительная часть из них имеют недостаточно высокие, с точки зрения современных требований, технико-экономические характеристики, что обусловлено

© О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовский, Е.А. Грановская, Д.А. Горяч, О.С. Мороз, 2015

устаревшими методами организации их рабочего процесса. Такие горелки характеризуются, в частности, узким диапазоном устойчивой работы при изменении скорости воздушного потока и коэффициента избытка воздуха, значительными выбросами оксидов азота и углерода и др., неэффективной работой на частичных нагрузках, что приводит к перерасходу топлива.

Таким образом, актуальность предлагаемой работы определяется необходимостью экономии дефицитного газообразного топлива и законодательными требованиями охраны окружающей среды от загрязнения токсичными продуктами сгорания путём внедрения в энергетическое, промышленное и коммунальное хозяйство Украины высокоэффективных технологий сжигания топлива и соответствующих горелочных устройств.

Перспективным направлением в решении указанной проблемы является использование горелочных устройств с микрофакельным (микродиффузионным) сжиганием газа в системе стабилизаторов, которые обтекаются воздушным потоком.

На кафедре ТЭУ Т и АЭС НТУУ «КПИ» выполняются, начаты В. А. Христиком и Г. Н. Любчиком, научные исследования по разработке горелочных устройств стабилизаторного типа с различными схемами организации смесеобразования и горения топлива и воздуха [8]. Организация процесса сжигания топлива в системе микрообъёмов, и связанное с этим увеличение поверхности воспламенения и горения, позволяет повысить интенсивность горения и тепловое напряжение топочного объёма и сократить длину факела (Франк-Каменецкий Д. А. [9] и др.). Использование соответствующих схем смесеобразования газа и воздуха позволяет достичь оптимального соотношения компонентов горения в зависимости от требований, предъявляемых к горелочному устройству.

Микрофакельные горелочные устройства стабилизаторного типа показали высокую эффективность работы при изменении режимных параметров и сниженный уровень выбросов токсичных оксидов азота (Сигал И. Я. [1], Тумановский А. Г. [10] и др.). При микрофакельном сжигании топлива в системе стабилизаторов обеспечивается возможность разработки горелочных устройств различной мощности за счёт изменения количества отдельных модульных элементов. Благодаря принципу прямоточности горелочные устройства имеют пониженное аэродинамическое сопротивление.

По результатам испытаний на различных объектах установлено, что применение горелочных устройств стабилизаторного типа при модернизации котлов малой и средней мощности (3–20 МВт) позволило на (15–20) % уменьшить эмиссию оксидов азота, за счёт прямоточности уменьшить сопротивление горелочных устройств и снизить расход электроэнергии на привод вентилятора до 15 %, повысить надёжность оборудования.

Характеристики цикла любой теплосиловой установки, кроме различных режимных и конструктивных факторов, в значительной степени зависят от характера формирования температурного поля в топочном пространстве. Потери в цикле в результате отклонения поля температур от проектного профиля приводят к ограничению средней температуры газов и уменьшают КПД цикла энергоустановки. Этот вывод особенно справедлив для высокотемпературных огнетехнических устройств, где используемые материалы работают на пределе термической прочности.

В свою очередь, снижение неравномерности поля температур позволяет повысить эффективность цикла энергоустановки и уменьшить, таким образом, удельный и абсолютный расход топлива.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование влияния различных режимных и конструктивных факторов на формирование поля температур в огневом пространстве при микрофакельном сжигании газа за стабилизаторами и струйной подаче топлива в зону рециркуляции.

Результаты экспериментальных исследований.

При изготовлении горелочного устройства в виде системы плоских стабилизаторов (рис. 1) различают поле температур в поперечном и продольном направлении (вдоль стабилизатора). При кольцевом исполнении горелочного устройства различают, соответственно, окружное и радиальное поле температур.

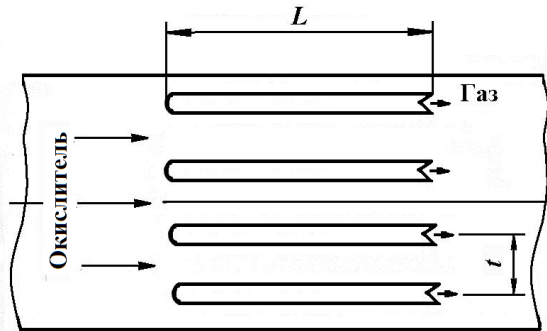


Рис. 1 – Микродиффузионное горелочное устройство стабилизаторного типа с подачей топлива в зону рециркуляции за плоским стабилизатором

В идеальном варианте поле температур в поперечном и окружном направлении должно быть абсолютно ровным. Окружная или поперечная неравномерность температуры газа на выходе из горелочного устройства кроме влияния на коэффициент полезного действия теплосилового установке при работе, например, в составе ГТУ влияет на скорость окисления материала сопловых лопаток турбины, на продолжительность их работы без прогара, и, следовательно, на их ресурс. Чем выше окружная

неравномерность, тем соответственно больше необходимо затрачивать воздуха на охлаждение сопловых лопаток с целью обеспечения их работоспособности.

Считается, что на неравномерность температурных полей влияют такие факторы:

- принципиальная схема горелочного устройства, в частности, для ГТУ – камеры сгорания (трубчатая, трубчато-кольцевая, кольцевая);
- поле скоростей воздуха на входе в горелочное устройство;
- форма диффузора и степень его раскрытия;
- конструкция горелочного устройства (размер и количество модулей);
- длина огневого пространства;
- точность изготовления и сборки деталей горелочного устройства;
- принятый уровень гидравлических потерь в горелке.

Газодинамическая асимметрия может быть следствием воздействия таких факторов как, например, нарушение подвода воздуха к горелочному устройству в результате отклонений в конструкции подводящего трубопровода, поворот воздушного потока или местного стеснения стойками, рёбрами, технологические отклонения при изготовлении деталей, например, отклонение формы и размера деталей и газодинамическая асимметрия конструкции. Так, если при подаче газообразного топлива отверстия выполняются с отклонениями в диаметре $2^{\pm 0,1}$ мм, то неравномерность расхода топлива может составлять около 20 %.

В связи со сложностью, а иногда невозможностью получения идеально ровного поля температур на ограниченной располагаемой длине камеры сгорания на практике допускается некоторая неравномерность, которую можно представить в виде [11]

$$\delta_t = \frac{T_{\max} - T_{\text{cp}}}{T_{\text{cp}} - T_{\text{в}}}, \quad (1)$$

где T_{\max} , $T_{\text{ср}}$, $T_{\text{в}}$ – соответственно максимальная и средняя температуры газов в данном сечении камеры сгорания и температура воздуха на входе.

Как показано в работе [12], уменьшение величины δ_t от 0,14 до 0,04 приводит к уменьшению энергетических потерь из-за неравномерности температурного поля в 3–4 раза. Считается, например, что в камерах сгорания величина δ_t не должна превышать 12 % для выносных типов и 25 % – для встроенных.

В современных ГТУ характер радиальной или продольной эпюры температур на выходе из камеры выбирается из условия обеспечения ресурса рабочих лопаток турбины, который, в свою очередь, определяется сечениями лопатки, имеющими минимальный запас прочности. Обычно эти сечения располагаются вблизи корня лопатки, где действующие напряжения близки к максимальным. На рис. 2а [13] показано распределение действующих напряжений в рабочей лопатке турбины при типичных законах изменения площади поперечного сечения по её высоте. Допустимые напряжения существенно зависят от температуры металла лопатки, потому в зоне действия максимальных напряжений необходимо иметь пониженную температуру лопатки и, следовательно, набегающих продуктов сгорания.

Температура металла на периферии лопатки, несмотря на низкий уровень действующих напряжений, также должна быть снижена с точки зрения жаропрочности материала и сохранения постоянной геометрии статорных деталей. В итоге по мере повышения температуры газов требования обеспечения равномерного поля температур перед турбиной заменяются требованиями создания оптимального профиля температур по высоте лопатки. Типичной является радиальная эпюра температур с максимальным её значением на высоте примерно 0,6–0,75 от высоты выходного канала камеры. Отношение пиковой температуры к среднемассовой в выходном сечении изменяется в диапазоне $T_{\max}/T_{\text{ср}} = 1,04\text{--}1,08$ [13].

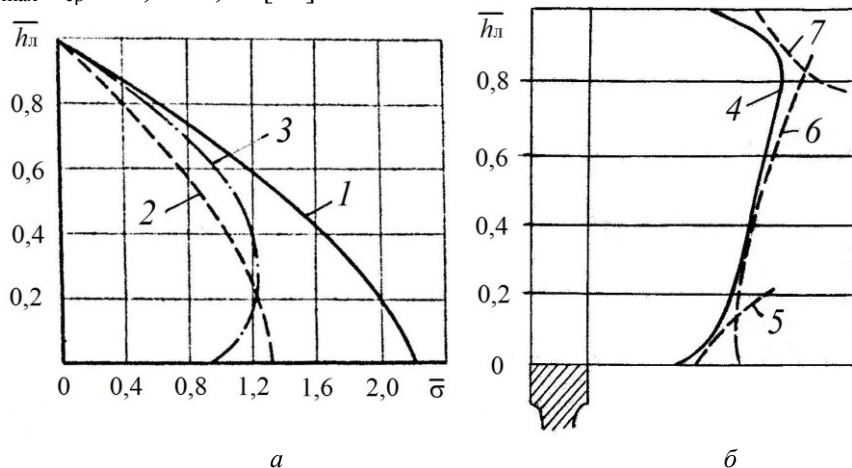


Рис. 2 – Напряжения в рабочей лопатке газовой турбины: а – изменение безразмерной величины действующих напряжений по высоте лопатки; б – влияние распределения напряжений на расчётный предельный профиль температуры на выходе из камеры сгорания;
 1–3 – влияние закона изменения площади поперечного сечения лопатки по высоте: 1 – $F = \text{const}$; 2 – линейный; 3 – квадратичный; 4 – предельный профиль температуры газов; 5 – граница усталости металла; б – граница ползучести; 7 – возникновение напряжения в лопатках статора

Также на рис. 2б приведены кривые оптимального распределения температур, где показана линия 4, которая огибает несколько кривых для предельно допустимых напряжений: 5 – граница усталости металла; б – граница ползучести; 7 – возникновение напряжения в лопатках статора [14].

Считается, что с уменьшением масштаба элементов горелочного устройства облегчаются возможности формирования требуемого поля температур [13]. С этой точки зрения при рассматриваемом в данной работе методе сжигания топлива за системой сравнительно небольших стабилизаторов формирование требуемого профиля температур газов соответствует такому подходу.

При анализе формирования поля температур в микрофакельных горелочных устройствах стабилизаторного типа следует учитывать, что на этот процесс существенное влияние оказывает интенсивность массообменных процессов за фронтным устройством и в объёме камеры. Как видно из рис. 3, где приведены данные по интенсивности турбулентности в следе за стабилизаторами, максимальное её значение наблюдается в поперечном сечении стабилизатора (ϵ_y), что связано с большим градиентом скоростей в этом направлении [14]. По высоте стабилизатора (ϵ_z) и по оси следа (ϵ_x) интенсивность массообмена примерно в 3 раза меньше.

Как уже указывалось, в продольном направлении (вдоль стабилизатора) поле температур должно иметь определённый профиль, связанный с допустимым уровнем напряжений, возникающих в рабочих лопатках турбины (рис. 2б).

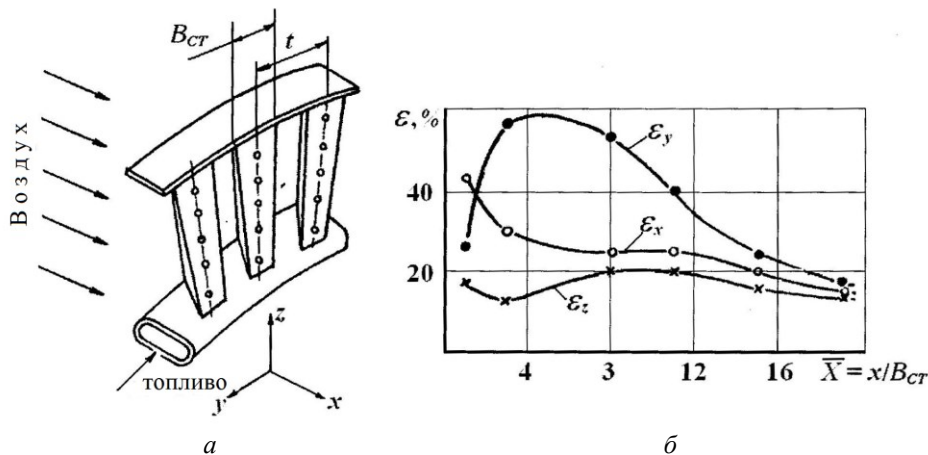


Рис. 3 – Схема стабилизаторной решетки (а) и изменение интенсивности турбулентности в следе за стабилизатором (б): ϵ_x – по оси следа за стабилизатором; ϵ_y – в поперечном направлении; ϵ_z – по высоте вдоль стабилизатора

На рис. 4 приведены данные по относительному расходу топлива (газа) вдоль стабилизатора G_i и полю температур газа при подаче с обеих сторон коллектора (рис. 4а) и с одной стороны (рис. 4б). При двухсторонней подаче газа с относительной площадью газоподающих отверстий $f_r = 0,31$ неравномерность расхода газа равна $\epsilon = 0,04$, а при односторонней подаче с $f_r = 0,625$ значение $\epsilon = 0,10$.

Как видно из рисунка, поле температур вдоль стабилизатора примерно соответствует характеру распределения топлива вдоль стабилизатора. Таким образом, использованный метод сжигания топлива за стабилизаторами с распределённой по длине подачей топлива позволяет изменяя схему газораздачи между отдельными стабилизаторами и вдоль стабилизатора (диаметр и шаг отверстий, профиль коллектора и др.) регулировать эпюру поля температур в камере сгорания.

Характер формирования температуры продуктов сгорания в поперечном сечении за системой уголковых стабилизаторов с подачей топлива распределено по длине стабилизатора показан на рис. 5 [15, 16].

Проводились испытания горелочных устройств с такими параметрами – $B_{ст} = 30$ мм и 45 мм, коэффициент загромождения $K_f = 0,60; 0,692; 0,81$, где $K_f = B_{ст}/t_{ст}$;

$B_{ст}$ – ширина стабилизатора; $t_{ст}$ – шаг стабилизаторов. Изменение общего коэффициента избытка воздуха α приведено на рис. 5, 6.

На рис. 5 для одного из вариантов ($B_{ст} = 30$ мм; $K_f = 0,60$) для двух значений коэффициента избытка воздуха $\alpha_0 = 15,6$ и $4,3$ показано изменение температуры газов по оси следа за стабилизатором и оси щели между стабилизаторами.

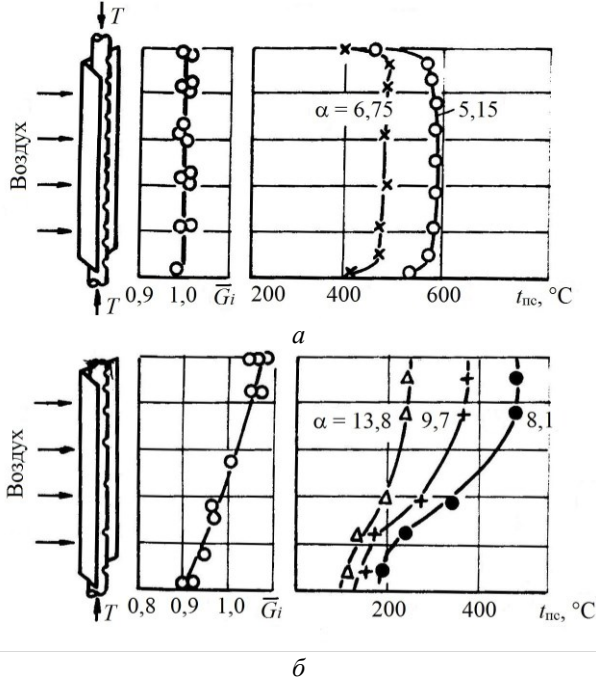


Рис. 4 – Формирование поля температур по высоте стабилизатора при подаче газа: а – с двух сторон коллектора; б – с одной стороны коллектора

Как видно из рис. 5, в связи с высокой интенсивностью турбулентности в поперечном направлении ϵ_y процесс перемешивания продуктов сгорания в следе за стабилизаторами и воздуха между ними происходит с высокой интенсивностью. Полученные данные показывают, что длина камеры, на которой происходит выравнивание температуры в этом направлении зависит от коэффициента избытка воздуха α_0 . Из рисунка видно, что с уменьшением α_0 длина камеры, требуемая для выравнивания температур, увеличивается. Это связано с уменьшением интенсивности выгорания топлива, увеличением длины факела и замедлением роста температуры по длине факела.

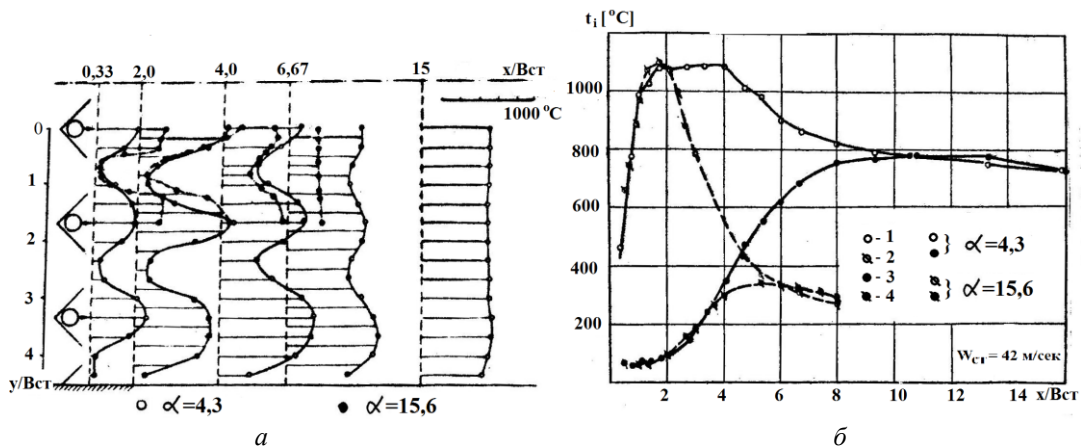


Рис. 5 – Формирование поля температур газов за стабилизаторами при $K_f = 0,60$ и разных коэффициентах избытка воздуха: а – в поперечном сечении стабилизаторов; б – по длине камеры сгорания; 1, 2 – по оси следа за стабилизатором; 3, 4 – по оси щели

На рис. 6 для трёх горелочных устройств с различным загромождением и при различных α_0 представлены данные по изменению относительной температуры газов по оси следа за стабилизатором и оси щели по длине камеры. Из рисунка видно, что при используемых на практике коэффициентах загромождения $K_f \geq 0,5$ в диапазоне исследованных режимов по коэффициенту избытка воздуха поле температур в

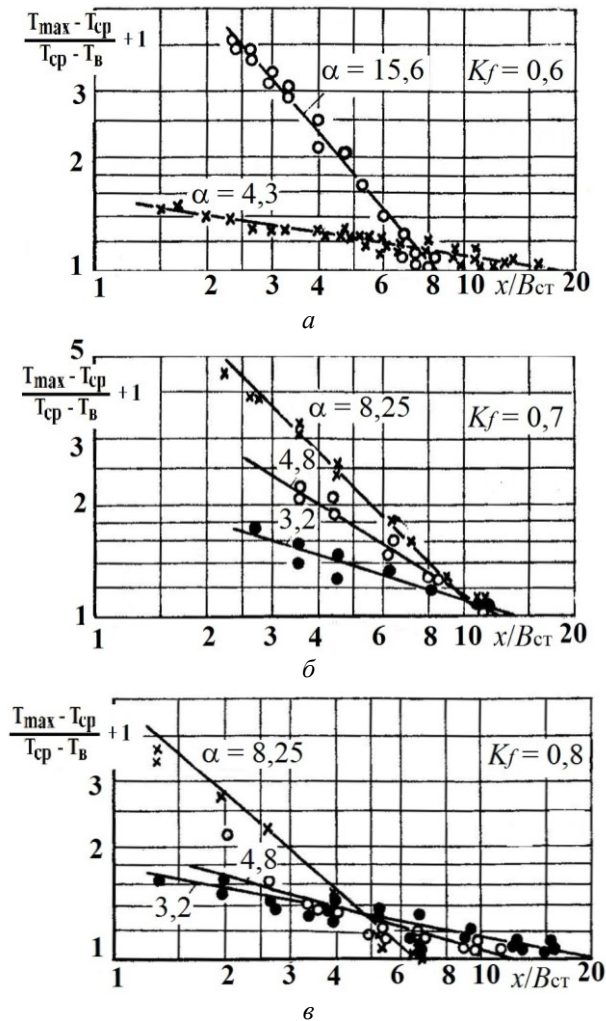


Рис. 6 – Закономерности изменения относительной разницы температуры в поперечном сечении камеры по оси следа за стабилизатором и оси щели между стабилизаторами

стабилизаторе, профиль коллектора, диаметр и шаг топливных отверстий можно регулировать эпоху поля температур в топочном пространстве вдоль стабилизатора.

2) Длина камеры, на которой происходит выравнивание температуры в поперечном сечении стабилизаторов зависит от коэффициента загромождения горелочного устройства и коэффициента избытка воздуха.

Список литературы: 1. Сигал, И. Я. Защита воздушного бассейна от выбросов электростанций и котельных [Текст] / И. Я. Сигал // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 10. – С. 60–66. 2. Хзмалян, Д. М. Теория горения и топочные устройства [Текст] / Д. М. Хзмалян, Я. А. Каган. – Москва : Энергия, 1976. – 488 с. 3. Спейшер, В. А. Сжигания газа на электростанциях и в промышленности [Текст] / В. А. Спейшер. – Москва : Энергия, 1967. – 251 с. 4. Ахмедов, Р. Б. Основы регулирования топочных процессов [Текст] / Р. Б. Ахмедов. – М. : Энергия, 1977. – 280 с. 5. Халатов, А. А. Парогазовые установки в электроэнергетике: современное состояние и перспективы развития в Украине [Текст] / А. А. Халатов // Тепловая энергетика – новые вызовы времени. – Львов : НВФ «Українські технології», 2010. – С. 238–247. – ISSN 6. Патон, Б. С. Промислові газотурбінні двигуни для газотранспортної системи України: сучасний стан і проблеми розвитку [Текст] / Б. С. Патон, А. А. Халатов, Д. А. Костенко та ін. // Енергетика та Електрифікація. – 2008. – № 7. – С. 87–294. 7. Халатов, А. А. Які газотурбінні двигуни необхідні газотурбінній системі України [Текст] // Газотурбінні технології. – 2008. – № 7(68). – С. 22–24.

окружном направлении становится равномерным в пределах 10–15 калибров стабилизатора.

Анализ результатов испытаний стабилизаторных горелочных устройств показал, что расчёты длины камеры сгорания, необходимой для выравнивания поля температур в поперечном сечении камеры сгорания при заданном коэффициенте неравномерности температурного поля δ_t и запаса длины камеры в виде коэффициента K_1 , который учитывает возможные технологические отклонения при изготовлении и сборке камеры сгорания, можно производить по формуле:

$$\frac{X}{B_{ст}} = K_1 \left(\frac{e^{1,3(1+\alpha_{рец})} - 2,73}{\delta_t} \right)^{\frac{1}{\alpha_{рец}^{0,8}}}, \quad (2)$$

где $\alpha_{рец}$ – расчётный коэффициент избытка воздуха в зоне рециркуляции, который определяется как

$$\alpha_{рец} = K_w C_x \alpha_0 K_f (1 + K_f), \quad (3)$$

где C_x – коэффициент лобового сопротивления стабилизатора; K_w – опытный коэффициент, равный $K_w^* = 0,042$ в изотермических условиях и $K_w = 0,0315$ – при горении.

Выводы

1) Изменяя схему газороздачи в

8. Христич, В. А. Горелочные устройства для сжигания газа при высоких и переменных избытках воздуха [Текст] / В. А. Христич, Г. Н. Любчик // Использование газа в народном хозяйстве. – Москва : ВНИИГазпром, 1978. – Вып. 10. – 60 с. **9.** Франк-Каменецкий, Д. А. Микродиффузионное турбулентное горение [Текст] / Д. А. Франк-Каменецкий, Е. М. Минский // Докл. АН СССР. – 1950. – Т. 50. – С. 353–354. **10.** Тумановский, А. Г. Сжигание жидкого топлива во встречно-закрученных струях кольцевой камеры сгорания [Текст] / А. Г. Тумановский, А. В. Сударев, А. В. Маев // Теплоэнергетика. – 1986. – № 3. – С. 37–42. **11.** Пчелкин, Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / Ю. М. Пчелкин. – Москва : Машиностроение, 1973. – 392 с. **12.** Любчик, Г. Н. Система показателей эффективности камер сгорания ГТУ [Текст] / Г. Н. Любчик // Теплоэнергетика. – 1975. – № 12. – С. 47–52. **13.** Резник, В. Е. Инженерные основы проектирования камер сгорания авиационных ГТД / В. Е. Резник, В. П. Данильченко, Н. Б. Болотин. – Куйбышев : КуАИ, 1981. – 80 с. **14.** Хауторн, У. Р. Основы проектирования и характеристики газотурбинных двигателей [Текст] / У. Р. Хауторн, У. Т. Олсон. – Москва : Машиностроение, 1964. – 648 с. **15.** Христич, В. А. Рабочий процесс и охлаждение высокотемпературных камер сгорания диффузионно-стабилизаторного типа [Текст] / В. А. Христич, Л. С. Бутовский, Е. А. Грановская [и др.] // Промышленная теплотехника. – 1980. – Т. 2, № 6. – С. 78–83. **16.** Бутовский, Л. С. Влияние режимных и конструктивных факторов на диффузионное сжигание газа за стабилизаторами [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 23.12.83 / Л. С. Бутовский ; НТУУ «КПИ». – Киев : 1983. – 259 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Sigal, I. Ja. "Zashhita vozdushnogo bassejna ot vybrosov jelektrostantsij i kotel'nyh [The protection of the air area from steam power plants and boiler unit ejections]." *Jekotehnologii i resursoberezenie*. No 10. 2000. 60–66. Print. **2.** Hzmajlan, D. M., and Ja. A. Kagan. *Teorija gorenija i topochnye ustrojstva [The theory of burning and fire devices]*. Moscow : Jenergija, 1976. Print. **3.** Spejsher, V. A. *Szhiganija gaza na jelektrostantsijah i v promyshlenosti [The gas burning on the steam power plants and in the industry]*. Moscow : Jenergija, 1967. Print. **4.** Ahmedov, R. B. *Osnovy regulirovanija topochnyh processov [The foundations of the regulating of burning processes]*. Moscow : Jenergija, 1977. Print. **5.** Khalatov, A. A. "Parogazovye ustanovki v jelektrojenergetike: sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitija v Ukraine [Steam-gas power plants in the electric energy: the modern state and the perspective of the development in the Ukraine]." *Teplovaja jenergetika – novye vyzovy vremeni*. – Lvov: NVF "Ukrains'ki tehnologii", 2010. 238–247. Print. ISSN. **6.** Paton, B. Je., A. A. Khalatov and D. A. Kostenko, et al. "Promyslovi gazoturbinni dvyguny dlja gazotransportnoi' systemy Ukrainy: suchasnyj stan i problemy rozvytku [The industrial gas-turbine engings for the gas-transport system of the Ukraine: the modern state and the problems of the development]." *Energetyka ta Elektryfikacija*. No 7. 2008. 287–294. Print. **7.** Khalatov, A. A. "Jaki gazoturbinni dvyguny neobhidni gazoturbinnij systemi Ukrainy [What gas-turbine plants are necessary to the gas-turbine system of the Ukraine]." *Gazoturbinni tehnologii'*. No 7(68). 2008. 22–24. Print. **8.** Khristich, V. A., and G. N. Lyubchik. "Gorelochnye ustrojstva dlja szhiganija gaza pri vysokih i peremennyh izbytkah vozduha [The burning devices for combustion of the gas at high and alternating excess of air]." *Ispol'zovanie gaza v narodnom hozjajstve [The using of gas in the national economy]*. No 10. Moscow : VNIIEgasprom, 1978. Print. **9.** Frank-Kameneckij, D. A, and E. M. Minskij. "Mikrodiffuzionnoe turbulentnoe gorenje [Microdiffusing turbulent burning]." *Dokl. AN SSSR*. Vol. 50. 1950. 353–354. Print. **10.** Tumanovskij, A. G., A. V. Sudarev and A. V. Maev. "Szhiganie zhidkogo topliva vo vstrečno-zakruchennyh strujah kol'cevoj kamery sgoranija [Burning of the liquid fuel in cross streams of the annular combustion chamber]." *Tepljenergetika*. No 3. 1986. 37–42. Print. **11.** Pchelkin, Ju. M. *Kamery sgoranija gazoturbinnih dvigatelej [Combustion chambers of gas turbine plants]*. Moscow : Mashinostroenie, 1973. Print. **12.** Lyubchik, G. N. "Sistema pokazatelej jeffektivnosti kamer sgoranija GTU [The system of indices of the combustion chamber efficiency of the gas turbine installation]." *Tepljenergetika*. No 12. 1975. 47–52. Print. **13.** Reznik, V. E., V. P. Danil'chenko and N. B. Bolotin. *Inzhenernye osnovy proektirovanija kamer sgoranija aviacionnyh GTD [The ingeneering basis of the desining of combustion chambers of aircraft gas turbine engines]*. Kujbushev : Kuj.A.I., 1981. Print. **14.** Hawthorne, W. R., and W. T. Olson. *Osnovy proektirovanija i harakteristiki gazoturbinnih dvigatelej [Design and performans of gas turbine power plants]*. Moscow : Mashinostroenie, 1964. Print. **15.** Khristich, V. A. "Rabochij process i ohlazhdenie vysokotemperaturnyh kamer sgoranija diffuzionno-stabilizatornogo tipa [The working process and cooling of the high temperature diffusion-type combustion chamber]." *Promyshlennaja teplotehnika*. Vol. 2.06 1980. 78–83. Print. **16.** Butovskij, L. S. *Vlijanie rezhimnyh i konstruktivnyh faktorov na diffuzionnoe szhiganie gaza za stabilizatorami [The influence of regime and design factors on the diffusion burning of gas behind the stabilizer]*. Dis. ... kand. tech. nauk. Kiev : NTUU "KPI", 1983. Print.

Поступила (received) 12.01.2015

УДК 621.515

В. П. ПАРАФЕЙНИК, д-р техн. наук; ведущий научный сотрудник
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»;

С. А. ПРИЛИПКО, магистр; главный специалист ПАО «Сумское НПО
им. М.В. Фрунзе»

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК БЛОЧНО-КОМПЛЕКТНОЙ ТУРБОКОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ НА ОСНОВЕ ЕЁ КОМПЛЕКСНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

На основе созданной в Специальном конструкторском бюро ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» комплексной математической модели (КММ), реализованной в виде программно-вычислительного комплекса САРТУ-КС-М, выполнен анализ технологических и термодинамических параметров блочно-комплектной турбокомпрессорной установки, созданной на основе центробежного компрессора и газотурбинного привода мощностью 8,0 МВт. Установка предназначена для сбора и транспорта нефтяного газа в условиях эксплуатации Уренгойского нефтегазоконденсатного месторождения (Россия).

Ключевые слова: алгоритм, компримирование, математическая модель, термодинамический анализ, эксергия.

Введение

Блочно-комплектные компрессорные установки (КУ) с газотурбинным приводом (ГТП) являются сложным комплексом технологического оборудования и требуют расчетного анализа режимов работы на всех этапах их жизненного цикла: при выборе принципиальной ТС и обосновании основных технических решений по созданию КУ; выпуске проектно-конструкторской документации; осуществлении контрольных и доводочных испытаний; в процессе эксплуатации. К основной номенклатуре блочно-комплектного компрессорного оборудования, производимого в ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (далее ПАО), относятся турбокомпрессорные установки (ТКУ) с электроприводом и ГТП мощностью 6,3...25,0 МВт следующего назначения: для промышленных, дожимных и линейных компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов при давлении нагнетания $P_k = 1,2...10,0$ МПа; переработки нефтяного газа (н.г.) при $P_k = 3,0...8,4$ МПа; закачки природного газа (п.г.) в подземные хранилища при $P_k = 7,45...40,0$ МПа; обратной закачки н.г. в пласт при $P_k \geq 16,0$ МПа для поддержания дебита нефтяных скважин; добычи нефти с использованием газлифтного метода при $P_k = 5,49...12,0$ МПа; эксплуатации газоконденсатных месторождений с использованием «сайклинг»-процесса при $P_k = 35,0...55,0$ МПа.

Процессы, связанные с созданием, реализацией комплекса пуско-наладочных работ и эксплуатацией блочно-комплектных ТКУ требуют применения современной методики проектирования и соответствующих программно-технических средств.

1 Объект анализа

Существенное влияние на конструкцию и характеристики оборудования на основе центробежных компрессоров (ЦК) оказывает состав углеводородного газа (у. г.). Молекулярная масса у. г. находится в широком диапазоне значений от 17 до 29 кг/кмоль и более при содержании метана от 59 до 98 % объемных и соответствующих значениях основных теплофизических характеристик:

© В.П. Парафейник, С.А. Прилипко, 2015

$$R = 0,294 \dots 0,5058 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); \quad c_p = 1,856 \dots 2,173 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}); \quad k = 1,187 \dots 1,307;$$

$$i = 415,8 \dots 606,7 \text{ кДж}/\text{кг}; \quad S = 11,691 \dots 12,72 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Особенностью н.г. является наличие в его составе тяжелых углеводородов от C_5 до C_{7+} высш, содержание которых может достигать 7% объёмных и оказывать существенное влияние на рабочий процесс ТКУ. При его компримировании и охлаждении в ТКУ выделяется значительное количество конденсата, а состав у.г. и его теплофизические характеристики претерпевают существенные изменения по сравнению с исходными, что следует учитывать при проектировании БКУ.

Основой ТКУ п. г. является ГПА, состоящий из ГТП, и, преимущественно, однокорпусного ЦК, а также вспомогательного оборудования. Подготовку газа на входе обеспечивает установка очистки, состоящая из одной (пылеуловители) или двух ступеней очистки (пылеуловители и фильтры-сепараторы). После компримирования п.г. направляется в АВО, где он охлаждается перед подачей в газопровод. В составе технологического контура имеется набор арматуры для обеспечения режимов работы ТКУ. Важную роль в обеспечении эффективной работы КУ играет система автоматизированного управления (САУ) установки.

Основой установки н.г. (рис. 1) является ТКА, состоящий из ГТП, мультипликатора и ЦК, имеющего от 1 до 3 корпусов сжатия с промежуточным и конечным охлаждением. В связи с возможными залповыми забросами жидкости в качестве первой ступени очистки н.г. используются сепараторы-пробкоуловители грубой очистки (С1). В качестве второй ступени очистки н.г. на входе используются сепараторы тонкой очистки (С2): мультициклонные, вихревые, щелевые и т. д. После каждой ступени компримирования н.г. направляется в газоохладители (АВО1...АВО3) и сепараторы (С3...С5), где он охлаждается и очищается от капельной жидкости. В схеме ТКУ н.г. имеется весьма разветвленный технологический контур с набором запорной, регулирующей и предохранительной арматуры, а также элементов САУ, обеспечивающей поддержание параметров перекачиваемого газа и антипомпажное регулирование при работе ЦК.

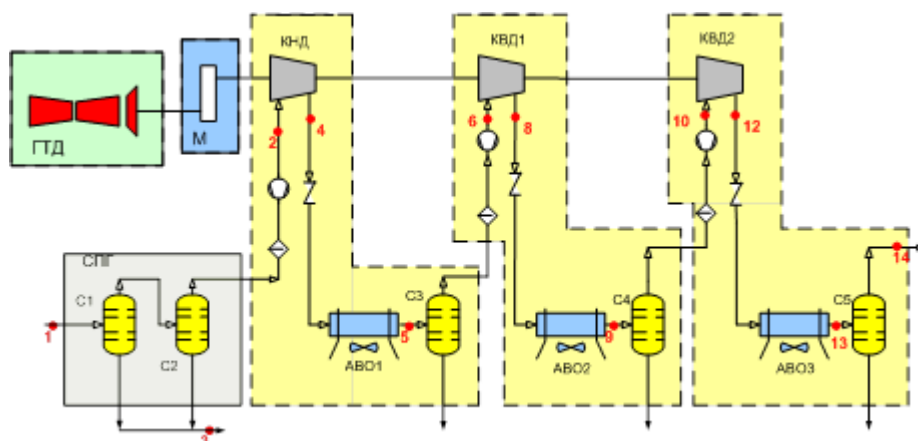


Рис. 1 – Принципиальная технологическая схема ТКУ КС Уренгойского НГКМ: С1...С5 – сепаратор; АВО1...АВО3 – аппарат воздушного охлаждения; ГТД – газотурбинный двигатель; КНД – компрессор низкого давления; КВД1, КВД2 – 1-я и 2-я секции сжатия компрессора высокого давления

Ранее принципиальной трудностью создания указанного комплекса оборудования была невозможность осуществить натурные испытания и доводку оборудования в условиях завода-изготовителя. В тоже время применение комплексной математической модели (КММ) установки позволило заменить натурные эксперименты

вычислительными при реализации задач, связанных с проектированием и испытанием установки.

2 Особенности методики анализа рабочего процесса ТКУ на основе КММ

Создание КММ ТКУ на основе ЦК и ГТП базируется на основополагающих принципах моделирования рабочих процессов, широко используемых при исследовании и проектировании различных технологических систем. КММ разработана на универсальных методических подходах [1], позволяющих построить адекватную математическую модель (ММ) такого сложного энерготехнологического объекта как ТКУ.

Одним из основных методических положений при анализе рабочего процесса блочно-комплектной ТКУ на основе системного подхода является положение о том, что проектируемая система является не просто совокупностью разнотипного оборудования, реализующая разнокачественные энергетические превращения. В процессе реализации системного подхода вновь созданный комплекс оборудования должен приобретать новые системные свойства, проявляющиеся в процессе его функционирования [2]. Это достигается, если разработчику комплекса удалось установить способ оптимизации интегральной характеристики ТКУ по ее эффективности, а также зависимость режимов ее работы от других элементов в составе технологической схемы (ТС) установки. При этом оптимизация режимов функционирования ТС и, соответственно, ее структуры осуществляется на основе многовариантного решения задачи численными методами. В рассматриваемом случае это обеспечивается методом итераций.

При создании КММ блочно-комплектной ТКУ необходимо учитывать следующее [3, 4]:

1) Анализ рабочего процесса установки осуществляется с целью уточнения структуры ТС, разработки требований к отдельным ее элементам, определения возможности подбора серийного или необходимости разработки нового оборудования в процессе проектирования установки.

2) Подбор и анализ эффективности технологических элементов ТКУ осуществляется с использованием общепринятых показателей эффективности ее отдельных элементов (эффективный и политропный КПД для газотурбинного двигателя (ГТД) и ЦК, соответственно; коэффициент сепарации для сепаратора и т.д.). Интегральный КПД установки, учитывая разнокачественность энергетических превращений, определяется на основе одного из методов термодинамического анализа. В частности, в настоящей работе используется эксергетический метод.

3) Расчётные отношения давлений в ЦК установок углеводородного газа (у.г.) в общем случае составляют 1,25...30,0 и более. В связи с этим рассогласование газодинамических характеристик корпусов (секций) сжатия ЦК может оказаться весьма значительным, что снижает эффективность его применения и требует анализа режимов работы компрессора во всем диапазоне возможных параметров. Это особенно важно в случае многокорпусного ЦК н.г.

4) С учётом изложенного в предыдущих пунктах, а также параметров ЦК, ГТП, температурных режимов работы системы охлаждения и молекулярной массы у.г., КММ должна обеспечить возможность определения теплофизических характеристик рабочих смесей, в т.ч. двухфазных, в широком диапазоне давлений и температур; расчет совместных режимов работы отдельных корпусов (секций) сжатия ЦК, а также интегрального КПД установки; поиск наиболее целесообразного режима работы ТКУ, исходя из возможности достижения минимума затрат топливного газа в ГТП.

5) При постановке задачи моделирования рабочего процесса ТКУ с учетом особенностей режимов ее работы ранее в исследованиях был принят ряд допущений, упрощающих её решение [3, 4 и другие]:

- в установке совершается установившийся рабочий процесс;
- рабочий процесс компримирования является совокупностью рабочих процессов каскадов сжатия компрессора (КСК), т.е. в каждом каскаде сжатия компрессора осуществляются процессы компримирования, охлаждения, сепарации газа; в связи с этим в ЦК выходные параметры предыдущего (первого) КСК являются входными параметрами последующего КСК;
- ГТП компрессора представляется набором зависимостей, которые выдает разработчик ГТД;
- при анализе процесса сепарации принимается, что эффективность вихревых и мультициклонных сепараторов (С) оценивается зависимостями η и $\Delta P = f(G_r)$, где η – коэффициент сепарации, составляющий 0,98–0,985 для вихревого С; ΔP – гидравлические потери в С;
- влияние возможных смолистых отложений в проточной части (ПЧ) контура ТКУ не учитывается;
- влияние паров воды в составе газа не учитывается;
- влияние мультипликатора учитывается путем использования в процессе анализа его механического КПД и передаточного отношения;
- соответствующие участки технологического контура учитываются их гидравлическими моделями;
- взаимодействие отдельных элементов в составе ТС учитывается программным способом.

3 Некоторые особенности программного комплекса типа САРТУ

На первом этапе работ по математическому моделированию рабочего процесса блочно-комплектных ТКУ н.г. на основе опыта работ в области проектирования химико-технологических процессов (ГИАП, г. Москва) и переработки газообразных углеводородов (ВНИПИгазпереработка, г. Краснодар) во ВНИИкомпрессормаш – СКБ ПАО (г. Сумы) был создан программно-вычислительный комплекс «Система автоматизированных расчетов технологических установок (САРТУ)». Программно-вычислительный комплекс (ПВК) САРТУ-КС, позволяющий выполнять анализ режимов работы ТС блочно-комплектных ТКУ газовой и нефтяной промышленности в широком диапазоне режимных параметров по производительности, давлениям, температуре, молекулярной массе рабочей среды ЦК. Указанный комплекс использовался в СКБ ПАО как основной инструмент проектирования ТС установок компрессорных станций (КС) [5].

Для обеспечения комплексного моделирования рабочего процесса ТКУ в процессе доработки существующего ПВК дополнительно разработаны и включены в состав КММ и создаваемого комплекса САРТУ-КС-М (модернизированный) следующие алгоритмы [3, 4]:

- расчётного анализа гидравлических потерь на участках технологического контура в составе ТКУ;
- процесса охлаждения н.г. в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) с учетом образования конденсата;
- термодинамического анализа эффективности рабочего процесса ТКУ на основе эксергетического метода.

Укрупненна структура КММ представлена на рис. 2. Как показывает анализ представленных данных, эта ММ представляет собой совокупность унифицированных модулей – расчётных процедур, реализуемых программным способом в соответствии с типовой структурой ТС установки и позволяет выполнять не только проектирование ТС, но и осуществлять их термодинамический анализ.

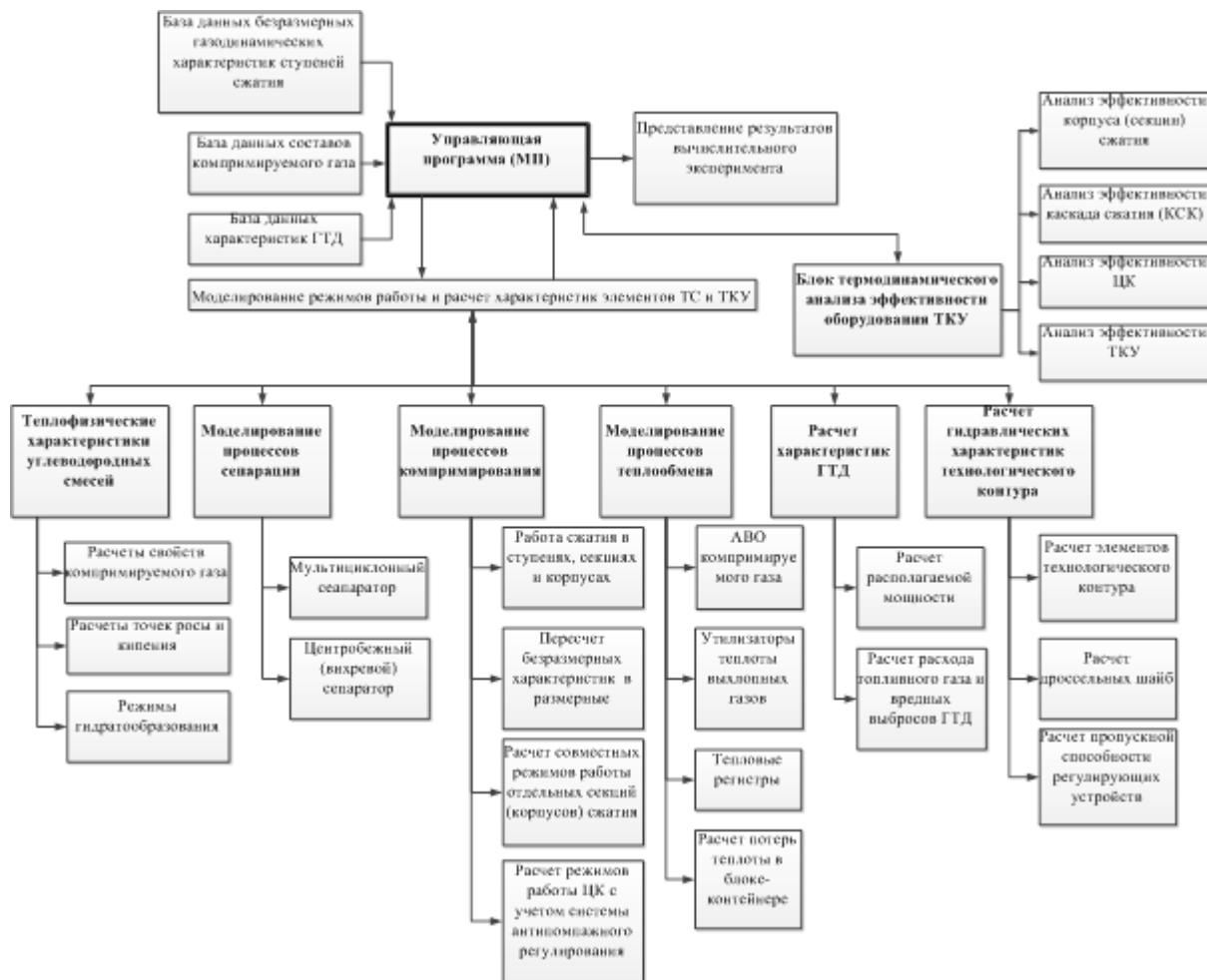


Рис. 2 – Структура программно-вычислительного комплекса САТУ-КС-М для анализа рабочего процесса блочно-комплектной ТКУ

В тоже время, сопоставляя этапы развития методов проектирования ТКУ, создаваемых на основе промышленных турбокомпрессоров, и энергетических турбин, при проектировании и исследовании которых значительное развитие получили оптимизационные методы [6, 7], можно утверждать, что дальнейшее развитие методологии проектирования блочно-комплектных ТКУ также будет основываться на многоуровневом подходе: первый уровень – ТС установки, в том числе компоновочной схемы ЦК; второй – оптимизация схемы ПЧ отдельных корпусов сжатия ЦК; третий уровень – совершенствование элементов отдельных ступеней в составе корпусов (секций) сжатия. Таким образом, комплекс САТУ-КС-М реализует этапы процесса технологического проектирования блочно-комплектных КУ. При этом имеется возможность оптимизации интегральных показателей эффективности (η_{ex}) ТС установки и на этой основе решать задачу многоуровневой оптимизации геометрии ПЧ корпусов сжатия ЦК.

4 Анализ и оценка эффективности рабочего процесса ТКУ нефтяного газа для КС Уренгойского НГКМ

Возможности программного комплекса САРТУ-КС-М рассмотрены на примере ТС блочно-комплектной ТКУ н.г. в составе промышленной КС Уренгойского нефтегазоконденсатного месторождения (НГКМ) (рис. 1).

Основным энергопроизводящим элементом ТКУ является ГТП, обеспечивающий выработку энергетических ресурсов для работы энергопотребителей. Комплекс энергопотребителей состоит из ЦК, электрогенератора (ЭГ), утилизатора тепла выхлопных газов (УТВГ), а также потребителей сжатого воздуха (с.в.) высокой температуры. Вырабатываемые ресурсы состоят из механической мощности, производимой силовой турбиной (СТ) двигателя, и теплоты выхлопных газов, а также сжатого воздуха, отбираемого на нужды КС от компрессора газогенератора ГТД.

Основные свойства перекачиваемого газа: плотность (при 20 °С и 0,1013 МПа) – 0,781 кг/м³; молекулярная масса – 18,9–19,5 кг/кмоль; низшая теплотворная способность – 37,93 МДж/м³.

Как показано на рис. 1, СПГ, состоящая из двух ступеней очистки, обеспечивает подготовку н.г. на входе в ТКУ. Для реализации процесса компримирования газа применяется 3-х каскадный ЦК в составе турбокомпрессорного агрегата ТКА-Ц-8БД/0,3-8,16 с газотурбинным двигателем НК-14СТ-8. Компоновочная схема ЦК выбрана в процессе предварительного анализа возможных вариантов ТС с учетом уровня давлений и температур у.с. в рабочем процессе ТКУ. При этом в составе каждого каскада сжатия компрессора (КСК) работает одна секция (корпус) сжатия компрессора (ССК), система охлаждения и конденсации, состоящая из АВО и мультициклонных сепараторов газа после каждого АВО. Кроме того, в составе ТКУ имеется весьма сложный технологический контур, состоящий из элементов трубной обвязки, арматурного оборудования, первичных приборов САУ, обеспечивающий работу основных энерготехнологических систем ТКУ при реализации ее рабочего процесса.

Технологические и термодинамические параметры ТС установки в узловых точках схемы, полученные в процессе анализа особенностей ее рабочего процесса, представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Основные технологические и термодинамические параметры рабочего процесса ТКУ для КС Уренгойского НГКМ

Параметр	Ед. изм.	1	2	3	4	5	6	8	9	10	12	13	14
Доля пара	–	0,996	1,000	0,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,997	1,000	1,000	0,998	1,000
Температура	К	290,0	289,5	289,6	414,9	318,2	318,1	432,9	318,2	318,1	416,9	298,2	298,1
Давление	МПа	0,330	0,300	0,300	1,183	1,163	1,147	3,605	3,585	3,565	8,440	8,435	8,415
Расход	кг/с	10,24	10,2	0,04	10,20	10,20	10,20	10,20	10,20	10,17	10,17	10,17	10,15
Плотность	кг/м ³	2,586	2,344	1014	6,456	8,421	8,304	19,11	27,54	27,31	47,88	80,65	80,29
Энтропия	кДж/(кг·К)	9,421	9,488	2,855	9,682	9,063	9,069	9,265	8,477	8,496	8,723	7,784	7,796
Энтальпия	кДж/кг	-4256	-4222	2·10 ⁴	-3942	-4171	-4171	-3911	-4205	-4170	-3955	-4287	-4259

Примечание. Знак «-» для значения энтальпии связан с методикой расчета ее значения, используемой в программном комплексе.

На начальном этапе работ по проектированию схемы КУ выполняется также анализ исходного состава газа с точки зрения возможного выделения углеводородного конденсата (у.к.) в процессе компримирования и охлаждения н.г. Диаграмма фазового состояния н.г. представлена ниже на рис. 3.

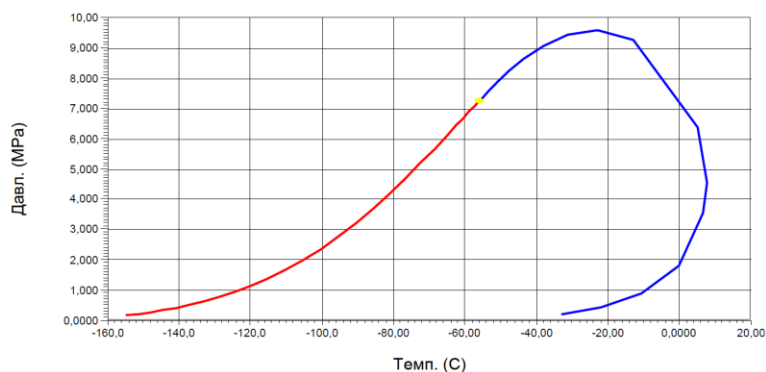


Рис. 3 – Фазовая диаграмма состояния н.г. на входе в ТКУ

Как видно из диаграммы, максимальное значение температуры точки росы по углеводородам (у.в.) составляет 8 °С (281,2 К) при давлении 4,5 МПа. Таким образом, при проектных режимах ТС и охлаждении газа в АВО возможно образование только водного конденсата.

Анализ изменения теплофизических параметров н.г. вдоль технологического контура позволяет сформировать обоснованные исходные данные для выполнения газодинамического проекта ЦК на основе использования существующей базы характеристик ПЧ или опыта создания новых эффективных ПЧ.

После выполнения газодинамического проекта ПЧ компрессора проводятся многовариантные расчеты с учетом диапазона значений теплофизических характеристик компримируемого газа и наиболее целесообразных комбинаций технологических параметров. Результатом расчетов являются уточненный материальный и мощностной балансы, диапазон возможных рабочих параметров ТКУ.

Диапазон возможных рабочих параметров исследуемой ТС установки представлен на рис. 4.

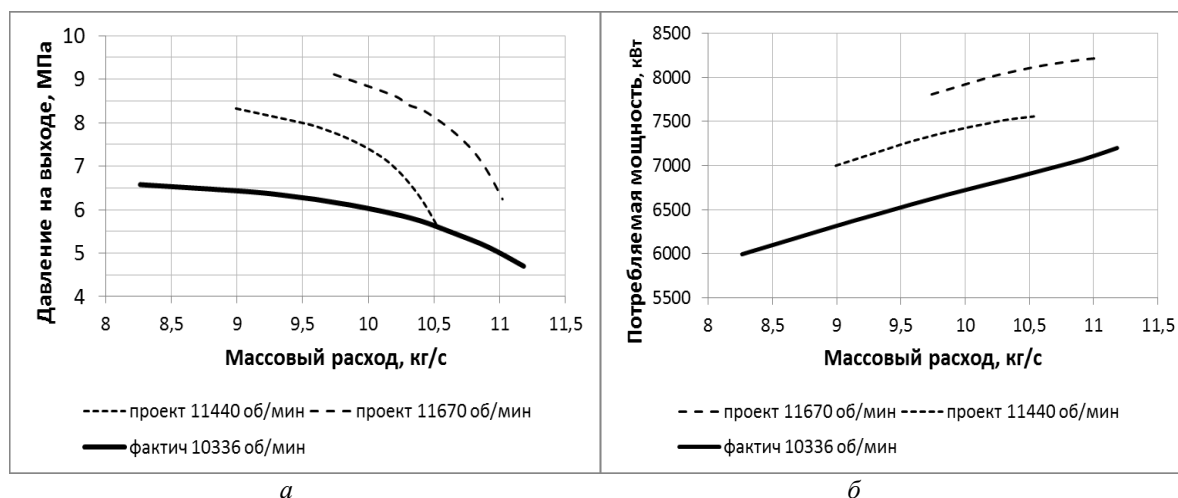


Рис. 4 – Зависимость расхода компримируемого газа:
 а – от давления на выходе установки; б – от её потребляемой мощности

Одной из особенностей рабочего процесса ТКУ н.г. является возможность образования гидратов при снижении температуры окружающей среды. Выпадение газовых гидратов может быть вызвано охлаждением компримируемого газа ниже значения температуры гидратообразования в соответствующей точке контура ТС.

Результаты расчета температуры гидратообразования для зимнего режима работы установки приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Расчётные температуры гидратообразования

Место определения	Параметры газа		
	Давл., МПа	Темпер., К	Темпер. гидратообр., °С
СПГ	0,300	290,2	–
После АВО1	1,131	313,2	296,2
После АВО2	3,475	313,2	296,2
После АВО3	8,130	291,2	291,9

Как показывает анализ расчётных данных, для обеспечения безгидратного режима работы аппарата АВО3 требуется впрыск ингибитора гидратообразования на входе в концевой АВО.

Основные энерготехнологические параметры исследуемого объекта, полученные на этапе технологического проектирования ТКУ, представлены ниже в табл. 3.

Таблица 3.

Проектные значения энерготехнологических параметров исследуемой установки

Наименование параметра	Ед. изм.	Значения
Производительность КС (ТКУ) при условиях на входе $T_n = 293$ К, $P_n = 0,1013$ МПа; коммерческая массовая	млн.м ³ /сут. кг/с	3,3...1,141 (1,141) 29,62...10,24 (10,24)
Давление газа: на входе КС (ТКУ); на выходе КС (ТКУ)	МПа	0,33..0,59 (0,3..0,56) 5,55 (8,44)
Температура: на входе на выходе	К	279...290 293
Температура точки росы газа на выходе: по воде по углеводородам	К	261 261
Потребляемая мощность ТКУ	кВт	7842
Эффективный КПД ГТД в составе агрегата	–	0,29
Расход топливного газа	кг/с	0,551
Электрическая мощность, потребляемая ТКУ при работе на магистраль	кВт	412,5
Тепловая мощность УТВГ (при температуре теплоносителя 343/388 К)	МВт	4,0
Тепловая мощность, отводимая с выхлопными газами ГТД	МВт	до 27
Тепловая мощность, отводимая в АВО: АВО1 АВО2 АВО3	МВт	2,33 3,00 3,37

Как показывает анализ параметров установки, представленных в табл. 3, при реализации ее технологических параметров двигатель потребляет значительное количество топливного газа и при тепловой мощности на выходе до 27 МВт доля утилизируемой тепловой мощности составляет только 4 МВт. В связи с этим, а также учитывая, что тепловые потери в АВО составляют до 8,7 МВт возникает задача повышения энергоэффективности ТКУ за счет утилизации указанных тепловых потоков.

Фактические параметры работы установки в условиях КС Уренгойского НГКМ представлены в табл. 4.

Таблица 4.

Фактические параметры рабочего процесса ТКУ на КС
(№ точек соответствуют номерам, указанным на рис. 1)

Параметр	Ед. изм.	1	2	4	6	8	10	12	14
Доля пара	–	1	1	1	1	1	1	1	1
Температура	К	291,2	291,2	406,2	311,2	410,2	313,2	408,2	311,2
Давление	МПа	0,3	0,3	1,18	1,08	3,33	3,22	6,71	6,65
Расход массовый	кг/с	8,26	8,26	8,26	8,26	8,26	8,26	8,26	8,26
Расход об.	млн.ст.м ³ /сут.	0,923	0,923	0,923	0,923	0,923	0,923	0,923	0,923

Анализ фактических параметров работы установки позволяет отметить следующее:

– параметры и состав н.г. на входе установки близки к проектным значениям ($P_H = 0,3$ МПа, $T_H = 290$ К);

– давление н.г. на выходе ТКУ ($P_K = 6,1...6,8$ МПа) существенно отличается от проектных значений ($P_K = 8,16...8,44$); фактическая производительность составляет 0,826...1,1 млн.ст.м³/сут., что ниже проектного значения (1,141 млн.ст.м³/сут.) на величину 4...18 %; отличие фактических параметров работы ТКУ от проектных значений по уровню давления связано с изменением условий эксплуатации КС;

– отклонение фактических режимов работы от проектного снижает политропный КПД всех секций сжатия ЦК: КНД на 5,7 %, КВД1 – 2,5%, КВД2 – 7,6%;

– увеличиваются гидравлические потери в системе охлаждения н.г., сепараторах и других элементах технологического контура до 0,08...0,14 МПа вместо 0,065...0,075 МПа, принятыми на стадии проектирования при использовании ПВК САРТУ-КС.

При проведении термодинамического анализа установки используется метод баланса эксергии [8], исследованный применительно к ТКУ в работе [9]. Интегральным показателем термодинамического совершенства ТС установки принят эксергетический КПД (η_{ex}^{TKU}), который может определяться на основе анализа потоков эксергии на входе и выходе установки, а также на входе и выходе каждого из ее энерготехнологических элементов.

В связи с тем, что ТКУ н.г. комплектуются дожимными ЦК η_{ex}^{TKU} определяется с использованием понятия транзитной эксергии и зависимости [8, 9]:

$$\eta_{ex}^{TKU} = \left(\sum_{i=1}^n E_i^{ввых} - \sum_{i=1}^n E_{tri} \right) / \left(\sum_{i=1}^n E_i^{вх} - \sum_{i=1}^n E_{tri} \right), \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^n E_i^{ввых}$, $\sum_{i=1}^n E_i^{вх}$ – суммарные потоки эксергии на входе и выходе установки или её элементов, соответственно;

$\sum_{i=1}^n E_{tri}$ – суммарный поток транзитной эксергии в установке, создаваемой на основе дожимного ЦК н.г.

При этом потоки эксергии определяются с использованием известной зависимости [8]:

$$E = G[(i_i - i_0) - T_0(s_i - s_0)], \quad (2)$$

где G – массовый расход рабочей среды, кг/с; i , T , s – энтальпия, температура, энтропия, соответственно, при параметрах окружающей среды и параметрах в узловых точках технологического контура установки.

С учетом проектных и фактических параметров работы установки был выполнен расчет эффективности ТКУ при использовании метода балансов эксергии. Результаты расчета эффективности установки представлены в табл. 5.

Таблица 5.

Результаты расчета эффективности ТКУ при использовании метода балансов эксергии

Наим. режима	Эксергетический КПД отдельных элементов ТКУ											
	С1, С2	ГТП	М	КСК1			КСК2			КСК3		
				КНД	АВО1	С3	КВД1	АВО2	С4	КВД2	АВО3	С5
Проект.	0,925	0,289	0,98	0,826	0,707	0,943	0,799	0,675	0,981	0,7	0,606	0,994
Факт.	0,99	0,231	0,98	0,718	0,76	0,946	0,754	0,728	0,985	0,657	0,587	0,999
Проект.	–			0,547			0,527			0,424		
Факт.	–			0,515			0,539			0,393		
Проект.	Интегральный КПД ТКУ $\eta_{ex}^{TKU} = 0,144$											
Факт.	$\eta_{ex}^{TKU} = 0,112$											

Как показывает анализ полученных данных, фактические показатели эффективности основных элементов ТКУ (ГТП; КСК1,2,3) существенно снизились по сравнению с проектными. Показатели эффективности АВО, представленные в табл. 5, обусловлены изменением соотношения составляющих потоков эксергии, обусловленных термической (теплота) и механической (давление) составляющих. Повысились показатели эффективности сепараторов, что обусловлено снижением гидравлических потерь из-за снижения массовой производительности.

Эффективность сепараторов С1...С5 определена с учетом гидравлических потерь не только в самих сепараторах, но и в элементах обвязки (трубопроводы и арматура).

Интегральный показатель эффективности установки также изменился весьма существенно: от 0,144 для проектного до 0,112 для фактического режима работы.

Целью термодинамического анализа является выявление оптимального режима работы ТКУ, т.е. анализ зависимости η_{ex}^{TKU} от мощности двигателя или массовой производительности ЦК с последующим определением показателя топливной эффективности ГТД.

Зависимости эксергетического КПД ТКУ от массового расхода ЦК для случая проектного и реального режимов работы представлены на рис. 5. При этом интегральная характеристика $\eta_{ex}^{TKU} = f(G)$ для проектного режима анализировалась для частоты вращения $n = 11440$ об/мин; фактическая характеристика получена при $n = 10336$ об/мин.

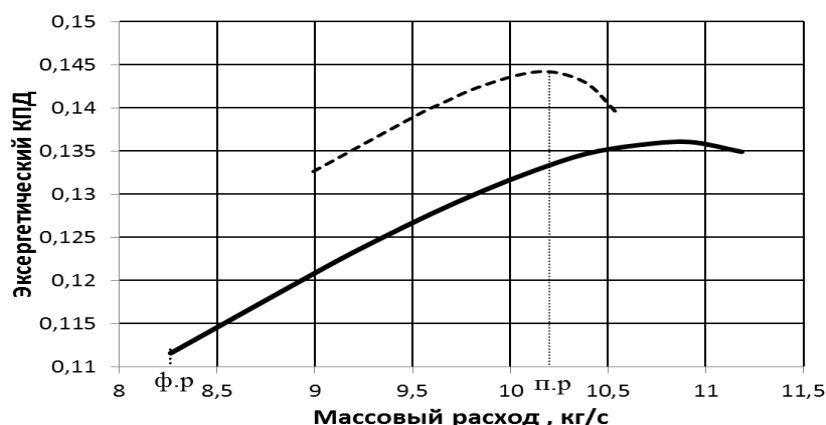


Рис. 5 – Зависимость эксергетического КПД от массового расхода:
 --- 11440 об/мин; — 10336 об/мин (факт.)

Как видно из рис. 5, для проектного режима работы величина η_{ex}^{TKU} изменяется от 0,133 до 0,14 при $(\eta_{ex}^{TKU})_{max} = 0,144$ и $G_T = 9,0...10,5$ кг/с, соответственно. Величина мощности СТ при этом составляет 7,0...7,6 МВт, а расход топливного газа в ГТД при этом находится в диапазоне от 0,562 кг/с до 0,558 кг/с. Для реального (фактического) режима работы ТКУ эти параметры составляют $\eta_{ex}^{TKU} = 0,112$; $G_{т.г.} = 0,562$ кг/с при $G_T = 8,26$ кг/с.

Таким образом, сравнительный анализ эффективности проектного (п) и реального (р) режимов работы ТКУ показывает, что величина $(\eta_{ex}^{TKU})_p < (\eta_{ex}^{TKU})_p$ на 28,6 %, что соответствует увеличению расхода т.г. в ГТД на 2 %

Зависимость относительного расхода топливного газа КУ от массового расхода технологического газа, представлена на рис. 6.

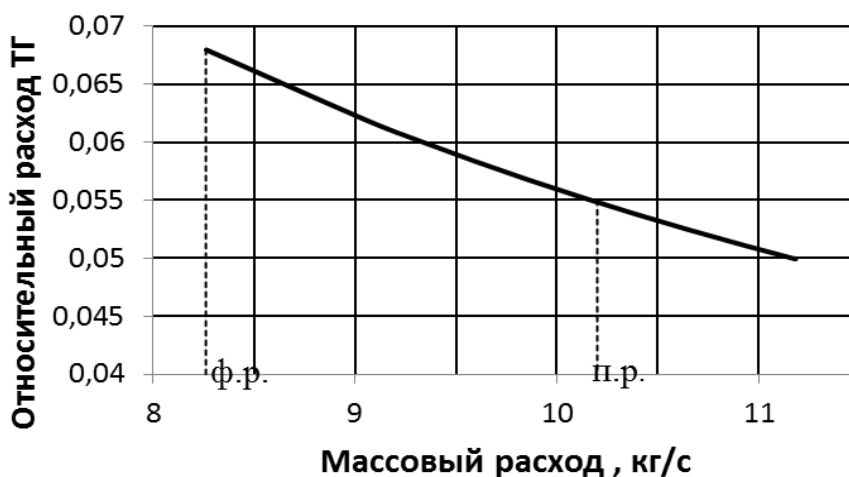


Рис. 6 – Зависимость относительного расхода топливного газа КУ

Как видно из рис. 6 величина относительного расхода топливного газа $(G_{т.г.})_{отн} = (G_{т.г.}/G_T)_{отн} = 0,068$ для реального и $\sim 0,05$ для проектного режимов работы при массовой производительности $G_T = 8,25$ кг/с и 10,25 кг/с, соответственно.

По результатам выполненного анализа с использованием КММ блочно-комплектной ТКУ можно сделать следующие **выводы**:

1) Вновь созданная ТКУ нефтяной промышленности обеспечивает следующие технологические режимы рабочего процесса: при мощности привода в диапазоне

5,5...7,0 МВт установка забезпечує комерційну продуктивність 0,826...0,923 млн.нм³/сут. при $P_k = 6,0...6,8$ МПа (проектні значення вказаних параметрів складають: $V_k = 1,141$ млн.нм³/сут. і $P_k = 8,16...8,44$ МПа).

2) Значення ексергетичного КПД аналізованої установки, як інтегрального критерія ефективності, для фактичного і проектних режимів досягає 0,112 і 0,144, відповідно. Таким чином зниження величини $(\eta_{ex}^{TKU})_{max}$ на реальному режимі роботи установки становить приблизно 22 % порівняно з проектним значенням, що призводить до зміни витрати паливного газу на оптимальному режимі від 0,558 кг/с до 0,562 кг/с, тобто до збільшення на 2 %. Це пов'язано з тим, що фактичні параметри роботи установки суттєво відрізняються від проектних (оптимальних) режимів, обумовлених особливими умовами експлуатації установок в складі КС.

3) Основний внесок у зниження ефективності роботи ТКУ викликає зниження ефективного (ексергетичного) КПД ГТД з 0,289 до 0,231 через експлуатацію установки не на проектному режимі.

Негативний вплив на рівень ефективності ТКУ викликає також відхилення роботи ССК і АВО від номінальних режимів. В зв'язі з цим значення ексергетичного КПД каскаду стиснення становить: КСК1 – 0,515; КСК2 – 0,539; КСК3 – 0,393, тобто зниження їх ефективності по величині $(\eta_{ex}^{TKU})_{opt}$ порівняно з проектними значеннями становить від 6 до 8 %.

Виходячи з отриманих результатів, можуть бути запропоновані наступні рекомендації:

1) Підвищення ефективності експлуатації ТКУ може бути досягнуто в тому випадку, якщо фактичні режими роботи установки будуть наближені до проектних значень. За рахунок цього значення $(\eta_{ex}^{TKU})_{max}$ може бути забезпечено на рівні 0,144 замість 0,112, що може забезпечити зменшення відносного витрати паливного газу з 0,0678 до 0,055, тобто на 18 %. В протилежному випадку вимагається доработка наявного обладнання під реальні умови експлуатації. В частині, для підвищення ефективності кожного КСК і ТКУ в цілому вимагається розробка нових сменних ПЧ в складі ЦК.

2) Використання сбросних енергетичних потоків (випускні гази ГТД; тепло, відводиться в АВО і маслоохладителях) для покриття власних потреб установки в тепловій або електричній енергії. Реалізація цього підходу суттєво ускладнює конструкцію установки, збільшує її масо-габаритні показники, тобто збільшує вартість виробу і його життєвого циклу в цілому. В зв'язі з цим реалізація таких конструкторських рішень повинна здійснюватися на основі ретельного економічного аналізу.

3) Оптимізація геометрії ПЧ компресорів на основі термодинамічного аналізу робочого процесу ТКУ з урахуванням впливу схеми ЦК, ефективності роботи ГТД, системи охолодження і сепарації.

4) Цілеслобно провести подальші дослідження по аналізу впливу кожного технологічного елемента ТКУ на рівень його інтегрального КПД. Такими елементами в першу чергу є ГТД, ЦК і система охолодження на основі АВО. Виходячи з методології термодинамічного аналізу ТС проєктуваних ТКУ, вимагається здійснити подальше розв'язання методики їх ексергетичного аналізу. В частині, вимагається розвиток термoeкономічного методу аналізу, а також аналізу ефективності ТКУ з використанням поняття удельної ексергії.

Список литературы: 1. Самарский, А. А. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры [Текст] / А. А. Самарский, А. П. Михайлов. – 2-е изд., испр. – М. : Физматлит, 2001. – 320 с. – ISBN 5-9221-0120-X. 2. Коздоба, Л. А. Системный подход в теплотехнике и теплофизике [Текст] / Л. А. Коздоба // Промышленная теплотехника. – 1997. – Т. 19, № 4–5. – С. 137–144. 3. Парафейник, В. П. Комплексная математическая модель рабочего процесса блочно-комплектной турбокомпрессорной установки углеводородного газа с газотурбинным приводом Часть I [Текст] / В. П. Парафейник, С. А. Прилипко, Ю. С. Бухолдин, В. М. Татаринцов // Компрессорная техника и пневматика. – 2014. – № 6. – С. 42–48. – ISSN 0865-5865. 4. Парафейник, В. П. Комплексная математическая модель рабочего процесса блочно-комплектной турбокомпрессорной установки углеводородного газа с газотурбинным приводом Часть II [Текст] / В. П. Парафейник, С. А. Прилипко, Ю. С. Бухолдин, В. М. Татаринцов // Компрессорная техника и пневматика. – 2014. – № 8. – С. 28–33. – ISSN 0865-5865. 5. Братков, А. Б. Проектирование блочно-комплектных компрессорных установок с использованием комплекса САРТУ-КС [Текст] / А. Б. Братков, Ю. С. Бухолдин, В. П. Парафейник, О. Г. Голубков // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1989. – № 8. – С. 22–26. 6. Бойко, А. В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, С. В. Ершов, А. В. Русанов, С. Д. Северин // Под ред. А.В. Бойко. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. 7. Бойко, А. В. Алгоритм оптимизации проточных частей осевых турбин газотурбинных установок с учетом режимов эксплуатации [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый, А. С. Руденко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. научн. трудов. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – № 3. – С. 37–42. – ISSN 2078-77X. 8. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения [Текст] / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек ; Под ред. В.М. Бродянского. – М. : Энергоиздат, 1988. – 288 с. 9. Парафейник, В. П. Научные основы проектирования блочно-комплектных турбокомпрессорных агрегатов и установок с газотурбинным приводом [Текст] / В. П. Парафейник // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : сб. научн. трудов. – Харьков : ИПМаш НАНУ им. А. Н. Подгорного, 2003. – Т.1. – С. 36–46. 10. Парафейник, В. П. Оценка эффективности турбокомпрессорной установки с газотурбинным приводом для сжатия нефтяного газа [Текст] / В. П. Парафейник, С. А. Прилипко // Технические газы. – 2014. – № 3. – С. 48–56. – ISSN 1682-0355.

Bibliography (transliterated): 1. Samarskij, A. A., and A. P. Mihajlov. *Matematicheskoe modelirovanie: Idei. Metody. Primery.* Moscow : Fizmatlit, 2001. ISBN5-9221-0120-X. Print. 2. Kozdoba, L. A. "Sistemnyj podhod v teplotehnike i teplofizike." *Promyshlennaja teplotehnika* 19.4–5 (1997): 137–144. Print. 3. Parafejnik, V. P., et al. "Kompleksnaja matematicheskaja model' rabocheho processa blochno-komplektnoj turbokompressornoj ustanovki uglevodorodnogo gaza s gazoturbinnym privodom Chast' I." *Kompressornaja tehnik i pnevmatika* 6 (2014): 42–48. ISSN 0865-5865. Print. 4. Parafejnik, V. P., et al. "Kompleksnaja matematicheskaja model' rabocheho processa blochno-komplektnoj turbokompressornoj ustanovki uglevodorodnogo gaza s gazoturbinnym privodom Chast' II." *Kompressornaja tehnik i pnevmatika* 8 (2014): 28–33. ISSN 0865-5865. Print. 5. Bratkov, A. B., et al. "Proektirovanie blochno-komplektnyh kompressornyh ustanovok s ispol'zovaniem kompleksa SARTU-KS." *Himicheskoe i nefljanoe mashinostroenie* 8 (1989): 22–26. Print. 6. Boiko, A. V., et al. *Ajerdinamicheskij raschet i optimal'noe proektirovanie protochnoj chasti turbomashin.* Ed. A. V. Boiko. Kharkov : NTU "KhPI", 2002. Print. 7. Boiko, A. V., et al. "Algoritm optimizacii protochnyh chastej osevyh turbin gazoturbinnyh ustanovok s uchetom rezhimov jekspluatcii." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "KhPI"*. No 3. Kharkov : NTU "KhPI", 2010. 37–42. ISSN 2078-77X. Print. 8. Brodjanskij, V. M., V. Fratsher and K. Mihalek. *Jeksergeticheskij metod i ego prilozhenija.* Moscow : Jenergoizdat, 1988. Print. 9. Parafejnik, V. P. "Nauchnye osnovy proektirovanija blochno-komplektnyh turbokompressornyh agregatov i ustanovok s gazoturbinnym privodom." *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija.* No 1. Kharkov : IPMash NANU im. A. N. Podgornogo, 2003. 36–46. Print. 10. Parafejnik, V. P., et al. "Ocenka jeffektivnosti turbokompressornoj ustanovki s gazoturbinnym privodom dlja szhatija nefljanogo gaza." *Tehnicheskie gazy* 3 (2014): 48–56. ISSN 1682-0355. Print.

Поступила (received) 11.02.2015

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, академік; зав. відділу ІТТФ НАН України; Київ

ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗНИЖЕННЯ ВИКИДІВ ОКСИДІВ АЗОТУ СИСТЕМОЮ СТУПЕНЕВОГО СПАЛЮВАННЯ ВУГІЛЛЯ КОТЛА ТПП-312 БЛОКУ № 6 ДТЕК ЛАДИЖИНСЬКА ТЕС НА ОСНОВНИХ РЕЖИМАХ НАВАНТАЖЕННЯ

Проведено дослідження ефективності зниження оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 на основних режимах навантаження та визначено вплив її експлуатації на основні технологічні параметри топки. Отримано, що для забезпечення умов рідкого шлаковидалення в низу топки мінімальне навантаження блоку не повинно бути менше 210 МВт_e, а витрата палива в додаткові пальники не перевищувати 10 % витрати вугілля. Для попередження шлакування системи підвісних ширм на максимальних навантаженнях існуюча система потребує додаткової модернізації. Для забезпечення максимального відновлення оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля значення надлишку повітря на початку зони допалювання повинно становити 0,9.

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...500 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, 2015

В роботі [3], використовуючи комп'ютерну модель топки котла ТПП-312 та удосконалену модель горіння вугілля, були проведені розрахунки термогазодинаміки топкового простору котла ТПП-312 з системою ступеневого спалювання вугілля, яка змонтована на блоці № 6 ДТЕК Ладижинська ТЕС, для режиму навантаження турбіни 280 МВт_е. Розрахунки роботи котла ТПП-312 з системою ступеневого спалювання на проектних значеннях режимних параметрів системи ступеневого спалювання показали можливість зниження оксидів азоту на 22 %. Залишилися не розглянуті питання визначення ефективності системи ступеневого спалювання на часткових режимах навантаження котлоагрегату та вплив її експлуатації на основні технологічні параметри топки котла.

Мета дослідження, постановка задачі

Метою дослідження є визначення ефективності системи ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 по зниженню оксидів азоту на основних режимах навантаження блоку та впливу її роботи на основні технологічні параметри топки котла.

По принципу організації процесу спалювання вугілля в топці котла ТПП-312 можна вважати основними режимами навантаження 280 та 210 МВт_е. При роботі котла на навантаженні турбіни 280 МВт_е в роботі знаходяться усі 16 основних пальників. Режим навантаження турбіни 210 МВт_е реалізується шляхом попарного відключення бокових пальників верхнього ярусу розташованих один на проти іншого. Для захисту зупинених пальників від термічної руйнації в тракт аеросуміші залишається повна подача суміші димових газів з повітрям, як і в випадку працюючого пальника, а в тракт вторинного повітря подається приблизно 10 % витрати повітря від робочого значення.

Для транспорту пилу у додаткові пальники за проектом планується використовувати чисті димові гази. Стандартний котел ТПП-312 оснащений двома димососами ГД-20-500у, продуктивність якого при температурі газів 400 °С становить 200 тис. м³/год. На систему приготування вугільного пилу відбирається половина витрати димових газів. Решта 200 тис. м³/год. з температурою 400 °С подається у сопла рециркуляції. Детальний опис змонтованої системи ступеневого спалювання вугілля наведено в роботі [3]. При введення в експлуатацію системи ступеневого спалювання, транспорт пилу буде виконуватися двома димососами ДДНА-НЖ-15С, продуктивність яких становить 30–60 тис. м³/год. Результати досліджень роботи [3] показали, що витрата димових газів у 120 тис. м³/год. забезпечує більший ступінь відновлення оксидів азоту, тому це значення було прийнято за основу. У сопла рециркуляції подається решта витрати димових газів – 80 тис. м³/год.

Визначення рівня зниження оксидів азоту та зміни технологічних параметрів в топці котла ТПП-312 при роботі системи ступеневого спалювання

Для визначення ефективності зниження викидів оксидів азоту на проектних режимах роботи, значення витрат димових газів у додаткові пальники та у сопла рециркуляції були зафіксовані. Були проведені розрахунки для різних значень надлишку повітря в основних пальниках. Досліджувалися наступні значення надлишків повітря: 1,0 та 1,15. Витрата вугілля у додаткові пальники змінювалася у діапазоні 0...20 %. Був проведений аналіз отриманих результатів для виявлення впливу надлишку повітря в основних пальниках та відсотку вугілля, що йде на допалювання, на ефективність зниження оксидів азоту та технологічні параметри в середині топки котла.

Результати дослідження роботи системи ступеневого спалювання для навантаження 280 МВт_е наведені на рис. 1–3. На рис. 1 показана залежність зниження

оксидів азоту від надлишку повітря в основних пальниках та проценту палива, що йде у додаткові пальники для процесу допалення. Для режиму навантаження 280 МВт_е максимальне зниження оксидів азоту очікується в 35 % при $\alpha_{осн} = 1,15$ у основних пальниках та витраті палива 20 %; при $\alpha_{осн} = 1,0$ – 30 %. При цьому втрати палива від недопалу, обумовлені тільки роботою системи ступеневого спалювання, будуть становити 0,5 % (див. рис. 2). Зміна осередненої температури в перетині при вході в систему підвісних ширм наведена на рис. 3а. При витраті палива у додаткові пальники у 10 % та $\alpha_{осн} = 1,15$ спостерігається збільшення температури на 65 градусів, що пов'язано з організацією зони допалювання в верхній частині топки котла. При витраті палива у додаткових пальниках у 20 % спостерігається збільшення рівня осередненої температури на 80 градусів. Зменшення градієнту зростання осередненої температури при збільшенні витрати вугілля в додаткові пальники з 10 % до 20 % пов'язано зі зростанням недопалу палива (див. рис. 2). Збільшення максимальної температури в перетині перед ширмами наведено на рис. 3б. Локальне збільшення температури, може привести до шлакування поверхонь труб, яке для вугілля що спалюється на станції настає при температурі $T_A = 1523$ К. Так при витраті палива у додаткові пальники у 10 % та $\alpha_{осн} = 1,15$ спостерігається збільшення максимальної температури на 200 градусів.

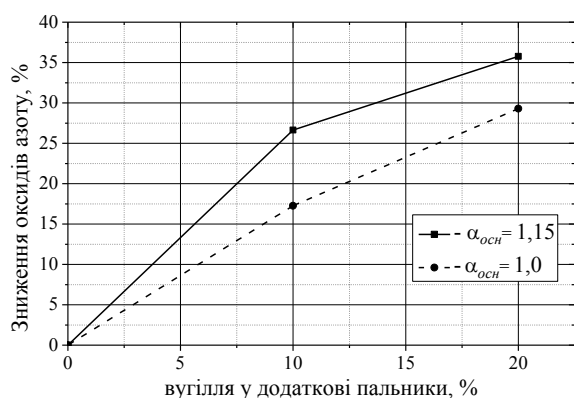


Рис. 1 – Ефективність системи ступеневого спалювання, в залежності від витрати вугілля у додаткові пальники: навантаження турбіни 280 МВт_е

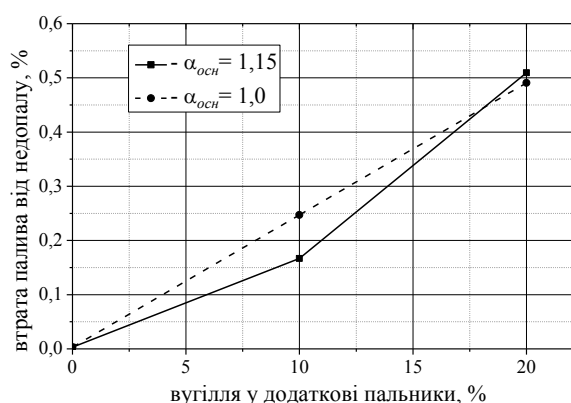


Рис. 2 – Відносні втрати палива від недопалу при роботі системи ступеневого спалювання: навантаження турбіни 280 МВт_е

При надлишку повітря в основних пальниках $\alpha_{осн} = 1,0$ значення надлишку повітря на початку зони відновлення становить $\alpha_{дод} = 0,75$, а при $\alpha_{осн} = 1,15$ це значення складає $\alpha_{дод} \approx 0,9$. Цей результат дає змогу зробити висновок, що для максимального відновлення оксидів азоту наявною системою ступеневого спалювання вугілля, треба дотримувати значення надлишку повітря на початку зони відновлення близьким до 0,9, що за даними роботи [4] є оптимальним при роботі системи ступеневого спалювання, яка в якості палива допалювання використовує вугільний пил.

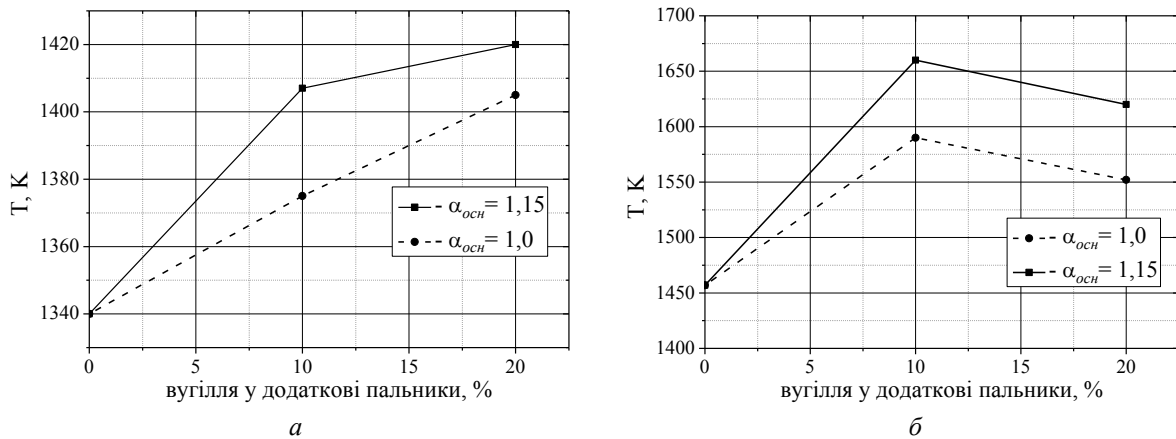


Рис. 3 – Зміна температури продуктів згоряння при вході в систему підвісних ширм при навантаженні турбіни 280 МВт_е: а – осереднена температура; б – максимальна температура

Результати дослідження роботи системи ступеневого спалювання для навантаження 210 МВт_е наведені на рис. 4–6. Для режиму навантаження 210 МВт_е максимальне зниження оксидів азоту очікується в 45 % при надлишку повітря в основних пальниках $\alpha_{очн} = 1,15$ та витраті палива в додаткові пальники 20 %; при $\alpha_{очн} = 1,0$ –35 % (див. рис. 4). При цьому втрати палива від недопалу, обумовлені тільки роботою системи ступеневого спалювання, будуть становити 0,95 % (див. рис. 5) при $\alpha_{очн} = 1,15$ та 0,88 % при $\alpha_{очн} = 1,0$. Робота системи ступеневого спалювання на часткових режимах навантаження призводить до меншого рівня зростання осередненої та максимальної температур перед ширмами порівняно з режимом навантаження 280 МВт_е (див. рис. 6). Проблем з можливим шлакуванням поверхонь ширм не повинно бути.

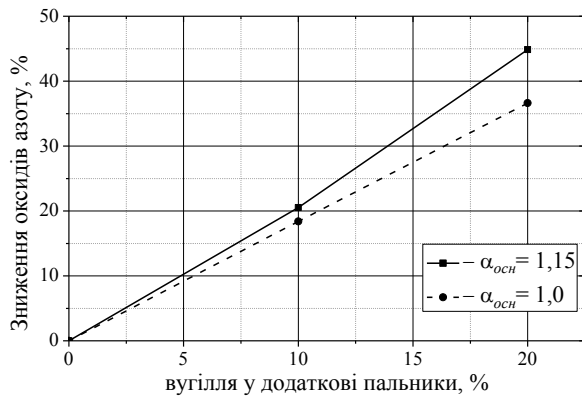


Рис. 4 – Ефективність системи ступеневого спалювання, в залежності від витрати вугілля у додаткові пальники: навантаження турбіни 210 МВт_е

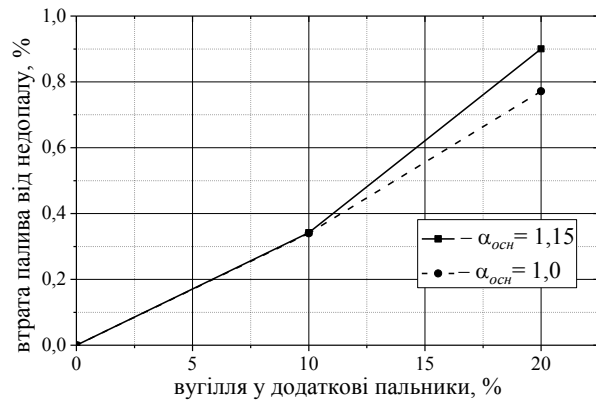


Рис. 5 – Відносні втрати палива від недопалу при роботі системи ступеневого спалювання: навантаження турбіни 210 МВт_е

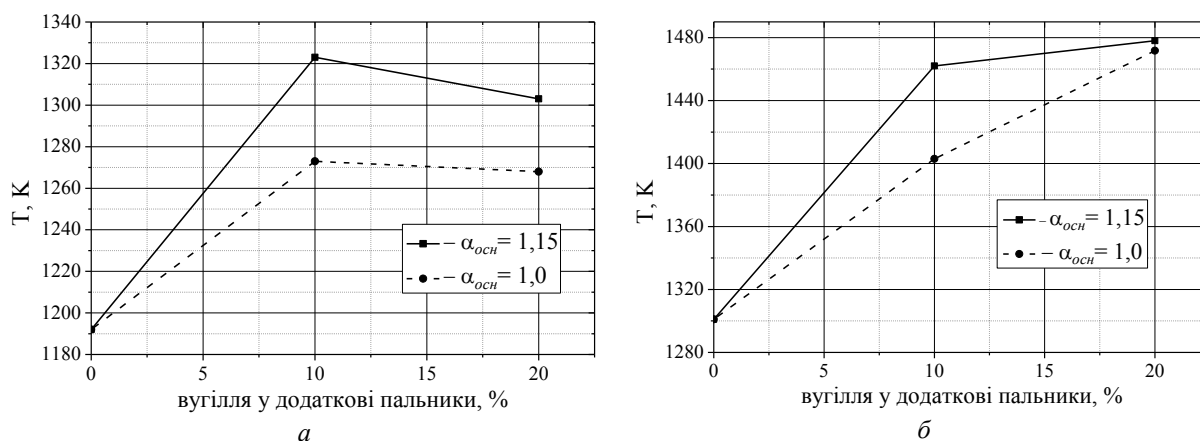


Рис. 6 – Зміна температури продуктів згоряння при вході в систему підвісних ширм при навантаженні турбіни 210 МВт_е: а – осереднена температура; б – максимальна температура

Котел ТПП-312 оснащений системою рідкого видалення шлаку. Одним з важливих контрольованих параметрів в низу топки є температура рідкого стану шлаку. Проведені дослідження показали, що при навантаженні котлоагрегату у 280 МВт_е рідке шлаковидалення забезпечується при перерозподілі вугілля в додаткові пальники в діапазоні 0–20 %. В разі зниження навантаження до 210 МВт_е умови рідкого шлаковидалення забезпечуються тільки при значенні витрати вугілля в додаткові пальники не більше 10 %.

Результати розрахунків роботи системи ступеневого спалювання на проектних параметрах дозволяє зробити висновок, що доцільно тримати коефіцієнт надлишку повітря у основних пальниках на рівні $\alpha_{очн} = 1,15$, що дає більший відсоток зниження оксидів азоту. В той же час, витрата вугілля в додаткові пальники на рівні 10 %, дає прийнятний ступінь зниження оксидів азоту та втрати палива від недопалу 0,25 % при максимальному навантаженні та 0,35 % при частковому.

Слід зазначити, що транспортування вугілля чистими димовими газами при їх температурі 400 °С може призвести до коксування пилопроводів, так як при цих температурах починається термічна деструкція газового вугілля, яке спалюється на ДТЕК Ладизинська ТЕС.

Шляхи вдосконалення системи ступеневого спалювання котла ТПП-312

Результати дослідження показали, що для безпечної експлуатації системи ступеневого спалювання на максимальних навантаженнях необхідно особливу увагу приділяти температурі біля поверхонь пароперегрівача у верхній частині топки, де внаслідок організації зони допалення спостерігається підвищення рівня осередненої та максимальної локальної температур. Зменшити рівень температур до безпечного значення можливо двома шляхами. Перший шлях направлений на подачу в сопла рециркуляції, які знаходяться в верхній частині топки котла, додаткової витрати димових газів з температурою 380–400 °С, шляхом введення в дію додаткового димососа. Другий шлях полягає в зменшенні по висоті зони допалення, що може бути досягнуто шляхом забезпечення більшої повноти згоряння палива допалення у відновлювальній зоні, яка розташована між додатковими пальниками та соплами третинного повітря. Технічно реалізація даного шляху можлива шляхом підвищення локального надлишку повітря на початку зони допалення до $\alpha_{дод} = 0,9–0,95$.

Висновки

1) Проведені розрахунки роботи системи ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 на проектних режимах роботи показали, що оптимальне значення надлишку повітря на початку зони допалювання дорівнює 0,9.

2) Витрата палива у додаткові пальники на рівні 10 % дає краще значення по рівню втрати палива від недопалу, та в залежності від навантаження блоку, забезпечує зниження оксидів азоту на рівні 20–26 %.

3) Для забезпечення безпечної роботи котла ТПП-312 на максимальних навантаженнях необхідно провести додаткову модернізацію системи стадійного спалювання вугілля.

Робота виконана за Цільовою комплексною програмою наукових досліджень НАН України «Науково-технічне, нормативне та інформаційне забезпечення створення гнучкої та адаптивної об'єднаної енергетичної системи України» («ОБ'ЄДНАННЯ-2»)

Список літератури: 1. Smoot, L. D. NO_x control through coal reburning [Text] / 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 [Text] / P. M. Maly, V. M. Zamansky, L. Ho, R. Payne // *Fuel.* – 1999. – Vol. 78, No. 3. – P. 327–334. 3. 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 «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 13(1056). – С. 85–91. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. 4. Qiu, P. Industrial test on coal re-burning at s 600 MW utility boiler and NO_x reduction [Text] / P. Qiu, S. Wu, H.Liu, L. Yang, G. Wang // *Korean J. Chem. Eng.* – 2007. – Vol. 24, No 4. – P. 683–687.

Bibliography (transliterated): 1. Smoot, L. D., S. C. Hill and H. Xu. "NO_x 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. Kobzar, S. G., and A. A. Khalatov. "Vyznachennya efektyvnosti znyzhennya vykydiv oksydiv azotu systemoyu stupenevoho spalyuvannya vuhillya kotla TPP-312 bloku # 6 DTEK Ladyzhyns'ka TES." *Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Energetychni ta teplotekhnichni procesy j ustatkuvannja.* No. 13(1056). Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. 85–91. ISSN 2078-774X. Print. 4. Qiu, P. et al. "Industrial test on coal re-burning at s 600 MW utility boiler and NO_x reduction." *Korean J. Chem. Eng.* 24.4 (2007): 683-687. Print.

Надійшла (received) 09.02.2015

УДК 621.165; 621.311.22

А. Л. ШУБЕНКО, д-р техн. наук, чл.-корр. НАНУ, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
О. А. БАБЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
В. Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
А. Ю. КОЗЛОКОВ, канд. техн. наук; гл. инж. ПАО «Харьковская ТЭЦ-5», пос. Подворки, Дергачевский р-н, Харьковская обл.

ВЛИЯНИЕ РЕАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ Т-100/120-130 НА ОТПУСК ТЕПЛА И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Рассмотрены режимы эксплуатации энергоблоков № 1 и № 2 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» с теплофикационными турбинами Т-100/120-130 и проанализировано их влияние на отпуск тепла и электроэнергии потребителю согласно температурному графику теплосети в разные периоды года. Показано, что отпуск тепловой энергии энергоблоком определяется температурным потенциалом сетевой воды и ее расходом, а количество тепла зависит от температурной разности между прямой и обратной магистралью.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная турбоустановка, подогреватель сетевой воды, режим эксплуатации, температурный график.

Введение. Работа ТЭЦ по отпуску тепловой энергии производится согласно температурным графикам, которые предоставляются Заказчиком [1]. В крупных городах таковыми являются администрации тепловых сетей. Однако, изменившиеся условия потребления тепловой энергии (старение жилого фонда, индивидуальное изменение теплопотерь в жилых помещениях: установка стеклопакетов, утепление стен и др., отключение крупных предприятий-потребителей тепловой энергии) привели к существенным отклонениям как в объеме потребления тепловой энергии (расходе сетевой воды), так и в ее температурном потенциале (температуре прямой и обратной сетевой воды).

Постановка задачи. Для оценки отклонений в работе тепловой сети города Харькова в последние годы (2011–2014 гг.) выполнен анализ изменения температуры прямой и обратной сетевой воды, расхода сетевой воды и отпускаемой теплофикационными турбинами Т-100/120-130 электрической и тепловой энергии на протяжении зимних, летних периодов и в межсезонье.

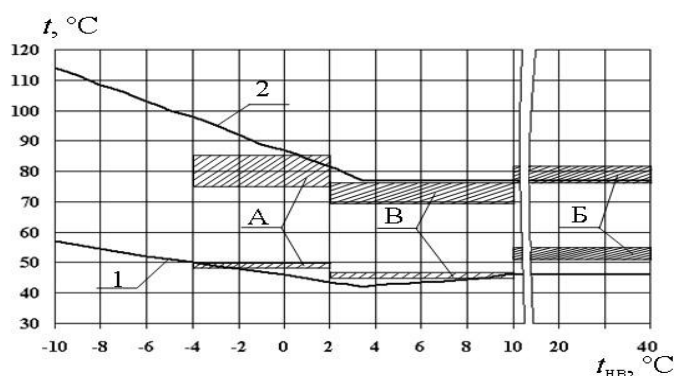


Рис. 1 – Реализация температурного графика теплосети города Харькова при подогреве сетевой воды в паротурбинной установке Т-100/120-130:
 1 – температура обратной сетевой воды;
 2 – температура прямой сетевой воды

производился в пиковых водогрейных котлах, установленных на ТЭЦ до (35–40) °С

© А.Л. Шубенко, О.А. Бабенко, В.Н. Голощاپов, А.Ю. Козлоков, 2015

в летний период в дневное время.

Видно, что в период $t_{\text{нв}} \geq 10 \text{ }^\circ\text{C}$, когда отключено отопление жилого фонда города и ТЭЦ обеспечивает горячее водоснабжение, температура прямой (отпускаемой ТЭЦ) сетевой воды, в основном, превышает ее температуру, задаваемую графиком, а температура обратной сетевой воды (возвращаемой на ТЭЦ) превышает температуру, соответствующую температурному графику на $(5-10) \text{ }^\circ\text{C}$. В этот период температурный потенциал сетевой воды превышает задаваемый графиком.

В период от 2 до $10 \text{ }^\circ\text{C}$, соответствующий началу и окончанию отопительного сезона (межсезонье), происходит недогрев прямой сетевой воды относительно графика, температура обратной сетевой воды близка к задаваемой графиком. Это свидетельствует о возможном нарушении температуры отопления в жилых помещениях, особенно при учете состояния тепловой изоляции магистралей тепловых сетей.

В диапазоне изменения температуры наружного воздуха $-4 \text{ }^\circ\text{C} < t_{\text{нв}} \leq 2 \text{ }^\circ\text{C}$ наблюдается явное снижение температуры прямой сетевой воды относительно температурного графика при достаточном приближении к нему обратной температуры. Такой характер реального изменения температуры прямой и обратной сетевой воды определяется необходимостью одновременного выполнения заданий по расходу сетевой воды, ее температурным потенциалом на входе и выходе из ТЭЦ, количеству отпускаемой электрической и тепловой энергии.

Цель работы. На основании изложенного целесообразно рассмотреть подход к отпуску тепловой энергии, напрямую не привязанный к температурному графику. В качестве базовых характеристик предлагается рассмотреть:

– задание температуры прямой сетевой воды, зависящей от температуры наружного воздуха $t_{\text{пр}} = f(t_{\text{нв}})$;

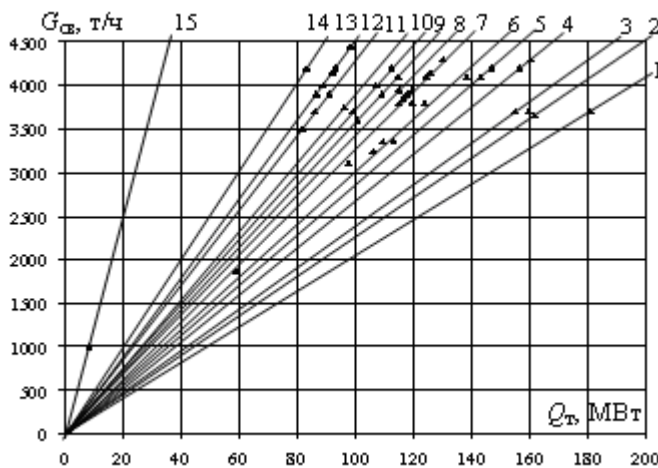


Рис. 2 – Изменение тепловой нагрузки турбины и расхода сетевой воды в разные периоды года:

Δt : 1 – 42; 2 – 38; 3 – 36; 4 – 32; 5 – 30; 6 – 29; 7 – 28; 8 – 26; 9 – 25; 10 – 24; 11 – 23; 12 – 20; 13 – 19; 14 – 17; 15 – 7 $^\circ\text{C}$

значения температурного перепада Δt . Наблюдается линейная связь $G_{\text{св}} = f(Q_{\text{т}})$ для каждого значения Δt согласно зависимости

$$Q_{\text{т}} = C G_{\text{св}} (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) = C G_{\text{св}} \Delta t \quad (1)$$

при постоянной теплоемкости воды C .

Во всем исследованном диапазоне изменения $G_{\text{св}}$ данная зависимость может быть представлена как

– температурный перепад между прямой и обратной сетевой водой $\Delta t = t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}$;

– взаимосвязь между расходом сетевой воды $G_{\text{св}}$, пропускаемой через теплофикационную установку турбины, и отпущаемым расходом тепловой энергии $Q_{\text{т}}$.

При этом температурный перепад целесообразно увязать с температурой прямой сетевой воды.

На рис. 2 рассмотрена взаимосвязь между расходом сетевой воды $G_{\text{св}}$ и величиной отпущаемого тепла $Q_{\text{т}}$ при разных

$$G_{cb} = 850 \frac{Q_T}{\Delta t} \quad (2)$$

или

$$Q_T = 0,0011765 G_{cb} \Delta t, \quad (3)$$

где G_{cb} , выражается в т/ч, Q_T в МВт.

Изменение температурного перепада в исследованном диапазоне значений температуры прямой сетевой воды представлено на рис. 3.

Видно, что температурный перепад, несмотря на существенные отклонения от температурного графика, линейно зависит от температуры прямой сетевой воды $t_{пр}$, и функция $\Delta t = f(t_{пр})$ может быть представлена как

$$\Delta t = (1,059 \pm 0,071)(t_{пр} - 51). \quad (4)$$

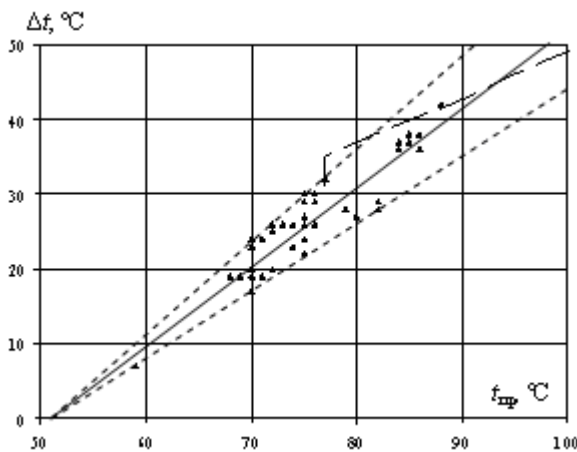


Рис. 3 – Взаимосвязь температурной разности сетевой воды и ее температуры в прямой магистрали

Экспериментально полученные точки в процессе эксплуатации двух турбин Т-100/120-130 энергоблоков № 1 и № 2 ПАО «ХАРЬКОВСКАЯ ТЭЦ-5» имеют системный разброс, не превышающий $\pm 6,7\%$ по отношению к среднему значению функции. При этом расход сетевой воды изменялся в диапазоне $1000 \leq G_{cb} \leq 4300$ т/ч, температура наружного воздуха $-4 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_{нв} \leq 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Результаты исследования. Для определения величин отпускаемой электрической и тепловой энергии одним блоком выполнено расчетное исследование турбоустановки Т-100/120-130 при расходах сетевой воды G_{cb} , равных 1000; 2000; 3000; 4500 т/ч, в диапазоне изменения температуры наружного воздуха $t_{нв}$ от -11 до $10 \text{ }^\circ\text{C}$ (отопительный сезон) и $t_{нв} > 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (горячее водоснабжение).

Изменение нагрузки энергоблока производилось за счет изменения расхода свежего пара при постоянном давлении и температуре на входе в турбину. Расход свежего пара для рассматриваемых нагрузок принят следующим:

- $G_0 = 295$ т/ч – нижнее значение регулировочного диапазона турбины (рис. 4);
- $G_0 = 440$ т/ч – номинальный режим работы турбины (рис. 5).

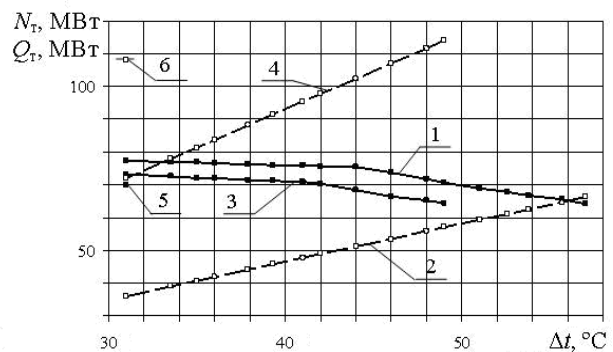
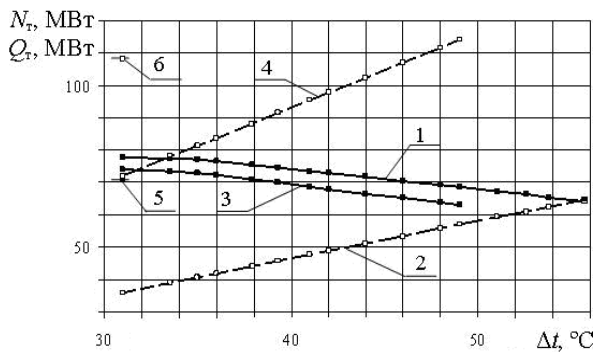


Рис. 4 – Характеристики турбины Т-100/120-130 при расходе свежего пара $G_0 = 295$ т/ч: а – одноступенчатый подогрев сетевой воды; б – двухступенчатый подогрев сетевой воды; 1, 3, 5 – N_T ; 2, 4, 6 – Q_T ; 1, 2 – $G_{cb} = 1000$ т/ч; 3, 4 – $G_{cb} = 2000$ т/ч; 5, 6 – $G_{cb} = 3000$ т/ч

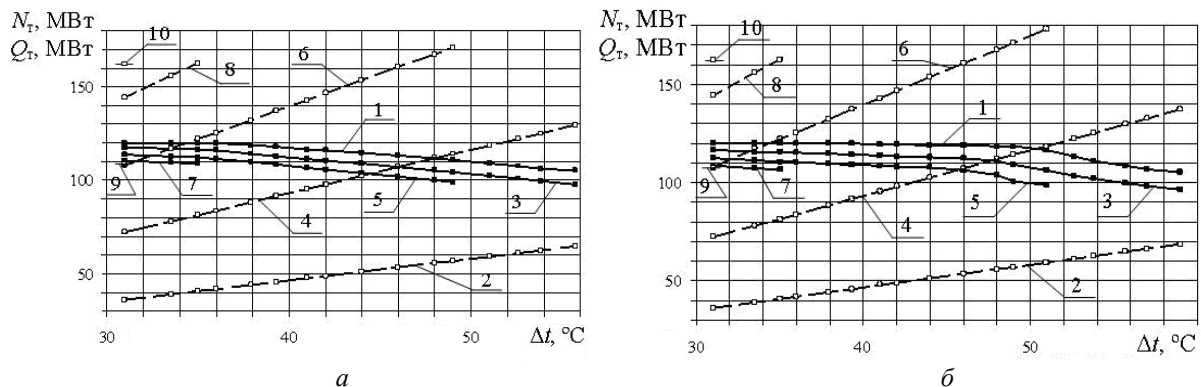


Рис. 5 – Характеристики турбіни Т-100/120-130 при расходе свежего пара $G_0^{\text{НОМ}} = 440$ т/ч:
 а – одноступенчатый подогрев сетевой воды; б – двухступенчатый подогрев сетевой воды;
 1, 3, 5, 7, 9 – N_T ; 2, 4, 6, 8, 10 – Q_T ; 1, 2 – $G_{\text{св}} = 1000$ т/ч; 3, 4 – $G_{\text{св}} = 2000$ т/ч; 5, 6 – $G_{\text{св}} = 3000$ т/ч;
 7, 8 – $G_{\text{св}} = 4000$ т/ч; 9, 10 – $G_{\text{св}} = 4500$ т/ч

При этом принято ограничение по максимальной электрической мощности турбоустановки, равное 120 МВт, и по температуре прямой сетевой воды.

Так как температурный перепад между прямой и обратной сетевой водой Δt функционально связан с температурой наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ (чем ниже $t_{\text{нв}}$, тем больше величина Δt) изменение мощности турбины N_T и величины отпускаемого тепла Q_T на рис. 4, 5 представлены как их зависимость от Δt , что позволяет сравнительно быстро оценивать выработку электроэнергии при задаваемом диспетчером теплосети режиме потребления тепла.

Из рис. 4, 5 видно снижение выработки электроэнергии при увеличении Δt (снижении температуры наружного воздуха) и увеличении расхода сетевой воды.

Как было показано в [2], при $t_{\text{нв}} > 2$ °С целесообразна работа турбоустановки с одним подогревателем сетевой воды ПС-1, пар в который поступает из нижнего отопительного отбора. Характер изменения электрической и тепловой нагрузок при изменении режима работы турбины Т-100/120-130 и теплофикационной установки приведен на рис. 4а, 5а. При температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}} < 2$ °С целесообразна работа турбины с двумя отопительными отборами пара. Изменение электрической и тепловой нагрузок представлено на рис. 4б, 5б.

Выводы. На основе анализа реальной работы турбоустановок Т-100/120-130 как в летний период, так и в отопительный сезон, предложен методологический подход к выбору необходимых характеристик тепловой нагрузки с учетом ее изменений в тепловой сети без привязки к температурному графику.

Список литературы: 1. Трухний, А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки [Текст] / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – М. : Издательский дом МЭИ, 2006. – 540 с. 2. Рациональное распределение тепловой нагрузки в теплофикационной установке турбины Т-100/120-130 [Текст] / А. Л. Шубенко, О. А. Бабенко, В. Н. Голощапов, А. Ю. Козлоков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 34–37. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated): 1. Truhnij, A. D., and B. V. Lomakin. *Teplofikacionnyye parovyye turbiny i turboustanovki*. Moscow : Izdatel'skij dom MJeI, 2006. Print. 2. Shubenko, A. L., O. A. Babenko, V. N. Goloshapov and A. Ju. Kozlokov. "Racional'noe raspredelenie teplovoj nagruzki v teplofikacionnoj ustanovke turbiny T-100/120-130." *Visnyk NTU «KhPI»*. Serija: *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja*. No 12(1055). Kharkov : NTU «KhPI», 2014. 34–37. ISSN 2078-774X.

Поступила (received) 14.02.2015

УДК 621.791

С. И. СЕРБИН, д-р техн. наук, проф.; директор Машиностроительного института Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев;

А. В. КОЗЛОВСКИЙ, аспирант Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев;

С. В. ВИЛКУЛ, м.н.с. Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАЗМЕННОГО ГЕНЕРАТОРА ДЛЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ТЕРМО-АКУСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ

Статья посвящена вопросу стабилизации термо-акустических процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей использованием плазмотрона постоянного тока. Представлены результаты экспериментальных исследований плазмотрона постоянного тока, предназначенного для подавления акустической неустойчивости в камерах сгорания. Получена вольт-амперная характеристика плазменного генератора для различных расходов плазмообразующего воздуха. Определена зона устойчивого горения дуги плазмотрона для стабилизации термо-акустических процессов в камерах сгорания.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, пульсационное горение, плазмотрон постоянного тока.

Введение

Обеспечение устойчивости процесса горения является серьезной и актуальной задачей при создании низкоэмиссионных камер сгорания (КС) газотурбинных установок. Для управления неустойчивым режимом горения топливо-воздушных смесей в КС ГТД возможно применение модулированных плазменных струй воздуха, генерируемых с помощью плазмотронов различных типов, которые подаются в КС в противофазе к существующим колебаниям давления. Также имеет место стабилизирующее действие на процессы распространения пламени и немодулированных плазменных струй, что объясняется растяжением зоны горения вдоль этих струй [1]. Наряду с ионизацией воздуха при использовании устройств с плазменными струями достигается высокая степень стабилизации горения. В случае плазменной стабилизации горения из-за особенностей, обусловленных высоким температурным уровнем процесса, можно ожидать еще более интенсивного воздействия продуктов плазмохимических реакций на горение основной топливовоздушной смеси. При этом концентрация активных центров зависит от множества факторов, в том числе от времени и степени контакта топлива и плазмы, коэффициента избытка воздуха в зоне контакта, температуры воздушной плазмы, сорта топлива и др. [2].

Реакции, происходящие при смешении низкотемпературной воздушной плазмы с топливом в объеме плазмохимического реактора или на поверхности закрученной плазменной струи, при определенных условиях приводят к образованию сверхравновесных концентраций атомов и радикалов (Н, СН₃, О, ОН и др.) и большого количества продуктов неполного превращения углеводородов (СО, Н₂). Продукты реакций из зоны непосредственного контакта плазмы с частью топлива быстро диффундируют в зону основной топливовоздушной смеси и способствуют промоти-

© С.И. Сербин, А.В. Козловский, С.В. Вилкул, 2015

рованию её горения. В этой связи необходимо найти способы и конструктивные решения наиболее эффективного использования высокой химической активности продуктов неполного сгорания горючих смесей, приводящей к расширению пределов устойчивой работы камеры сгорания и возможности работы на обеднённых смесях [2, 3].

Анализ основных достижений и литературы

Возникновение вибрационного горения в камере сгорания недопустимо, так как сопровождается резким увеличением шума, срывами пламени, разрушением камеры, выходом из строя и разрушением элементов конструкции камеры сгорания, а также отдельных узлов и агрегатов ГТУ [4]. Исследования рабочих процессов камер сгорания газотурбинных установок показывают, что одним из наиболее перспективных методов повышения стабильности рабочего процесса является интенсификация сжигания углеводородов с помощью низкотемпературной плазмы [5–7]. В работе [8] рассмотрен реактор, в котором ограниченное количество электрической энергии используется для стабилизации горения топливовоздушной смеси, непосредственно контактирующей с электрической дугой. Недостатком его является отложение на стенках реакционной камеры продуктов термического разложения углеводородов и нарушение вследствие этого режимов стабилизации. В устройствах, исследованных в работе [9], обеспечивается различное взаимное перемещение потоков топливовоздушной смеси и плазмообразующего газа (аргона или азота) в зоне реакции и повышение стабильности пламени, особенно при использовании азота. В этом случае в плазменной струе под действием высоких температур возникает большое количество атомов азота, реагирующих с молекулярным кислородом. Образовавшийся в итоге атомарный кислород играет важную роль в процессе стабилизации пламени. Выполненные работы по созданию плазмохимических систем [2] позволили осуществить опытно-промышленную проверку ряда систем плазмохимической интенсификации горения для энергетического оборудования. Было выявлено, что подобные системы обеспечивают расширение диапазона устойчивого воспламенения и горения топлива в камере сгорания нагревательной установки в 2–3 раза, повышение устойчивости горения на переходных режимах, повышение полноты сгорания в процессе запуска, улучшение условий переброски пламени, повышение надежности работы, предотвращение погасания камеры сгорания при эксплуатации [2].

Цель исследования, постановка задачи

Целью данного исследования является определение диапазона устойчивой работы и вольт-амперных характеристик плазмотрона постоянного тока, предназначенного для подавления акустической неустойчивости в камерах сгорания газотурбинных двигателей.

Материалы исследования

Применение плазмотрона в качестве элемента камеры сгорания предъявляет к нему специфические требования, основными из которых являются надежный запуск и устойчивая работа в широком диапазоне изменения тока дуги и расходов плазмообразующего газа, высокие энергетические показатели, минимальные массы и габариты [10]. Предполагается использование плазменного генератора не только в качестве источника воспламенения, но и как устройства сопровождения и стабилизации процессов горения основного топлива в низкоэмиссионной КС. Поэтому важным этапом проведения экспериментальных исследований является определение зоны устойчивого горения электрической дуги плазмотрона, которая зависит как от мощности источника питания, так и от расхода плазмообразующего воздуха.

Проведено експериментальне дослідження плазмотрона постійного струму, призначеного для подавлення пульсацій і збільшення стабільності роботи низкоемісійної камери згорання ГТД. Схема експериментальної установки показана на рис. 1. Плазмообразующий воздух от компрессора высокого давления 2 через ротаметр 4 подается к плазменному генератору 5, представляющего собой плазмотрон постоянного тока, в качестве катододержателя которого используется автомобильная свеча зажигания. От регулируемого источника питания 1 со специальной внешней характеристикой с помощью высоковольтного кабеля к плазмотрону подводится электропитание.

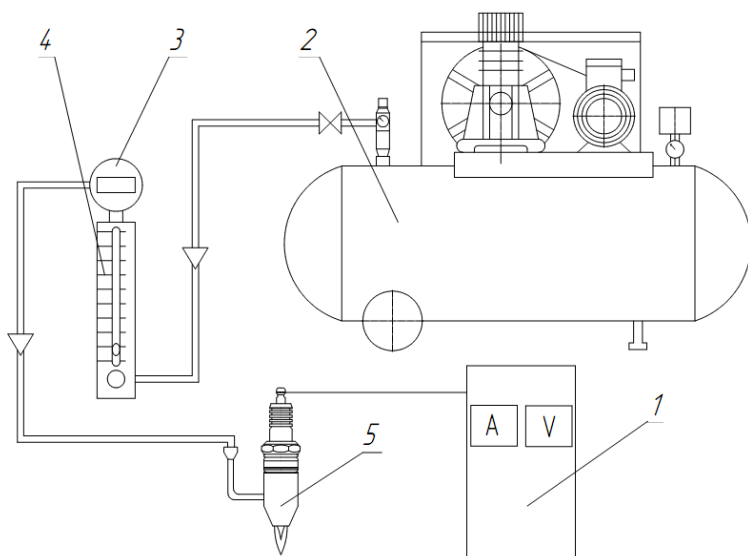


Рис. 1 – Схема експериментальної установки дослідження плазменного генератора: 1 – регульований джерело живлення; 2 – компресор; 3 – манометр; 4 – ротаметр; 5 – плазмотрон постійного струму

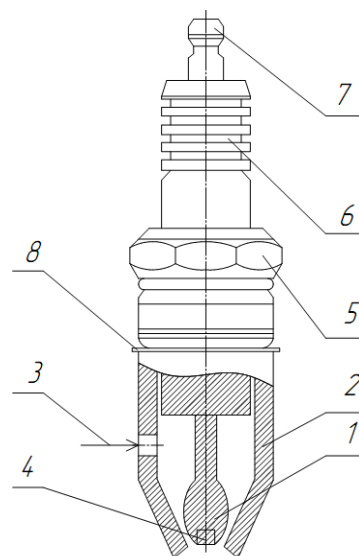


Рис. 2 – Схема плазмотрона постійного струму: 1 – катод; 2 – анод; 3 – подача плазмообразующого воздуха; 4 – термоэмиссионная вставка; 5 – корпус; 6 – оребрение изолятора; 7 – контактная гайка; 8 – уплотнительное кольцо

В плазменном генераторе (рис. 2) закрученный воздух нагревается до высоких температур в результате теплообмена с электрической дугой, горящей между катодом 1 с термоэмиссионной вставкой 4 и анодом 2 плазмотрона.

В результате экспериментальных исследований получена вольт-амперная характеристика плазмотрона постоянного тока для различных расходов плазмообразующего воздуха, которая представлена на рис. 3.

Диапазон изменения силы тока для всех режимов испытаний находился в пределах от 0,3 до 0,9 А для используемого регулируемого источника питания. При этом для осуществления процесса первоначального пробоя зазора и запуска плазмотрона напряжение на электродах увеличивалось до 1,5–2,5 кВ.

Визуально факел ионизированного воздуха представлен на рис. 4 (расход плазмообразующего воздуха 0,946 г/с). Видно, что при увеличении мощности плазменной дуги осевая протяжённость факела низкотемпературной плазмы незначительно увеличивается.

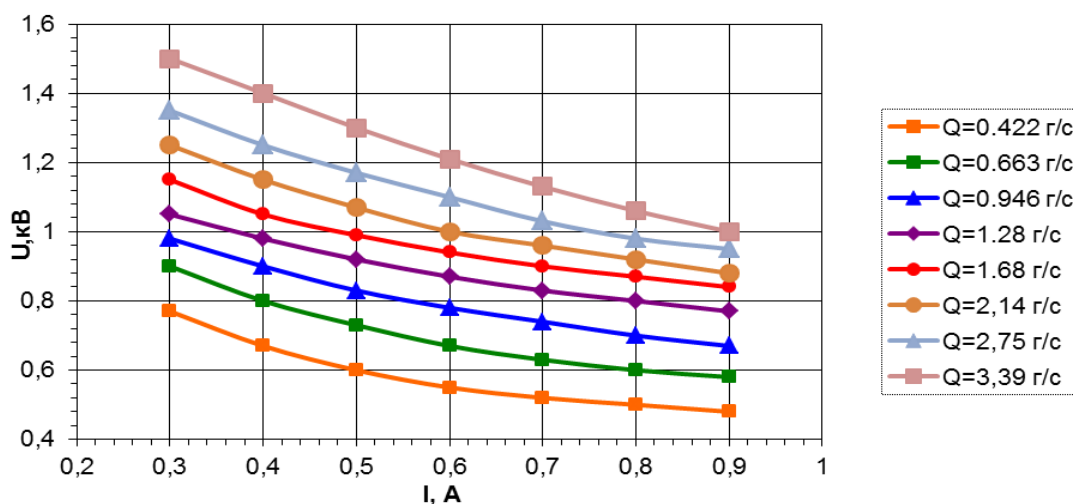


Рис. 3 – Вольт-амперная характеристика плазмотрона при различных расходах плазмообразующего воздуха

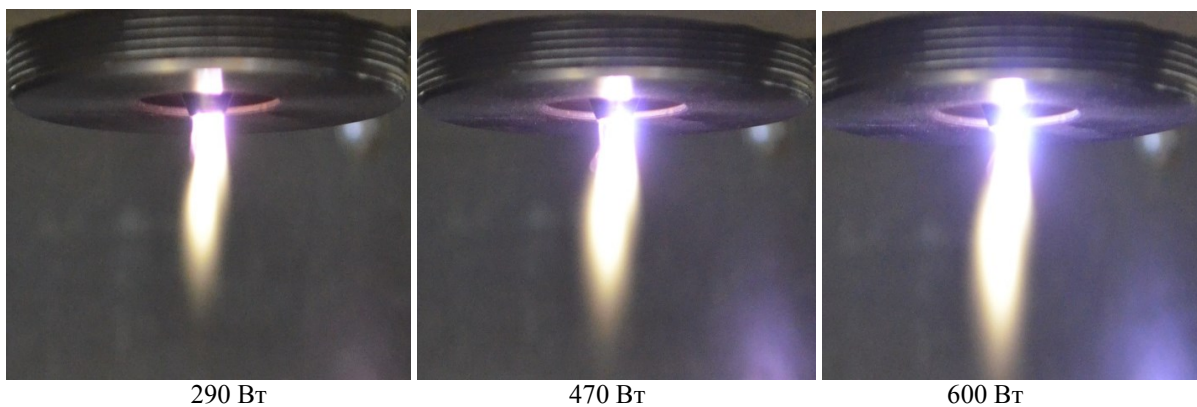


Рис. 4 – Увеличение длины факела ионизированного воздуха при возрастании мощности плазмотрона от 290 до 600 Вт

В дальнейшем планируется установка плазменного генератора во фронтном устройстве низкоэмиссионной камеры сгорания с предварительным смешением топливо-воздушной смеси. Использование плазмотрона в качестве стабилизатора термо-акустических процессов в камере сгорания ГТД позволит расширить диапазон значений коэффициента избытка воздуха, увеличить полноту сгорания топлива, а также исключить бедный срыв факела. Расширение диапазона устойчивой работы камеры, приведет к уменьшению пульсаций топливо-воздушной смеси и, следовательно, вибрации элементов камеры сгорания и двигателя в целом.

Выводы

1) Проведены экспериментальные исследования плазмотрона постоянного тока, предназначенного для подавления пульсаций и увеличения стабильности работы низкоэмиссионной камеры сгорания ГТД.

2) Получена вольт-амперная характеристика плазменного генератора для различных расходов плазмообразующего воздуха. Во всем диапазоне режимных параметров эта характеристика имеет крутопадающий характер.

3) Определён диапазон устойчивой работы плазмотрона постоянного тока, предназначенного для стабилизации термо-акустических процессов в камерах

сгорания. Зона устойчивого горения дуги плазмотрона обеспечивается регулированием силы тока от 0,3 до 0,9 А при расходах плазмообразующего воздуха до 3,39 г/с.

Список литературы: 1. *Афанасьев, В. В.* Диагностика и управление устойчивостью горения в камерах сгорания энергетических установок [Текст] / В. В. Афанасьев, Н. И. Кидин. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 176 с. 2. *Романовский, Г. Ф.* Плазмохимические системы судовой энергетики [Текст] / Г. Ф. Романовский, С. И. Сербин. – Николаев : УГМТУ, 1998. – 246 с. 3. *Романовский, Г. Ф.* Плазменное воспламенение и сжигание топлив в судовых установках [Текст] / Г. Ф. Романовский. – Ленинград : Судостроение, 1986. – 85 с. 4. *Сербин, С. И.* Дослідження процесів нестационарного горіння в камері згорання ГТД [Текст] / С. И. Сербин, Г. Б. Мостіпаненко, А. В. Козловський // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 11–16. – ISSN 2078-774X. 5. *Clements, R. V.* An Experimental Study of the Injection Mechanism for Typical Plasma Jet Igniter [Text] / R. V. Clements, P. R. Smy, J. D. Dale // *Combustion and Flame*. – 1981. – Vol. 42. – P. 287–295. 6. *Weinberg, F. J.* Plasma Jets in Combustion [Text] / F. J. Weinberg // *Int. Conference on Combustion in Engineering*. – Oxford, 1983. – P. 65–72. 7. *Сербин, С. И.* Разработка и исследование характеристик плазменно-топливных форсунок [Текст] / С. И. Сербин, Е. Ю. Кирчук // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: зб. наук. трудов. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – № 3. – С. 43–49. – ISSN 2078-774X. 8. *Khalil, E. E.* Mathematical Modelling of Turbulent Heterogeneous Combustion [Text] / E. E. Khalil // *Air Toxic Reduction and Combustion Modeling: Int. Joint Power Generation Conf.* – Atlanta, 1992. – P. 43–48. 9. *Harrison, A. J.* Flame Stabilization by Plasma Jets / A. J. Harrison, F. J. Weinberg // *Proc. Roy. Soc.* – London, 1971. – A321. – P. 95–103. 10. *Serbin, S.* Investigations of the Working Process in a "Lean-Burn" Gas Turbine Combustor With Plasma Assistance [Text] / S. Serbin, I. Matveev, G. Mostipanencko // *Plasma Science, IEEE Transactions*. – Volume: 39, Issue: 12, Part: 1. – 2011. – P. 3331–3335.

Bibliography (transliterated): 1. *Afanas'ev, V. V., and N. I. Kidin.* *Diagnostika i upravlenie ustojchivost'ju gorenija v kamerah sgoranija jenergeticheskikh ustanovok.* Moscow : FIZMATLIT, 2008. Print. 2. *Romanovskij, G. F., S. I. Serbin.* *Plazmohimicheskie sistemy sudovoj jenergetiki.* Nikolaev : UGMTU, 1998. Print. 3. *Romanovskij, G. F.* *Plazmennoe vosplamnenie i szhiganie topliv v sudovyh ustanovkah.* Leningrad : Sudostroenie, 1986. Print. 4. *Serbin, S. I., G. B. Mostipanencko and A. V. Kozlovs'kyj.* "Doslidzhennja procesiv nestacionarnogo gorinnja v kameri zgorjannja GTD." *Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja. Visnyk NTU "KhPI" [Power and heat engineering processes and equipment. Bulletin of NTU "KhPI"]*. No. 8. Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. 11–16. ISSN 2078-774X. Print. 5. *Clements, R. V., P. R. Smy and J. D. Dale.* "An Experimental Study of the Injection Mechanism for Typical Plasma Jet Igniter." *Combustion and Flame* 42 (1981): 287–295. Print. 6. *Weinberg, F. J.* "Plasma Jets in Combustion." *Int. Conference on Combustion in Engineering.* Oxford, 1983. 65–72. Print. 7. *Serbin, S. I., and E. Ju. Kirchuk.* "Razrobotka i issledovanie harakteristik plazmenno-toplivnyh forsunok." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU «KhPI»: zb. nauk. trudov [Power and heat engineering processes and equipment. Bulletin of NTU "KhPI"]*. No 3. Kharkov : NTU "KhPI", 2010. 43–49. ISSN 2078-774X. Print. 8. *Khalil, E. E.* "Mathematical Modelling of Turbulent Heterogeneous Combustion." *Air Toxic Reduction and Combustion Modeling: Int. Joint Power Generation Conf.* Atlanta, 1992. 43–48. Print. 9. *Harrison, A. J., F. J. Weinberg.* "Flame Stabilization by Plasma Jets." *Proc. Roy. Soc.* A321. London, 1971. 95–103. Print. 10. *Serbin, S., I. Matveev and G. Mostipanencko.* "Investigations of the Working Process in a "Lean-Burn" Gas Turbine Combustor With Plasma Assistance." *Plasma Science, IEEE Transactions*. Vol. 39, Issue: 12, Part: 1. 2011. 3331–3335.

Поступила (received) 15.02.2015

УДК 621.311.2 : 532

А. С. МАЗУРЕНКО, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. ОНПУ, Одесса;
В. А. АРСИРИЙ, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. ОГАСА, Одесса;
Е. А. АРСИРИЙ, д-р техн. наук, доц.; проф. каф. ОНПУ, Одесса;
В. И. КРАВЧЕНКО, зам. техн. директора ЗАО «Молдавская ГРЭС», Днестр

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАКТОВ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

Рассмотрена возможность увеличения мощности ГТУ за счет совершенствования аэродинамических трактов. Разработан проект и выполнена модернизация тракта окислителя энергоблока ПГУ-250 Молдавской ГРЭС с газовой турбиной ГТ-35, которая показала существенный резерв увеличения мощности за счет снижения противодавления за газовой турбиной, путем корректировки геометрии тракта сброса окислителя от газовой турбины в котел. Совершенствование аэродинамики выполняется физическим моделированием методом визуальной диагностики структуры потоков.

Ключевые слова: парогазовая установка, корректировка аэродинамических трактов, визуализация структуры потоков.

Ведение. Парогазовые установки обеспечивают высокую эффективность использования топлива и значительное увеличение КПД работы энергоблоков новых тепловых электростанций. Преимущества использования ПГУ привели к тому, что на сегодняшний день почти 70 % вводимых во всем мире электростанций работают на базе парогазовых установок. Применение парогазовых установок (ПГУ) при строительстве новых тепловых электростанций (ТЭС) показало повышение эффективности использования топлива и значительное увеличение КПД работы энергоблоков ТЭС [1]. На Молдавской ГРЭС находятся в эксплуатации два головных парогазовых энергоблока ПГУ-250 [2].

Анализ работы энергоблоков ПГУ-250 Молдавской ГРЭС показал, что газовая турбина ГТ-35-770 не обеспечивает номинальной мощности $N_{эл\ ГТ} = 35$ МВт·ч. Ограничение мощности ГТУ-35 составляет более 10 МВт·ч. Кроме того, требует улучшения режим горения топлива в котле из-за неравномерности подачи окислителя на горелки котла.

Большая часть научных исследований параметров работы газотурбинных установок посвящена увеличению начальной температуры перед турбиной. Для снятия ограничения мощности ГТУ-35 нет возможности увеличивать начальные параметры. В статье представлена новая методика по увеличению мощности ГТУ за счет снижения сопротивлений и увеличения эффективности вспомогательных элементов ГТУ. Для разработки реконструкции использовалась новая методика совершенствования проточных частей на основе визуальной диагностики структуры потоков (МВДСП) [3].

Первая реализация новой концепции выполнена в 1997 г. на ТЭС «Браш» (США), где выполнена модернизация входного патрубка ГТУ *Westinghouse-25MW*. Результаты модернизации показали, что за счет снижения сопротивления и соответственно снижения потерь давления входного патрубка компрессора подача воздуха в ГТУ увеличена более чем на 20 % [4, 5]. Для обоснования новой методики увеличения мощности ГТУ за счет снижения сопротивлений второстепенных элементов – входных, выходных участков ГТУ и камеры смешения разработаны

© А.С. Мазуренко, В.А. Арсирий, Е.А. Арсирий, В.И. Кравченко, 2015

t,p,s -диаграммы, характеризующие процесс увеличения мощности газовых турбин при умеренных начальных параметрах [4]. В 2011–2013 годах разработаны предложения по увеличению мощности ГТУ-35 энергоблоков ПГУ-250 ЗАО «Молдавская ГРЭС» за счет снижения сопротивлений в тракте сброса газов от ГТ в котел. Модернизация трактов окислителя выполнена на энергоблоке № 11 в 2013 году и на энергоблоке № 12 в 2014 году. Результаты испытаний изменения параметров на энергоблоке № 11 показали существенное влияние геометрии сбросного тракта на мощность ГТУ.

Анализ схемы подвода окислителя в котел. Энергоблоки ПГУ-250 Молдавской ГРЭС с газовой турбиной ГТ-35-770 являются головными энергоустановками парогазового типа. Для организации горения топлива в котле ТМЕ-213 используется два варианта подачи окислителя:

1 вариант – в режиме паросиловой установки (ПСУ), когда работает только паровая турбина, подача атмосферного воздуха в котел осуществляется вентиляторами ВДН-25;

2 вариант – в режиме парогазовой установки (ПГУ), когда работают одновременно паровая турбина и газовая турбина, в качестве окислителя в котел ТМЕ-213 подается сбросной газ ГТ-35.

Второй ПГУ – режим работы энергоблока является основным, когда нагнетание воздуха в газовую турбину и далее в котел обеспечивает компрессор К. То есть, атмосферный воздух подается в газовую турбину ГТ, а после ГТУ воздушно-газовая смесь с 16 %-ным содержанием кислорода (окислитель) сбрасывается в котел для обеспечения горения топлива.

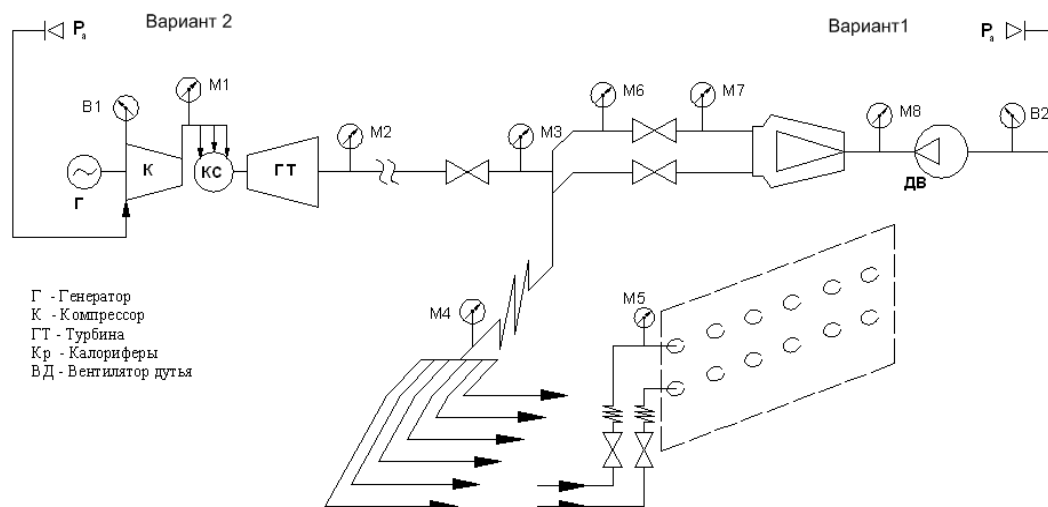


Рис. 1 – Совмещенная схема тракта подвода окислителя в котел парогазовых энергоблоков Молдавской ГРЭС

Анализ совмещенной подачи воздуха от дутьевого вентилятора ВДН-25/2 сброса окислителя от ГТУ показал равноценность двух вариантов работы котла ТМЕ-213. Поэтому, измерение параметров тракта окислителя до и после реконструкции можно выполнять на неработающем энергоблоке с включенными тягодутьевыми механизмами.

Цель исследования, постановка задачи. Геометрия проточных частей не учитывает распределение структуры потоков. Зоны отрыва потока от стенок является причиной высоких значений аэродинамических сопротивлений. Целью выполненных исследования является обеспечение безотрывного течения в проточных частях и

снижение аэродинамических сопротивлений и соответственно потерь напора. Выполненные мероприятия в тракте сброса окислителя от ГТУ в котел позволило увеличить тепловой перепад газовой турбины и ее мощности.

Совершенствование распределительного коллектора. В техническом задании на выполнение проекта модернизации были поставлены следующие задачи: 1 – для улучшения качества горения топлива уменьшить пульсации в топке; 2 – обеспечить равномерное распределение подачи воздуха (окислителя) к горелкам котла; 3 – для повышения мощности ГТУ увеличить теплоперепад в газовой турбине за счет снижения противодавления после ГТ.

Источником указанных проблем эксплуатации являются зоны отрыва потока окислителя от стенок в элементах тракта сброса окислителя. На рис. 3 представлен результат визуальной диагностики структуры потока окислителя в модели раздаточного коллектора.

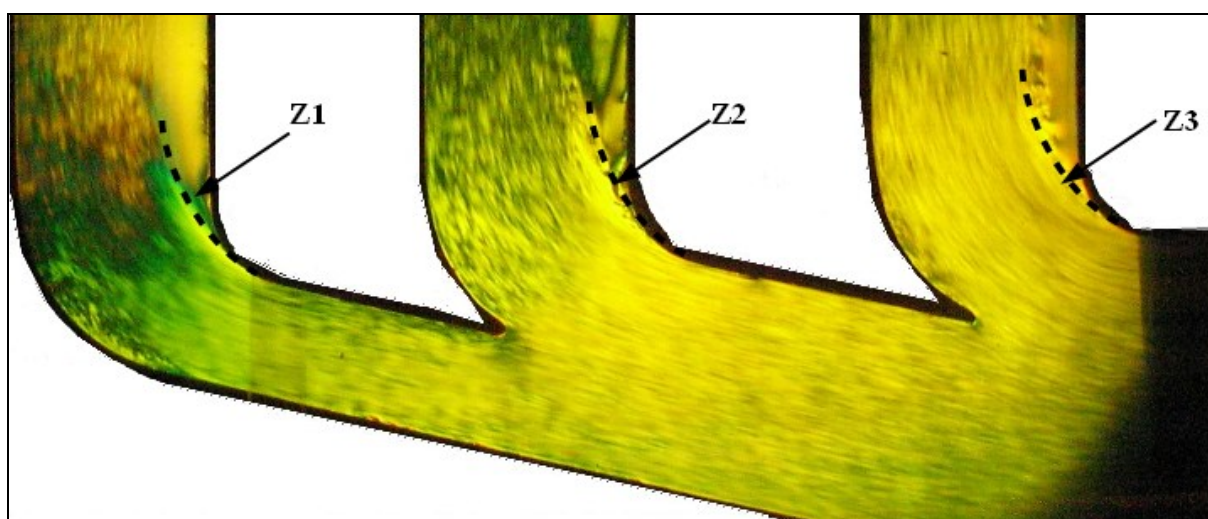


Рис. 2 – Структура потока в распределительном коллекторе:
Z1, Z2, Z3 – зоны отрыва потока от стенок коллектора

На рис. 2 показаны результаты визуальной диагностики структуры потока в физической модели коллектора распределения воздуха по горелкам. Из шести отводов на горелки для исследований представлены только три отвода. Использование трех отводов для выполнения визуальной диагностики структуры потока не меняет характера распределения подачи воздуха (окислителя) к горелкам. Зоны отрыва потока от стенок показывают причины высоких сопротивлений и возникновения пульсаций [3]. Анализ визуальной диагностики структуры потока позволил разработать рекомендации не только по устранению зон отрыва, но и обеспечить равномерное распределение воздуха из коллектора на горелки котла.

На рис. 3 пунктирными линиями показана геометрия старой проточной части коллектора. Сплошные линии и новые значения радиусов поворота потока показывают новую геометрию коллектора с меньшими аэродинамическими сопротивлениями.

Испытания тракта окислителя ПГУ-250 показали, что снижение сопротивлений в двух элементах совмещенного участка позволили снизить потери напора в номинальном режиме на 30 мм.в.ст. или на 15 %. В режиме ПГУ снижение противодавления за ГТ-35 позволило увеличить мощность ГТУ на 0,5 МВт. В режиме ПСУ снижение сопротивлений и соответственно потерь напора позволило уменьшить потребление электроэнергии дутьевого вентилятора ВДН-25/2 на 0,14 МВт.

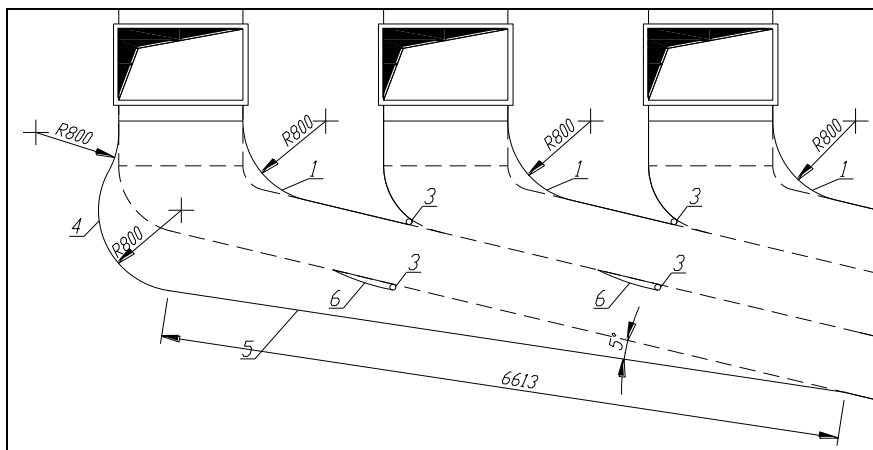


Рис. 3 – Распределительный коллектор подачи окислителя к горелкам котла до и после модернизации:
 1 – 6 – элементы распределительного коллектора; --- старая геометрия коллектора;
 ——— новая геометрия коллектора

Выводы. Проведение модернизации элементов аэродинамического тракта энергоблока ПГУ-250 с целью снижения аэродинамических сопротивлений позволило увеличить мощность газовой турбины, а также улучшить параметры тракта сброса окислителя от ГТУ-35 до горелок котла ТМЕ-213.

Анализ изменения параметров «выходных» элементов газовых турбин показал хорошие перспективы. Не меняя проточных частей сложных элементов компрессора и турбины, а только за счет изменения геометрии и снижения потерь напора «выходных» элементов ГТУ можно увеличить мощность газовых турбин, улучшить их энергетические, стоимостные, габаритные и другие характеристики.

Список литературы: 1. *Мацевитый, Ю. М.* О развитии энергомашиностроительного комплекса Украины до 2030 года [Текст] / Ю. М. Мацевитый, В. Н. Голошапов // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання : зб. наук. праць. – Харків : Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 2003. – Т. 1. – С. 6–11. 2. *Тепловые электрические станции* [Текст] / В. Я. Рыжкин. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 328 с. 3. *Pat. PCT/US94/14890. G06G 7/57, F15D 1/02. Method of restricted space formation for working media motion* [Text] / Maisotsenko V. S., Arsiroy V. A. – Publ. 06.07.1995. 4. *Мазуренко, А. С.* Повышение эффективности турбинных установок за счет совершенствования проточных частей [Текст] / А. С. Мазуренко, В. А. Арсирий // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. трудов. – 2005. – № 6. – С. 39–43. 5. *Мазуренко, А. С.* Совершенствование проточных частей оборудования ТЭС на основе структуры потоков в физических моделях [Текст] / А. С. Мазуренко, В. А. Арсирий // Труды Межд. научно-техн. конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования». – Харьков, 2003. – С. 420–424.

Bibliography (transliterated): 1. *Macevityj, Ju. M., and V. N. Goloshhenko.* "O razvitii jenergomashinostroitel'nogo kompleksa Ukrainy do 2030 goda." *Udoskonaljvannja turboustanovok metodamy matematychnogo i fizychnogo modeljuvannja*. No 1. Kharkov : In-t problem mashynobuduvannja im. A.M. Pidgornogo NAN Ukrai'ny, 2003. 6–11. Print. 2. *Ryzhkin, V. Ja. Teplovyje jelektricheskie stancii.* Moscow : Jenergoatomizdat, 1987. Print. 3. *Maisotsenko, V. S., and V.A. Arsiroy.* "Method of restricted space formation for working media motion." Patent. PCT/US94/14890. G06G 7/57, F15D 1/02. 06 July 1995. 4. *Mazurenko, A. S., and V. A. Arsiroj.* "Povyshenie jeffektivnosti turbinyh ustanovok za schet sovershenstvovanija protochnyh chastej." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie*. Vestnik NTU "KhPI". No 6. Kharkov : NTU "KhPI", 2005. 39–43. Print. 5. *Mazurenko, A. S., and V. A. Arsiroj.* "Sovershenstvovanie protochnih chastej oborudovanija TJeS na osnove struktury potokov v fizicheskikh modeljah." *Trudy Mezhd. nauchno-tehn. konferencii "Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija"*. Kharkov, 2003. 420–424. Print.

Поступила (received) 16.02.2015

УДК 621.039.5

А. В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;
М. В. МАКСИМОВ, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. ОНПУ, Одесса;
Ю. В. РОМАШОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. каф. НТУ «ХПИ»

КРИТИЧЕСКИЕ СЖИМАЮЩИЕ СИЛЫ И ФОРМЫ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАНАЛОВ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩИХ СБОРОК ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ ВВЭР-1000

Рассмотрена устойчивость деформирования при осевом сжатии трубчатого направляющего канала, соединяющего головку и хвостовик тепловыделяющей сборки ядерного реактора ВВЭР-1000. Исследовано влияние условий закрепления краев направляющего канала на величины критических сжимающих сил и напряжений, а также на форму изгиба при потере устойчивости. Полученные величины критических сжимающих сил и напряжений показывают возможность изгиба направляющих каналов из-за потери устойчивости, причем форма такого изгиба может содержать одну-две точки перегиба, что существенно затруднит движение органов регулирования системы управления и защиты.

Ключевые слова: тепловыделяющая сборка, направляющий канал, устойчивость.

Ведение. Отклонения от прямолинейной формы направляющих каналов тепловыделяющихборок (ТВС) ядерного реактора ВВЭР-1000 могут привести к увеличению времени падения органов регулирования мощностью реактора до низа его активной зоны, что увеличивает риски возникновения тяжелых аварий на АЭС. При эксплуатации ядерных реакторов типа ВВЭР-1000 имели место случаи искривления направляющих каналов ТВС из-за потери устойчивости [1], что делает актуальными исследования устойчивости деформирования этих направляющих каналов.

Анализ основных достижений и литературы. Нормы расчета на прочность [2] элементов ядерных реакторов предусматривают определение критических нагрузок и (или) напряжений, вызывающих потерю устойчивости при осевом сжатии и (или) сжатии наружным давлением. Направляющие каналы ТВС ядерного реактора ВВЭР-1000 представляют собой выполненные из стали 08Х18Н10Т трубы 12,6×0,85 мм длиной около 4000 мм, которые испытывают осевое сжатие в процессе монтажа и эксплуатации [1]. В соответствии с нормами [2] направляющие каналы ТВС при расчете на устойчивость следует рассматривать как сжимаемые в осевом направлении длинные сжатые стержни, закрепления краев которых могут отвечать шарнирам и (или) жестким заделкам. Расчеты, выполненные в соответствии с нормами [2] с учетом температуры конструкционного материала около 350 °С в период эксплуатации, привели к следующим результатам для различных вариантов закреплений краев направляющего канала: при шарнирном закреплении двух краев критическое сжимающее напряжение составляет 1,81 МПа, а отвечающая ему сжимающая сила – соответственно 5,80 кгс; при одном шарнирно и другом жестко закрепленном крае критическое сжимающее напряжение составляет 3,22 МПа, а отвечающая ему сжимающая сила – соответственно 10,30 кгс; при жестком закреплении двух краев критическое сжимающее напряжение составляет 7,25 МПа, а отвечающая ему сжимающая сила – соответственно 23,18 кгс.

Изменения сжимающего напряжения и силы, обусловленные стохастичностью характера изменения параметров при эксплуатации ТВС ядерных реакторов, могут оказаться сопоставимыми с относительно небольшими критическими значениями 1,81...7,25 МПа сжимающего напряжения и значениями 5,8...23,18 кгс сжимающей

© А.В. Ефимов, М.В. Максимов, Ю.В. Ромашов, 2015

силы, что создает возможность изгиба направляющих каналов вследствие потери устойчивости. Определение формы возможного изгиба при потере устойчивости элементов оборудования ядерных энергоустановок в виде длинных сжатых стержней в нормах расчета [2] не предусматривается.

Цель исследования, постановка задачи. Форма изогнутой оси направляющего канала будет влиять на движение по нему органов регулирования (поглощающих элементов) системы управления и защиты ядерного реактора. Целью данного исследования, является определение критических сжимающих напряжений и сил, а также отвечающих им форм потери устойчивости направляющих каналов ТВС ядерных реакторов ВВЭР-1000 на основе известных результатов теории устойчивости деформируемых систем [3, 4].

Устойчивость сжатых стержней. Как известно из [3, 4], критические нагрузки и формы потери устойчивости сжатых стержней определяются с помощью дифференциального уравнения:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + \mu^2 \frac{d^2 w}{dx^2} = 0, \quad \mu^2 = \frac{P}{EJ}, \quad 0 \leq x \leq L, \quad (1)$$

где x – координата вдоль оси стержня; $w = w(x)$ – прогиб стержня; P – сжимающая сила; E – модуль упругости материала стержня и J – момент инерции сечения стержня, характеризующие его изгибную жесткость; L – длина стержня.

Общее решение уравнения (1) записывается следующим образом:

$$w(x) = A_1 \sin(\mu x) + A_2 \cos(\mu x) + A_3 x + A_4, \quad (2)$$

где A_1, A_2, A_3, A_4 – постоянные интегрирования.

Для определения постоянных интегрирования общего решение (2) используют краевые условия, отражающие способы закрепления краев $x=0$ и $x=L$ стержня, которые, как известно из [3, 4], приводят к системе однородных линейных алгебраических уравнений. Условие существования ненулевого решения этой системы в виде равенства нулю определителя матрицы приводит к трансцендентному уравнению относительно неизвестного $\lambda = \mu L$, с бесконечным счетным множеством корней $\lambda_k, k = 1, 2, 3, \dots$, которые с учетом второго равенства позволяют определить:

$$P_k = EJ \left(\frac{\lambda_k}{L} \right)^2, \quad \sigma_k = \frac{P_k}{F}, \quad k = 1, 2, 3, \dots, \quad (3)$$

где P_k и σ_k – критические значения сжимающей силы и напряжения; F – площадь поперечного сечения стержня.

Располагая корнями $\lambda_k, k = 1, 2, 3, \dots$ характеристического уравнения, имеем возможность определять отвечающие этим корням соотношения между входящими в общее решение (2) постоянными интегрирования, которые представляют формы потери устойчивости стержня $w_k = w_k(x), k = 1, 2, 3, \dots$ [3].

Краевые условия, отражающие способы закрепления краев $x=0$ и $x=L$ стержня, примем в общем виде:

$$\begin{aligned} C_1^{(0)} w(0) + C_2^{(0)} \frac{d^3 w}{dx^3}(0) = 0, \quad C_3^{(0)} \frac{dw}{dx}(0) + C_4^{(0)} \frac{d^2 w}{dx^2}(0) = 0, \\ C_1^{(L)} w(L) + C_2^{(L)} \frac{d^3 w}{dx^3}(L) = 0, \quad C_3^{(L)} \frac{dw}{dx}(L) + C_4^{(L)} \frac{d^2 w}{dx^2}(L) = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где $C_1^{(0)}, C_2^{(0)}, C_3^{(0)}, C_4^{(0)}$ и $C_1^{(L)}, C_2^{(L)}, C_3^{(L)}, C_4^{(L)}$ – коэффициенты, характеризующие

условия взаимодействия направляющего канала с головкой и хвостовиком ТВС.

Система уравнений для определения постоянных интегрирования и условие существования ее ненулевого решения в случае краевых условий (4) примут вид:

$$\begin{aligned}
 & -C_2^{(0)}\mu^3 A_1 + C_1^{(0)} A_2 + C_1^{(0)} A_4 = 0, \quad C_3^{(0)}\mu A_1 - C_4^{(0)}\mu^2 A_2 + C_3^{(0)} A_3 = 0, \\
 & [C_1^{(L)} \sin(\mu L) - C_2^{(L)}\mu^3 \cos(\mu L)]A_1 + [C_1^{(L)} \cos(\mu L) - C_2^{(L)}\mu^3 \sin(\mu L)]A_2 + C_1^{(L)} L A_3 + C_1^{(L)} A_4 = 0, \\
 & [C_3^{(L)} \cos(\mu L) - C_4^{(L)}\mu^3 \sin(\mu L)]A_1 - [C_3^{(L)}\mu \sin(\mu L) + C_4^{(L)}\mu^2 \cos(\mu L)]A_2 + C_3^{(L)} A_3 = 0, \quad (5)
 \end{aligned}$$

$$\begin{vmatrix}
 -C_2^{(0)}\mu^3 & C_1^{(0)} & 0 & C_1^{(0)} \\
 C_3^{(0)}\mu & -C_4^{(0)}\mu^2 & C_3^{(0)} & 0 \\
 C_1^{(L)} \sin(\mu L) - C_2^{(L)}\mu^3 \cos(\mu L) & C_1^{(L)} \cos(\mu L) - C_2^{(L)}\mu^3 \sin(\mu L) & C_1^{(L)} L & C_1^{(L)} \\
 C_3^{(L)} \cos(\mu L) - C_4^{(L)}\mu^3 \sin(\mu L) & -C_3^{(L)}\mu \sin(\mu L) - C_4^{(L)}\mu^2 \cos(\mu L) & C_3^{(L)} & 0
 \end{vmatrix} = 0. \quad (6)$$

Задавая коэффициенты в краевых условиях (4), с помощью (5), (6) имеем возможность рассматривать различные частные случаи закрепления краев стержня.

Критические нагрузки и формы потери устойчивости направляющих каналов ТВС. Рассматриваем направляющие каналы ТВС в виде сжатых стержней с двумя шарнирно закрепленными краями, одним шарнирно и другим жестко закрепленными краями, с двумя жестко закрепленными краями, как в нормах расчета на прочность [2], что отвечает частному виду краевых условий (4) соответственно:

$$C_1^{(0)} = 1, C_2^{(0)} = 0, C_3^{(0)} = 0, C_4^{(0)} = 1, \quad C_1^{(L)} = 1, C_2^{(L)} = 0, C_3^{(L)} = 0, C_4^{(L)} = 1, \quad (7)$$

$$C_1^{(0)} = 1, C_2^{(0)} = 0, C_3^{(0)} = 1, C_4^{(0)} = 0, \quad C_1^{(L)} = 1, C_2^{(L)} = 0, C_3^{(L)} = 0, C_4^{(L)} = 1, \quad (8)$$

$$C_1^{(0)} = 1, C_2^{(0)} = 0, C_3^{(0)} = 1, C_4^{(0)} = 0, \quad C_1^{(L)} = 1, C_2^{(L)} = 0, C_3^{(L)} = 1, C_4^{(L)} = 0. \quad (9)$$

Результаты расчетов критических значений сжимающей силы и сжимающего напряжения направляющего канала ТВС, полученные с помощью уравнения (6) и системы уравнений (5) для частных случаев (7)–(9) закреплений краев, представлены в табл. 1, а отвечающие им формы потери устойчивости – на рис. 1. Естественно, что критические сжимающие силы и напряжения (табл. 1) и соответствующие им формы потери устойчивости (рис. 1), полученные на основе расчетной схемы направляющего канала в виде стержней с закреплениями краев, отвечающими частным случаям (7)–(9), следует рассматривать как ориентировочные.

Таблица 1.

Критические значения сжимающей силы и сжимающего напряжения направляющих каналов с различными закреплениями краев

Номер k	Критические значения P_k , кгс (σ_k , МПа) для разных закреплений краев направляющего канала		
	Шарнирные	Шарнирное одного и жесткое другого края	Жесткие
1	5,99 (1,87)	12,25 (3,83)	23,96 (7,49)
2	23,96 (7,49)	36,22 (11,32)	49,01 (15,32)
3	53,91 (16,85)	72,16 (22,56)	95,84 (29,96)
4	95,84 (29,96)	120,08 (37,54)	144,88 (45,30)

Анализ критических нагрузок и форм потери устойчивости направляющих каналов ТВС. Расчеты привели к относительно небольшим критическим значениям сжимающих сил и напряжений (табл. 1) направляющих каналов ТВС с различными закреплениями краев. Установлено, что ограничения движений краев направляющего канала приводят к уменьшению разницы между значениями критических сил (и, естественно, напряжений), отвечающих различным формам потери устойчивости. Эти

обстоятельства свидетельствуют о том, что в процессе эксплуатации сжимающая сила может превысить не только минимальное, отвечающее $k = 1$, критическое значение, но и критические значения, отвечающие $k > 1$, из-за чего форма изогнутого вследствие потери устойчивости направляющего канала может приобрести одну и более точек перегиба (рис. 1). Естественно, что наличие точек перегиба изогнутой оси направляющего канала может существенно затруднить движение по нему органов регулирования системы управления и защиты реактора и привести к тяжелой аварии.

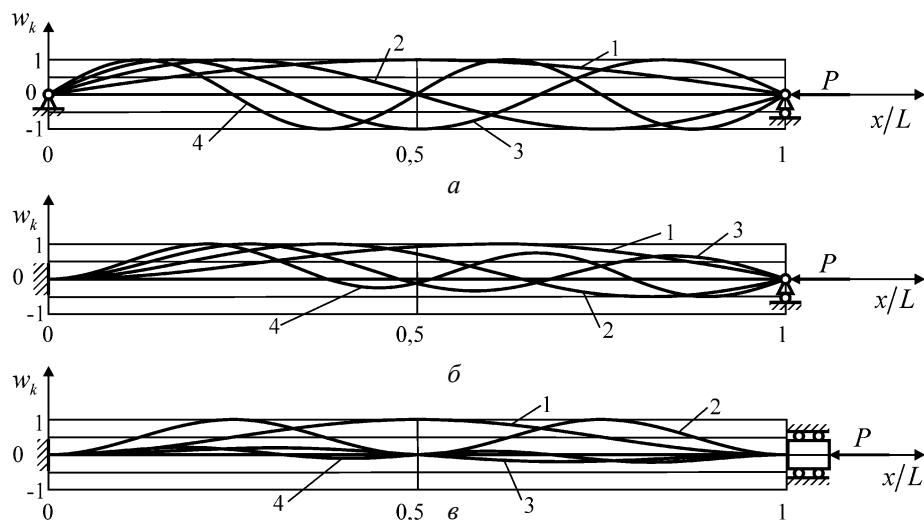


Рис. 1 – Формы потери устойчивости направляющих каналов ТВС ядерного реактора типа ВВЭР-1000: а – шарнирно закрепленных на краях; б – жестко закрепленных на одном и шарнирно закрепленных на другом крае; в – жестко закрепленных на краях; 1 – $k = 1$; 2 – $k = 2$; 3 – $k = 3$; 4 – $k = 4$

Выводы. Из-за незначительной минимальной величины и разности между различными величинами критической сжимающей силы, отвечающей потере устойчивости направляющего канала как длинного сжатого стержня, становится возможным, что в процессе эксплуатации форма изогнутого вследствие потери устойчивости направляющего канала будет содержать несколько точек перегиба. В связи с этим является актуальной разработка расчетных схем, позволяющих определять критические сжимающие силы и осевые напряжения в направляющих каналах с учетом их взаимодействия с головкой, хвостовиком и дистанционирующей решеткой ТВС, что рекомендуется рассмотреть в последующих исследованиях.

Список литературы: 1. Шмелев, В. Д. Активные зоны ВВЭР для атомных электростанций [Текст] / В. Д. Шмелев, Ю. Г. Драгунов, В. П. Денисов, И. Н. Васильченко. – М. : ИКЦ «Академкнига», 2004. – 220 с. 2. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) [Текст] / Госатомэнергонадзор СССР. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 525 с. 3. Вольмир, А. С. Устойчивость деформируемых систем [Текст] / А. С. Вольмир. – М. : Наука, 1967. – 984 с. 4. Прочность, устойчивость, колебания [Текст] : справочник : в 3-х т. / общ. ред. И. А. Биргер, Я. Г. Пановко. – Т. 3 / В. В. Болотин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1968. – 567 с.

Bibliography (transliterated): 1. Shmelev, V. D., et al. *Aktivnyye zony VVJeR dlja atomnyh jelektrostantsij*. Moscow : IKC "Akademkniga", 2004. Print. 2. Gosatomjenergonadzor SSSR. *Normy rascheta na prochnost' oborudovanija i truboprovodov atomnyh jenergeticheskijh ustanovok (PNAJe G-7-002-86)*. Moscow : Jenergoatomizdat, 1989. Print. 3. Vol'mir, A. S. *Ustojchivost' deformiruemyh system*. Moscow : Nauka, 1967. Print. 4. Bolotin, V. V., et al. *Prochnost', ustojchivost', kolebanija*. Ed. I. A. Birger, and Ja. G. Panovko. Vol. 3. Moscow : Mashinostroenie, 1968. Print.

Поступила (received) 13.01.2015

УДК 532.5.013.12

Т. В. ДОНИК, канд. техн. наук; н.с. ИТТФ НАНУ; ассистент каф. «Физика энергетических систем», НТУУ «КПИ», Киев

ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

Выполнено обобщение опубликованных экспериментальных данных по теплогидравлической эффективности и коэффициенту качества различных способов закрутки потока. Показано, что различные способы закрутки потока характеризуются общим механизмом интенсификации теплообмена и описываются единой кривой на диаграммах теплогидравлической эффективности. Предложенный критерий качества обеспечивает более обоснованное ранжирование и сравнение интенсификаторов теплообмена.

Ключевые слова: теплогидравлическая эффективность интенсификаторов теплообмена, коэффициент качества, закрутка потока.

Введение

Интенсификация теплообмена является главным направлением совершенствования теплообменного оборудования при разработке энергетических установок с высокими параметрами цикла, интенсивных технологических аппаратов, промышленных теплообменников, рекуператоров теплоты и химических реакторов. Для интенсификации теплообмена в каналах используются различные методы – закрутка потока, турбулизация потока, оребрение поверхности, выступы и углубления различной формы, а также некоторые другие методы [1]. Одним из эффективных и технологичных в исполнении методов интенсификации теплообмена является полная и частичная закрутка потока. Данные интенсификаторы характеризуются значительным повышением теплообмена при допустимом росте гидравлического сопротивления.

Интенсификация теплообмена всегда сопровождается ростом гидравлических потерь. Для оценки теплогидравлической эффективности интенсификаторов теплообмена используют ряд критериев, характеризующих соотношение роста теплообмена к сопутствующим потерям давления на прокачку теплоносителя [2].

Критерии теплогидравлической эффективности

Наиболее широкое применение получил фактор аналогии Рейнольдса (ФАР) в форме отношения [1, 3]:

$$\text{ФАР} = (\text{Nu}/\text{Nu}_0)/(f/f_0). \quad (1)$$

Как эталонные значения (с нулевым индексом) в уравнении (1) используются значения числа Нуссельта Nu_0 и коэффициента гидравлического сопротивления f_0 в плоском канале с гладкими стенками при одинаковых значениях числа Рейнольдса.

Фактор аналогии Рейнольдса характеризуется следующими неравенствами: $\text{ФАР} > 1,0$ означает опережающий рост теплообмена по сравнению с увеличением гидравлических потерь, что наблюдается только в области низких гидравлических потерь ($f/f_0 < 3,5$), это обусловлено специфической природой генерируемых вихрей; $\text{ФАР} < 1,0$ не означает ухудшение теплогидравлических свойств канала с интенсификаторами теплообмена, а лишь показывает невозможность улучшения теплогидравлических характеристик за счет данного метода интенсификации теплообмена при тех же значениях скорости потока и эквивалентного диаметра канала.

При использовании системы координат $\text{ФАР}-f/f_0$ экспериментальные данные по

© Т.В. Доник, 2015

фактору аналогії Рейнольдса розполагаються в узкій області между двумя ограничивающими линиями, характеризующими поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса и с оребрением при больших числах Рейнольдса [3].

Недостатком фактора аналогії Рейнольдса, как критерия теплогидравлической эффективности, является то, что при его использовании невозможно провести ранжирования интенсификаторов теплообмена при использовании в практических приложениях. Поэтому в работе [4] было предложено новое понятие – качество интенсификаторов теплообмена, благодаря которому можно провести сравнение различных интенсификаторов теплообмена, а также обеспечить ранжирование интенсификаторов теплообмена.

Коэффициент качества интенсификатора теплообмена отражает степень отличия фактора аналогії Рейнольдса для конкретного метода интенсификации теплообмена от того же фактора для поверхностных сферических углублений при низких числах Рейнольдса при $ff_0 = \text{const}$. Выражение для коэффициента качества интенсификатора теплообмена имеет следующий вид:

$$K^* = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)_{\text{инт.}}}{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)_{\text{сф. угл.}}}, \quad (2)$$

где числитель характеризует фактор аналогії Рейнольдса для конкретного интенсификатора теплообмена, а знаменатель – тот же фактор для поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса.

Использование данного критерия теплогидравлической эффективности позволяет ранжировать все известные способы интенсификации теплообмена в узкой области – лучшие из них характеризуются коэффициентом качества $K^* = 1,0$, а худшие имеют значение $K^* = 0,40-0,51$ в зависимости от величины отношения ff_0 [4].

Цель настоящей работы – выполнить анализ теплогидравлической эффективности различных способов закрутки потока и определить качество рассмотренных интенсификаторов теплообмена.

Анализ теплогидравлической эффективности

На рис. 1 в координатах ФАР и ff_0 представлены экспериментальные данные для интенсификаторов теплообмена, использующих принцип закрутки потока, которые включают полную (зона А) и частичную (зона Б, Г) закрутки потока. Для сравнения здесь же представлены опытные данные для интенсификаторов (зона В), которые характеризуются как закруткой потока, так и вихревым перемешиванием, отрывом потока.

Как видно из рисунка, рассмотренные интенсификаторы теплообмена закручивающего типа находятся в области между двумя ограничивающими линиями, характеризующими поверхности со сферическими углублениями при малых числах Рейнольдса (линия 2, рис. 1) и с оребрением при больших числах Рейнольдса (линия 1, рис. 1), при этом данные располагаются ближе к нижней кривой, что свидетельствует о среднем значении теплогидравлической эффективности.

Практически все экспериментальные данные для рассмотренных интенсификаторов теплообмена закручивающего типа располагаются около обобщающей линии 2, которая характеризуется уравнением

$$(Nu/Nu_0)/(ff_0) = 1,22 \cdot (ff_0)^{-0,72}. \quad (3)$$

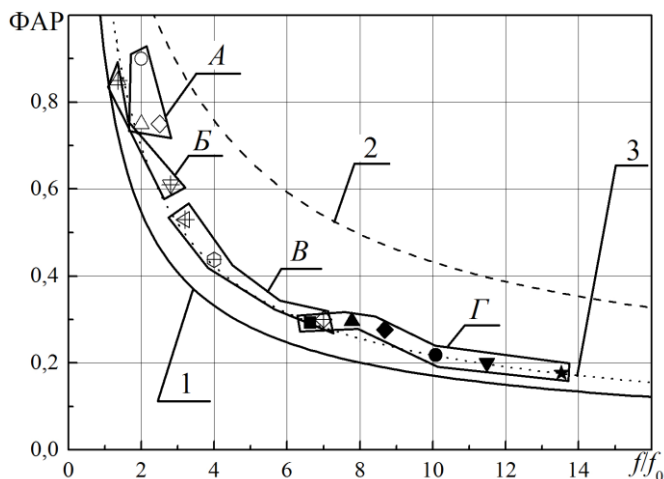


Рис. 1 – Фактор аналогії Рейнольдса в каналі з закруткою потоку: 1 – поверхнiстне оребрення при великих числах Рейнольдса; 2 – поверхнiсть со сферическими углублениями при низких числах Рейнольдса; 3 – обобщающая линия.

Зони А – змеевиковые трубчатые элементы [5];
 Б – проволочные спиральные турбулизаторы [5];
 В – спиральные и цилиндрические выступы [5];
 Г – крестообразные вставки с частичной закруткой потока [6]

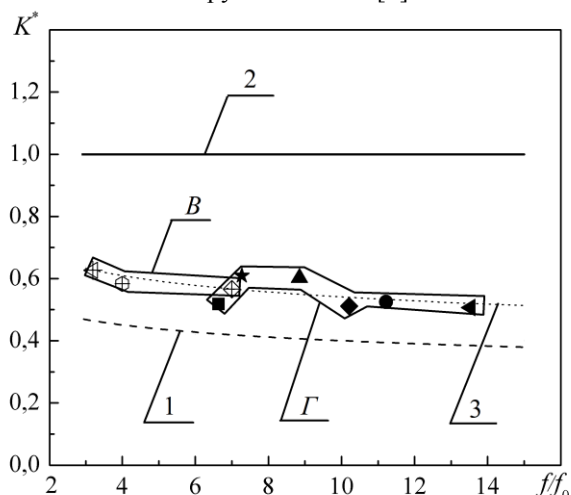


Рис. 2 – Коэффициент качества K^* интенсификаторов теплообмена закручивающего типа в круглом канале.

Обозначения на рис. 1

затруднительным из-за «крутого» поведения ограничивающих кривых 1 и 2 в этой области (рис. 1). В таком представлении линия 2 ($K^* = 1,0$) отражает сферические углубления при низких числах Рейнольдса, а линия 1 – поверхнiстне оребрення при великих числах Рейнольдса.

В области $ff_0 = 3,0 \dots 15,0$ абсолютное значение коэффициента качества интенсификатора теплообмена K^* для поверхнiстного оребрення при великих числах Рейнольдса изменяется от 0,47 до 0,40, а для сферических углублений при низких числах Рейнольдса – равняется 1,0. Эта является нижним пределом коэффициента качества для всех интенсификаторов.

Как видно из рисунка, интенсификаторы теплообмена закручивающего типа (обобщающая линия 3) характеризуются величиной коэффициента качества K^* ,

Данный результат свидетельствует о том, что рассмотренные интенсификаторы теплообмена закручивающего типа, различаясь по конструктивному оформлению, имеют достаточно общий механизм интенсификации теплообмена за счет закрутки потока (полной и частичной), вихревого перемешивания и локального отрыва потока и по этой причине обобщаются общей зависимостью.

Пользуясь полученными данными, можно при заданном отношении гидравлических потерь ff_0 выбрать способ интенсификации теплообмена, который характеризуется наилучшими показателями по теплообмену или для заданной интенсификации теплообмена Nu/Nu_0 выбрать метод, характеризующийся наименьшими потерями давления.

На рис. 2 представлены экспериментальные данные для коэффициента качества интенсификаторов теплообмена с частичной закруткой потока (зоны Г и В). На данном рисунке не представлены интенсификаторы теплообмена зон А и Б, так как определение коэффициента качества для данных завихрителей является

который изменяется от 0,63 при малых значениях ff_0 , до 0,50 в области $ff_0 = 15,0$. Как следует, рассмотренные интенсификаторы имеют коэффициент качества ниже среднего значения, так как располагаются ближе к нижней кривой.

Следует заметить, что коэффициент качества рекомендуется использовать для практических приложений при относительных гидравлических потерях не меньше 3,0, это связано с характером кривых для оребренных поверхностей при больших числах Рейнольдса и поверхностей со сферическими углублениями при низких числах Рейнольдса.

Выводы

1) На основе фактора аналогии Рейнольдса и коэффициента качества определена теплогидравлическая эффективность различных способов закрутки потока.

2) Показано, что интенсификаторы теплообмена, имеющие различную конструкцию, описываются единой кривой на диаграммах теплогидравлической эффективности, что обусловлено общим механизмом интенсификации теплообмена, а именно, закруткой потока, отрывами и вихревым перемешиванием.

3) Интенсификаторы теплообмена закручивающего типа характеризуются коэффициентом качества от 0,63 при малых значениях гидравлического сопротивления до 0,50 в области $ff_0 = 15,0$. В практических приложениях коэффициент качества рекомендуется использовать в области $ff_0 > 3,0$, что связано со сложностью определения предельных значений ограничивающих кривых.

Список литературы: 1. Халатов, А. А. Фактор аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различного типа [Текст] / А. А. Халатов, В. Н. Онищенко, Т. В. Доник, А. В. Окишев // Известия Российской Академии наук. Серия Энергетика. – Москва, 2011. – № 4. – С. 109–116. – ISSN 0002-3310. 2. Халатов, А. А. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков [Текст] : в 10-ти т. Т. 5. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых / А. А. Халатов, И. И. Борисов, С. В. Шевцов. – Киев, 2005. – 500 с. – ISBN 966-02-3788-X. 3. Халатов, А. А. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей [Текст] / А. А. Халатов, В. Н. Онищенко, И. И. Борисов // Доклады НАН Украины. – Киев, 2007. – № 6. – С. 70–75. 4. Халатов, А. А. Новый критерий теплогидравлической эффективности интенсификаторов теплообмена [Текст] / А. А. Халатов, Т. В. Доник // Доклады НАН Украины. – К., 2014. – № 7. – С. 82–85. 5. Сударев, А. В. Повышение эффективности и снижение металлоемкости газотурбинных трубчатых воздухоподогревателей на основе пассивных методов интенсификации теплообмена в их тракте [Текст] / А. В. Сударев, А. А. Халатов, В. Б. Сударев // Научные и прикладные вопросы промышленного газотурбостроения : сб. опубликованных статей в 2-х томах. – Киев, 2014. – Том 1. – 754 с. 6. Доник, Т. В. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубе с крестообразной вставкой и частичной закруткой потока [Текст] / Т. В. Доник, А. А. Халатов // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 2. – С. 28–32. – ISSN 0204-3602.

Bibliography (transliterated): 1. Khalatov, A. A., et al. "Faktor analogii Rejnol'dsa dlja intensifikatorov teploobmena razlichnogo tipa." *Izvestija Rossijskoj Akademii nauk. Serija Jenergetika* 4 (2011): 109–116. ISSN 0002-3310. Print. 2. Khalatov, A. A., I. I. Borisov and S. V. Shevtsov. *Teploobmen i gidrodinamika v polyah tsentrobezhnyh massovyih sil (Teplomassoobmen i teplogidravlicheskaya effektivnost vihrevyih i zakruchennyih potokov)*. Vol. 5. 2005. ISBN 966-02-3788-X. Print. 3. Khalatov, A. A., V. N. Onishhenko and I. I. Borisov. "Analogija perenosa teploty i kolichestva dvizhenija v kanalakh s poverhnostnymi generatorami vihrej." *Doklady NAN Ukrainy* 6 (2007): 70–75. Print. 4. Khalatov, A. A., T. V. Donik. "Novyj kriterij teplogidravlicheskoj jeffektivnosti intensifikatorov teploobmena." *Doklady NAN Ukrainy* 7 (2014): 82–85. Print. 5. Sudarev, A. V., A. A. Khalatov and V. B. Sudarev. "Povyshenie jeffektivnosti i snizhenie metalloemkosti gazoturbinyh trubchatyh vozduhopodogrevatelej na osnove passivnyh metodov intensifikacii teploobmena v ih trakte." *Nauchnye i prikladnye voprosy promyshlennogo gazoturbostroenija. Sbornik opublikovannyh statej v 2-h tomah*. Vol. 1. 2014. Print. 6. Donik, T. V., and A. A. Khalatov. "Teploobmen i gidravlichesкое soprotivlenie v trube s krestooobraznoj vstavkoj i chastichnoj zakrutkoj potoka." *Promyshlennaja teplotehnika* 34.2 (2012): 28–32. ISSN 0204-3602. Print.

Поступила (received) 03.02.2015

УДК 66.011 : 662.76 ; 662.951.2

О. В. ШИХАБУТИНОВА, канд. техн. наук; с.н.с. ИТТФ НАНУ, Киев

СЖИГАНИЯ ТЯЖЕЛЫХ ЖИДКИХ УГЛЕВОДОРОДОВ В ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЕ С ФИТИЛЬНОЙ ГОРЕЛКОЙ В ВИХРЕВОМ РЕЦИРКУЛИРУЮЩЕМ ПОТОКЕ

Создан теплогенератор для сжигания тяжелых углеводородов в вихревом рециркулирующем потоке. Выполнены экспериментальные исследования по сжиганию отработанного машинного масла показавшие, что процесс его сжигания можно проводить без нарушений норм на вредные выбросы (NO_x , CO). Выполненные расчеты показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными значениями температуры на выходе из камеры сгорания, приемлемую погрешность (24 %) при прогнозировании выбросов и позволили оптимизировать конструктивные параметры камеры сгорания.

Ключевые слова: теплогенератор, отработанное масло, сжигание в вихревом потоке, камера сгорания, фитильная горелка, вредные выбросы.

Введение

Проблема сжигания тяжелых углеводородов (дизельное топливо, мазут, сырая нефть, смазочные и машинные масла) актуальна в связи с катастрофическими разливами нефти, рекультивацией площадей, на местах дислокации воинских частей, утилизацией использованных смазочных материалов и др. Эти вещества токсичны, имеют невысокую степень биологического распада (10...30 %) и являются опасными отходами, подлежащие обязательному сбору и утилизации. Загрязнение окружающей среды отработанными смазочными материалами активно обсуждается в мировой экологической общественности. Обращение с ними в ЕЭС подлежит отдельной «Директиве по утилизации отработанных масел 75/439/ЕЕС от 16.06.1975». Однако использование углеводородных отходов в качестве горючего для теплоснабжения является одним из перспективных направлений и является экономически оправданным, а с экологической точки зрения допускается законодательством ряда государств. В некоторых странах ЕЭС (Австрия, Бельгия, Финляндия, Франция, Ирландия, Италия, Люксембург, Португалия, Испания, Великобритания) применение отработанных масел в качестве топлива для энергетических целей полностью освобождено от налогов.

Цель исследования, постановка задачи

Тяжелые углеводороды имеют малую скорость испарения, являющуюся определяющим фактором при горении. Воспламенение выделяющихся раньше легких соединений подвергает интенсивному нагреву оставшиеся в жидком состоянии тяжелые соединения. На поверхности частицы жидкого топлива образуется оболочка кокса, содержащая внутри некоторое количество наиболее тяжелых углеводородных соединений. Таким образом, в процессе нагрева капли выделяются не только парообразные вещества, но и образуются твердые частицы кокса, дающие с воздухом гетерогенную смесь. Это может приводить к неполному сгоранию топлива с образованием сажи и/или CO . Подобного недостатка в значительной мере лишены фитильные горелки, пористая структура фитиля которых является фильтром, задерживающим частицы кокса. Это было использовано в разработанной в ИТТФ НАНУ конструкции теплогенератора для сжигания тяжелых углеводородов в вихревом рециркулирующем потоке [1].

Цель работы – экспериментальное и теоретическое исследование теплообмена и горения тяжелых жидких углеводородов в закрученном потоке, разработка и создание

© О.В. Шихабутинова, 2015

камер сгорания для их утилизации путем экологически чистого и эффективного сжигания без нарушения санитарных норм.

Схема созданного теплогенератора представлена на рис. 1 и работает он следующим образом. Жидкое топливо подается в емкость 2. Вентилятор 5 нагнетает воздух в сопла 6 и 7, образуя закрученный воздушный поток с пониженным давлением в центре. Пары жидкого топлива поджигаются свечой зажигания (на рисунке не показано). В камере сгорания образуются факела пламени. Благодаря вихревому движению среды достигается интенсивное перемешивание топлива и окислителя. Горение в условиях избытка топлива в первичной камере сгорания 3 позволяет распределять выделение теплоты между первичной камерой сгорания 3, и камерой дожигания 4 и этим уменьшать максимальную температуру процесса. Это способствует уменьшению выбросов оксидов азота. Близость зоны горения и вихревое движение парогазовой смеси около фитиля 12 обеспечивает интенсификацию процесса испарения топлива с поверхности фитиля в соответствии с расходом окислителя, что дает возможность поддерживать соотношение топливо-окислитель в приемлемых пределах. Закручивание потоков как в первичной камере сгорания 3, так и в камере дожигания 4, создает на оси камер зону пониженного давления и вызывает рециркуляцию горячих газов к корню основного факела. С одной стороны это обеспечивает прогрев топлива перед сжиганием и уменьшение выбросов монооксида углерода (СО), с другой стороны – прогрев пористого материала фитиля увеличивает приток жидкого топлива к поверхности испарения вследствие капиллярных сил. Это явление также способствует саморегулированию процесса горения и, в конечном счете, увеличению диапазона режимов работы [2]. Пространство над центральной зоной фитиля обеднено кислородом. Процесс подачи топлива в эту зону блокируется вставкой 11, исполняющей роль «теплового мостика» к топливу. Зона низких температур на периферии топливной емкости, где подводится непрогретый в достаточной степени воздух, закрыта ограничителем 13. Прежде чем выйти через патрубок 10 в дымовую трубу (на рисунке не показано), продукты сгорания делают два поворота, омывая экраны 8 и 9. Увеличение пути и времени пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур способствует дополнительному перемешиванию и окончанию реакций окисления, что уменьшает выбросы СО. Прежде чем оставить теплогенератор, продукты сгорания проходят вдоль внутренней поверхности корпуса 1, который благодаря развитой за счет ребер (на рисунке не показаны) внешней поверхности интенсивно отдает теплоту в окружающую среду. Это в совокупности повышает КПД теплогенератора.

Результаты исследования

Исследования проводились для отработанного масла бензинового двигателя со следующими физико-химическими свойствами: теплотворная – 37...42 МДж/кг; коэффициент кинематической вязкости при 100 °С – 10,31 сСт; индекс вязкости 117; температура воспламенения – 172 °С; температура застывания – 34 °С; содержание воды – 0,7 %; механические примеси – 0,031 %; цветность более 8 ед. ЦНТ; плотность – 890 кг/м³; щелочное число – 2,85 мг КОН на 1 г масла; пепел сульфатный – 0,81 %; содержание активных элементов Zn – 0,123, Ca – 0,25 %.

На рис. 2 показаны изменения температуры в зоне горения при различных вариантах исполнения камеры. В левой нижней части условно показано длину периодов выделения сажи, в прямоугольниках – концентрации СО и NO_x в объемных процентах в соответствующие моменты времени на выходе из теплогенератора [3].

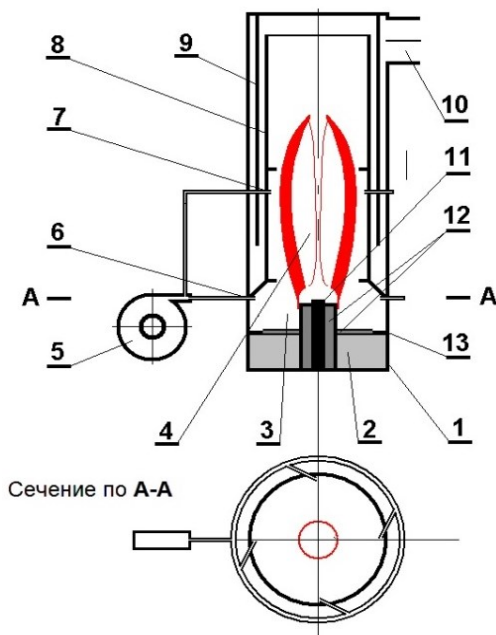


Рис. 1 – Схема теплогенератора:
 1 – корпус; 2 – емкость для жидкого топлива;
 3 – первичная камера сгорания; 4 – камера дожигаания; 5 – вентилятор; 6 – сопла первичной камеры сгорания; 7 – сопла камеры дожигаания; 8, 9 – концентрические экраны; 10 – выпускной патрубок; 11 – центральная теплопроводная вставка; 12 – фитиль; 13 – ограничитель

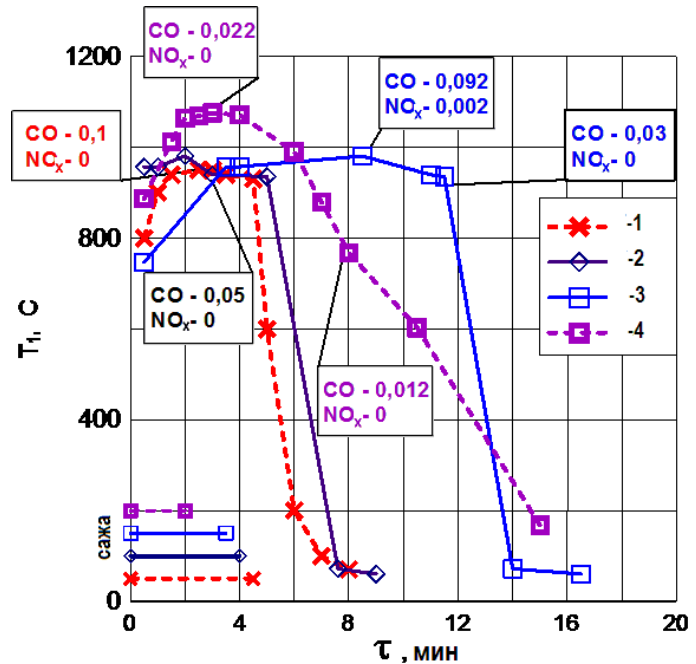


Рис. 2 – Зависимость изменения температуры в зоне горения в камере сгорания от времени: 1 – камера сгорания со свободной поверхностью отработанного масла; 2 – камера сгорания с поверхностью масла частично закрытой цилиндрическим фитилем в центре; 3, 4 – камера сгорания с поверхностью масла полностью закрытой фитилем

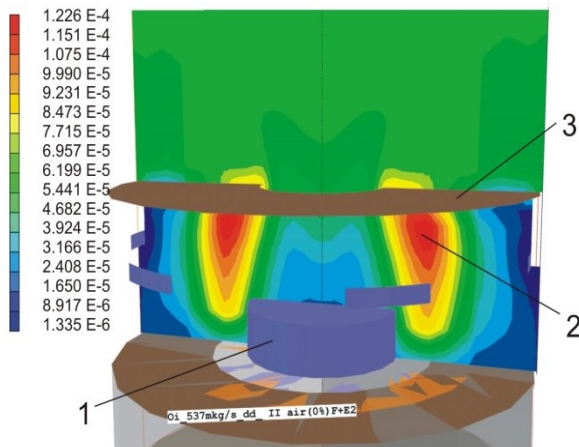


Рис. 3 – Эпюра оксидов азота при сжигании паров масла: 1 – ступенчатый фитиль; 2 – диафрагма; 3 – зона наибольшей концентрации NO_x (NO_x > 1,2·10⁻⁴)

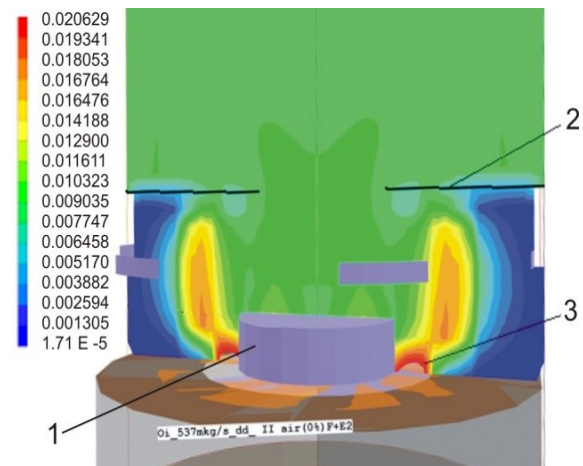


Рис. 4 – Эпюра концентраций CO при сжигании паров масла: 1 – ступенчатый фитиль; 2 – диафрагма; 3 – зона наибольшей концентрации CO (CO > 0,02)

Как видно из рис. 2, процесс сжигания в камере сгорания со свободной поверхностью масла характеризуется высокой концентрацией CO и значительным периодом выделения сажи, охватывающим почти все время стационарного горения. После введения в центральную часть емкости цилиндрического фитиля, уменьшился период выделения сажи и снизились выбросы CO. Вариант камеры сгорания с

поверхністю масла полностью закрытой фитилем характеризуется высокими температурами процесса горения тяжелых жидких углеводородов и низкой концентрации CO. Вместе с этим образование сажи наблюдается только в период разогрева зоны горения. Концентрация оксидов азота во всех вариантах почти на грани определения.

Известно, что эффективным способом предотвращения термического разложения тяжелых жидких топлив является частичное окисление углеводородных соединений в начальной стадии их термического преобразования. Экспериментальными исследованиями установлено, что для этого в зоне предварительной газификации необходимо иметь от теоретически необходимого кислорода только 40...50 %. Поэтому при сжигании отработанного машинного масла большое значение имеет перемешивание паров топлива с окислителем для предотвращения термического расщепления углеводородных соединений [4, 5]. Перебор вариантов конструкций теплогенератора и оптимальный их выбор производился на компьютерной модели с помощью лицензированного пакета программ «PHOENICS 3.6». В качестве математической модели процесса использовался стандартный набор балансовых уравнений для описания процессов горения, включающий уравнения Навье-Стокса, переноса компонентов реакций и энергии, полное описание которой приведено в [6].

Основные режимные параметры теплогенератора, для которого составлялась компьютерная модель следующие: минимальная и максимальная тепловая мощность – соответственно 9,2 и 13,3 кВт; минимальный и максимальный расход топлива – 1,23 и 1,8 л/час; расход нагретого воздуха – 200 м³/час; минимальный расход воздуха для горения – 15 м³/час, максимальный – 60 м³/час. Результаты расчета концентраций угарного газа (CO) и оксидов азота в камере сгорания представлены на рис. 3–4.

Как показали расчеты, пространство высоких температур представляет собой тороид, касающийся отверстия в диафрагме первичной камеры сгорания. Этого и следовало ожидать, так как основное истечение из камеры, как и из всякой вихревой, происходит в основном через пограничный слой, располагающийся на торцевой крышке. Здесь в зоне соприкосновения восходящего и нисходящего потоков наблюдается наибольшая турбулентность и происходит интенсивное перемешивание. Из-за преобладания термического механизма образования оксидов азота эпюры температур и концентраций NO_x (рис. 3) подобны. Наибольшие концентрации угарного газа наблюдаются в застойных зонах у основания ступеньки фитиля, куда окислитель поступает в меньшем количестве, чем в основной объем камеры (рис. 4).

Установлено, что повышение температуры горячего воздуха с 350 °С до 420 °С позволяет уменьшить потерю тепла от механического недожога на 0,6 % [2, 5]. Поэтому особое внимание было уделено увеличению подогрева первичного и вторичного воздуха, а так же совершенствованию образования горючей смеси. Результаты расчетов приведены в таблице 1.

При значении температуры первичного и вторичного воздуха 20°С, в связи с тем, что соотношение топливо/воздух близкое к стехиометрии, генерация вредных веществ незначительна и составляет для CO – 1,5 10⁻¹⁴ кг/с, а для NO_x – 4,48 10⁻⁶ кг/с. Создается впечатление, что топливо сгорает полностью. Однако, как свидетельствуют расчеты, угроза образования сажи существует, а ее концентрация заметна около охлажденных границ вихря продуктов сгорания, особенно во вторичной камере. Местом существенного образования оксида углерода является края конуса продуктов сгорания, расположенные ближе к входу относительно холодного первичного воздуха.

Влияние подогрева первичного и вторичного воздуха

Первичный воздух, °С	Вторичный воздух, °С	$G_{\text{масла}}$, кг/с 10^4	P , кВт	СО, кг/с	NO _x , кг/с 10^6	$G_{\text{пр-тов}}$, кг/с 10^2	C _x H _y , кг/с
20	20	8,5426	37,57	$1,5 \cdot 10^{-14}$	4,4841	1,4718	–
100	20	10,267	40,62	$3,287 \cdot 10^{-5}$	3,0	1,4896	$5,2 \cdot 10^{-5}$
200	20	12,25	40,58	$4,745 \cdot 10^{-5}$	4,784	1,51	$2,916 \cdot 10^{-4}$
20	100	8,545	37,57	$3,12 \cdot 10^{-15}$	4,846	1,472	–
20	200	8,5467	37,58	$1,21 \cdot 10^{-15}$	5,53	1,467	–

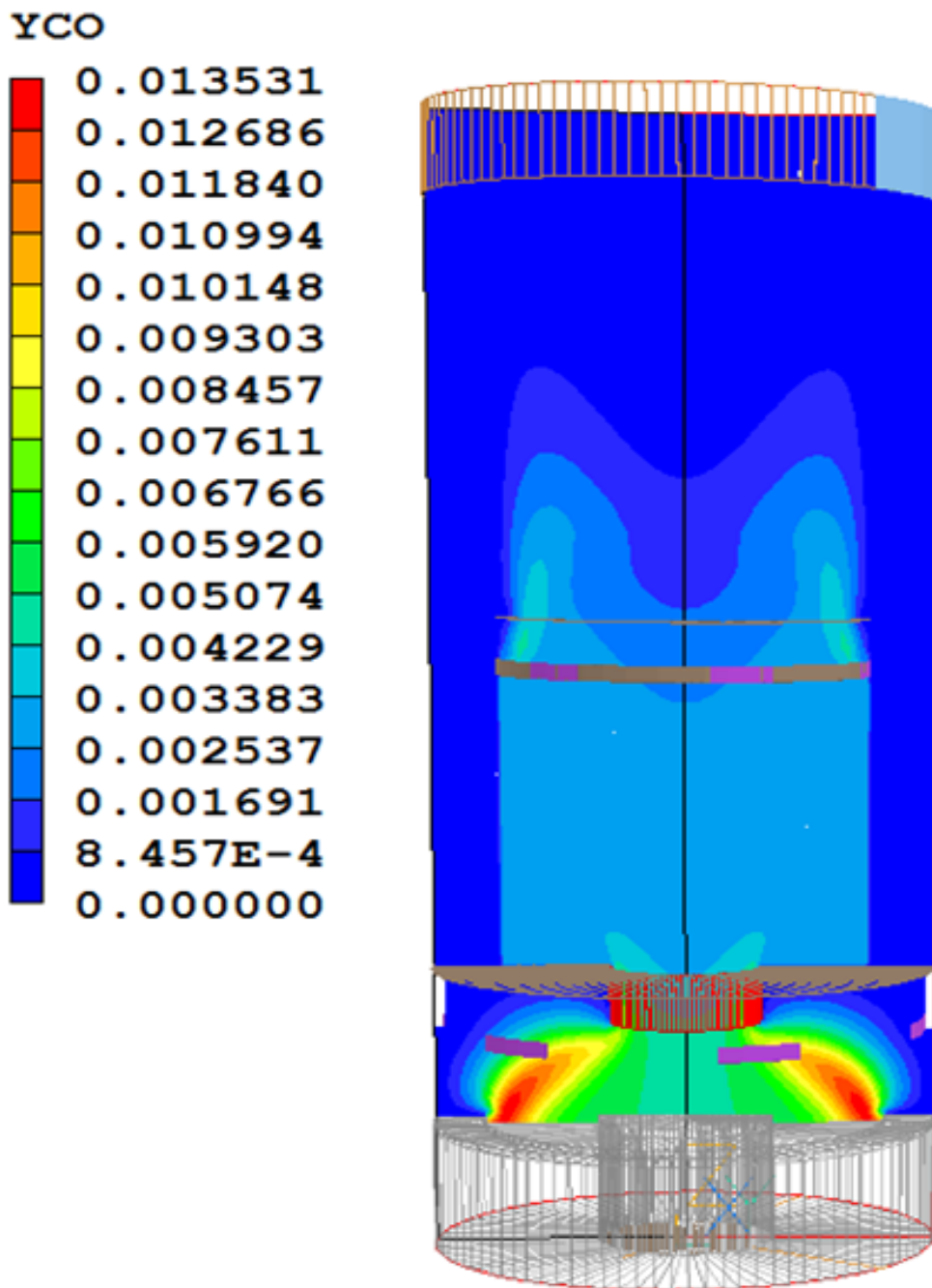


Рис. 5 – Эпюра концентрации монооксида углерода при температурах первичного воздуха 20 °С и вторичного – 200 °С

При повышении температуры первичного воздуха от 20 °С до 200 °С увеличивается расход паров масла и, соответственно, возрастает тепловая мощность установки от 37,6 кВт до 40,6 кВт. Но при этом изменяется процесс сжигания. Если генерация оксидов азота на выходе установки падает в 1,5 раза в результате уменьшения средней температуры в зоне горения, тогда как образование СО увеличивается в тысячи раз, что угрожает превышению санитарных норм. Также растет и образование сажи. Эти недостатки процесса горения можно предотвратить, если разделить образования паров и их сжигания. Пары масла сгорают полностью в пределах первичной камеры. Подогрев вторичного воздуха обеспечивает процесс сжигания масла без нарушения санитарных норм, см. рис. 5.

Сравнение расчета с экспериментом проводилось для заключительного периода стационарного горения. Математическая модель предсказывала концентрацию NO_x в 2...2,5 раза большую, чем измеренная в опыте. Расчетная концентрация СО отличалась от экспериментальной на 28...32 %, расхождения по температуре на выходе из камеры сгорания составляли 21 %.

Причинами расхождений могут быть следующие факторы. Закрученный поток в цилиндрической камере создает в центре зону разрежения, и часть продуктов сгорания возвращается в основу факела. По принципу Ле-Шателье результирующие продукты реакции тормозят ее прохождение. В математической модели предполагалось поступление топлива в поверхностные слои фитиля постоянное и равное среднему расходу. На самом деле вдоль радиуса поверхности испарения существует значительный градиент температуры, увеличивающийся к центру камеры сгорания, а капиллярные процессы в пористых средах зависят от местных градиентов и существенно нестационарны. Расхождения по концентрации оксидов азота можно объяснить наличием реакций восстановления, которые не учитывались.

Экспериментальные исследования так и расчет подтвердили необходимость в центральной части фитиля теплопроводного «мостика» для разогрева жидкого топлива на дне емкости и необходимость отдельного подогрева первичного и вторичного воздуха при условии существования над поверхностью фитиля интенсивного течения. Использование углублений (в том числе и асимметричных) на крышке камеры обуславливает возникновение вихрей, что приводит к качественному перемешиванию паров топлива и окислителя.

Выводы

1) Создан теплогенератор с фитильной горелкой для сжигания тяжелых жидких углеводородов в вихревом рециркулирующем потоке с подогревом воздуха и регулируемым объемом камеры сгорания подвижной крышкой первичной камеры.

2) Экспериментальные исследования по сжиганию отработанного машинного масла показали, что процесс его сжигания можно проводить без нарушений норм на вредные выбросы (NO_x , СО).

3) Расчеты, выполненные с помощью программного комплекса *PHOENICS*, показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными значениями температуры на выходе из камеры сгорания, приемлемую погрешность при прогнозировании выбросов СО и значительное расхождение с экспериментом при определении концентрации оксидов азота.

4) Следует отметить достаточно высокий экономический эффект от применения теплогенераторов на отработанном масле, обусловленный как возможностью использования наиболее выгодного для каждого потребителя вида топлива, так и отсутствием в системе водных магистралей, потерь в них и затрат на их ежегодное

обслуживание и ремонт, так и решение проблемы утилизации отработанных масел и защиту окружающей среды от бесконтрольного загрязнения отработанными маслами. Общий экономический эффект от перевода цехов предприятия с централизованного котельного отопления на использование теплогенераторов достигает более 30 % в год.

Список литературы: 1. Теплогенератор з гнотовим пальником і підігрівачем повітря [Текст] : патент України № 88170 / Халатов А. А., Коваленко Г. В. і др. – u2013 06897 ; заявл. 01.06.2013, Бюл. № 5. – 3 с. 2. *Смульский, И. И.* Аэродинамика и процессы в вихревых камерах [Текст] / И. И. Смульский. – Новосибирск : ВО «Наука», 1992. – 300 с. 3. *Шихабудинова, О. В.* Фитильная горелка с закрученным потоком окислителя для сжигания тяжелых углеводородов [Текст] / О. В. Шихабудинова, А. А. Халатов, О. Е. Хлебников, Г. В. Коваленко // Пром. теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 7. – С. 116. – ISSN 0204-3602. 4. *Пчелкин, Ю. М.* Камеры сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / Ю. М. Пчелкин. – М. : Машиностроение, 1967. – 207 с. 5. *Частухин, В. И.* Топливо и теория горения [Текст] / В. И. Частухин, В. В. Частухин. – Киев : Вища школа, 1989. – 219 с. 6. *Шихабудинова, О. В.* Компьютерное моделирование сжигания тяжелых жидких углеводородов в фитильной горелке [Текст] / О. В. Шихабудинова, А. А. Халатов, С. Г. Кобзар, Г. В. Коваленко // Труды XIV Минского Международного Форума по тепло- и массообмену. – Том 2, часть 2. – Минск : НАН Беларуси, 2012. – С. 577–581. – ISBN 978-985-6456-82-7.

Bibliography(transliterated): 1. Khalatov, A., et al. " Teplogenerator z gnotovym pal'nykom i pidigrivachem povitrja [Heatgenerator off wick burner and the air preheater]." Ukraine. Patent 88170. u2013 06897. 01 June 2013. Print. 2. Smulsky, I. *Ajerodinamika i processy v vihrevyh kamerah [Aerodynamics and processes in the vortex chamber]*. Novosibirsk : Nauka, 1992. Print. 3. Shihabudinova O., et al. "Fitol'naja gorelka s zakruchennym potokom okislitelja dlja szhiganiya tjazhelyh uglevodorodov [Wick burner with swirling flow of oxidizer for the combustion of heavy hydrocarbons]." *Promyshlennay teplotehnika* 33.7 (2011): 116. ISSN 0204-3602. Print. 4. Pchelkin, Yu. *Kamery sgoraniya gazoturbinyh dvigatelej [The combustion chamber of gas turbine engines]*. Moscow : Mashinostroenie, 1967. Print. 5. Chastukhin, V. I., and V. V. Chastukhin. *Toplivo i teorija gorenija [Fuel and combustion theory]*. Kiev : Visha shkola, 1989. Print. 6. Shihabudinova, O., et al. "Komp'yuternoe modelirovanie szhiganiya tjazhelyh zhidkih uglevodorodov v fitil'noj gorelke [Computer modeling of the combustion of heavy liquid hydrocarbons in the burner of the wick]." *Proceedings of the XIV Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer 2.2* (2012): 577–581. ISBN 978-985-6456-82-7. Print.

Поступила (received) 03.02.2014

УДК 621.165

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

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

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДИФFUЗОРОВ ТРАКТОВ ОТБОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

На основе результатов экспериментального исследования на крупномасштабном статическом стенде определены оптимальные геометрические параметры диффузорных трактов отборов в диапазоне изменения относительного расхода в отбор от 15 % до 40 %. Рассмотрено влияние площади отводящего патрубка на уровень потерь. Приведены аппроксимационные зависимости, позволяющие определить потери как в бездиффузорных конструкциях, так и в трактах, отличающихся параметрами диффузора.

Ключевые слова: отбор пара, диффузор, камера отбора, патрубок отбора, потери в тракте отбора.

Введение

При отборе пара из проточной части паровых турбин к регенеративным подогревателям, бойлерам и турбоприводу питательного насоса давление пара снижается на (3–10) %, что ухудшает тепловую экономичность паротурбинной установки. Расчеты показывают, что снижение только на 1 % потерь давления в тракте регенеративного отбора за второй ступенью ЦНД турбины К-1000-60/1500 повышает ее мощность на 0,1 МВт при неизменной температуре питательной воды. Выигрыш от модернизации линий отбора прямо пропорционален расходу отбираемого пара $G_{отб}$. В турбинах с нерегулируемыми теплофикационными отборами, где эти расходы огромны, совершенствование пароотводящего канала позволяет повысить мощность турбины типа К-310-23,5 на несколько мегаватт при неизменной температуре сетевой воды за последним бойлером.

1 Состояние вопроса о потерях в трактах отбора

Исследования трактов теплофикационных отборов были начаты в НТУ «ХПИ» в 1985 году по заказу ОАО «Турбоатом», проектировавшего турбину КТ-1070-60/1500, и завершены в 1990 году. На крупномасштабном статическом стенде [1], работающем от компрессора мощностью 800 кВт, на первом этапе определялись потери в бездиффузорных трактах, характерных для турбин того времени. В этих конструкциях после поворота потока в межступенчатом зазоре пар через кольцевую щель малой глубины с достаточно высокой скоростью поступает в кольцевую камеру отбора (КО), где кинетическая энергия потока практически полностью теряется. Минимизировать потери можно только с помощью кольцевых диффузоров, сообщающих проточную часть с КО. Поэтому на данном стенде была исследована серия диффузорных трактов, отличающихся параметрами диффузора \bar{S} , \bar{D} , γ . \bar{S} – отношение «горла» диффузора к высоте межступенчатого зазора (МСЗ), \bar{D} – отношение наружного диаметра диффузора к наружному диаметру МСЗ (радиальность диффузора), γ – угол раскрытия стенок диффузора. Влияние \bar{S} , \bar{D} , γ на потери тракта, включающего диффузор, КО и патрубок отбора, для различных относительных расходов пара $\bar{G}_{отб} = G_{отб}/G$ рассмотрено в [2, 3]. G – расход во входном сечении l МСЗ, который на статическом стенде смоделирован сетками, имитирующими предотборную ступень, и диафрагмой послеотборной ступени [1]. К сожалению, в [2, 3] не приведены конкретные рекомен-

© А.В. Лапузин, В.П. Субботович, 2015

дании по выбору оптимальных значений \bar{S} , \bar{D} , γ для различных расходов $\bar{G}_{отб}$. Отмечается лишь слабое влияние «горла» \bar{S} на уровень потерь и высокая эффективность «базового» диффузора с параметрами $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$.

Аналитический обзор статей, посвященных исследованиям и расчетам трактов отбора, приведен в [4], где рассматривается также влияние сжимаемости рабочей среды и площади патрубков отбора на уровень потерь.

2 Показатели экономичности тракта отбора

После выхода пара из ступени через сечение l поток отбора разворачивается в МСЗ на угол порядка 90° , проходит радиальный диффузор, КО и через патрубок отбора (сеч. 2) отводится из турбины. Потери в тракте удобно оценивать с помощью условного коэффициента полных потерь $\zeta'_n = (P_{1cp}^* - P_2) / (P_{1cp}^* - P_{1cp})$. Здесь P_{1cp}^* , P_{1cp} – давление торможения и давление на среднем радиусе МСЗ, P_2 – давление в патрубке отбора. Условность коэффициента объясняется тем, что потери отнесены не к динамическому напору потока отбора в сечении l , а к динамическому напору на среднем радиусе этого сечения, который намного проще определить в условиях эксперимента, и который всегда известен из тепловых расчетов проточной части турбины.

Коэффициент ζ'_n формируется гидравлическими потерями в диффузоре (включая осерадиальный участок перед «горлом» диффузора) и в КО $\zeta'_{ДКО}$, а также полными потерями, связанными с выходом пара из КО $\zeta'_{вых}$: $\zeta'_n = \zeta'_{ДКО} + \zeta'_{вых}$. «Выходные» потери $\zeta'_{вых}$ складываются из гидравлических потерь в зоне перед патрубком $\zeta'_m (C_2/C_{1cp})^2$ и потерь с выходной скоростью $\zeta'_{вс} = N_2 (C_2/C_{1cp})^2$. Здесь ζ'_m – коэффициент местных потерь для зоны перед патрубком, C_2 и N_2 – среднерасходная скорость и коэффициент кинетической энергии в сечении 2. На коэффициенты ζ'_m и N_2 , формирующие $\zeta'_{вых} = (\zeta'_m + N_2) (C_2/C_{1cp})^2$, влияют параметры диффузора \bar{S} , \bar{D} , γ , расход $\bar{G}_{отб}$ и \bar{F} – отношение площади патрубка отбора к площади сечения l . Поскольку в эксперименте в сечении 2 трудоемкие зондовые измерения не выполнялись, разделить сумму $\zeta'_m + N_2$ на слагаемые нет возможности. Используемый в дальнейшем коэффициент $K_1 = \zeta'_m + N_2$ позволяет учесть лишь суммарный эффект от изменения площади патрубка отбора, а коэффициент потерь $\zeta'_n = \zeta'_{ДКО} + K_1 (\bar{G}_{отб}/\bar{F})^2$, если пренебречь сжимаемостью рабочей среды.

При фиксированных параметрах \bar{S} , \bar{D} , γ , $\bar{G}_{отб}$ изменение в эксперименте площади \bar{F} от 0,15 до 0,23 позволяет для этого диапазона определить коэффициент

$$K_1 = (\zeta'_{n0,15} - \zeta'_{n0,23}) / (\bar{G}_{отб}^2/\bar{F}_{0,15}^2 - \bar{G}_{отб}^2/\bar{F}_{0,23}^2),$$

исходя из допущения, что гидравлические потери в диффузоре и КО $\zeta'_{ДКО}$ не должны зависеть от площади патрубка, которая влияет лишь на «выходные» потери $\zeta'_{вых}$.

Как в эксперименте, так и в натуральных условиях скорость потока C_{1cp} не превышает 120 м/с, что в инженерных расчетах позволяет пренебречь сжимаемостью рабочей среды. Однако относительная потеря давления $\bar{\Delta P} = 100(P_{1cp} - P_2)/P_{1cp}$ в

експерименте существенно меньше, чем в натуральных условиях, поскольку $\overline{\Delta P} = (\zeta'_n - 1)(P_{1cp}^*/P_{1cp} - 1)$ зависит не только от коэффициента ζ'_n , но и отношения давлений P_{1cp}^*/P_{1cp} .

3 Оптимальные диффузоры для больших отборов $\overline{G}_{отб} = 0,25-0,35$

В турбине К-310-23,5 на режиме максимальной теплофикационной нагрузки 255 МВт из ЦСД выполняются отборы величиной 25 и 33 %. Отбор $\overline{G}_{отб} = 0,25$ за шестой ступенью ЦСД производится через патрубок, площадь которого всего в два раза меньше площади сечения I ($\overline{F} = 0,5$), что обеспечивает оптимальную, порядка 50 м/с, скорость в патрубке отбора при достаточно высокой расходной составляющей скорости в сечении I $C_{1a\text{ ср}} \approx 100$ м/с.

3.1 Исследования трактов с патрубком $\overline{F} = 0,15$

С патрубком диаметром 116 мм ($\overline{F} = 0,15$) было исследовано 8 диффузоров, отличающихся параметрами \overline{S} , \overline{D} , γ , и 3 бездиффузорных варианта с разной шириной щели \overline{S} .

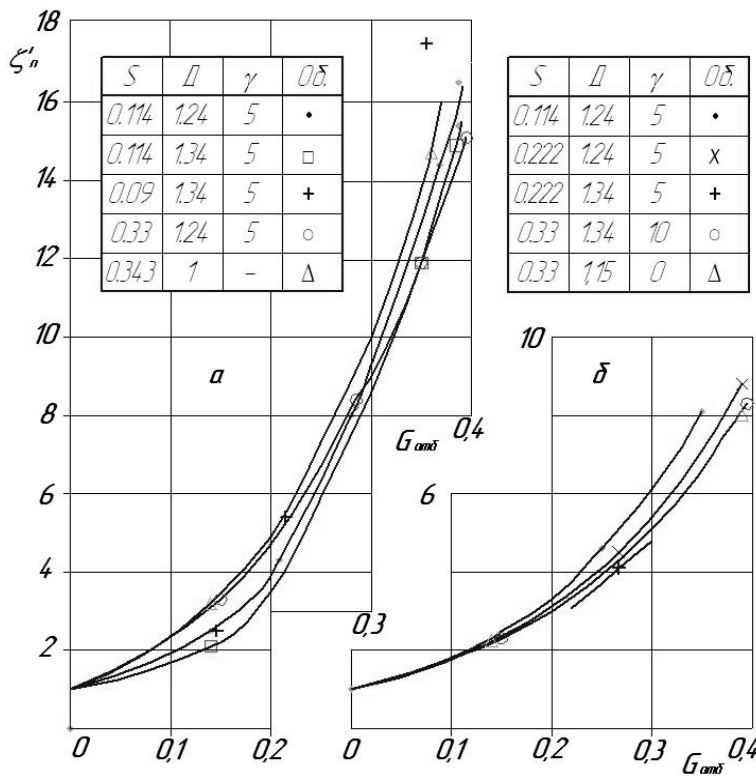


Рис. 1 – Результаты эксперимента с патрубком отбора:

a – $\overline{F} = 0,15$; б – $\overline{F} = 0,23$

Из рис. 1а, где представлены результаты исследования четырех лучших диффузорных вариантов, видно что при $\overline{G}_{отб} = 0,25$ минимальные потери ($\zeta'_n = 6$) имеет вариант с $\overline{S} = 0,114$, $\overline{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$. В «базовом» варианте, имеющем меньшую степень радиальности, коэффициент ζ'_n выше на $\approx 0,7$. Такому изменению коэффициента ζ'_n в натуральных условиях работы ЦСД турбины К-310-23,5, где отношение $P_{1cp}^*/P_{1cp} = 1,025$, соответствует изменение потерь давления $\overline{\Delta P}$ на 1,75 %.

Отбор $\overline{G}_{отб} \geq 0,35$

целесообразнее выполнять через диффузор с широким «горлом» и меньшей радиальностью: $\overline{S} = 0,33$, $\overline{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$. На необходимость увеличения «горла» для больших расходов $\overline{G}_{отб}$ указывают также испытания варианта с узким «горлом» $\overline{S} = 0,09$, $\overline{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, в котором потери даже выше, чем в бездиффузорной конструкции с $\overline{S} = 0,343$. Потери в бездиффузорных трактах с $\overline{F} = 0,15$ можно рассчитывать по формуле [1]:

$$\zeta'_n = (7,13/(\bar{S} - 0,028) + 45)\bar{G}_{отб}^2 + (1,21(\bar{S} - 0,055) + 8,7)G_{отб}.$$

Высокий уровень потерь при больших отборах обусловлен малой площадью отводящего патрубка $\bar{F} = 0,15$, то есть огромными «выходными» потерями тракта $\zeta'_{вых}$.

В оптимальной для $\bar{G}_{отб} = 0,25$ конструкции ($\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$) $\zeta'_{вых} = 3,6$, а $\zeta'_{ДКО} = 2,4$. В оптимальной для $\bar{G}_{отб} = 0,35$ конструкции ($\bar{S} = 0,33$, $\bar{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$) $\zeta'_{вых} = 9,3$, а $\zeta'_{ДКО} = 2,6$. Таким образом, полные потери на 60...80 % обусловлены процессом отвода рабочего тела из КО.

3.2 Исследования диффузоров с патрубком $\bar{F} = 0,23$

С патрубком диаметром 144 мм ($\bar{F} = 0,23$) исследовано 12 диффузоров, пять из которых (рис. 1б) являются наиболее эффективными.

К сожалению, при $\bar{F} = 0,23$ оптимальные для конструкции с $\bar{F} = 0,15$ диффузоры не испытывались. Поэтому влияние площади \bar{F} на уровень потерь и коэффициент K_1 , было определено лишь для «базового» варианта $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$, для которого при $\bar{G}_{отб} = 0,25$ $K_1 = 1,32$. Так как при $\bar{F} = 0,15$, $\bar{S} = 0,114$, $\gamma = 5^\circ$ увеличение \bar{D} с 1,24 до 1,34 снижало потери на 0,7, можно ожидать, что при $\bar{F} = 0,23$, $\bar{S} = 0,114$, $\gamma = 5^\circ$ такое же изменение \bar{D} снизит коэффициент ζ'_n с 4,6 до 3,9. Из рис. 1б следует, что практически такие же потери (3,8) имеет конструкция со средним «горлом» $\bar{S} = 0,222$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$. Как при $\bar{F} = 0,23$, $\bar{S} = 0,222$, $\gamma = 5^\circ$ (рис. 1б), так и $\bar{F} = 0,15$, $\bar{S} = 0,114$, $\gamma = 5^\circ$ (рис. 1а) увеличение радиальности \bar{D} с 1,24 до 1,34 позволяет уменьшить потери на 0,4...0,7, если $\bar{G}_{отб} = 0,25$.

Для $\bar{G}_{отб} = 0,35$ минимальные потери имеют тракты с широким «горлом» диффузора $\bar{S} = 0,33$. Важно отметить, что при таком «горле» два других параметра диффузора \bar{D} и γ практически не влияют на коэффициент ζ'_n : как в «компактной» конструкции с $\bar{D} = 1,15$, $\gamma = 5^\circ$, так и в варианте с «развитым» диффузором $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 10^\circ$ коэффициент $\zeta'_n = 6,6$. Вероятно, что при $\bar{F} = 0,23$ такие же минимальные потери обеспечит и диффузор с $\bar{S} = 0,33$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, являющийся оптимальным в тракте с патрубком $\bar{F} = 0,15$ при $\bar{G}_{отб} \geq 0,35$.

3.3 Обобщение результатов исследования

Сравнение экспериментальных данных, полученных при различных значениях \bar{F} , показывает, что для отбора 35 % пара оптимальными являются конструкции с широким горлом $\bar{S} = 0,33$. Для отбора 25 % пара оптимальными являются диффузоры с $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$ и $\bar{S} = 0,114...0,222$. Для диапазона расходов $\bar{G}_{отб} = 0,25...0,35$ могут быть рекомендованы диффузоры с радиальностью $\bar{D} = 1,34$, углом $\gamma = 5^\circ$, отличающиеся шириной «горла», которую следует выбирать исходя из соотношения $\bar{S} \approx 0,8\bar{G}_{отб}$.

Результаты исследования 12 диффузоров в тракте с патрубком $\bar{F} = 0,23$ с погрешностью до 15 % обобщает эмпирическая формула [2]:

$$\zeta'_n = 1,82 \exp(-0,46\bar{D} - 3,00\gamma + 7,4\bar{G}_{отб} + 11,20\gamma\bar{S} - 11,70\alpha\bar{G}_{отб} - 0,15\alpha\bar{S} - 6,30\bar{G}_{отб}\bar{S}).$$

Углы α и γ следует подставлять в формулу в градусах, α – угол закрутки потока во входном сечении l , отсчитанный от осевого направления.

4 Оптимальный диффузор для среднего отбора $\bar{G}_{отб} = 0,15$

Такой отбор может иметь место при средней теплофикационной нагрузке. За третьей ступенью ЦСД турбины К-310-23,5 отбирается $\approx 17\%$ пара на турбопривод питательного насоса и один из регенеративных подогревателей. В отдельных случаях из двухпоточных цилиндров выполняются так называемые «концентрированные» регенеративные отборы величиной до 10% , что уменьшает вдвое число отводящих патрубков.

Из таблицы 1 видно, что для отбора 15% расхода через патрубок площадью $\bar{F} = 0,15$ следует использовать диффузор с $\bar{S} = 0,114 \approx 0,8\bar{G}_{отб}$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$. Изменение угла γ как в большую, так и в меньшую сторону, а также сужение «горла» \bar{S} до $0,09$ повышает потери. Диффузор с широким горлом $\bar{S} = 0,33$, являющийся отрывным ($\bar{S} \gg \bar{G}_{отб}$), имеет такие же высокие потери, как и бездиффузорная конструкция с $\bar{S} = 0,343$. Максимальные потери имеет бездиффузорная конструкция с $\bar{S} = 0,106$.

Таблица 1.

Влияние параметров диффузора и площади патрубка отбора на потери тракта при $\bar{G}_{отб} = 0,15$

$\bar{F} = 0,15$					$\bar{F} = 0,23$					K_1
ζ'_n	\bar{S}	\bar{D}	γ	n_d	ζ'_n	\bar{S}	\bar{D}	γ	n_d	
2,2	0,114	1,34	5	3,1	–	–	–	–	–	–
2,6	0,09	1,34	5	3,5	–	–	–	–	–	–
2,8	0,114	1,24	5	2,35	2,5	0,114	1,24	5	2,35	0,52
2,9	0,106	1,34	10	5	1,95	0,114	1,34	10	4,8	1,65
2,9	0,114	1,15	10	2,45	2,6	0,114	1,15	10	2,45	0,52
3,1	0,114	1,15	5	1,8	2,1	0,114	1,15	5	1,8	1,83
3,3	0,33	1,24	5	1,63	–	–	–	–	–	1,75
3,3	0,343	1,0	–	1	–	–	–	–	–	
3,8	0,114	1,34	0	1,34	2,9	0,114	1,34	0	1,34	1,57
7,2	0,106	1,0	–	1	–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	3,2	0,114	1,15	0	1,15	–
–	–	–	–	–	2,3	0,33	1,15	0	1,15	–
–	–	–	–	–	2,3	0,33	1,34	10	2,5	–
–	–	–	–	–	2,3	0,33	1,15	10	1,6	–

При $\bar{F} = 0,23$ варианты с «широким» горлом имеют достаточно высокие потери $\zeta'_n = 2,3$. Параметры \bar{D} и γ не влияют на полные потери тракта с $\bar{S} = 0,33$, что позволяет вычислить коэффициент $K_1 = 1,75$ для всех таких диффузоров. В экспериментах с $\bar{F} = 0,23$ оптимальный для $\bar{F} = 0,15$ диффузор не был испытан, а наилучший результат показал диффузор с $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 10^\circ$. Так как при

$\bar{F} = 0,15$, $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$ оптимальним был угол $\gamma = 5^\circ$, можно прогнозировать, что и для $\bar{F} = 0,23$, $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$ снижение угла с 10° до 5° уменьшит коэффициент ζ'_n как минимум до 1,8.

Таким образом, серия диффузоров с $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, $\bar{S} \approx 0,8 \bar{G}_{отб}$ может быть рекомендована для всего исследованного диапазона расходов $\bar{G}_{отб} = 0,15 \dots 0,35$.

5 Влияние площади патрубка отбора на потери

С ростом площади патрубка \bar{F} полные потери снижаются тем значительнее, чем больше расход $\bar{G}_{отб}$ (рис. 1). При среднем расходе $\bar{G}_{отб} = 0,15$ изменение площади \bar{F} с 0,15 до 0,23 снижает полные потери на 0,3...1, комплекс $(\bar{G}_{отб}/\bar{F})^2$ на 0,575, чему соответствует коэффициент $K_1 = 0,52 \dots 1,75$ в табл. 1. Максимальный выигрыш от увеличения площади \bar{F} имеет место для «отрывных» диффузоров с широким «горлом» ($K_1 = 1,75$), «перерасширенного» диффузора со степенью расширения 4,8, а также диффузоров с невысокой степенью расширения $n_d = 1,33 \dots 1,8$. Для диффузоров с $n_d = 2,35 \dots 2,45$ коэффициент $K_1 = 0,52$. Таким образом, при отборе 15 % расхода изменение площади патрубка отбора в наименьшей степени влияет на работу трактов с диффузорами, степень расширения которых оптимальна или близка к оптимальной. Сложный характер зависимости коэффициента K_1 от параметров диффузора обусловлен влиянием структуры потока за диффузором на течение в патрубке отбора.

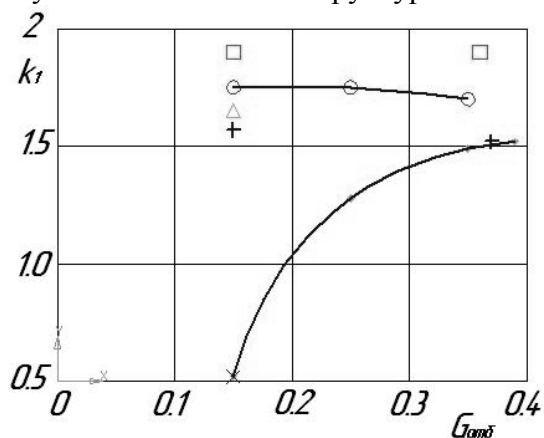


Рис. 2 – Значения коэффициента K_1 :

• – $\bar{S} = 0,114$; $\bar{D} = 1,24$; $\gamma = 5^\circ$; ○ – $\bar{S} = 0,33$

На рис. 2 показано влияние расхода $\bar{G}_{отб}$ на коэффициент K_1 . Нижняя линия, построенная для «базового» варианта, может быть использована и для варианта с большей степенью радиальности: $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, $n_d = 3,1$. Если $\bar{S} = 0,33$, то коэффициент $K_1 \approx 1,7$ и не зависит от параметров диффузора и расхода в отбор. Для горла $\bar{S} = 0,222$, являющегося оптимальным для расхода $\bar{G}_{отб} = 0,25$, можно принять $K_1 \approx 1,5$.

Значения коэффициента K_1 , полученные для диапазона $\bar{F} = 0,15 \dots 0,23$, приходится экстраполировать на большие

площади \bar{F} , характерные для натуральных конструкций. Так как оптимальная скорость пара в трубопроводной части тракта отбора находится на уровне 50 м/с, потребная площадь патрубка отбора $\bar{F} = \bar{G}_{отб} C_{1a\text{cp}}/50$. При $C_{1a\text{cp}} = 100$ м/с патрубков с $\bar{F} = 0,23$ является оптимальным для отбора лишь 11,5% пара. Поэтому для расчета потерь в тракте отбора за шестой ступенью ЦСД турбины К-310-23,5 ($\bar{G}_{отб} = 0,25$, $\bar{F} = 0,5$) необходимо использовать результаты исследований с патрубком $\bar{F} = 0,23$, а затем учитывать изменение площади \bar{F} с 0,23 до 0,5.

Заклучение

Для диапазона расходов $\bar{G}_{отб} = 0,25...0,4$ определены оптимальные параметры диффузоров трактов отборов: $\bar{D} \approx 1,34$, $\gamma \approx 5^\circ$, $\bar{S} \approx 0,8\bar{G}_{отб}$. Вероятно, на эти оптимальные параметры можно ориентироваться и при проектировании трактов регенеративных отборов $\bar{G}_{отб} = 0,04...0,07$. Установлен сложный характер влияния относительной площади патрубка отбора на уровень потерь, что дает возможность рассчитывать натурные тракты отбора. Для патрубка $\bar{F} = 0,23$ приведена эмпирическая формула, позволяющая рассчитать потери при любых сочетаниях параметров диффузора, расхода рабочей среды и закрутки потока за предотборной ступенью.

Список литературы: 1. Определение окружной неравномерности давлений и потерь к тракте теплофикационных отборов турбин [Текст] / А. В. Гаркуша, А. В. Лапузин, А. Г. Понкратова и др. // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1988. – Вып. 46. – С. 3–9. 2. Железников, М. Д. Совершенствование диффузорных элементов проточной части паровых турбин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Железников Михаил Дмитриевич. – Харьков, 1989. – 246 с. 3. Гаркуша, А. В. Определение оптимальных размеров радиальных кольцевых диффузоров, установленных в тракте отбора паровых турбин [Текст] / А. В. Гаркуша, М. Д. Железников, А. В. Лапузин // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1995. – Вып. 53. – С. 82–95. 4. Лапузин, А. В. К расчету потерь в трактах отборов паровых турбин [Текст] / А.В. Лапузин // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1990. – Вып. 50. – С. 23–28.

Bibliography (transliterated): 1. Garkusha, A. V., et al. "Opredelenie okruzhnoy neravnomernosti davlenij i poter' k trakte teplofikacionnyh otborov turbin." *Jenergeticheskoe mashinostroenie*. Vol. 46. Kharkov : Vyshha shkola, 1988. 3–9. Print. 2. Zheleznikov, M. D. *Sovershenstvovanie diffuzornyh jelementov protochnoj chasti parovyh turbin. Dis. ... kand. tehn. nauk*. Kharkov, 1989. Print. 3. Garkusha, A. V., M. D. Zheleznikov and A. V. Lapuzin. "Opredelenie optimal'nyh razmerov radial'nyh kol'cevnyh diffuzorov, ustanovlennyh v trakte otbora parovyh turbin." *Jenergeticheskoe mashinostroenie*. Vol. 53. Kharkov : Vyshha shkola, 1995. 82–95. Print. 4. Lapuzin, A. V. "K raschetu poter' v traktah otborov parovyh turbin." *Jenergeticheskoe mashinostroenie*. Vol. 50. Kharkov : Vyshha shkola, 1990. 23–28. Print.

Поступила (received) 13.02.2015

УДК 621.165

А. И. БАБАЕВ, аспирант ИПМаш НАНУ, Харьков;

В. Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков

ПРИМЕНЕНИЕ КОМБИНИРОВАННОЙ ПРОГРАММЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ТУРБОУСТАНОВОК БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ С СОПЛОВЫМ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕМ

В данной статье рассматривается вопрос изменения нагрузки действующих энергоблоков тепловых электростанций, имеющих турбины с сопловым парораспределением, путем применения комбинированной программы регулирования и определение эффективности использования режима скользящего давления в зависимости от различного количества открытых регулирующих клапанов и начальных параметров пара.

Ключевые слова: комбинированное регулирование, скользящее давление, парораспределение, регулирование энергоблока, переменный режим.

Введение. В настоящее время в регулировании графика энергосистем привлекаются практически все турбоагрегаты тепловых электростанций. Анализ суточных графиков генерирования потребления тепловой и электрической мощности показывает, что на ТЭЦ в ночные часы отопительного периода вынужденная разгрузка может достигать (40–50) % установленной электрической мощности при тепловой нагрузке (80–100) %. Энергоблоки КЭС при прохождении ночных провалов могут разгружаться до (30–40) % установленной мощности. Поэтому поиск оптимальных способов регулирования энергоблоков на частичных нагрузках является достаточно актуальным [1].

В настоящее время широко используется комбинированная программа регулирования (КПР) энергоблоков. При такой программе в области нагрузок близких к номинальной энергоблок работает при постоянном начальном давлении (ПД), а начиная от определенного момента, когда часть регулирующих клапанов (РК) полностью закрыта, переводится на скользящее давление (СД).

Цель данной работы состоит в определении оптимального количества открытых регулирующих клапанов (РК) при работе со СД для КПР.

Большинство современных турбоустановок тепловых электростанций большой мощности имеют, как правило, сопловое парораспределение с четырьмя РК, каждый из которых обслуживает отдельный сегмент сопел (см. рис. 1) [2]. Порядок их открытия следующий:

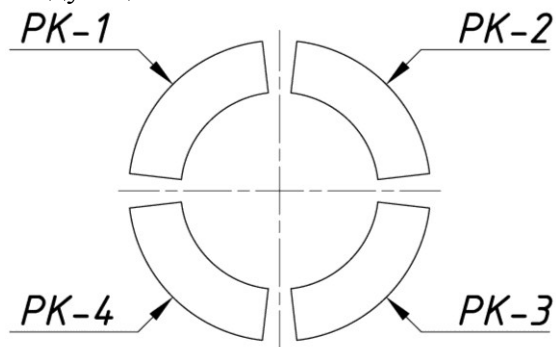


Рис. 1 – Схема подачи пара от РК к сопловым сегментам

– вначале, из условия обеспечения равномерного прогрева ЦВД и повышения вибрационной надежности ротора ВД, параллельно открываются РК-1 и РК-2, обеспечивая около 70 % нагрузки;

– далее открывается РК-3 и при нагрузке близкой к 90 % начинает открываться РК-4.

Исходя из этого, возможны следующие варианты КПР:

1) Разгрузка при СД до минимально возможной при полностью открытых РК.

© А.И. Бабаев, В.Н. Голощاپов, 2015

2) Разгрузка при постоянном давлении с постепенным закрытием РК-4, далее при СД.

3) Разгрузка с постепенным закрытием РК-4 затем РК-3, далее на СД.

При сопоставлении вышеуказанных вариантов необходимо сформулировать основные критерии, характеризующие их эффективность:

– максимальная экономичность энергоблока во всей части эксплуатируемых режимов;

– обеспечение маневренности при резких сбросах и набросах нагрузки;

– обеспечение надежности и долговечности работы турбины вследствие повышения температуры в камере регулирующей ступени (РС) при СД.

– обеспечение возможного диапазона снижения давления в тракте котла.

Подобный анализ был проведен ранее для турбины К-800-240 ЛМЗ [3]. Основные результаты расчета, в которых приведен относительный выигрыш по удельному расходу тепла представлен на рис. 2.

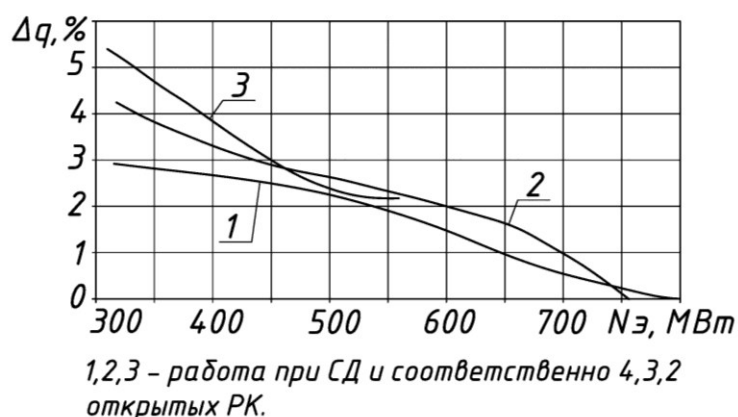


Рис. 2 – Зависимость относительного изменения удельного расхода теплоты при переходе на СД от электрической мощности турбины К-800-240

Из рисунка 2 видно, что все рассматриваемые варианты обеспечивают повышение экономичности в своём интервале работы при СД.

Вариант 1 КПП не имеет запаса по открытию РК, что значительно ухудшает маневренные свойства энергоблока, дает наименьший выигрыш в экономичности и сужает диапазон работы из-за глубокого снижения давления в пароводяном тракте котла. Кроме того, при этом варианте

наблюдается наибольшее повышение температуры в камере РС при работе на СД.

При работе энергоблока с двумя полностью открытыми РК и СД (вариант 3) диапазон более выгодной работы энергоблока начинается с мощности ~530 МВт. При этом, вариант 3 более эффективен, чем варианта 2 начиная с ~460 МВт.

В итоге, наиболее приемлемым для турбины К-800-240 является вариант 2. При скольжении на трех открытых РК обеспечивается относительный выигрыш на большей части эксплуатируемых режимов. Во всем диапазоне работы СД сохраняется возможность перехода к быстрому набору нагрузки при ее сбросе благодаря открытию РК-4 и сохранению допустимой скорости повышения температуры пара в РС.

Для переноса этих результатов на другие турбоустановки необходимо учесть опыт проведения расчетных и экспериментальных исследований, в том числе и работы при СД на сверхкритических параметрах пара с турбиной К-300-240. Расчетные исследования, выполненные в МЭИ для турбины, показали, что применение СД при полностью открытых клапанах и учетом работы питательного насоса в диапазоне режимов выше 200 МВт дает некоторый перерасход тепла, наибольшая величина которого не превышает 0,3 % [4].

Следует отметить, что конструкция паровпуска ЦВД рассматриваемой модификации турбины К-300-240 ОАО «Турбоатом» предполагала 6 РК

обслуживающих 6 сегментов сопел (см. рис. 3). Открытие 4-х РК обеспечивало ~77 % нагрузки, а РК-6 являлся перегрузочным [5].

Экспериментальные исследования турбоагрегата К-300-240 ОАО «Турбоатом» на Трипольской ТЭС с двухкорпусным котлом ТПП-210А при переводе блока в режим СД при полностью открытых 4-х клапанах (переход на СД при ~250 МВт) для двух групп режимов с двумя и одним корпусом котла показали, что снижение удельного расхода условного топлива составляет 2,6 % при нагрузках 150 МВт (двухкорпусной режим работы котла) и 2,3 % при нагрузке 90 МВт (однокорпусной режим работы котла) [6].

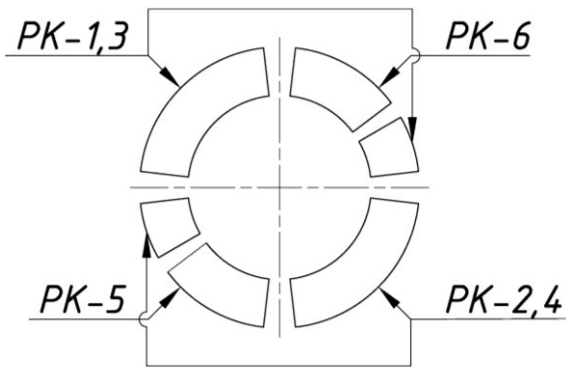


Рис. 3 – Схема подачи пара ЦВД турбины К-300-240 ОАО «Турбоатом»

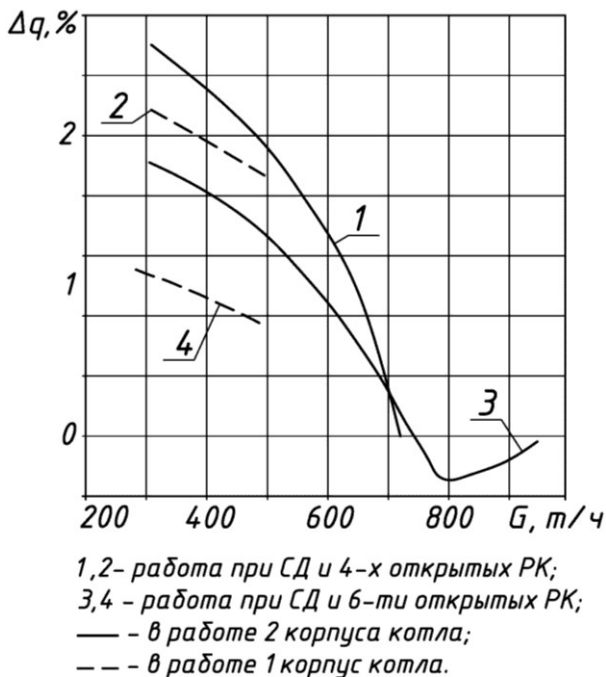


Рис. 4 – Изменение удельного расхода тепла блока 300 МВт при работе на СД с открытыми 4-мя и 6-ю РК

Данные результаты были подтверждены исследованиями ОРГРЭС совместно с ОАО «Турбоатом» для станций Трипольской и Змиевской ТЭС.

В качестве исходных при расчете принимались режимы с расходом свежего пара 960 т/ч (6 полностью открытых РК) и 740 т/ч (4 открытых РК, РК-5 полностью закрыт). Сравнительный анализ работы установки на СД показал (см. рис. 4), что экономически более целесообразно работать с полностью открытыми 4-мя РК. Во всем диапазоне нагрузок ниже 740 т/ч работа на СД выгоднее, чем при ПД, причем выигрыш в экономичности возрастает по мере снижения нагрузки. Так, при расходе свежего пара 670 т/ч, снижение удельного расхода тепла составляет 0,8 % при работе с 4-мя РК и 0,67 % при работе с 6-ю РК. При работе на одном корпусе котла относительное повышение экономичности существенно ниже. При расходе 480 т/ч оно составляет 1,7 % при 4-х открытых РК и 0,8 % при 6-ти открытых РК. На двухкорпусном режиме эти цифры составляют 2,05 % и 1,4 % соответственно. В диапазоне режимов, соответствующих расходу пара 750–960 т/ч наблюдается некоторый перерасход тепла (0,2–0,4) % [7].

Аналогичные исследования были проведены для турбин докритических параметров пара. Исследование экономичности турбины К-160-130 с барабанным котлом ТГМ-94 в режиме

СД с полностью открытыми РК показало уменьшение экономичности в диапазоне режимов 160–90 МВт (по расходу тепла брутто). Начиная с мощности 90 МВт, когда в работе остаются только два РК, применение СД целесообразно [8].

Расчетные исследования для турбин К-200-130 проведенные в МЭИ при работе турбины с полностью открытыми 3-мя РК показали перерасход тепла, который не превышает 0,8 %, во всем сравниваемом диапазоне. При применении гидромурфт ПЭН работа на СД оказывается более экономичной при мощности 90 МВт [4].

Данные расчеты были подтверждены опытами, проведенными на Луганской ТЭС № 8. Было показано, что работа на СД при 3-х открытых РК ведет к ухудшению экономичности в диапазоне нагрузок (50–100) % от 0,4 до 0,9 %. Работа с 4 клапанами дает дополнительный проигрыш [9].

Анализируя результаты исследований можно отметить, что вариант КПр энергоблока, при котором осуществляется переход на СД с полностью открытыми двумя РК, имеет преимущество по сравнению с работой при ПД и сопловом парораспределении для всех рассматриваемых турбоустановок сверх и докритических параметров. Это можно объяснить тем, что современные модификации этих турбин имеют два клапана, открывающихся параллельно, осуществляя по существу дроссельное парораспределение, которое приводит к падению термического КПД цикла при резком уменьшении КПД РС.

Эффективность перехода на работу со СД при полностью открытых трех регулирующих клапанах является не столь очевидной, но более предпочтительной с точки зрения следующих факторов:

- повышение КПД РС;
- уменьшение располагаемого перепада на РС и повышение КПД ЦВД;
- повышение надежности ротора ВД за счет увеличения степени парциальности;
- увеличение диапазона режимов, на которых реализуется выигрыш от применения СД.

Основные факторы, определяющие выбор КПр при оптимальном количестве РК:

1) Начальные параметры пара. Согласно [10] с повышением начальных параметров пара относительный выигрыш от применения СД возрастает.

2) Диапазон режимов при работе двух и трех РК. Чем больше диапазон работы двух первых РК, тем более предпочтительна КПр с двумя открытыми РК.

3) Выбор оптимального U/C_0 РС. Смещение оптимального значения U/C_0 РС в зону номинальных режимов при расширении диапазона работы РК-3 делает предпочтительным КПр при трех полностью открытых РК.

Сравнение диапазонов работы, обеспечиваемых турбоустановками при различном количестве работающих клапанов (см. табл. 1) показывает, что характеристика системы парораспределения турбин К-325-240 и К-800-240 схожи:

Таблица 1.

Относительный расход пара, обеспечиваемый при работе двух и трех РК

Турбина	Относительный расход пара, %	
	2 клапана	3 клапана
К-800-240 ЛМЗ	64	86
К-325-240 ТА	68	88
К-200-130 мод. ТА	78	91
К-160-130 ТА	63	86

С большой вероятностью можно предположить, что РС данных турбин проектировались одинаково по принципу обеспечения максимальной экономичности в

режиме близькому к 0,8. Исходя из этого, на них можно распространить результаты исследований турбины К-800-240.

Модернизации систем парораспределения турбин К-160-130 и К-200-130 несущественно изменили характеристики парораспределения турбин. Результат от применения комбинированной программы регулирования с переходом на СД при 3-х полностью открытых РК будет аналогичен ранее проведенным исследованиям.

Одним из способов повышения экономичности от применения КПП с полностью открытыми тремя РК для турбин до- и сверхкритических параметров пара может быть достигнуто путем проектирования РС с максимальной экономичностью на режиме близкому к номинальному. При этом эффект от применения КПД РС может превысить снижение термического КПД цикла [10]. Изменение внутреннего КПД РС будет иметь следующий вид, представленный на рис. 5.

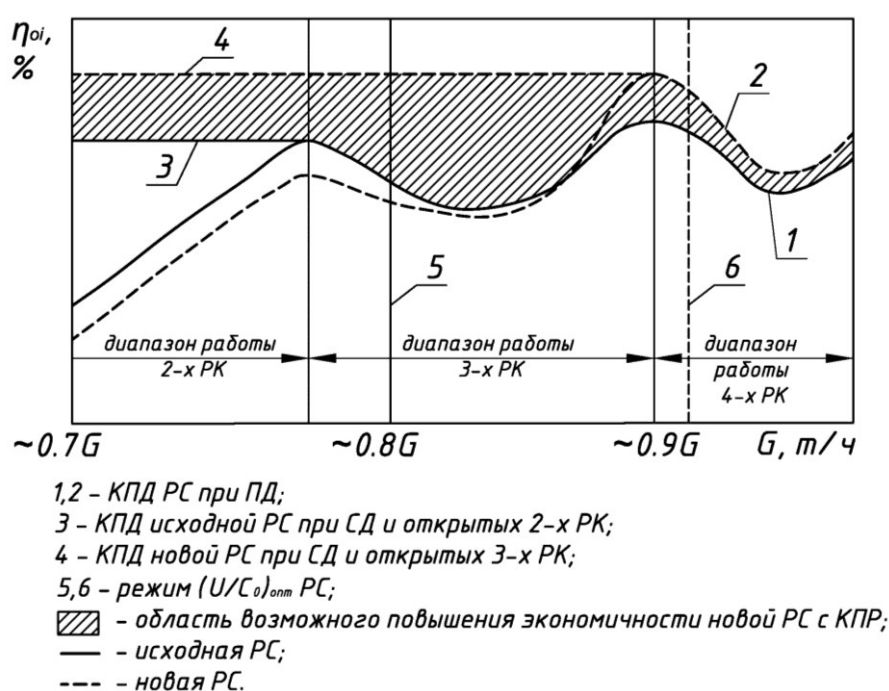


Рис. 5 – Возможное изменение экономичности РС до и после модернизации с переходом на КПП при открытых 3-х РК

Из рис. 5 видно, что экономичность турбоустановки будет иметь большее значение в диапазоне работы четвертого (перегрузочного) клапана, а также во всем рабочем диапазоне, вследствие исключения режимов работы с двумя открытыми РК.

Дополнительными мероприятиями, дающими возможность повысить эффективность КПП с новой РС и переходом на СД при открытых 3-х РК, могут быть:

- открытие РК-3 в диапазоне 0,8–0,85 для обеспечения меньшего падения давления в тракте парового котла;
- при открытии РК-4 дросселирование в трех предыдущих РК должно иметь минимально возможное значение, что обеспечивает более высокий термический КПД цикла во всем последующем диапазоне работы;
- необходимо стремиться к выбору меньшего диаметра РК-4 для более интенсивного увеличения перепада на 4 сегмент при его открытии.

Выводы

1) Для турбин сверхкритических параметров, имеющих в конструкции парораспределения четыре РК, каждый из которых обслуживает свою группу сопел, наиболее предпочтительным будет КПП с переводом энергоблока в режиме СД при полностью открытых трех клапанах.

2) Для действующих турбин К-200-130 и К-160-130 наиболее эффективна КПП при полностью открытых двух клапанах.

3) Одним из перспективных способов повышения эффективной работы турбоустановки с КПП может быть модернизация РС с реализацией ее наибольшей экономичности в режиме близком к номинальному.

Список литературы: 1. Аракелян, Э. К. Проблемы автоматизации разгрузки энергоблоков Т-250 в режиме скользящего давления [Текст] / Э. К. Аракелян, М. А. Панько, В. А. Макарян и др. // Теплоэнергетика. – 2005. – № 10. – С. 55–60. 2. Волчков, В. И. Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ [Текст] / В. И. Волчков, С. А. Авраам-Гиршевич, И. А. Ковалев и др. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 384 с.: ил. 3. Теплицкий, М. Г. Работа турбины 800 МВт на скользящем давлении [Текст] / М. Г. Теплицкий, А. Г. Прокопенко, В. А. Безлукова // Теплоэнергетика. – 1981. – № 9. – С. 22–26. 4. Гиршфельд, В. Я. К вопросу о регулировании мощности блоков скользящим начальным давлением [Текст] / В. Я. Гиршфельд, Е. Г. Скловская // Теплоэнергетика. – 1966. – № 3 – С. 24–29. 5. Косяк, Ю. Ф. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ [Текст] / Ю. Ф. Косяк. – М. : Энергоиздат, 1982. – 272 с., ил. 6. Голышев, Л. В. Исследование режимов работы котла ТПП-210А при скользящем давлении среды [Текст] / Л. В. Голышев, В. Г. Лисовой, В. Л. Белоцерковский // Электрические станции. – 1974. – № 5. – С. 19–22. 7. Теплицкий, М. Г. Экономичность блоков 300 МВт с турбоустановками К-300-240 ХТГЗ на скользящем давлении [Текст] / Г. М. Теплицкий, А. Г. Прокопенко, А. Л. Кочишвили и др. // Теплоэнергетика. – 1974. – № 6. – С. 43–47. 8. Чабан, О. Н. Исследование блока 150 МВт при скользящем и постоянном давлении пара [Текст] / О. Н. Чабан, В. Е. Дмитриев, Б. М. Футорский и др. // Теплоэнергетика. – 1964. – № 10. – С. 24–30. 9. Гиршфельд, В. Я. Экспериментальное сравнение тепловой экономичности блока 200 МВт при работе с постоянным и скользящим давлением [Текст] / В. Я. Гиршфельд, А. М. Князев, Е. Г. Скловская // Теплоэнергетика. – 1967. – № 4. – С. 49–53. 10. Кириллов, И. И. Паровые турбины и паротурбинные установки [Текст] / И. И. Кириллов, В. А. Иванов, А. И. Кириллов. – Л. : Машиностроение, 1978. – 276 с., ил.

Bibliography (transliterated): 1. Arakeljan, Je. K., et al. "Problemy avtomatizacii razgruzhenija jenergloblokov T-250 v rezhime skol'zjashhego davlenija." *Teplojenergetika* 10 (2005): 55–60. Print. 2. Volchkov, V. I., et al. *Parovye turbiny sverhkriticheskikh parametrov LMZ*. Moscow : Jenergoatomizdat, 1991. Print. 3. Teplickij, M. G., A. G. Prokopenko and V. A. Bezlukova. "Rabota turbiny 800 MW na skol'zjashhem davlenii." *Teplojenergetika* 9 (1981): 22–26. Print. 4. Girshfel'd, V. Ja., and E. G. Sklovskaja. "K voprosu o regulirovanii moshhnosti blokov skol'zjashhim nachal'nym davleniem." *Teplojenergetika* 3 (1966): 24–29. Print. 5. Kosjak, Ju. F. *Parovaja turbina K-300-240 KTGZ*. Moscow : Jenergoizdat, 1982. Print. 6. Golyshev, L. V., V. G. Lisovoj and V. L. Belocerkovskij. "Issledovanie rezhimov raboty kotla TPP-210A pri skol'zjashhem davlenii sredy." *Jelektricheskie stancii* 5 (1974): 19–22. Print. 7. Teplickij, M. G., et al. "Jekonomichnost' blokov 300 MW s turboustanojkami K-300-240 KTGZ na skol'zjashhem davlenii." *Teplojenergetika* 6 (1974): 43–47. Print. 8. Chaban, O. N., et al. "Issledovanie bloka 150 MW pri skol'zjashhem i postojannom davlenii para." *Teplojenergetika* 10 (1964): 24–30. Print. 9. Girshfel'd, V. Ja., A. M. Knjazev and E. G. Sklovskaja. "Jeksperimental'noe sravnenie teplovoj jekonomichnosti bloka 200 MW pri rabote s postojannym i skol'zjashhem davlenii." *Teplojenergetika* 4 (1967): 49–53. Print. 10. Kirillov, I. I., V. A. Ivanov and A. I. Kirillov. *Parovye turbiny i paroturbinye ustanovki*. Leningrad : Mashinostroenie, 1978. Print.

Поступила (received) 16.02.2015

УДК 621.036.7

А. В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУ «ХПИ»;
А. Л. ГОНЧАРЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
О. В. КАСИЛОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Л. В. ГОНЧАРЕНКО, канд. техн. наук, доц.; проф. НТУ «ХПИ»

ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМЫ ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ИЗ КОТЛА ГАЗОВ

С помощью расчетного исследования, выполненного на базе разработанной компьютерной программы, осуществлена оценка переменного режима эксплуатации системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов. В качестве объекта исследования рассмотрен один из вариантов теплоутилизационной системы замкнутого типа, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат поверхностного типа, предназначенный для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

Ключевые слова: переменный режим эксплуатации, система глубокой утилизации теплоты, уходящие дымовые газы, конденсация водяного пара, коэффициент полезного действия, расход воды, коэффициент теплопередачи, коэффициент массоотдачи, площадь поверхности теплообмена.

Постановка проблемы в общем виде

В настоящее время в отраслях промышленной и коммунальной теплоэнергетики Украины сложилась напряженная ситуация, обусловленная дефицитом и дороговизной природного газа и мазута, а также неудовлетворительным техническим состоянием котельного оборудования, эксплуатируемого с низкими значениями коэффициентов полезного действия (КПД) [1]. Для повышения энергоэффективности котельных установок малой и средней мощности, работающих на газообразном топливе, авторы многих научно-исследовательских разработок предлагают использовать конденсационные технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов с охлаждением их ниже температуры точки росы, которые позволяют с минимальными капитальными и эксплуатационными затратами успешно решать задачи энергосбережения [2–8].

Авторами работы [9] предложен один из вариантов такой теплоутилизационной технологии в виде системы замкнутого типа «котел – теплоутилизаторы», в состав которой входят: паровой котел, конденсационный воздухоподогреватель (КВП) и конденсационный теплообменный аппарат (КТА) для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения. КВП представляет собой регенеративный теплообменный аппарат с промежуточным шарообразным теплоносителем, КТА – рекуперативный аппарат поверхностного типа, сформированный из пакета труб с невысокими ребрами. Утилизационная система обладает высокой теплотехнической эффективностью. Например, для системы, разработанной на базе парового котла Е-1,0-09 ГЗ, повышение КПД системы по сравнению с КПД котла на 13,4 % дает возможность получить условную экономию природного газа в количестве 14,4 %.

В случае сохранения расхода природного газа на неизменном уровне в системе осуществляется нагрев 0,4192 кг/с (1509 кг/ч) воды от 10 °С до 49 °С и 0,3696 кг/с (1330 кг/ч) воздуха от 10 °С до 173 °С. Вода используется в системе горячего водоснабжения. Воздух подается в горелочные устройства котла и в газоотводящий

© А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, О.В. Касилов, Л.В. Гончаренко, 2015

тракт для повышения температуры уходящих из теплоутилизаторов газов до 58 °С с целью защиты его от коррозии и разрушения. Конденсат с расходом 0,0294 кг/с (106 кг/ч) после дегазации может быть использован для подпитки котла или системы теплоснабжения, снижая затраты на водоподготовку.

Состояние и актуальность проблемы

Несмотря на то, что технологии глубокой утилизации теплоты уходящих газов применяются уже достаточно давно, проблема их совершенствования является насущной и актуальной, так как нерешенными остаются еще многие вопросы, оказывающие существенное влияние на технико-экономические и эксплуатационные показатели теплоутилизационных установок. Наиболее важными из них являются вопросы разработки надежных и достоверных методов расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей, которые рассматривались в работах [2, 4, 7, 9]. В связи с этим с целью оценки степени совершенства разработанных методов расчета несомненный интерес представляют данные об изменении основных характеристик теплоутилизационной установки при ее эксплуатации на частичных нагрузках (то есть, в условиях переменного режима ее работы). Анализ литературных источников в этом направлении свидетельствует, что данному вопросу уделяется недостаточное внимание. При проведении наладочных работ и во время эксплуатации теплоутилизационных установок частичные нагрузки имели место, однако данные об изменении основных параметров и их анализ, как правило, не освещались в научных публикациях. Сложность анализа работы теплоутилизационной установки при частичных нагрузках обусловлена необходимостью проведения дорогостоящих экспериментальных исследований, или, в случае выполнения расчетного исследования, отсутствием или несовершенством компьютерных программ расчета теплоутилизационных систем, созданных на основе их математических моделей.

Постановка задачи

В процессе разработки системы «котел – теплоутилизаторы» нами была разработана компьютерная программа теплового расчета как системы в целом, так и ее основных элементов (КВП и КТА). Она позволяет рассчитывать различные варианты теплоутилизационных систем: созданных на основе паровых или водогрейных котлов; без байпаса дымовых газов или с байпасом их части мимо теплоутилизаторов; с использованием конструкций КВП дробепоточного или вращающегося типов; с поверхностью КТА, сформированной с помощью гладких или оребренных труб, расположенных горизонтально или вертикально. Тепловой расчет КТА выполняется позонно, при котором поверхность теплообмена разделяется на отдельные небольшие участки (зоны), в пределах которых основные параметры тепло- и массообмена принимаются постоянными. Краткое описание этой программы приведено в работе [10]. Наличие такой программы дает возможность проводить анализ работы теплоутилизационной системы при частичных эксплуатационных нагрузках, что и предлагается осуществить в настоящем исследовании.

Основная часть

В качестве объекта исследования рассмотрим вариант теплоутилизационной системы, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат поверхностного типа. При этом часть уходящих из котла газов байпасируется мимо КТА в количестве, необходимом для обеспечения температуры газов на выходе из системы, равной 58 °С, с целью защиты газоотводящего тракта от коррозии. Как следует из литературных источников [2, 3, 6], такая система наиболее

часто применяется в коммунальной и промышленной теплоэнергетике.

В связи с байпасом части дымовых газов теплотехническая эффективность системы несколько снижается, однако она достаточно высока и в этом случае. При номинальной нагрузке КПД системы (при расчете по высшей теплоте сгорания топлива) составляет 92,7 %. Увеличение КПД системы по сравнению с КПД котла на 12,7 % позволяет экономить 13,8 % природного газа (или нагревать 0,39445 кг/с воды).

Исходными данными при выполнении расчетного исследования являются: расход топлива B , температура газов на входе в КТА $\vartheta_{Г1}$, коэффициенты избытка воздуха на входе и выходе КТА $\alpha_{ВХ}$ и $\alpha_{ВХ}$, потери теплоты от наружного охлаждения $q_{5КТА}^B$, величина присоса воздуха в КТА $\Delta\alpha_{КТА}$, а также конструктивные размеры КТА.

Формирование исходных данных осуществлялось путем выполнения теплового расчета котла при нагрузках, равных 100 %, 80 %, 60 % и 40 % от номинальной паропроизводительности D , с использованием рекомендаций по изменению потерь теплоты и присосов воздуха в газоходы котла, приведенных в [11]. В соответствии с данными этого расчета при снижении нагрузки котла температура уходящих из него газов $\vartheta_{Г1}$ (на входе в КТА) уменьшается, что, естественно, приводит к снижению потерь теплоты с уходящими газами $q_{2КА}^B$. Однако, в связи с ростом потерь теплоты от наружного охлаждения $q_{5КА}^B$, КПД котла $\eta_{КА}^B$ меняется незначительно (рис. 1). При этом, оптимальное его значение, равное 81,36 %, находится в области 60 % нагрузки котла (при 40 % и 80 % нагрузках $\eta_{КА}^B$ соответственно составляет 80,83 % и 80,80 %). Расчет потерь теплоты и КПД котла осуществлялся с использованием высшей теплоты сгорания топлива.

Так как температура точки росы на входе в КТА изменяется мало: при 100 % нагрузке она равна 55,99 °С, при 40 % – 54,82 °С (за счет присосов воздуха), то температура газов на входе в газоотводящий тракт была принята для всех нагрузок равной 58 °С.

В процессе выполнения расчетного исследования при сохранении общей площади поверхности теплообмена КТА (бесконденсационной и конденсационной) на неизменном уровне методом итераций были найдены значения температур газов на выходе из КТА $\vartheta_{Г2}$. При снижении нагрузки от 100 % до 40 % температура уходящих из КТА газов уменьшается от 35 °С до 19,72 °С практически по линейному закону (рис. 1).

Были определены также потеря теплоты с уходящими из системы газами $q_{2СИСТ}^B$ и КПД теплоутилизационной системы $\eta_{СИСТ}^B$. В связи с тем, что потеря $q_{2СИСТ}^B$ определяется с учетом повышения температуры газов на выходе из системы до 58 °С, ее зависимость от величины нагрузки имеет нелинейный характер. Установлено, что оптимальное значение $\eta_{СИСТ}^B = 92,94$ % находится в зоне 80 % нагрузки (при 60 % и 100 % нагрузках $\eta_{СИСТ}^B$ соответственно составляет 92,74 % и 92,70 %) (рис. 1). Повышение КПД системы по сравнению с КПД котла дает возможность при всех значениях нагрузки получать условную экономию топлива, однако, если при 100 % нагрузке она достигает 13,8 %, то при 40 % нагрузке она составляет 11,5 % (рис. 1).

Это обусловлено тем, что, наряду со снижением нагрузки на систему, увеличивается доля байпасируемых мимо КТА газов и, соответственно, снижается доля теплоты, выделяемая за счет конденсации водяного пара из парогазовой смеси, при

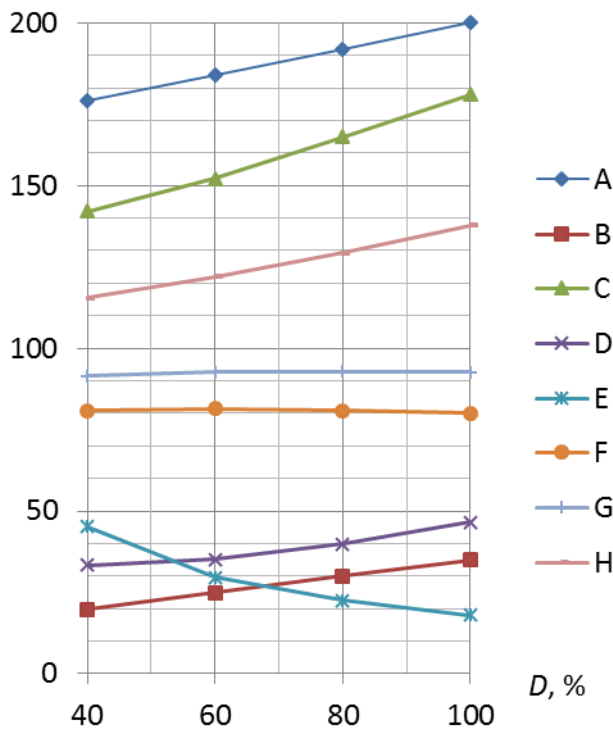


Рис. 1 – Зависимость теплофизических и технико-экономических характеристик от эксплуатационной нагрузки системы:
 A – $\vartheta_{Г1}$, °C; B – $\vartheta_{Г2}$, °C; C – $q_{2КА}^B \cdot 10$, %;
 D – $q_{2СИСТ}^B \cdot 10$, %; E – $q_{5КА}^B \cdot 10$, %; F – $\eta_{КА}^B$, %;
 G – $\eta_{СИСТ}^B$, %; H – $\Delta B \cdot 10$, %

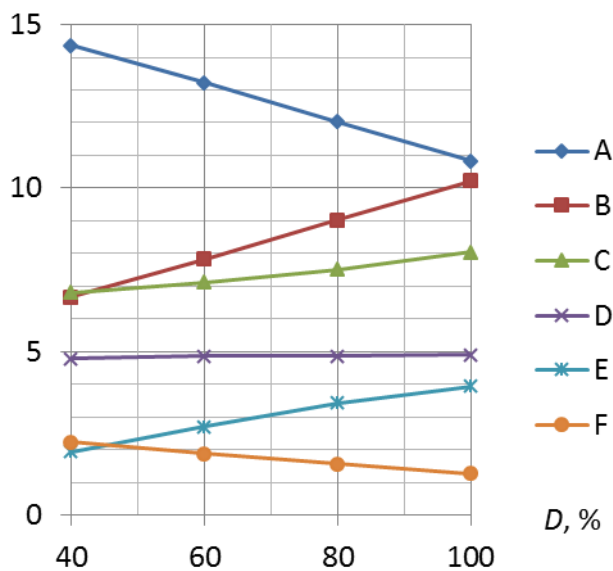


Рис. 2 – Зависимость конструктивных и теплофизических характеристик от эксплуатационной нагрузки системы:
 A – $H_{КА}$, м²; B – $H_{СУХ}$, м²; C – $t_{Г.ВОД}^{СУХ} \cdot 10^{-1}$, °C;
 D – $t_{ВОД} \cdot 10^{-1}$, °C; E – $G_{ВОД} \cdot 10$, кг/с; F – $r_{БАЙП}$

100 % нагрузке доля байпасируемых газов $r_{БАЙП} = 0,127$, при 40 % нагрузке $r_{БАЙП} = 0,224$ (рис. 2). Снижение нагрузки котла, а также увеличение количества байпасируемых газов естественно влечет за собой уменьшение расхода нагреваемой в КТА воды $G_{ВОД}$ и температуры ее подогрева в бесконденсационной («сухой») зоне КТА $t_{Г.ВОД}^{СУХ}$ при практически неизменном уровне нагрева воды в конденсационной зоне КТА $t_{ВОД}$ (рис. 2). При этом происходит перераспределение «сухой» и конденсационной зон поверхности теплообмена КТА (при сохранении общей поверхности на уровне 21,08 м²): конденсационная часть $H_{КА}$ увеличивается от 10,83 м² при 100 % нагрузке до 14,37 м² при 40 % нагрузке; «сухая» часть $H_{СУХ}$ соответственно уменьшается от 10,22 м² до 6,68 м².

Несомненный интерес представляют данные об изменении теплофизических характеристик вдоль поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА, полученных с помощью позонного теплового расчета. С этой целью в качестве примера выполнено их сравнение при 100 % и 60 % нагрузках. В результате расчета установлено, что вдоль поверхности теплообмена в обоих случаях происходят нелинейные изменения количества выделяющейся в процессе конденсации водяного пара из парогазовой смеси теплоты Q , плотности теплового потока q , температуры парогазовой смеси $\vartheta_{СМ}$ и других теплофизических параметров (рис. 3).

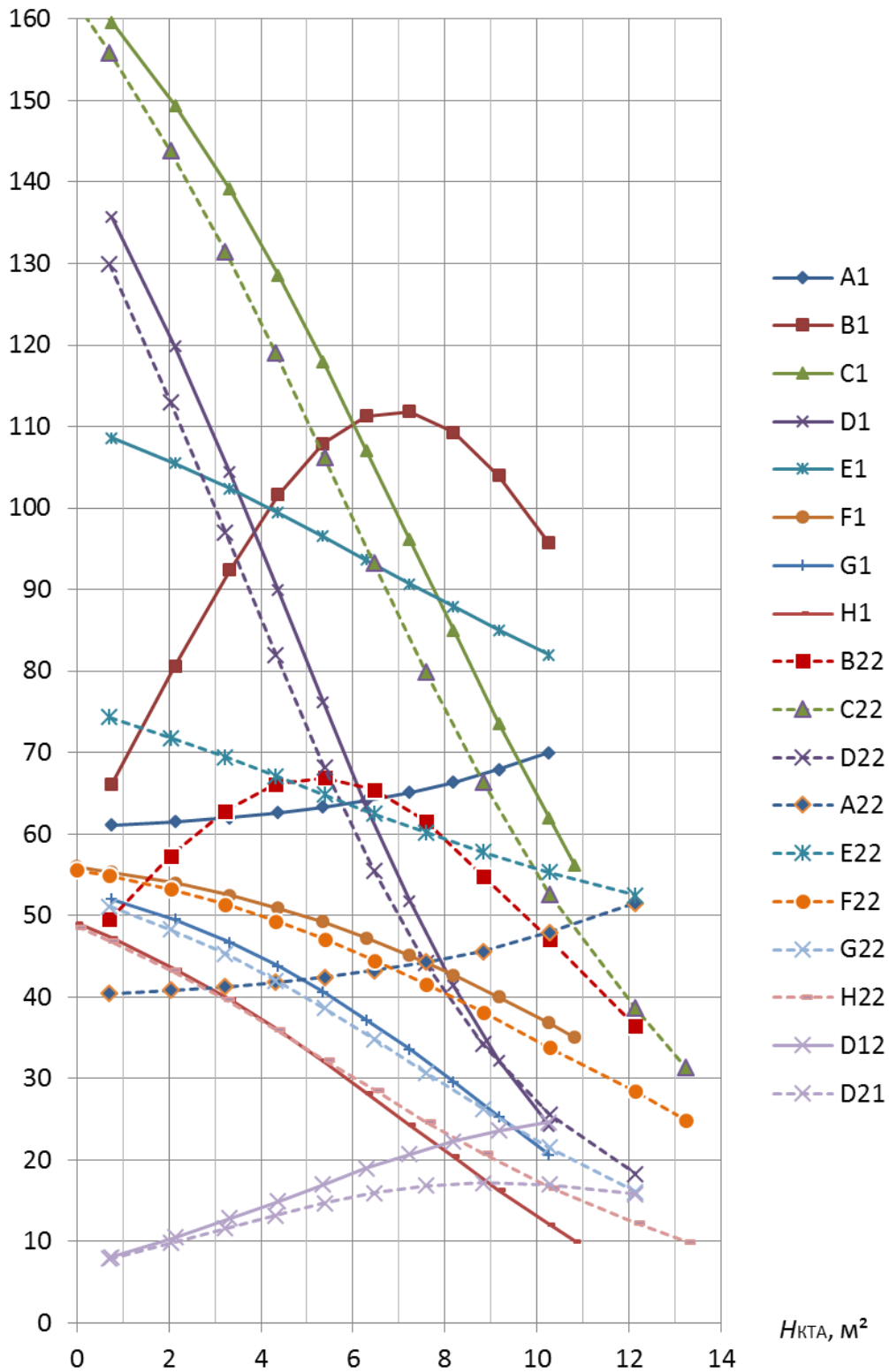


Рис. 3 – Сравнение теплофизических параметров вдоль поверхности теплообмена конденсационной зоны КТА при 100 % и 60 % нагрузках:

A1, A22 – $Q \cdot 10$, кВт; B1, B22 – $q \cdot 10$, кВт/м²; C1, C22 – $p_{II} \cdot 10^{-4}$, Па;

D1, D22 – $p_{ГР} \cdot 10^{-4}$, Па; E1, E22 – $\beta_p \cdot 10^{-8}$, м²/с; F1, F22 – ϑ_{CM} , °С; G1, G22 – $t_{ГР}$, °С;

H1, H22 – $t_{ВОД}$, °С; D12, D21 – Δt_{KTA} ; ----- – 100 %; - - - - - – 60 %

При этом, если изменение Q происходит почти эквидистантно, то зависимость $q = f(H_{\text{КТА}})$ имеет более пологий характер и максимум величины q смещается в сторону меньших значений $H_{\text{КТА}}$. Это объясняется перераспределением характера изменения температуры парогазовой смеси $\vartheta_{\text{СМ}}$, парциальных давлений водяного пара $p_{\text{П}}$ и на границе раздела фаз $p_{\text{ГР}}$, коэффициента массоотдачи β_p при относительно небольших отличиях в температурах на границе раздела фаз $t_{\text{ГР}}$ и нагреваемой воды $t_{\text{ВОД}}$ вдоль $H_{\text{КТА}}$, а также увеличением $H_{\text{КТА}}$ (рис. 3). Это и определяет характер зависимости $q = f(H_{\text{КТА}})$, так как q , $p_{\text{ГР}}$ и $t_{\text{ГР}}$ в каждом из отдельных участков КТА находятся методом последовательных приближений путем совместного решения таких уравнений:

$$q_i = \beta_{p_i} \cdot [r_i + c_{\text{К}} (\vartheta_{\text{СМ}_i}^{\text{ВХ}} - \vartheta_{\text{СМ}_i}^{\text{ВХ}})] \cdot (p_{\text{П}_i} - p_{\text{ГР}_i}) + \alpha_{\text{Г}_i} (\vartheta_{\text{СМ}_i} - t_{\text{ГР}_i}) = K'_i \cdot (t_{\text{ГР}_i} - t_{\text{ВОД}_i});$$

$$p_{\text{С}_i} = f(t_{\text{С}_i}),$$

где i – номер участка, $i = 1, 2, 3, \dots, n$; n – количество расчетных участков; j – номер границы участка, $j = 1, 2, 3, \dots, n - 1$; r – удельная теплота парообразования; $c_{\text{К}}$ – удельная массовая теплоемкость конденсата; $\vartheta_{\text{СМ}_i}^{\text{ВХ}}$, $\vartheta_{\text{СМ}_i}^{\text{ВХ}}$ – температуры парогазовой смеси на входе и выходе i – того участка; $\alpha_{\text{Г}}$ – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата; K' – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к охлаждающей воде; $p_{\text{С}}$ и $t_{\text{С}}$ – парциальное давление и температура водяного пара на линии насыщения.

За счет снижения нагрузки на систему со 100 % до 60 % и увеличения доли байпасируемых газов уменьшается объем дымовых газов и, соответственно, снижается скорость движения парогазовой смеси в КТА, что приводит к снижению коэффициента теплопередачи. Уменьшается также температурный напор $\Delta t_{\text{КТА}}$ (рис. 3, D21). Это влечет за собой, как указывалось ранее, повышение площади поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА $H_{\text{КТА}}$ с 10,83 м² до 13,23 м². В бесконденсационной («сухой») зоне КТА, несмотря на снижение коэффициента теплопередачи $K_{\text{КТА}}^{\text{СВХ}}$ со 128 Вт/(м²·К) до 85,7 Вт/(м²·К) и температурного напора $\Delta t_{\text{КТА}}^{\text{СВХ}}$ с 39,7 °С до 38,0 °С, существенно уменьшается количество теплоты $Q_{\text{СВХ}}$ (с 51,9 кВт до 25,8 кВт), что и приводит к уменьшению площади поверхности теплообмена в «сухой» зоне КТА $H_{\text{СВХ}}$ с 10,22 м² до 7,82 м² (рис. 2).

Выводы

Расчетное исследование позволило получить новые данные о характере изменения теплофизических и технико-экономических характеристик системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов газов при ее эксплуатации в условиях переменного режима работы. Интересными при этом являются сведения об увеличении доли поверхности теплообмена КТА, в которой осуществляется конденсация водяного пара из дымовых газов, а также данные об изменении основных параметров вдоль поверхности теплообмена в конденсационной зоне КТА при снижении нагрузки на теплоутилизационную систему.

Подтверждены высокая надежность и достоверность предложенных методов расчета тепломассообмена в условиях конденсации водяных паров из парогазовых смесей и созданной на их основе компьютерной программы.

Список литературы: 1. Долінський, А. А. Основні положення концепції Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / А. А. Долінський, Б. І. Басок, Є. Т. Базеев, Г. П. Кучин // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 68–77. – ISSN 0204-3602. 2. Аронов, И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И. З. Аронов. – Ленинград Недр (Ленинградское отделение), 1990. – 280 с. 3. Фиалко, Н. М. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа [Текст] / Н. М. Фиалко, Ю. В. Шеренковский, А. И. Степанова, Р. А. Навродская, П. К. Голубинский, М. А. Новаковский // Промышленная теплотехника. – 2008. – № 3. – С. 68–76. 4. Гаряев, А. Б. Совершенствование методов расчета аппаратов и установок для глубокой утилизации теплоты влажных газов и разработка мер по повышению эффективности ее использования [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.04 / Гаряев Андрей Борисович. – М., 2010. – 40 с. 5. Стивен Коллинз. Утилизация тепла с очисткой дымовых газов. [Текст] / Коллинз Стивен // Мировая электроэнергетика. – 1994. – № 4. – С. 15–18. 6. Кудинов, А. А. Энергосбережение в газифицированных котельных установках путём глубокого охлаждения продуктов сгорания [Текст] / А. А. Кудинов, В. А. Антонов, Ю. Н. Алексеев // Теплоэнергетика. – 2000. – № 1. – С. 59–61. 7. Кузма-Китча, Ю. А. Интенсификация теплообмена при конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов [Текст] / Ю. А. Кузма-Китча, Д. Ю. Бухонов, Ю. В. Борисов // Теплоэнергетика. – 2007. – № 3. – С. 39–42. 8. Sullivan, R. E. The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water [Текст] / R. E. Sullivan // II ASHRAE J. – 1985. – V. 27. – № 3. – P. 73-75. 9. Ефимов, А. В. Математическая модель системы «котел–теплоутилизатор» [Текст] / А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко // Информатика и моделирование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – № 21. – С. 76–87. 10. Ефимов, А. В. Выбор оптимальных параметров теплоносителей при разработке системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котельных агрегатов газов [Текст] / А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, О. В. Касилов, Л. В. Гончаренко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 3. – С. 2–11. – ISSN 2218-1849. 11. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) [Текст] / Под ред. С. И. Мочана. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Санкт-Петербург, 1998. – 257 с.

Bibliography (transliterated): 1. Dolinskiy, A. A., et al. "Osnovni polozhennja koncepcii 'Nacional'noi' strategii' teplozabezpechennja naselennyh punktiv Ukrainy [The main provisions of the concept of National strategy of heat supply of settlements of Ukraine]." *Promyshlennaja teplotehnika* 31.4 (2009): 68–77. ISSN 0204-3602. Print. 2. Aronov, I. Z. *Kontaktnyj nagrev vody produktami sgoranija prirodnoho gaza [Contact heating water by products of combustion of natural gas]*. Leningrad : Nedra (Leningradskoe otdelenie), 1990. Print. 3. Fialko, N. M., et al. "Jeffektivnost' sistem utilizacii teploty othodjashhih gazov jenergeticheskikh ustanovok razlichnogo tipa [The efficiency of heat recovery systems flue gases of power plants of various types]." *Promyshlennaja teplotehnika* 3 (2008): 68–76. 4. Garjaev, A. B. *Sovershenstvovanie metodov rascheta apparatov i ustanovok dlja glubokoj utilizacii teploty vlaznyh gazov i razrabotka mer po povysheniju jeffektivnosti ee ispol'zovanija. [Improving methods of calculating machines and installations for deep wet gas heat recovery and the development of measures to improve the efficiency of its use]*. Avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk. Moscow, 2010. Print. 5. Stiven Kollinz. "Utilizacija tepla s ochistkoj dymovyh gazov [Recycling of heat from the flue gas cleaning]." *Mirovaja jelektrojenergetika* 4 (1994): 15–18. Print. 6. Kudinov, A. A., V. A. Antonov and Ju. N. Alekseev. "Jenergoberezenie v gazificirovannyh kotel'nyh ustanovkah putjom glubokogo ohlazhdenija produktov sgoranija [Energy saving in boilers gasified by deep cooling of the combustion products]." *Teplojenergetika* 1 (2000): 59–61. Print. 7. Kuzma-Kitcha, Ju. A., D. Ju. Buhonov and Ju. V. Borisov. "Intensifikacija teplotobmena pri kondensacii vodjanyh parov iz uhodjashhih dymovyh gazov [Heat transfer during condensation of water vapor from the flue gases]." *Teplojenergetika* 3 (2007): 39–42. Print. 8. Sullivan, R. E. "The Timken Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water." *II ASHRAE J.* 27.3 (1985): 73-75. Print. 9. Efimov, A. V., and A. L. Goncharenko. "Matematicheskaja model' sistemy "kotel–teploutilizator" [Mathematical model of the system "boiler-heat exchanger]." *Informatika i modelirovanie. Vestnik NTU «KhPI»: sb. nauchn. trudov.* Vol. 21. Kharkiv : NTU «KhPI», 2010. 76–87. Print. 10. Efimov A. V., et al. "Vybor optimal'nyh parametrov teplonositelej pri razrabotke sistemy glubokoj utilizacii teploty uhodjashhih iz kotel'nyh agregatov gazov [Choice of optimal parameters in system design coolants deep heat recovery from flue gases of boilers]." *Jenergoberezenie. Jenergetika. Jenergoaudit* 3 (2014): 2–11. ISSN 2218-1849. Print. 11. *Teplovoj raschet kotlov (normativnyj metod) [Thermal design of boilers (standard method)]*. Ed. S. I. Mochan. St. Petersburg, 1998.

Поступила (received) 08.11.2014

УДК 536.24

А. Р. ПЕРЕСЕЛКОВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ РАЗНОМ ОРИЕНТИРОВАНИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ, ОХЛАЖДАЕМОЙ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ВОДОЙ

Представлены методика и результаты исследования теплообмена при охлаждении высокотемпературной поверхности диспергируемой водой, подаваемой форсункой снизу-вверх на локальный тепломер. Плотность орошения поверхности тепломера измерялась с применением счётно-импульсного метода. В опытах исключалось попадание на выступающей тепломер «вторичных» капель и плёнки воды, поступающих с соседних участков поверхности. Установлено, что при отсутствии «балластной воды» разное ориентирование орошаемой поверхности не влияет на результаты, а теплосъём зависит только от плотности орошения.

Ключевые слова: теплообмен, капли, плотность орошения, ориентирование поверхности.

Введение

Охлаждение высокотемпературной поверхности диспергированной водой применяется на прокатных станах при охлаждении листа и полосы, а также при заходожиивании слитков на установках непрерывной разливки стали.

В результате металлографических анализов установлено, что при одинаковых расходах диспергированной воды интенсивность охлаждения поверхности при орошении её сверху-вниз выше, чем при подаче капельного потока снизу-вверх [1].

Анализ основных достижений и литературы

В работе [2] приведены результаты исследований разными авторами интенсивности охлаждения каплями высокотемпературной поверхности q , Вт/м², расположенной горизонтально или вертикально, при разных значениях плотности орошения g , м³/(м²·с). Однако аналогичные исследования теплообмена при подаче диспергированной воды на поверхность снизу-вверх, т.е. при «потолочном» расположении охлаждаемой поверхности не проводились.

Цель исследования, постановка задачи

Представляется целесообразным выполнить исследования теплосъёма в виде зависимости $q = f(g)$.

В лабораторных условиях не удаётся воспроизвести реальные гидравлические и тепловые условия теплообмена, которые возможны при охлаждении проката, полосы, слитков. Поэтому в настоящей работе изучался теплообмен при орошении высокотемпературной поверхности натекающим потоком капель без участия «балластной» воды, т.е. отражённых капель, а также без плёнки воды, поступающей в исследуемую зону с соседних участков и находящейся на паровой подушке при плёночном кипении.

Материалы исследования

Методика измерения удельного теплосъёма q с помощью локального тепломера, используемого в настоящих опытах, описана в работе [2]. Метод измерения плотности орошения g с помощью отборной трубки, при обеспечении изокинетичности отбора капельной пробы, успешно используется, если направление движения капель формируется от вертикального до горизонтального. Однако, при движении капельного потока снизу-вверх, из-за воздействия гравитационной силы, использовать метод отбора капель не представляется возможным.

© А. Р. Переселков, 2015

В настоящей работе для определения удельного расхода капельной жидкости, подаваемой снизу-вверх, использовался счетно-импульсный метод (СИМ) [3, 4].

Согласно СИМ, на основании экспериментальной зависимости частоты замыканий h каплями электродов от расстояния S между их остриями определяются значения ненормированной функции распределения числа капель по диаметру $\varphi_0(D)$. Величина $\varphi_0(D)dD$ представляет собой не что иное, как количество зарегистрированных капель размером $D \dots D + dD$, прошедших за единицу времени через единицу площади в зоне измерения. Тогда объёмный удельный расход зарегистрированных капель g' равен

$$g' = \frac{\pi}{6} \int_0^{\infty} D^3 \varphi_0(D) dD. \quad (1)$$

Фактический объёмный удельный расход всех капель в зоне измерения

$$g = \beta g', \quad (2)$$

где β – коэффициент, показывающий соотношение между действительным и зарегистрированным объёмным удельным расходом капель.

Экспериментальная зависимость $h(S)$ хорошо аппроксимируется экспонентой $h(S) = B \exp(-\alpha S)$, где параметр $B = h(0)$, т.е. при пересечении с осью ординат. Параметр, характеризующий дисперсный состав

$$\alpha = \frac{\ln h(S_1) - \ln h(S_2)}{S_2 - S_1}. \quad (3)$$

На основании точного аналитического решения исходного интегрального уравнения относительно $\varphi_0(D)$ [3, 4], выражение плотности орошения имеет вид

$$g = \beta \frac{\pi B}{2 \alpha}. \quad (4)$$

Как было экспериментально установлено [3, 5], значение коэффициента β обусловлено параметрами регистрирующей аппаратуры, электропроводностью жидкости и скоростью натекания капель на электроды датчика.

Для определения значения коэффициента β в настоящих опытах, как показано на рис. 1, в нескольких точках капельного потока, создаваемого водо-воздушной плоскофакельной форсункой, измерялись значения плотности орошения g' с помощью СИМ и с помощью отборной трубки, т.е. g . При отборе капельной пробы трубкой электроды

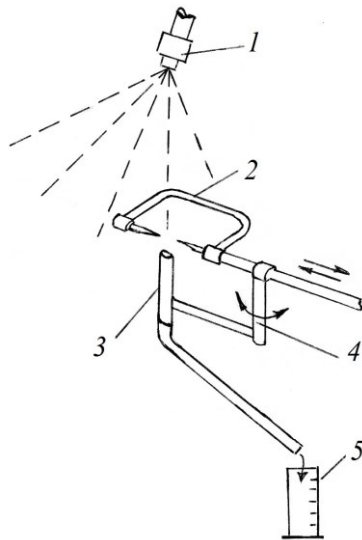


Рис. 1 – Схема измерения при тарировке СИМ перед измерением удельного расхода капельной жидкости: 1 – форсунка; 2 – датчик СИМ; 3 – отборная трубка; 4 – поворотное устройство; 5 – мерная ёмкость

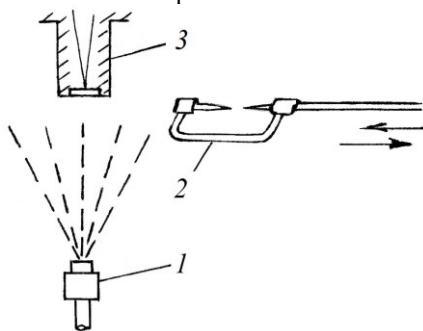


Рис. 2 – Схема измерения при исследовании теплосъёма в зависимости от плотности орошения тепломера капельной жидкостью: 1 – форсунка; 2 – датчик СИМ; 3 – тепломер

датчика СИМ отводились из точки замера. Значения плотности орошения в опытах изменялись в диапазоне $g = (9-15) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Натекание капель на датчик СИМ и отборную трубку выдерживалось перпендикулярным и режим работы форсунки не изменялся. Значения коэффициента $\beta = 1,41-1,75$, т.е. отклонение от среднего значения $\beta_{\text{ср}}$ составляло 17 %.

При исследовании теплосъёма при натекании капельного потока на тепломер снизу-вверх плотность орошения g измерялась с помощью СИМ. При этом датчик можно было устанавливать непосредственно перед измерительным участком тепломера, как показано на рис. 2. В настоящих опытах использовалась плоскофакельная водо-воздушная форсунка. При этом исключалось стекание на рабочую зону тепломера жидкости, которая сдувалась водовоздушным потоком.

Надо отметить, что в настоящих опытах не ставилась задача проводить исследования в широком диапазоне измерения плотности орошения поверхности. Достаточно было проверить, и это было установлено, что при использовании локального выступающего тепломера, ориентирование охлаждаемой поверхности, и в том числе «потолочным», практически не оказывает влияние на интенсивность охлаждения. При этом теплосъём осуществлялся только за счёт натекающего капельного потока и полностью исключалось влияние «вторичной» жидкости, которая в виде плёнки и отражённых капель могла поступать в зону измерения с соседних участков.

Результаты исследования

Полученные в настоящих опытах при «потолочном» расположении орошаемой поверхности тепломера с точностью до 18% совпадают с полученной ранее [2] зависимостью $q = 6,5 \cdot 10^5 g^{0,5}$, что вполне соответствует точности аппроксимации.

Выводы. Результаты настоящей работы, подтверждают, что увеличение теплосъёма, при охлаждении листа или слитков при орошении высокотемпературной поверхности сверху-вниз по сравнению с «потолочным» орошением, т.е. снизу-вверх, объясняется наличием на поверхности «балластной» воды. Причём даже в условиях плёночного (закризисного) кипения при поступлении капель на плёнку воды, находящейся на раскалённой поверхности, теплосъём существенно активизируется.

Список литературы: 1. Сладкоштитев, В. Г. Непрерывная разливка стали на радиальных установках [Текст] / В. Г. Сладкоштитев, Р. В. Потанин, О. Н. Суладзе и др. – М., 1974. 2. Пересёлков, А. Р. Теплообмен при охлаждении высокотемпературной поверхности диспергированной водой [Текст] / А. Р. Пересёлков // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. научн. трудов. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 168–170. – ISSN 2078-774X. 3. Пересёлков, А. Р. Исследование структуры дисперсного потока в теплообменном аппарате контактного типа с помощью счётно-импульсного метода [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.04 – промышленная теплоэнергетика / Пересёлков Александр Романович ; ХПИ. – Харьков, 1975. – 24 с. 4. Братута, Э. Г. Расчёт функции распределения капель по размерам при использовании счётно-импульсного метода [Текст] / Э. Г. Братута, А. Р. Пересёлков / Инженерно-физический журнал. – 1974. – Т. XXVII, № 5. – С. 923–924. 5. Братута, Э. Г. Определение локальных расходов дисперсной среды в газожидкостном потоке с помощью счётно-импульсного метода [Текст] / Э. Г. Братута, А. Р. Пересёлков // Теплоэнергетика. – 1975. – № 5. – С. 32–34.

Bibliography (transliterated): 1. Sladkoshteev, V. G., et al. Nprerivnaja razlivka stali na radial'nyh ustanovkah. Moscow, 1974. 2. Peresjolkov, A. R. "Teploobmen pri ohlazhdenii vysokotemperaturnoj poverhnosti dispergirivannoj vodoj." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "KhPI": Sb. nauchn. trudov.* No 3. Kharkov : NTU "KhPI", 2009 S. 168–170. ISSN 2078-774X. Print. 3. Peresjolkov, A. R. *Issledovanie struktury dispersnogo potoka v teploobmennom apparate kontaktного типа s pomoshh'ju schjotno-impul'snogo metoda : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk.* Kharkov, 1975. Print. 4. Bratuta, Je. G., and A. R. Peresjolkov. "Raschjot funkcii raspredelenija kapel' po razmeram pri ispol'zovanii schjotno-impul'snogo metoda." *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal.* Vol. XXVII. No 5. 1974. 923–924. Print. 5. Bratuta, Je. G., and A. R. Peresjolkov. "Opredelenie lokal'nyh rashodov dispersnoj sredy v gazozhidkostnom potoke s pomoshh'ju schjotno-impul'snogo metoda." *Teplojenergetika* 5 (1975): 32–34. Print.

Поступила (received) 03.02.2014

УДК 621.224 : 681.5

Г. И. КАНЮК, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;
А. Ю. МЕЗЕРЯ, канд. техн. наук, доц.; доц. УИПА, Харьков;
В. Е. МЕЛЬНИКОВ, аспирант УИПА, Харьков

ПРЕЦИЗИОННАЯ СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИНЫ

В работе рассмотрены вопросы разработки и внедрения новой эффективной системы автоматического регулирования гидротурбины, которая существенно уменьшает все виды статических и динамических погрешностей и, тем самым, повышает точность регулирования и качество производимой электроэнергии. Реальная система основана на методе структурно-параметрического синтеза регулятора частоты и мощности гидротурбины на основе обратных задач динамики.

Ключевые слова: система автоматического регулирования, гидравлическая турбина, астатический регулятор.

Введение

Обеспечение эффективного автоматического регулирования гидравлических турбин представляет собой важную и актуальную научно-техническую задачу, решение которой позволит повысить технико-экономические характеристики и надежность гидроагрегатов, а также стабильность частоты электроэнергии, вырабатываемой гидравлическими электростанциями.

Пульсации давления и скорости потока, а также другие возмущающие параметры, неизбежно возникающие при её работе, не должны существенно изменять характеристики турбины, и приводить к значительному увеличению нагрузки на элементы конструкции.

В связи с наличием в гидротурбине высокооборотных резонансов, остаются открытыми вопросы о снижении устойчивости системы автоматического регулирования и ее влияния на работу гидроагрегата в целом.

1 Анализ исследований и публикаций

В системах автоматического регулирования и управления посредством изменения расхода рабочей жидкости значительный интерес представляет использование прецизионных электрогидравлических приводов. Одним из основных элементов таких систем являются исполнительные устройства, представляющие собой регулирующие органы, укомплектованные исполнительными механизмами. От точности и быстродействия таких систем регулирования во многом зависят качество и эффективность технологических процессов, нормальное функционирование электростанции в целом [1]

В качестве наиболее характерного и актуального примера стоит рассмотреть проблемы и перспективы использования электрогидравлических приводов в системах автоматического регулирования частоты и мощности (САР Ч и М) гидроэлектростанций.

Повышение точности регулирования гидравлических турбин представляет собой важную технико-экономическую задачу. При повышении точности регулирования повышается степень соответствия вырабатываемой и потребляемой мощности, что эквивалентно соответствующему повышению КПД энергоблоков.

Повышение точности, быстродействия и устойчивости систем регулирования отдельных турбогенераторных установок положительно сказывается и на устойчивости энергетических систем в целом. В этом случае появится возможность пересмотра требований к статизму регулировочных характеристик турбин (в плане уменьшения его регламентированной величины), что в свою очередь, позволит упростить и удешевить систему вторичного регулирования частоты вращения (при помощи сетевых регуляторов частоты).

Для многих конкретных технических систем весьма эффективными являются алгоритмы управления, построенные на обратных связях по трем основным параметрам состояния (положение, скорость, ускорение) и на трех параметрах задающего воздействия (собственно задающее воздействие, его первая и вторая производные). Эти алгоритмы синтезируются на основе методов обратных задач динамики [2] и позволяют обеспечить заданные динамические свойства объекта при относительно простой структуре системы управления. Одной из модификаций таких алгоритмов является алгоритм управления по ошибке и двум ее производным, который, при том же положительном эффекте существенно упрощает структуру системы управления.

2 Цель исследования, постановка задачи

Цель работы – повышение качества (в т.ч. – стабильности частоты) электроэнергии, путем усовершенствования научных методов и средств, обеспечивающих высокие показатели статической и динамической точности систем автоматического регулирования гидротурбины.

Задачей создания прецизионной системы регулирования является увеличение точности, быстродействия и надежности ЭГСП за счет повышения эффективности электронного регулятора путем введения переменного коэффициента усиления и коррекции показателей датчика обратной связи.

3 Уточненная математическая модель САР Ч и М

Полная уточненная математическая модель САР Ч и М представлена следующими уравнениями:

Дифференциальное уравнение вращательного движения роторов электрогенератора и гидротурбины:

$$J_{\Gamma}^{\text{нр}} \dot{\omega}_{\Gamma} + M_{\text{ст}}^{\Gamma} \text{sign} \{ \omega_{\Gamma} \} + K_{\text{жт}}^{\Gamma} \omega_{\Gamma} = C_{\text{св}} (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\text{T}}); \quad (1)$$

$$J_{\text{T}}^{\text{нр}} \dot{\omega}_{\text{T}} + M_{\text{ст}}^{\text{T}} \text{sign} \{ \omega_{\text{T}} \} + K_{\text{жт}}^{\text{T}} \omega_{\text{T}} + C_{\text{св}} (\varphi_{\Gamma} - \varphi_{\text{T}}) = K_p^{\Phi} P_{\text{п}} + K_G^{\Phi} G_{\text{п}}^2. \quad (2)$$

Дифференциальное уравнение движения электромеханических элементов ЭГП:

$$T_{\text{эгп}}^2 \ddot{X}_3 + 2\xi_{\text{эгп}} T_{\text{эгп}} \dot{X}_3 + X_3 = K_i^x i_y. \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение расходов рабочей жидкости в гидравлических каналах ЭГП:

$$\frac{V_{\text{эгп}}^{\text{нр}}}{\chi} \dot{P}_y + S_{\text{оз}} \dot{X}_{\text{оз}} = \mu_3 S_3 (X_3) \sqrt{\frac{2(P_0 - P_y)}{\rho}} - \mu_{\text{сл}} S_{\text{сл}} \sqrt{\frac{2(P_y - P_{\text{сл}})}{\rho}}. \quad (4)$$

Дифференциальное уравнение движения отсечного золотника:

$$m_{03}^{np} \ddot{X}_{03} + K_{жт}^{03} \dot{X}_{03} + F_{ст}^{03} \text{sign} \{ \dot{X}_{03} \} = P_6 (S_y - S_6) + P_d S_d - P_y S_y - F_{ст}^{03}. \quad (5)$$

$$\frac{V_B}{\chi} \dot{P}_B \text{sign} \{ \dot{X}_{03} \} = \mu_{03} S_{03} (X_{03}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_B \text{sign} \{ X_{03} \})} - Q_{гц}^n; \quad (6)$$

$$\frac{V_r}{\chi} \dot{P}_r \text{sign} \{ \dot{X}_{03} \} = Q_{гц}^{шт} - \mu_{03} S_{03} (X_{03}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r \text{sign} \{ X_{03} \} - P_r)}; \quad (7)$$

$$\frac{V_d}{\chi} \dot{P}_d = Q_d - \mu_{03} S_{03}^{\max} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_{сл})}; \quad (8)$$

$$\frac{V_6}{\chi} \dot{P}_6 = \begin{cases} 0 & \text{при } X_{03} > 0 \\ \mu_{03} S_{03} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_6)} & \text{при } X_{03} < 0; \end{cases} \quad P_1 = \begin{cases} P_n & \text{при } X_{03} > 0; \\ -P_{сл} & \text{при } X_{03} < 0; \end{cases} \quad (9)$$

$$Q_d = \begin{cases} \mu_{03} S_{03} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_6)} & \text{при } X_{03} > 0; \\ 0 & \text{при } X_{03} < 0 \end{cases}; \quad P_1 = \begin{cases} P_{сл} & \text{при } X_{03} > 0 \\ -P_n & \text{при } X_{03} < 0 \end{cases}. \quad (10)$$

Дифференциальное уравнение расходов рабочей жидкости в рабочих полостях гидравлического сервомотора:

$$\dot{V}_n + \frac{V_n}{\chi} \dot{P}_{гц}^n + K_{ут}^n (P_{гц}^n - P_{сл}) + K_{пер} (P_{гц}^n - P_{гц}^{шт}) = Q_{гц}^n; \quad (11)$$

$$\dot{V}_{шт} + \frac{V_{шт}}{\chi} \dot{P}_{гц}^{шт} - K_{ут}^{шт} (P_{гц}^{шт} - P_{сл}) + K_{пер} (P_{гц}^n - P_{гц}^{шт}) = Q_{гц}^{шт}; \quad (12)$$

$$\dot{V}_n = S_{гц}^n (\dot{X}_{гц} + X_k); \quad \dot{V}_{шт} = S_{гц}^{шт} (\dot{X}_{гц} + X_k); \quad X_k = \frac{S_{гц}^n}{C_{оп}^n} P_{гц}^n - \frac{S_{гц}^{шт}}{C_{оп}^{шт}} P_{гц}^{шт}. \quad (13)$$

Дифференциальные уравнения движения рабочей жидкости в каналах подвода к сервомотору:

$$\rho \frac{l_{кп}}{S_{кп}} \dot{Q}_{гц}^n + \rho \left(\lambda_{кп} \frac{l_{кп}}{d_{кп}} + \xi_{кп} \right) = P_B - P_{гц}^n; \quad (14)$$

$$\rho \frac{l_{кш}}{S_{кш}} \dot{Q}_{гц}^{шт} + \rho \left(\lambda_{кш} \frac{l_{кш}}{d_{кш}} + \xi_{кш} \right) = P_{гц}^{шт} - P_r. \quad (15)$$

Дифференциальные уравнения движения поршня в сервомоторе:

$$m_{\text{пр}}^{\text{п}} \ddot{X}_{\text{гц}} + K_{\text{жт}}^{\text{гц}} \dot{X}_{\text{гц}} + F_{\text{ст}}^{\text{гц}} \text{sign} \{ \dot{X}_{\text{гц}} \} + C_{\text{п}}^{\text{мп}} X_{\text{гц}} + F_{\text{оп}} = P_{\text{гц}}^{\text{п}} S_{\text{гц}}^{\text{п}} - P_{\text{гц}}^{\text{шт}} S_{\text{гц}}^{\text{шт}}. \quad (16)$$

Уравнение формирования управляющего сигнала в регуляторе:

$$i_y = K_1 (i_{\text{гц}}^3 - i_{\text{гц}}) - K_2 i_{\text{оз}}; \quad i_{\text{гц}}^3 = K_{\text{xi}} X_{\text{гц}}^3; \quad i_{\text{гц}} = K_{\text{xi}} X_{\text{гц}}; \quad i_{\text{оз}} = K_{\text{xi}}^{\text{оз}} X_{\text{оз}}. \quad (17)$$

В уравнениях (1)–(17), составляющих в совокупности полную математическую модель САР Ч и М гидравлической турбины, использованы следующие обозначения:

$J_{\text{Г}}, J_{\text{T}}, m_{\text{оз}}^{\text{мп}}, m_{\text{п}}^{\text{мп}}$ – приведенные к соответствующим органам моменты инерции и массы подвижных частей электрогенератора, турбины, отсечного золотника и поршня сервомотора, кг·м², кг;

$\varphi_{\text{Г}}, \varphi_{\text{T}}, \omega_{\text{Г}}, \omega_{\text{T}}$ – углы поворота и угловые скорости роторов генератора и турбины, рад, рад/с;

$M_{\text{ст}}^{\text{Г}}, M_{\text{ст}}^{\text{T}}, F_{\text{ст}}^{\text{оз}}, F_{\text{ст}}^{\text{гц}}$ – моменты и силы сухого трения в опорах генератора, турбины, отсечного золотника и сервомотора;

$P_{\text{п}}, G_{\text{п}}$ – давление и расход воды на входе в турбину, Па, кг/с;

$C_{\text{св}}, C_{\text{п}}^{\text{мп}}, C_{\text{оп}}^{\text{п}}, C_{\text{оп}}^{\text{шт}}$ – значение крутильной и линейных упругих податливостей связи роторов генератора и турбины, поршня сервомотора и его опор со стороны поршневой и штоковой полостей, Нм/рад, Н/м;

$K_{\text{жт}}^{\text{Г}}, K_{\text{жт}}^{\text{T}}, K_{\text{жт}}^{\text{оз}}, K_{\text{жт}}^{\text{гц}}$ – коэффициенты жидкостного трения в опорах генератора, турбины, отсечного золотника и сервомотора, Нм·с/рад, Н·с/м;

$T_{\text{эп}}, \xi_{\text{эп}}$ – постоянная времени и коэффициент относительного демпфирования электрогидравлического преобразователя, с;

$i_y, i_{\text{гц}}^3, i_{\text{гц}}, i_{\text{оз}}$ – значения токов электрических управляющих сигналов, соответственно, на входе в ЭГП, задатчик регулятора частоты, датчиков положения сервомоторов и отсечного золотника, А;

$A, X_3, X_{\text{оз}}, X_{\text{гц}}, X_{\text{к}}$ – смещение золотника ЭГП, отсечного золотника, поршня и корпуса сервомотора, м;

$P_y, P_0, P_{\text{сл}}, P_1, P_2, P_6, P_{\text{в}}, P_{\text{Г}}, P_{\text{д}}, P_{\text{гц}}^{\text{п}}, P_{\text{гц}}^{\text{шт}}$ – значения давления рабочей жидкости, соответственно, на выходе и входе ЭГП, в сливной полости, в соответствующих полостях отсечного золотника и сервомотора, Па;

$V_{\text{эп}}, V_{\text{п}}, V_{\text{шт}}$ – объемы полостей ЭГП, поршневой и штоковой полостей сервомотора, м³;

$S_3, S_{\text{оз}}, S_{\text{сл}}, S_{\text{д}}, S_{\text{гц}}^{\text{п}}, S_{\text{гц}}^{\text{шт}}$ – эффективные рабочие плоскости золотника ЭГП и отсечного золотника, сливной полости, поршневой и штоковой полости сервомотора, м²;

ρ, χ – плотность и модуль объемной упругости рабочей жидкости, кг·м³, Па;

$F_{\text{гд}}^{\text{оз}}, F_{\text{оп}}$ – гидродинамическая сила, действующая на плунжер отсечного золотника и постоянная составляющая сил, действующих на поршень сервомотора, Н;

$Q_{гц}^п, Q_{гц}^{шт}$ – расходы рабочей жидкости через поршневую и штоковую полости сервомотора и соответствующие полости отсечного золотника, м³/с;

$l_{кп}, d_{кп}, S_{кп}, l_{кшт}, d_{кшт}, S_{кшт}$ – длины, диаметры и плоскости сечения каналов подвода рабочей жидкости к полостям сервомотора, м, м²;

$\lambda_{кп}, \lambda_{кшт}, \xi_{кп}, \xi_{кшт}$ – коэффициенты гидравлического трения и местного сопротивления соответствующих каналов; другие обозначения являются постоянными коэффициентами, которые определяются конструктивными особенностями элементов.

4 Разработка прецизионного быстродействующего регулятора электронно-гидравлического контура САР Ч и М

С целью уменьшения статических погрешностей, которые обусловлены утечками и перетечками рабочей жидкости в сервомоторе и постоянной составляющей внешней нагрузки на сервомотор, а также динамических погрешностей, обусловленных статизмом и недостаточным быстродействием системы регулирования, предложена структура астатического быстродействующего регулятора, построенного на принципах обратных задач динамики объекта управления [4].

Такой регулятор способен полностью компенсировать указанные выше статические погрешности, а также существенно уменьшить динамические погрешности.

На рис. 1 изображена структурная схема астатического регулятора, построенного на основе решения обратных задач динамики.

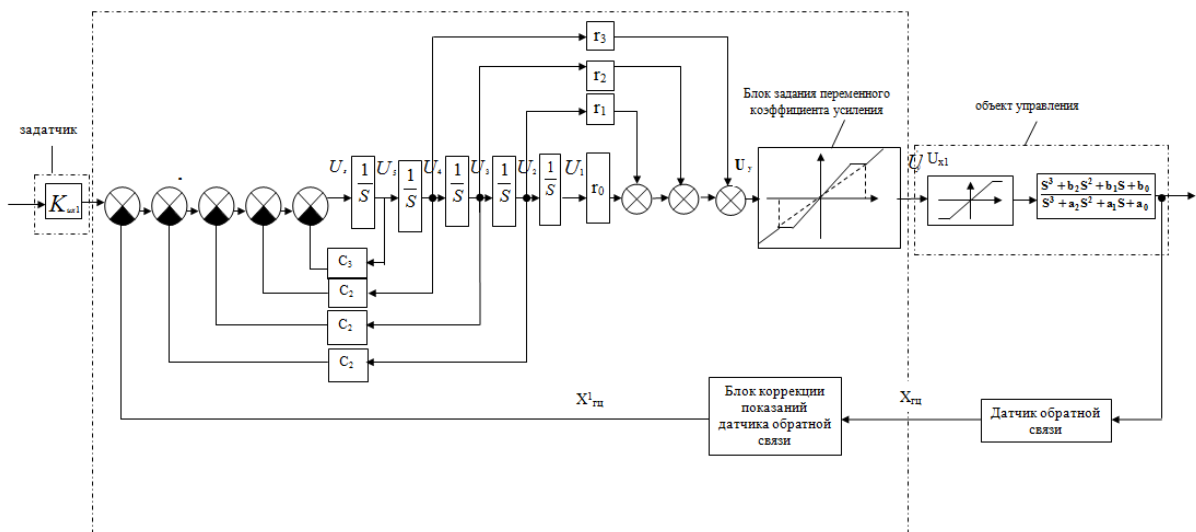


Рис. 1 – Структурная схема астатического регулятора, синтезированного на основе решения обратных задач динамики

Использование предложенного ЭГСП позволяет, по сравнению с существующими аналогами, существенно повысить статическую точность, быстродействие и надежность электрогидравлических следящих систем автоматического регулирования, а также уменьшить себестоимость электронных регуляторов.

Выводы

1) Теоретические исследования показали, что использование электронного регулятора, синтезированного на принципах обратных задач динамики, обеспечивает компенсацию всех видов статических и динамических ошибок ЭГСП и обеспечить их максимальное быстроедействие, соответствующее предельному уровню энергетических возможностей системы.

2) Для компенсации статических и динамических погрешностей системы регулирования предложено использовать структуру астатического быстрогодействующего регулятора, построенного на принципах обратных задач динамики объекта управления.

Список литературы: 1. Арзуманов, Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления [Текст] / Э. С. Арзуманов. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с. 2. Крутько, П. Д. Обратные задачи динамики управляемых систем: линейные модели [Текст] / П. Д. Крутько. – М. : Наука, 1987. – 304 с. 3. Электрогидравлический следящий привод [Текст] : патент 1779808 СССР, МКИЗ F15B 9/03 / Гапон А. В., Калинин Б. П., Канюк Г. И., Пакулов К. Н.; Заявитель: Харьковский комплексный инженерный центр АН УССР. – № 4874651/29: заявл. 16.10.90; опубл. 07.12.92, Бюл. № 45. 4. Канюк, Г. И. Моделирование и анализ технических характеристик электрогидравлической системы автоматического регулирования частоты и мощности (САР Ч и М) паровых турбин [Текст] / Г. И. Канюк, В. А. Кострыкин, Е. Н. Близниченко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. трудов. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2005. – № 6. – С. 113–123.

Bibliography (transliterated): 1. Arzumanov, E. S. *Hydraulic regulators of automatic control systems*. Moscow : Mechanical Engineering, 1985. Print. 2. Krut'ko, P. D. *Inverse problems of the dynamics of control systems: linear models*. Moscow : Nauka, 1987. Print. 3. Gapon, A. V., B.P. Kalinin and G.. I. Buzzard, et al. "Electro-hydraulic servo drive." *USSR Patent 1779808 MKI3 F15B 9/03*. Applicant: Kharkov integrated engineering center Ukrainian Academy of Sciences. 07 December 1992. Print. 4. Buzzard, G. I., V. A. Kostrykin and E. N. Bliznichenko. "Modeling and Analysis of Performance electrohydraulic system of automatic regulation of frequency and power (САР Н and М) steam turbines." *Energy and heat engineering processes and equipment. Vestnik NTU "KhPI"*. No 6. Kharkov : NTU "KhPI", 2005. 113–123. Print.

Поступила (received) 03.02.2014

УДК 621.577

Г. А. БАЛАСАНЯН, д-р техн. наук, проф.; проф. ОНПУ, Одесса;
А. А. КЛИМЧУК, канд. техн. наук, доц.; доц. ОНПУ, Одесса;
М. Б. МИНЯЙЛО, директор по финансовым и экономическим вопросам
ГП «Одесская железная дорога»

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА ПРЕРЫВИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ С ТЕПЛОВЫМ НАСОСОМ

Рассмотрены вопросы комплексного подхода снижения энергопотребления в системах теплоснабжения зданий. Предложены режимы прерывистого отопления в общественных зданиях. Представлена схема комбинированного теплоснабжения с использованием теплового насоса и газового котла. Проведено моделирование режимов работы системы теплоснабжения здания с использованием тепловых насосов и прерывистого отопления. Предложены рекомендации по использованию традиционных и возобновляемых источников тепла в комбинированной системе теплоснабжения. Показана экономия от применения режима прерывистого отопления для общественных помещений.

Ключевые слова: тепловые насосы, комбинированные системы теплоснабжения, прерывистое отопление.

Введение. Мероприятия по экономии энергоресурсов должны иметь комплексный подход [1]. Задача об использовании возобновляемых источников тепла в комбинированных системах теплоснабжения (КСТ) должна решаться совместно с вопросами тепловых режимов зданий. При этом обязательным условием является согласование режимов работы источника тепла и системы отопления здания.

Комбинированные системы теплоснабжения, сочетающие традиционные и возобновляемые источники тепла (тепловые насосы, гелиосистемы и др.), находят все большее применение при проектировании и модернизации систем отопления зданий. Использование КСТ позволяет, в первую очередь, значительно снизить потребление природного газа при пиковых отопительных нагрузках и полностью заменить его альтернативным теплом в демисезонный период.

Повышение эффективности КСТ является комплексной задачей, решение которой может включать:

- повышение эффективности отдельных элементов системы;
- выбор оптимальной мощности источников тепла;
- оптимизацию параметров тепловой схемы;
- оптимизацию режимов тепловой нагрузки зданий и др.

Для административных, учебных, офисных зданий, использующих КСТ, перспективным способом получения дополнительного экономического эффекта является использование режима прерывистого отопления (программного отпуска тепла).

Поддержание заданных параметров микроклимата в помещении в рабочее время и снижение температуры в нерабочее время, как способ экономии энергоресурсов, применяется достаточно широко [2–4], однако вопрос эффективности режима прерывистого отопления для КСТ изучен недостаточно.

Целью работы является оценка эффективности использования режима прерывистого отопления для КСТ с тепловым насосом для учебного корпуса ОНПУ.

В настоящее время реализуется проект по отключению от централизованного теплоснабжения и перевода корпуса Теплотехнической лаборатории ОНПУ на автономное теплоснабжения на базе воздушно-водяного теплового насоса фирмы *Viessman-Vitocal 350-A*, мощностью 18,5 кВт, и конденсационного настенного котла *Viessman-Vitodens 200-W*, мощностью 105 кВт.

Здание корпуса Теплотехнической лаборатории имеет следующие параметры:

- 4-х этажное строение из красного кирпича постройки 50-х годов;
- толщина стен – 0,6 м, площадь внешних стен – 1500 м², объем здания – 4800 м³, отапливаемая площадь – 1200 м²;
- водотрубная система отопления с индивидуальным тепловым пунктом фирмы Данфосс, регулирование температуры воды с коррекцией по температуре внутреннего воздуха;
- тепловая мощность системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха – 70 кВт.

Для исследования представлена схема комбинированной системы теплоснабжения с использованием теплового насоса, газового котла и бака-аккумулятора (рис. 1).

В данной схеме тепловой насос включен последовательно с газовым котлом по ходу движения теплоносителя системы отопления. Для согласования температурных режимов и рабочих давлений в контуре теплового насоса и системы отопления установлен разделительный теплообменный аппарат.

Режимы работы представленной системы зависят от периода суток, а также температуры наружного воздуха. Тепловой насос в данной системе служит базовым источником тепла. Газовый котел необходим для пикового разогрева помещения при низких температурах наружного воздуха.

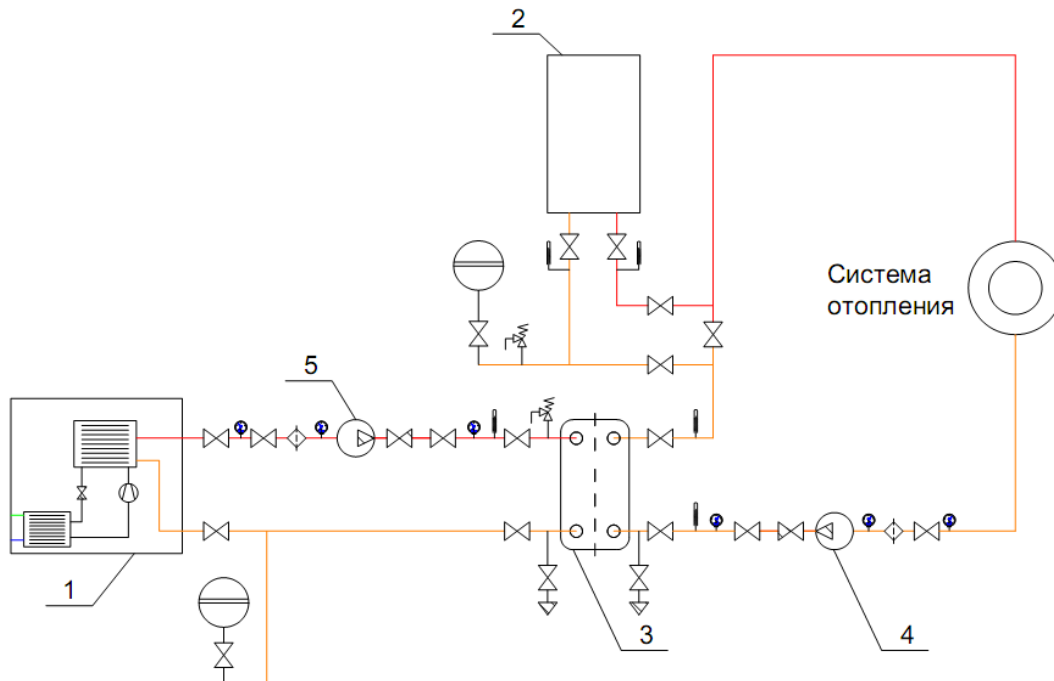


Рис. 1 – Схема комбинированного теплоснабжения с использованием теплового насоса:
1 – тепловой насос; 2 – газовый котёл; 3 – теплообменник; 4, 5 – циркуляционные насосы

Режим программного отпуска тепла рассчитывался для следующих условий:

– температура воздуха в помещении поддерживается на уровне 18 °С в рабочий период с 8.00 до 15.00 (время занятий 1–4-я пары);

– в период натопа и рабочего времени теплоснабжение обеспечивается от газового котла и теплового насоса, в нерабочий период (с 15.00 до начала натопа на следующий день) – теплоснабжение только от теплового насоса;

– режимные параметры котла и теплового насоса определялись по паспортным характеристикам соответствующего оборудования фирмы *Viessman* в переменных режимах.

Расчет динамических свойств здания и системы отопления проводился на основе системы дифференциальных уравнений и соответствующих граничных условий [5].

В качестве инструмента для решения задачи использовался пакет *MS Excel*, что позволило компактно запрограммировать методику расчета и выполнить многомерную оптимизацию с учетом ограничений и граничных условий в системе.

Критерием оптимизации режимов нагрузки КСТ были выбраны суммарные затраты тепла от газового котла и теплового насоса $\sum_{i=0}^{23} Q_i$, обеспечивающие заданный температурный режим здания и приведенные к определенному интервалу времени (суткам).

Выражение для целевой функции задачи оптимизации суточного режима нагрузки КСТ можно записать в виде:

$$\sum_{i=0}^{23} Q_i^{\text{ГК}} + \sum_{i=0}^{23} Q_i^{\text{ТН}}$$

где i – время суток, ч;

$Q_i^{\text{ГК}}$ – среднечасовая тепловая мощность газового котла, кВт;

$Q_i^{\text{ТН}}$ – среднечасовая тепловая мощность теплового насоса, кВт.

С математической точки зрения задача оптимизации может быть рассмотрена, как задача поиска экстремума функции многих переменных (по 24 переменные — соответствующие среднечасовые тепловые нагрузки ($Q_i^{\text{ГК}}, Q_i^{\text{ТН}}, i = \overline{0,23}$) с учётом ограничений и граничных условий, которые накладываются на систему и оптимизируемые переменные.

Учитывая характер зависимости между переменными, задача оптимизации относится к классу задач нелинейного программирования и в общем виде может быть записана:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=0}^{23} Q_i = \sum_{i=0}^{23} (Q_i^{\text{ГК}} + Q_i^{\text{ТН}}) \rightarrow \min \\ \left\{ \begin{array}{l} Q_{i\min} \leq Q_i^{\text{ГК}} \leq Q_{i\max} \\ Q_{i\min} \leq Q_i^{\text{ТН}} \leq Q_{i\max} \\ i = \overline{0,23} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

Результатом решения задачи оптимизации являются суточные графики тепловых нагрузок газового котла и теплового насоса, обеспечивающие минимум затрат тепла, а также суточный график изменения температуры воздуха в помещении (рис. 2, 3).

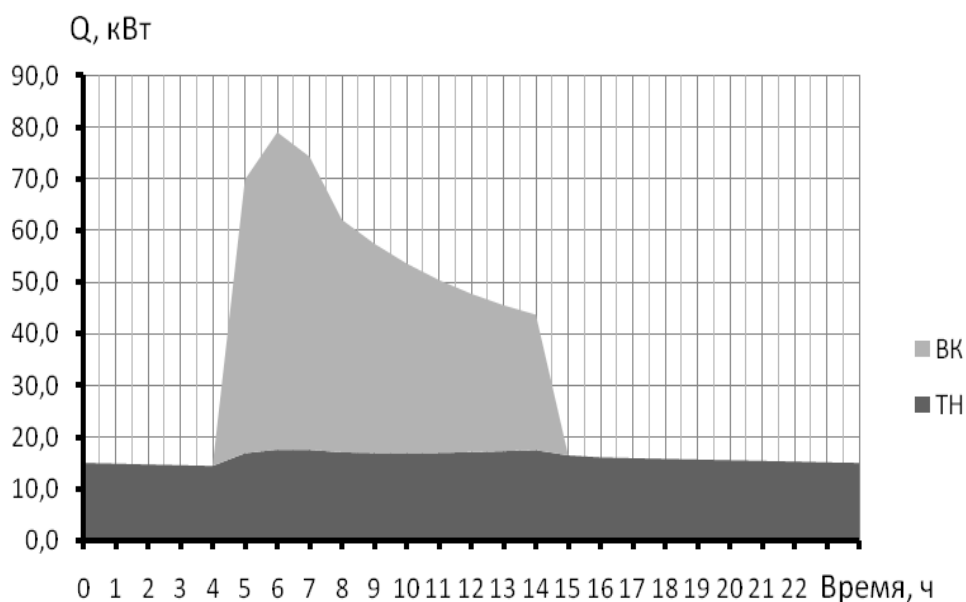


Рис. 2 – График нагрузки системы отопления при постоянной времени аккумуляции $T = 30$ ч и температуры наружного воздуха $t = -5$ °С: ВК – водогрейный газовый котёл; ТН – тепловой насос

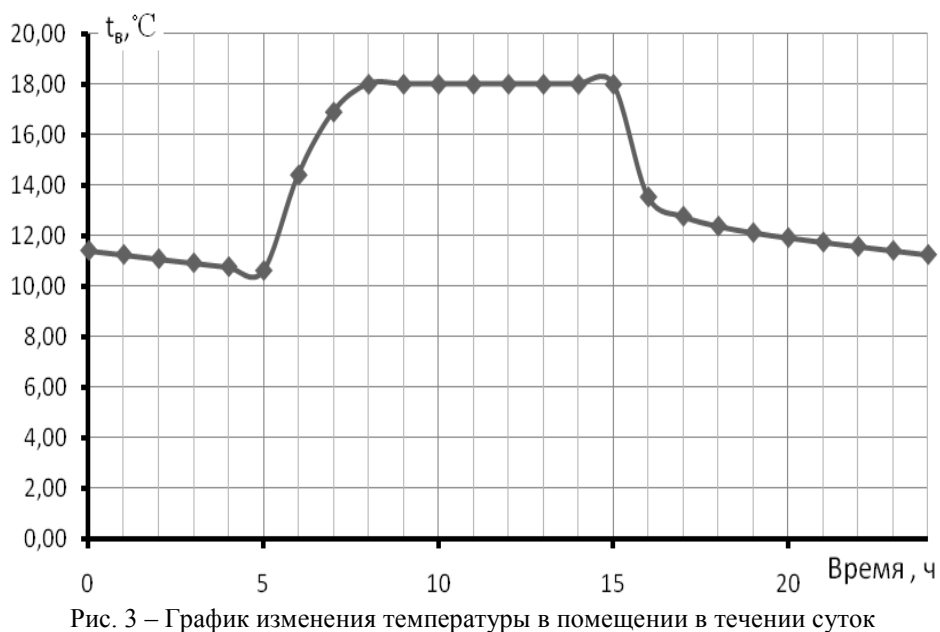


Рис. 3 – График изменения температуры в помещении в течении суток

При расчётах варьировалась температура наружного воздуха в пределах $t_n = 5-(-10)$ °С и постоянная времени аккумуляции здания $T_b = 30-200$ ч, рассчитанная по методике [6].

Также была рассчитана экономия тепла при использовании режима программного отпуска тепла по сравнению с режимом постоянного отопления для КСТ (рис. 4).

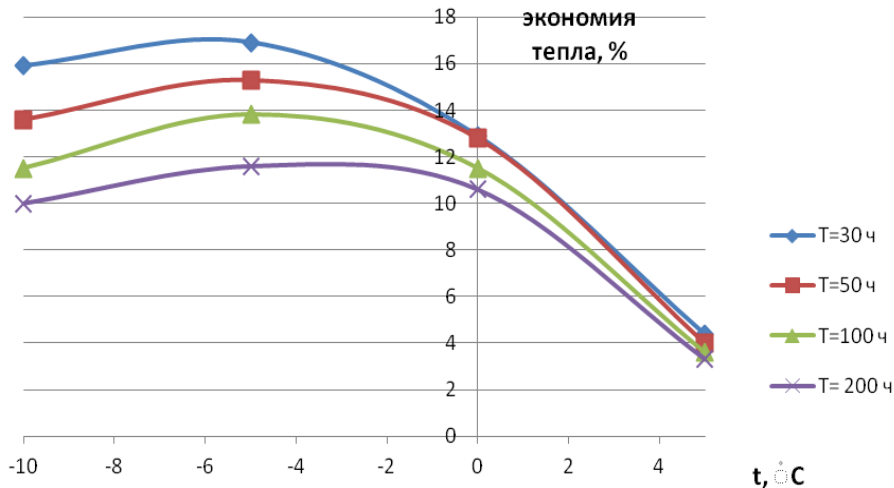


Рис. 4 – График зависимости экономии тепла в КСТ в режиме прерывистого отопления с различными постоянными времени аккумуляции

Анализ графиков на рис. 4 позволяет оценить пределы ожидаемой экономии тепла при использовании режима прерывистого отопления, а также определяет зависимость снижения затрат тепла от значения постоянной времени аккумуляции здания $T_{\text{в}}$. Характерным также является наличие экстремума экономии тепла от наружной температуры $t_{\text{н}}$. Наличие экстремума, в отличие от традиционных систем прерывистого отопления, характерно только для КСТ с тепловым насосом, т.к. при понижении температуры наружного воздуха снижается эффективность теплового насоса.

Следует отметить, что эффективность использования теплового насоса при низких температурах наружного воздуха для КСТ в режиме программного отпуска тепла (ПОТ) выше, чем для такой же КСТ в обычном режиме (рис. 5). Это объясняется более высоким значением коэффициента трансформации тепла (COP) теплового насоса в режиме ПОТ, т.к. при отключении газового котла значительно снижается температура теплоносителя в системе отопления и, соответственно, температура в конденсаторе теплового насоса.

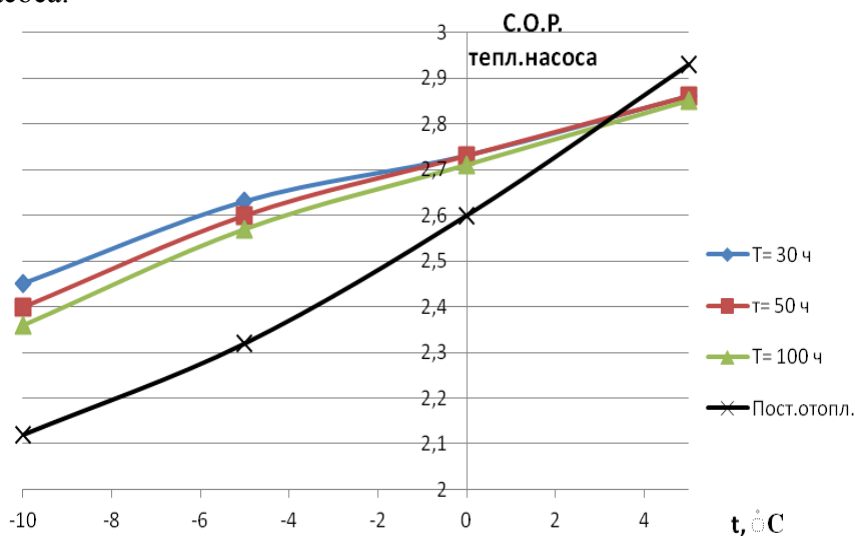


Рис. 5 – График зависимости коэффициента трансформации тепла теплового насоса (COP) от температуры наружного воздуха

Выводы. По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1) Использование режима ПОТ для КСТ с тепловым насосом открывает дополнительные возможности экономии традиционных энергоресурсов в пределах (5–15) % и соответствующего повышения эффективности работы теплового насоса.

2) Применение режима ПОТ более эффективно для зданий с низкой аккумулирующей способностью (стены – современные сэндвич-панели и др.).

3) В период утреннего натопа для КСТ необходимо обеспечить максимально возможную отопительную нагрузку для сокращения времени достижения необходимой температуры воздуха в здании (при проектировании закладывать повышенную мощность системы отопления либо возможна установка дополнительной мощности для существующих систем).

4) В КСТ использовать дополнительные альтернативные источники тепла (тепловые насосы, гелиосистемы и др.) для обеспечения базовой отопительной нагрузки круглосуточно, а традиционные энергоресурсы (газ, электроэнергия и др.) для пиковых режимов (натоп, дневной рабочий период).

Список литературы: 1. Денисова, А. Е. Особенности работы теплового насоса в комплексной альтернативной системе теплоснабжения [Текст] / А. Е. Денисова // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2001. – № 1. – С. 6–8. 2. Богуславский, И. Д. Снижение расходов энергии при работе систем отопления и вентиляции [Текст] / И. Д. Богуславский. – М. : Стройиздат, 1985. – 342 с. 3. Табунщиков, Ю. А. Энергоэффективные здания [Текст] / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач, Н. В. Шилкин. – М. : АВОК-ПРЕСС, 2003. – 200 с. 4. Кутний, Б. А. Економія енергоресурсів при програмному відпуску теплоти [Текст] / Б. А. Кутний, А. О. Борисюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 3/8(63). 5. Панферов, В. И. Моделирование и управление тепловым режимом здания [Текст] / В. И. Панферов, А. Н. Нагорная, Е. Ю. Пашнина // Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции : сб. трудов Межд. научно-техн. конф. – М. : Московский государственный строительный университет, 2005. – 280 с. 6. Соколов, Е. Я. Экспериментальная проверка расчетной модели температурного режима отапливаемых помещений [Текст] / Е. Я. Соколов, А. В. Извеков, Н. Н. Рожков // Изв. вузов. Энергетика. – 1987. – № 8. – С. 75–81.

Bibliography (transliterated): 1. Denisova, A. E. "Osobennosti raboty teplovogo nasosa v kompleksnoj al'ternativnoj sisteme teplosnabzhenija." *Jekotehnologii i resursosberezhenie* 1 (2001): 6–8. Print. 2. Boguslavskij, I. D. *Snizhenie rashodov jenergii pri rabote sistem otopenija i ventiljacii*. Moscow : Strojizdat, 1985. Print. 3. Tabunshhikov, Ju. A., M. M. Brodach and N. V. Shilkin. *Jenergojefektivnye zdanija*. Moscow : AVOK-PRESS, 2003. Print. 4. Kutnyj, B. A., and A. O. Borysjuk. "Ekonomija energoresursiv pry programnomu vidpusku teploty." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 3/8(63) (2013). Print. 5. Panferov, V. I., A. N. Nagornaja and E. Ju. Pashnina. "Modelirovanie i upravlenie teplovym rezhimom zdanija." *Teoreticheskie osnovy teplogazosnabzhenija i ventiljacii : sb. trudov Mezhd. nauchno-tehn. konf.* Moscow : Moskovskij gosudarstvennyj stroitel'nyj universitet, 2005. Print. 6. Sokolov, E. Ja., A. V. Izvekov and N. N. Rozhkov. "Jeksperimental'naja proverka raschetnoj modeli temperaturnogo rezhima otaplivaemyh pomeshhenij." *Izv. vuzov. Jenergetika* 8 (1987): 75-81. Print.

Поступила (received) 03.02.2015

УДК 519.2

А. Д. ДИМИТРОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. ОНПУ, Одесса;
А. Н. ШРАМЕНКО, аспірант ОНПУ, Одесса;
В. А. ПЯДУХОВ, інженер ОНПУ, Одесса

ПОДОГРЕВ КОМПОНЕНТОВ ГОРЕННЯ И ИНТЕНСИФИКАЦИЯ РАБОТЫ ПЕЧЕЙ

Приводится сравнение различных вариантов внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания при работе высокотемпературных теплотехнологических установок (ВТТУ). Показано влияние на эти величины коэффициента регенерации тепла и коэффициента полезно использованного тепла рабочей камеры для конкретных условий работы ВТТУ. В выводах даны рекомендации по выбору рационального способа использования теплоты уходящих продуктов сгорания (не согласовано) с точки зрения конструктивных особенностей и экономичности работы при различных режимах эксплуатации.

Ключевые слова: экономия топлива, печь, уходящие газы, рекуперация тепла.

Введение. На современном уровне развития промышленные теплотехнологические установки остаются наиболее крупными потребителями энергоресурсов.

Внутренне направление использования теплоты регенерации ($Q_{\text{рег}}$) связано с предварительным подогревом материала, поступающего в печь, или для подогрева компонентов сгорания, или для того и другого одновременно. Внешнее направление предполагает использование теплоты уходящих продуктов сгорания для стороннего потребителя, например, для выработки пара в котлах-утилизаторах.

В современной практике принято, что тепловая эффективность внутреннего теплоиспользования одинакова для обоих возможных направлений (подогрев компонентов горения и предварительный подогрев материала) [1, 2]. Однако достоверность данного предположения вызывает сомнения.

Целью данного исследования является выявление зависимости эффективности работы печей от направления внутреннего использования теплоты уходящих из зоны основной технологической обработки продуктов сгорания.

Постановка задачи. Выполнить анализ теплообмена в ВТТУ для определения зависимости удельного расхода топлива и производительности от коэффициента регенерации и коэффициента полезно использованного тепла рабочей камеры.

Определение эффективности внутреннего использования теплоты регенерации.

Эффективность использования теплоты уходящих продуктов сгорания можно оценить величиной коэффициента регенерации теплоты R , представляющего собой отношение теплоты уходящих из рабочего пространства печи продуктов сгорания, полезно используемых для указанных выше целей, к теплоте, вносимой в камеру [3]

$$R = \frac{Q_{\text{рег}}}{\vartheta_{\text{д}}^{\text{рег}} i_1}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{рег}}$ – полезно используемая теплота продуктов сгорания, кВт; i_1 – энтальпия продуктов сгорания при теоретической температуре сгорания (t_r), МДж/м³; $\vartheta_{\text{д}}^{\text{рег}}$ – расход продуктов сгорания, м³/с.

© А.Д. Димитров, А.Н. Шраменко, В.А. Пядухов, 2015

Если пренебречь зависимостью теплоёмкости продуктов сгорания от температуры, то влияние подогрева компонентов на изменение теоретической температуры сгорания можно выразить следующей формулой

$$t_{\Gamma}^{\text{гоп}} = t_{\Gamma}^{\text{хол}}(1 + R), \quad (2)$$

где $t_{\Gamma}^{\text{гоп}}, t_{\Gamma}^{\text{хол}}$ – теоретические температуры сгорания при работе на подогретых и холодных компонентах сгорания, °С.

Расход продуктов сгорания при отсутствии регенерации ($R = 0$)

$$g_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{кам}}}{i_1 - i_2}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{кам}}$ – расход теплоты на нагрев материала и покрытие тепловых потерь в камере, кВт; i_2 – энтальпия продуктов сгорания, покидающих камеру, МДж/м³.

Если отношение полезно использованного тепла камеры к теплу, вносимому в камеру, обозначим через η , то есть $\eta = \frac{Q_{\text{пол}}}{g_{\text{д}} i_1}$, а отношение тепловых потерь камеры к теплу, вносимому в камеру, через ω , то из (3) получим

$$g_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{кам}}}{i_1(\eta + \omega)}, \quad (4)$$

При наличии внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания уравнение теплового баланса камеры запишется в следующем виде:

$$g_{\text{д}}^{\text{рег}} i_1(1 + R) = Q_{\text{кам}} + g_{\text{д}}^{\text{рег}} i_1[(1 - R) - (\eta + \omega)]. \quad (5)$$

При этом допущено, что $Q_{\text{кам}}$ сохраняется при наличии регенерации таким же, как и при её отсутствии.

Из последнего выражения определяется расход продуктов сгорания при регенерации

$$g_{\text{д}}^{\text{рег}} = \frac{Q_{\text{кам}}^{\text{рег}}}{(2R + \eta + \omega)i_1}. \quad (6)$$

При данном коэффициенте расхода воздуха величина $g_{\text{д}}$ пропорциональна расходу топлива, поэтому при определении изменения расхода топлива можно пользоваться отношениями расходов продуктов сгорания. Из выражения (6) видно, что при прочих равных условиях увеличение коэффициента регенерации (R) приводит к уменьшению расхода топлива.

Рассмотрим влияния обоих направлений внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания на показатели работы печи.

Предварительный подогрев материала

В упрощённом виде основное уравнение теплообмена в рабочей камере печи методического типа имеет вид

$$\sigma_{\text{в}} \sqrt{(T_{\text{д}}^4 - T_{\text{м}}^{\prime\prime 4})(T_{\text{yx}}^4 - T_{\text{м}}^{\prime 4})} = gc(T_{\text{м}}^{\prime\prime} - T_{\text{м}}^{\prime}). \quad (7)$$

где $T_{\text{д}}$ – температура продуктов сгорания в рабочей камере печи; T_{yx} – температура уходящих из камеры продуктов сгорания, К; $T_{\text{м}}^{\prime}$ – начальная температура нагрева материала, К; $T_{\text{м}}^{\prime\prime}$ – конечная температура подогрева материала, К; $\sigma_{\text{в}}$ – приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴); g – напряжение площади пода печи, кг/(м²·с); c – теплоёмкость материала, кДж/(кг·К).

Допуская постоянство температуры продуктов сгорания T_d , температуры нагрева металла T_m'' , а также температуры уходящих из камеры продуктов сгорания, выражение (7) для холодного посада можно записать в следующем виде

$$\sigma_B \sqrt{B(T_{yx}^4 - T_{mхол}^{\prime 4})} = g_{хол} c_{хол} (t_m'' - t'_{mхол}) = g_{хол} \Delta i_{хол}, \quad (8)$$

а при работе печи на горячем посаде

$$\sigma_B \sqrt{B(T_{yx}^4 - T_{mгор}^{\prime 4})(T_{yx}^4 - T_m^{\prime 4})} = g_{гор} \Delta i_{гор}. \quad (9)$$

Тогда, при $t'_{mхол} = 0$, изменение производительности печи при предварительном подогреве материала уходящими из камеры продуктами сгорания можно получить, разделив (9) на (8)

$$\frac{g_{гор}}{g_{хол}} = \frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}} \sqrt{1 - \frac{T_{mгор}^{\prime 4}}{T_{yx}^4}} = \frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}} K. \quad (10)$$

В формуле (10) $\frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}}$ есть отношение приращения энтальпии материала в камере при холодном посаде к приращению энтальпии материала при горячем посаде, где

$$K = \sqrt{1 - \frac{T_{mгор}^{\prime 4}}{T_{yx}^4}}.$$

В зависимости от коэффициента использования теплоты в камере и коэффициента регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания, величину $\frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}}$ можно представить в следующем виде

$$\frac{\Delta i_{хол}}{\Delta i_{гор}} = \frac{\eta}{\eta - R^*}.$$

С учётом последнего выражения формулу (10) можно записать в следующем виде

$$\frac{g_{гор}}{g_{хол}} = \frac{\eta}{\eta - R^*} K. \quad (11)$$

Допуская линейную зависимость между энтальпией металла и температурой и энтальпией продуктов сгорания и температурой, что вносит в расчёты ошибку до 6 % в широком диапазоне изменения температур, с учётом заданных значений η , ω , R , выразим коэффициент K через T_m'' и $T_{гхол}$. (Предварительно введём $R^* = \frac{R(\eta + \omega)}{2R + \eta + \omega}$)

$$K = \sqrt{1 - \left\{ \frac{\frac{R^*}{\eta} t_m'' + 273}{[1 - (\eta + \omega)] t_{гхол} + 273} \right\}^4} < 1. \quad (12)$$

Расход продуктов сгорания (топлива) при горячем и холодном посаде будет при $Q_{пот} = \text{const}$:

$$g_d^{хол} = \frac{Q_{пол}^{хол} + Q_{пот}}{i_1 - i_2}, \quad (13)$$

$$g_d^{гор} = \frac{Q_{пол}^{гор} + Q_{пот}}{i_1 - i_2} \quad (14)$$

Изменение расхода топлива при предварительном подогреве материала

$$\frac{B_{гор}}{B_{хол}} = \frac{g_d^{гор}}{g_d^{хол}} = \frac{g_{гор} \Delta i_{гор} + Q_{пот}}{g_{хол} \Delta i_{хол} + Q_{пот}}$$

После подстановки из (10) $g_{гор} \Delta i_{гор}$ находим

$$\frac{B_{гор}}{B_{хол}} = \frac{K\eta + \omega}{\eta + \omega} \quad (15)$$

Изменение удельного расхода топлива, определяемое как отношение (15) к (11)

$$\frac{b_{гор}}{b_{хол}} = \frac{(\eta - R^*)(K\eta + \omega)}{K\eta(\eta + \omega)} \quad (16)$$

Из формул (11), (15) и (16) видно, что предварительный подогрев материала приводит к значительному увеличению производительности печи и заметному повышению её экономичности.

Рассмотрим влияние подогрева материала на увеличение производительности и повышение экономичности печи. Топливо – коксодоменная смесь с $Q_{н}^p = 6 \text{ МДж/м}^3$; $T_{м}'' = 1523 \text{ К}$. При коэффициенте расхода воздуха $\alpha = 1,1$, а затем по формуле (16) для принятых значений η , ω , R определяем K . Изменение производительности печи и удельного расхода топлива определяем по (11), и (16). Принимаем $\eta = 0,4$, $\omega = 0,12$.

Таблица 1.

Изменение производительности печи и удельного расхода топлива при предварительном подогреве материала

Параметр	R			
	0	0,065	0,12	0,18
$\frac{g_{гор}}{g_{хол}}$	1	1,165	1,3	1,45
$\frac{b_{гор}}{b_{хол}}$	1	0,842	0,712	0,571

Как известно, наиболее совершенная форма осуществления предварительного подогрева материала имеет место в методической печи, в которой камера предварительного подогрева органически связана с зоной окончания нагрева.

Подогрев компонентов сгорания

В реальных условиях подогрев компонентов сгорания приводит к повышению теоретической температуры сгорания топлива (T_r), что при прочих неизменных температурах (T_{yx} , $T_{м}'$, $T_{м}''$) ведёт к увеличению плотности теплового потока на металл и, следовательно, к повышению производительности печи.

При работе печи на холодных компонентах сгорания уравнение теплообмена в печи запишется

$$\sigma_{в} \sqrt{(T_{г}^4 - T_{м}''^4)(T_{yx}^4 - T_{м}'^4)} = g_{хол} \Delta i, \quad (17)$$

а при работе печи на горячих компонентах сгорания

$$\sigma_{\text{в}} \sqrt{(T_{\text{Ггор}}^4 - T_{\text{М}}''^4)(T_{\text{УХ}}^4 - T_{\text{М}}''^4)} = g_{\text{гор}} \Delta i. \quad (18)$$

Изменение производительности печи при подогреве компонентов сгорания получим, разделив (18) на (17)

$$\frac{g_{\text{гор}}}{g_{\text{хол}}} = \sqrt{\frac{T_{\text{Ггор}}^4 - T_{\text{М}}''^4}{T_{\text{Гхол}}^4 - T_{\text{М}}''^4}}. \quad (19)$$

Рассмотрим влияние подогрева воздуха на повышение производительности печи на конкретном примере. Топливо – коксодоменная смесь с $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 6 \text{ МДж/м}^3$;

$T_{\text{М}}'' = 1523 \text{ К}$. При коэффициенте расхода воздуха $\alpha = 1,1$ определяем по (19) $\frac{g_{\text{гор}}}{g_{\text{хол}}}$.

Таблица 2.

Изменение производительности печи и удельного расхода топлива при предварительном подогреве материала

$t_{\text{в}}, \text{ }^\circ\text{C}$	0	200	400	600
$\frac{g_{\text{гор}}}{g_{\text{хол}}}$	1	1,215	1,395	1,59

Следовательно, применение горячего воздуха является эффективным средством повышения производительности печей.

С учётом выражения (2) зависимость (19) будет

$$\frac{g_{\text{гор}}}{g_{\text{хол}}} = \sqrt{\frac{(1+R)^4 - \left(\frac{T_{\text{М}}''}{T_{\text{Гхол}}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_{\text{М}}''}{T_{\text{Гхол}}}\right)^4}}. \quad (20)$$

При одновременно увеличении производительности печи и тепловосприятости в камере изменение расхода топлива за счёт подогрева компонентов сгорания можно получить на основании выражений (3) и (5)

$$\frac{B^{\text{пер}}}{B} = \frac{m}{1 + \frac{2R}{\eta + \omega}}, \quad (21)$$

где $m = Q_{\text{кам}}^{\text{пер}} / Q_{\text{кам}}$.

На основании (20) и (21) определяем изменение удельного расхода топлива при подогреве компонентов сгорания

$$\frac{b^{\text{пер}}}{b} = \frac{m}{1 + \frac{2R}{\eta + \omega}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{T_{\text{М}}''}{T_{\text{Гхол}}}\right)^4}{(1+R)^4 - \left(\frac{T_{\text{М}}''}{T_{\text{Гхол}}}\right)^4}}. \quad (22)$$

Следовательно, подогрев компонентов сгорания способствует:

а) повышению температурного уровня в камере печи до пределов, обеспечивающих проведение технологического процесса;

б) интенсификации работы печи;

в) снижению расхода топлива в единицу времени и уменьшение удельного расхода топлива.

Таким образом, внутреннее использование теплоты уходящих продуктов сгорания, независимо от его направления ведёт к интенсификации работы печи, уменьшению расхода топлива и повышению экономичности печной установки.

На рис. 1, 2 показаны графики изменения удельного расхода топлива при использовании теплоты уходящих продуктов сгорания на подогрев материала и компонентов сгорания в зависимости от коэффициента регенерации (R), рассчитанные по формулам (16) и (22) для следующих условий: $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 6 \text{ МДж/м}^3$, $Q_{\text{пот}} = 0,129_{\text{в}} i_1$, $\alpha = 1,1$, $m = 1,0$, $t_{\text{м}}'' = 1250 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура воздуха $t_{\text{в}} = 0; 200; 400; 600 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Как видно из графиков, внутреннее использование теплоты уходящих продуктов сгорания по обоим направлениям способствует уменьшению удельного расхода топлива. Причём, изменение удельного расхода топлива при предварительном подогреве материала (рис. 1) зависит от η сильнее, чем при подогреве компонентов сгорания (рис. 2).

Сравнение показателей эффективности работы печи.

Значительный интерес представляет сопоставление обоих вариантов внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания, то есть выявление какой из них более эффективен в отношении повышения производительности печи и снижения удельного расхода топлива.

Такое сопоставление можно сделать по выражениям, полученным от деления формулы (20) на (11) и деления формулы (22) на (16):

$$\frac{g^{\text{пкг}}}{g^{\text{пм}}} = \frac{\eta - R^*}{\eta K} \sqrt{\frac{(1 + R)^4 - \left(\frac{T_{\text{м}}''}{T_{\text{г хол}}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_{\text{м}}''}{T_{\text{г хол}}}\right)^4}}, \quad (23)$$

$$\frac{b^{\text{пкг}}}{b^{\text{пм}}} = \frac{mK\eta(\eta + \omega)}{\left(1 + \frac{2R}{\eta + \omega}\right)(\eta - R^*)(K\eta + \omega)} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{T_{\text{м}}''}{T_{\text{г хол}}}\right)^4}{(1 + R)^4 - \left(\frac{T_{\text{м}}''}{T_{\text{г хол}}}\right)^4}}. \quad (24)$$

На основании формул (23) и (24) построены графики (рис. 3, 4) отношения производительности печи и удельного расхода топлива при использовании теплоты уходящих продуктов сгорания для подогрева компонентов сгорания к производительности печи и удельному расходу топлива при предварительном подогреве материала. Условия для расчёта графиков (рис. 3, 4) приняты такими же, как и при построении графиков (рис. 1, 2).

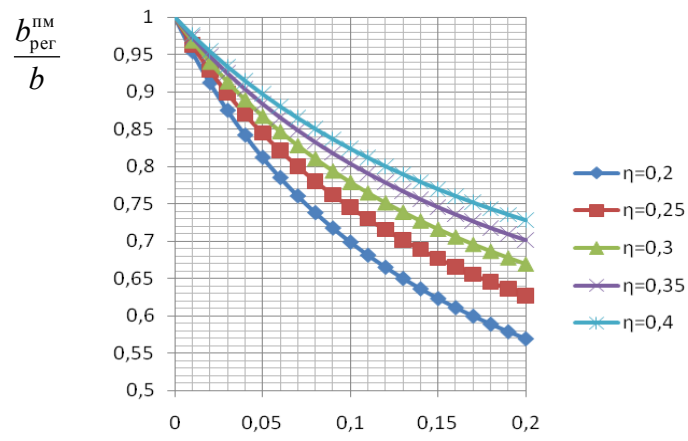


Рис. 1 – Изменение удельного расхода топлива при предварительном подогреве материала

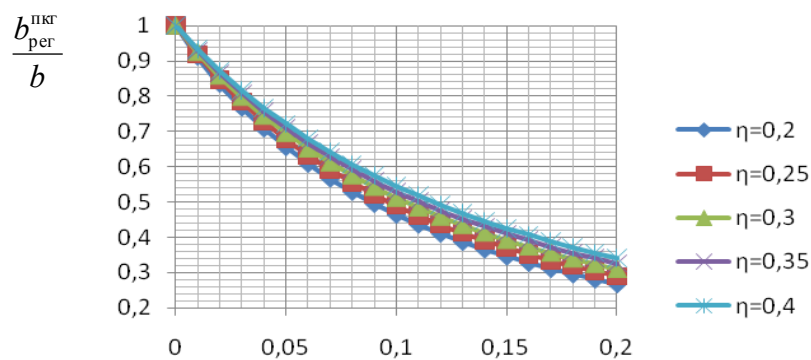


Рис. 2 – Изменение удельного расхода топлива при подогреве компонентов горения

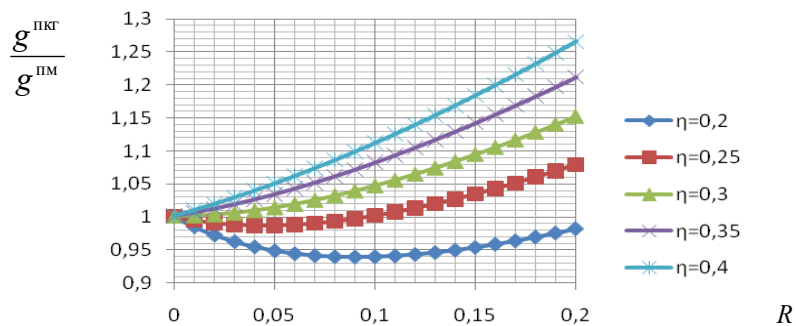


Рис. 3 – Отношение производительности печи при подогреве компонентов горения к производительности печи при предварительном подогреве материала

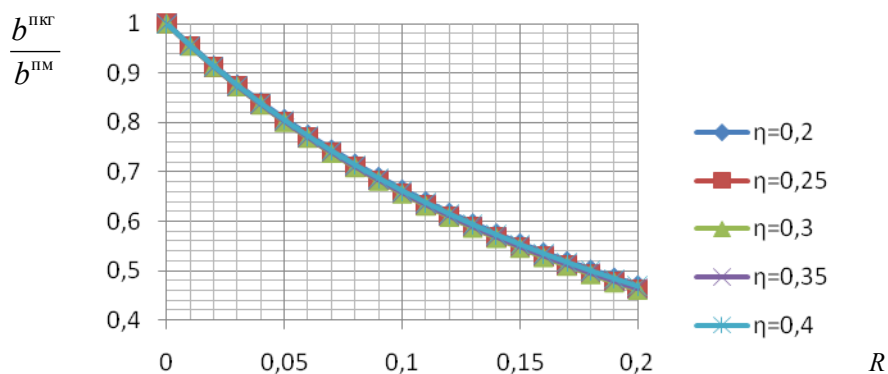


Рис. 4 – Отношение удельного расхода топлива при подогреве компонентов горения к удельному расходу топлива при предварительном подогреве материала

Сопоставление результатов

Зависимость отношения производительности печи при работе на горячих компонентах сгорания к производительности печи при работе на горячем посаде от коэффициента регенерации при различных значениях коэффициентов использования теплоты в камере представлена на рис. 3. Как видно из графика, при одинаковых R повышение производительности печи за счёт подогрева компонентов сгорания более эффективно начиная с $\eta > 0,25$, а при значениях $\eta < 0,25$ предварительный подогрев материала дает большее значение производительности, чем при подогреве компонентов сгорания. При $\eta = 0,25$ отношение $\frac{g_{пкг}}{g_{пм}}$ для всех значений R является величиной

постоянной и равной 1. Это указывает на то, что при $\eta = 0,25$ оба способа внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания дают одинаковый эффект.

На рис. 4 представлена зависимость отношения удельного расхода топлива при работе печи на горячих компонентах сгорания к удельному расходу топлива при работе печи на горячем посаде от коэффициента регенерации R при различных значениях η . Из рис. 4 видно, что с увеличением коэффициента использования теплоты η предварительный подогрев компонентов сгорания за счёт теплоты уходящих продуктов сгорания приводит к большему снижению удельного расхода топлива. Чем при подогреве материала.

Вывод. Полученные данные, касающиеся зависимости экономии топлива при разных значениях η позволяют выбрать направление внутреннего теплоиспользования в зависимости от технологических условий работы и назначения ВТТУ. Подогрев компонентов горения предпочтителен для нагревательных печей, (т.к. они работают при $\eta > 0,25$), а предварительный подогрев материала – для плавильных печей.

Самым рациональным следует считать одновременное применение обоих направлений внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания, так как в этом случае проявляются преимущества обоих направлений в отношении повышения производительности печи и уменьшении удельного расхода топлива.

Список литературы: 1. Семененко, Н. А. Вторичные энергоресурсы промышленности и энерготехнологическое комбинирование [Текст] / Н. А. Семененко. – М. : Энергия, 1976. – 296 с. 2. Ключников, А. Д. Теплотехническая оптимизация топливных печей [Текст] / А. Д. Ключников. – М. : Энергия, 1974. – 343 с. 3. Равич, М. Б. Топливо и эффективность его использования [Текст] / М. Б. Равич. – М. : Наука, 1971. – 358 с. : ил.

Bibliography (transliterated): 1. Semenenko, N. A. *Vtorichnye jenergoresursy promyshlennosti i jenergotehnologicheskoe kombinirovanie*. Moscow : Jenergija, 1976. Print. 2. Ključnikov, A. D. *Teplotehničeskaja optimizacija toplivnyh pečej*. Moscow : Jenergija, 1974. Print. 3. Ravich, M. B. *Toplivo i jeffektivnost' ego ispol'zovanija*. Moscow : Nauka, 1971. Print.

Поступила (received) 05.01.2015

УДК 621.165; 621.438 ; 621.224

Ю. Г. ЄФРЕМОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ПМаш НАН України, Харків

МЕТОДИКО-АЛГОРИТМІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ МОБІЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ З ОЦІНКИ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ АГРЕГАТІВ

Описано методико-алгоритмічне забезпечення мобільного вимірювально-діагностичного комплексу оцінки технічного стану енергообладнання по параметрах вібрації. Програмне забезпечення комплексу складається з модулів реєстрації, візуалізації й первинної обробки інформації, автоматизованого контролю вібраційного стану, аналізу вібропараметрів і визначення дисбалансу роторів. Наведено приклад експериментальних досліджень вібраційного стану допоміжного обладнання (димосос Д-25Х2ШБ) енергоблоку. Визначено, що в СКЗ віброшвидкості опор димососа значний вклад вносить низькочастотна вібрація (1–10 Гц).

Ключові слова: вібрація, вібраційний стан, система діагностики, спектральні характеристики.

Вступ

Основним завданням оперативного контролю технічного стану обладнання за параметрами вібрації є спостереження за їх розвитком у часі. Для рішення цього завдання необхідно здійснювати періодичні вимірювання вібраційних параметрів, виявляти їх зміну, проводити побудову трендів, що визначають основні тенденції цих змін та порівнювати їх з граничними значеннями. При цьому необхідно мати зручний інструмент для вимірювання, реєстрації та аналізу цих параметрів.

Для рішення задачі оперативного контролю, аналізу і діагностування технічного стану за вібраційними параметрами в ПМаш НАН України створено засоби вимірювальної техніки [1]. До складу мобільного комплексу входять автономні пристрої (вимірювач вібрації зі смуговим спектроаналізатором «ІВПА-07», вимірювач вібрації «ІВПБ-1» з функцією визначення дисбалансу жорстких роторів, тахометр оптичний «ГО-М» та мобільний багатоканальний вимірювально-діагностичний комплекс «СКВД-10» на базі ноутбука. Комплекс складається з шести вихорострумкових датчиків віброшвидкості, двох вихорострумкових датчиків вібропереміщення (переміщення), датчика мітки, восьмиканальної плати функціонального перетворення частотно-модульованого сигналу в сигнал по напрузі, 32 каналної плати АЦП Е-440 (виробництва *L-Card*), акумулятора та ноутбука. Комплекс має модульну структуру. Його розширення може бути здійснено шляхом додавання відповідних датчиків з функціональними перетворювачами.

Мета дослідження, постановка задачі

Для функціонування комплексу потрібно розробити методичне та програмне забезпечення (ПЗ) реєстрації, візуалізації і первинної обробки інформації, автоматизованого контролю технічного стану обладнання за параметрами вібрації, аналізу вібропараметрів та визначення дисбалансу роторів. При розробці методичного та програмного забезпечення функціонування комплексу враховувалось, що кінцевому користувачу можуть бути потрібні не всі функції, що закладено в створене ПЗ. Кількість функцій впливає на кінцеву вартість продукту, тому було зроблено декілька незалежних модулів, які є самодостатніми.

Матеріали дослідження

До складу мобільного комплексу входить автономний пристрій – віброметр «ІВПА-07», який доцільно використовувати саме для оперативного контролю

© Ю. Г. Єфремов, 2015

енергетичного обладнання. Періодичність контролю параметрів вібрації переносними засобами регламентується місцевими і відомчими нормами та інструкціями або за наявною інформацією про швидкість розвитку дефектів від моменту їх виявлення до передаварійного стану. При виявленні змін вібраційного стану обладнання доцільно провести більш детальні його дослідження за допомогою комплексу «СКВД-10». Функції реєстрації вібраційних та інших сигналів, їх візуалізації та первинної обробки (нормалізації, фільтрації та обчислення основних показників сигналу) у реальному часі виконує розроблений програмний модуль «*RecParam*». Модуль працює у двох режимах: реєстрації та візуалізації сигналів.

У режимі реєстрації здійснюється опитування каналів, нормалізація, обчислення основних показників сигналу та реєстрація осцилограм у базу даних. Інформація про об'єкт дослідження, параметри опитування (період часової реалізації, кількість таких реалізацій та кількість точок у одній реалізації, кількість записів осцилограм), шлях до бази даних, де будуть архівуватися осцилограми, поріг спрацювання компаратора каналу фазової мітки та значення дільника (для обчислення частоти обертання) вноситься користувачем у файл ініціалізації. Оптимальні настройки параметрів опитування вимірювальних каналів комплексу для реєстрації осцилограм наступні: період часової реалізації – 0,02 с, кількість реалізацій – 50, кількість точок у одній реалізації – 160, кількість записів осцилограм – не менше 3. Крім того необхідно внести інформацію по кожному каналу АЦП, який потрібно опитати: логічний номер каналу, що відповідає фізичному номеру плати АЦП, тип величини, що вимірюється (вібропереміщення, віброшвидкість, віброприскорення, частота обертання, переміщення, напруга), напрямок встановлення датчика (вертикальний, поперечний, осьовий, інший), номер опори, тарувальний коефіцієнт, зміщення відносно нуля. Вказані вище параметри опитування можуть бути як експортовані у файл ініціалізації, так і імпортовані з підготовленого наперед файлу. Для економії часу при зборі даних доцільно підготувати так званий лист обходу обладнання, де завчасно закласти потрібні параметри опитування. Зареєстровані осцилограми користувач може експортувати в текстовий файл для подальшої роботи в інших пакетах обробки сигналів. У режимі візуалізації модуль «*RecParam*» виконує функції опитування каналів, нормалізації, обчислення основних показників сигналу та візуалізації у вигляді: часової розгортки сигналу, його спектру та фігури Ліссажу.

Автоматизована оцінка вібраційного стану енергообладнання у реальному часі забезпечується за допомоги розробленого програмного модуля «*Monitoring*». Для цього щосекундно виконується обчислення по всіх контрольних точках (максимум 32 точки) паралельно (за миттєвим значенням вібропереміщень роторів і за миттєвим значенням віброшвидкості опор за 32 оберти з дискретністю 160 точок за період обертання) значень розмахів вібропереміщень і СКЗ віброшвидкості. За обчисленими значеннями контрольованих параметрів вібрації формуються на інтервалі часу 20 с обновлювані масиви. Їх значення після усереднення за перші 20 с приймаються за вихідні для подальшого використання. Значення обчислених параметрів щомиті обновлюються і порівнюються з допустимим рівнем параметрів вібрації. По рівнях вібрації опор і валопроводу відповідно до нормативних документів устанавлюються три зони: одна – без обмеження терміну експлуатації і дві зони з обмеженими термінами експлуатації [2–4]. Інформація на екрані монітора обновлюється з секундним інтервалом, при зміні рівня вібрації і перевищенні припустимого рівня та при переході в зони з обмеженим терміном експлуатації стовпчикова діаграма змінює свій колір на жовтий чи червоний (рис. 2).

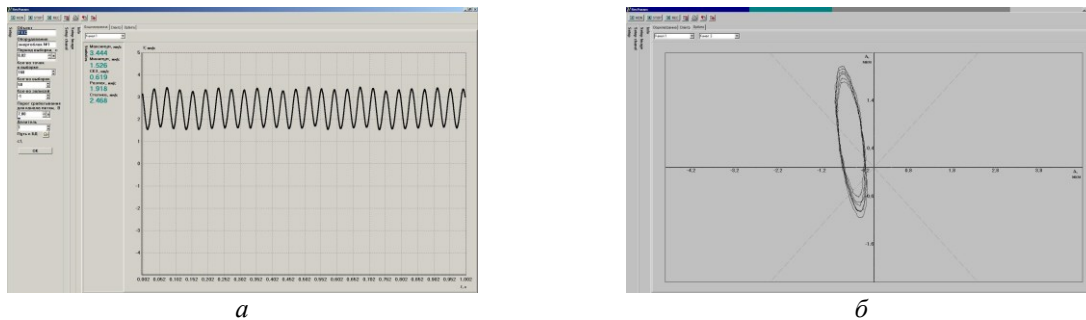


Рис. 1 – Графічний інтерфейс програми «RecParam»: а – осцилограма сигналу; б – фігура Ліссажу

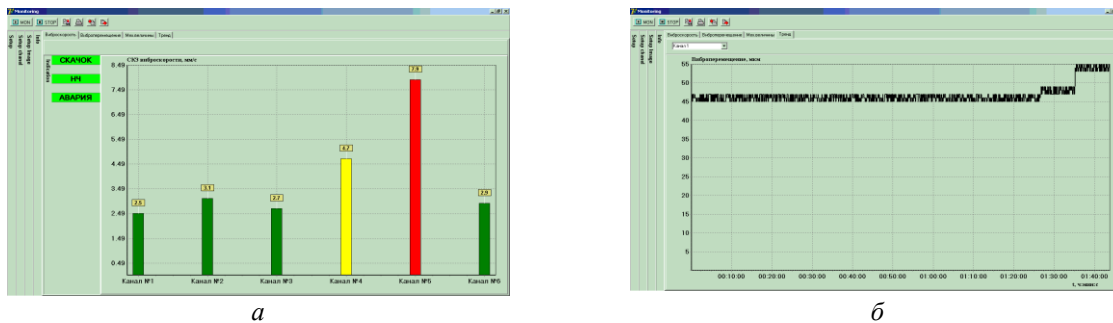


Рис. 2 – Графічний інтерфейс програми «Monitoring»: а – стовпчикова діаграма СКЗ віброшвидкості опор; б – тренд розмаху вібропереміщення ротора

Для детальної й оперативної оцінки, коли рівень параметрів вібрації зростає, безперервно формуються по всіх контрольних точках буфери миттєвих значень вібропереміщень роторів і миттєвих значень віброшвидкості опор. Це дозволяє в оперативному режимі розглянути і проаналізувати характер коливань роторів і опор, спектральні характеристики, орбітальні і фазові траєкторії. Крім того, щосекундно обчислюються СКЗ низькочастотної складової вібропереміщення роторів і віброшвидкості опор та формуються масиви для контролю рівня параметрів низькочастотної вібрації. В тому випадку, коли виникає НЧ складова віброшвидкості з рівнем, що перевищує 0,5 мм/с, видається світловий сигнал у виді прапорця «НЧ вібрація». Норми вібрації по низькочастотним складовим вібропереміщень валопроводу поки що відсутні. Вони можуть бути встановлені за даними експериментальних досліджень НЧ вібрації роторів, адекватних рівням НЧ вібрації опор.

Основні функції програмного модуля «Monitoring»:

- обчислення, контроль та реєстрація розмаху вібропереміщення ротора, СКЗ віброшвидкості опор, частоти обертання та інших механічних величин;
- обчислення та контроль низькочастотної складової вібропереміщення ротору і віброшвидкості опор;
- контроль стрибка розмаху вібропереміщення ротору, СКЗ віброшвидкості опор, частоти обертання та інших механічних величин;
- сигналізація про зміну рівня вібраційного стану обладнання;
- обчислення та візуалізація спектральних складових вібропереміщення ротора, віброшвидкості опор та інших механічних величин;
- візуалізація розмахів вібропереміщення ротора, СКЗ віброшвидкості опор та інших механічних величин у вигляді стовпчикової діаграми або їх зміни за часом;
- візуалізація фігур Ліссажу;
- реєстрація осцилограм;

– формування трендів параметрів вібрації та даних для аналізу причин зміни вібраційного стану.

Результати обробки інформації, що отримана за допомоги програмного модуля «*Monitoring*» користувач може експортувати в текстовий файл для подальшої роботи в інших пакетах обробки сигналів, надрукувати або зробити експорт зображення у графічний файл.

Особливістю балансування роторів за допомоги комплексу «СКВД-10» є використання для цього параметрів вібрації роторів поряд з параметрами вібрації опор. На властивості взаємозалежності базується метод роздільного зрівноважування [5], що полягає в наступному:

– вектори вібрації розкладають на симетричну й кососиметричну складові;
– статична і динамічна складові дисбалансу урівноважуються роздільно, перша – по симетричним, друга – по кососиметричним складовим вібрації.

Процес динамічного балансування може здійснюватися у власних підшипниках або на балансувальному станку. Для цього необхідно виконати наступні операції:

– провести вимірювання при k критичній швидкості оборотних складових вібропереміщення опор або вала в підшипнику у вигляді векторів;

– розмістити на валу пробну систему вантажів, що відповідає k формі невірноваженості та зробити пуск ротора із цією системою вантажів;

– провести вимірювання параметрів вібрації опор або вала із установленою системою пробних вантажів;

– по збільшенню параметрів вібрації і відомої величини пробного вантажу розрахувати балансувальну чутливість і необхідний для k форми небалансу вантаж (величину та місце (кут) установки);

– повторити перераховані вище операції для $k = 1, 2, \text{ і } 3$, тобто від початкової частоти урівноважування до робочої частоти обертання вала.

Результати дослідження

З використанням розробленого мобільного комплексу проведено вібродослідження димососу Д-25Х2ШБ турбоагрегату К-300-240 для визначення вимог до стаціонарних засобів контролю вібраційного стану допоміжного енергообладнання. Димосос Д-25Х2ШБ призначений для відсмоктування димових газів з топків котлів на твердому паливі паропродуктивністю 640 т/год [6]. Основними вузлами димососа є робоче колесо, ходова частина, нагнітальний равлик, дві всмоктувальні кишені (ліва і права) і два направляючі апарати (лівий і правий). Ходова частина складається з: трубчатого вала з привареними з двох сторін цапфами; двох рознімних чавунних корпусів підшипників; двох радіальних сферичних роликпідшипників і пружної втулково-пальцевої муфти, що з'єднує вал машини безпосередньо з валом електродвигуна. Підшипник з боку електродвигуна є опорно-упорним, з іншого боку – опорним. Опорний підшипник вільно переміщається в корпусі, за рахунок чого компенсуються можливі температурні зміни довжини вала. Корпуси підшипників кріпляться до загального фундаменту за допомогою фундаментних болтів. Димосос експлуатується при частотах обертання 600 і 500 об/хв.

Шість датчиків віброшвидкості було встановлено спочатку на дві опори (№ 1, 2) димососа, а потім на дві опори (№ 3, 4) електродвигуна у трьох напрямках (вертикальному, поперечному та осьовому). Вимірювання та реєстрація миттєвих значень віброшвидкості проводилося паралельно по 6 каналах. Тривалість виборки – 2,5 с. Період опитування – 0,05 мкс. У таблиці 1 приведено обчислені значення СКЗ віброшвидкості опор V_s у різних діапазонах частот: V_{s1} – 10–1000 Гц; V_{s2} – 1–10 Гц.

Вібраційний стан димососа задовольняє нормам вібрації [2–4], максимальне значення $V_{s1} = 1,8$ мм/с зареєстровано у вертикальному напрямку на 4 опорі димососа. У якості прикладу наведено осцилограми віброшвидкості опор № 1–2 у поперечному напрямку (рис. 3, 4) та їх спектральні характеристики (рис. 5, 6). Значний вклад у СКЗ віброшвидкості опор вносить низькочастотна вібрація (1–10 Гц), тому для контролю вібраційного стану димососа по вібропараметрах необхідно використовувати вимірювальні канали, що забезпечують вимірювання СКЗ віброшвидкості від 0,3 до 15 мм/с у діапазоні частот 1–1000 Гц.

Таблиця 1.

Вібропараметри опор 1–4 димососа

№ опори	Напрямок вимірювання	V_{s1} , мм/с	V_{s2} , мм/с
1	вертикальний	0,8	0,2
1	поперечний	0,6	0,2
1	осьовий	1,3	0,2
2	вертикальний	0,3	0,2
2	поперечний	0,5	0,4
2	осьовий	0,7	0,2
3	вертикальний	0,3	0,2
3	поперечний	0,8	0,3
3	осьовий	0,5	0,2
4	вертикальний	1,8	0,1
4	поперечний	1,0	0,1
4	осьовий	1,1	0,3

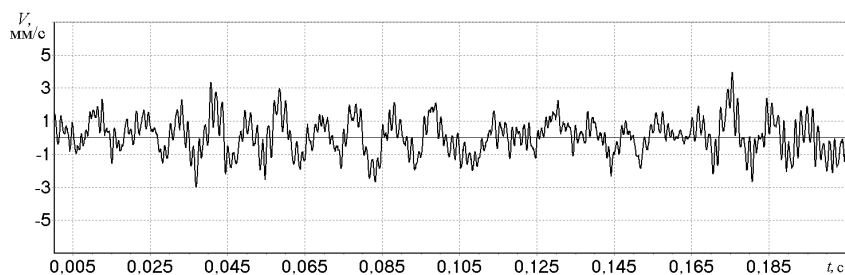


Рис. 3 – Осцилограма віброшвидкості у поперечному напрямку (опора № 1)

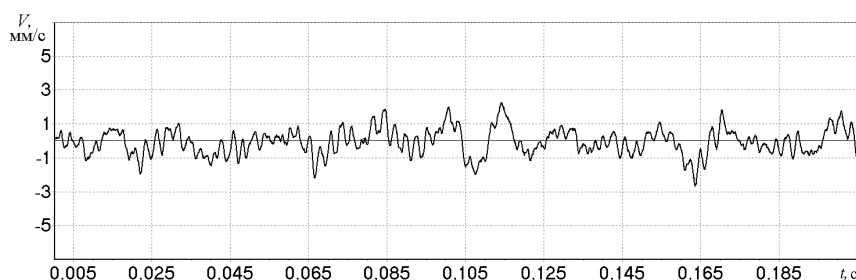


Рис. 4 – Осцилограма віброшвидкості у поперечному напрямку (опора № 2)

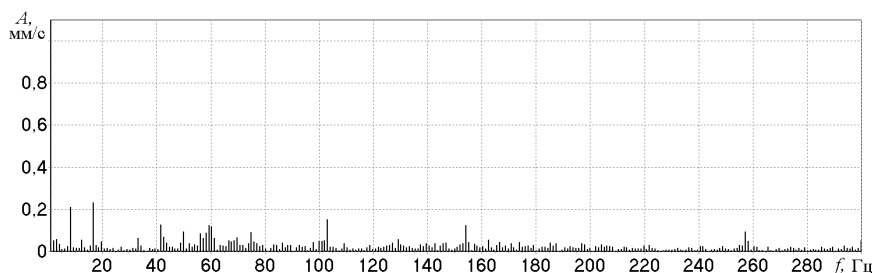


Рис. 5 – Спектральні характеристики віброшвидкості у поперечному напрямку (опора № 1)

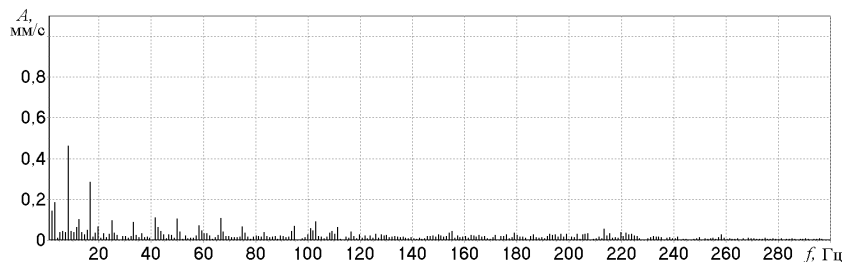


Рис. 6 – Спектральні характеристики віброшвидкості у поперечному напрямку (опора № 2)

Висновки

Створено методично-програмне забезпечення функціонування мобільного багатоканального вимірювально-діагностичного комплексу «СКВД-10», що дозволяє: реєстрацію, візуалізацію і первинну обробку сигналів (нормалізацію, фільтрацію та обчислення основних показників сигналу); моніторинг технічного стану обладнання за параметрами вібрації; визначення спектральних характеристик, трендів вібропараметрів та дисбалансу роторів. З використанням розробленого мобільного комплексу проведено вібродослідження елементів обладнання енергоблоку. Результати досліджень будуть використані при створенні експертної системи для мобільного вимірювально-діагностичного комплексу.

Список літератури: 1. Мобільні засоби оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів [Текст] / М. Г. Шульженко, Ю. Г. Єфремов, В. Й. Цибулько, О. В. Депарма // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 12(1055). – С. 104–110. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. 2. Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила / ОЕП «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики». – Київ, 2003. – 597 с. 3. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений: ГОСТ 25364–97. – Взамен ГОСТ 25364–88; введ. 1999-07-01. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1998. – 6 с. 4. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений: ГОСТ 27165–97. – Взамен ГОСТ 27165–86; введ. 1999-07-01. – М. : ИПК Изд-во стандартов, 1998. – 8 с. 5. Рунов, Б. Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов [Текст] / Б. Т. Рунов. – М.: Энергоиздат, 1982.– 351 с. 6. Донвентильатор. Дымососы Д и ДН двустороннего всасывания [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.donvent.com/ru/node/25>. – Заглавие с экрана. – 12.01.2015.

Bibliography (transliterated): 1. Shul'zhenko, M. G., et al. "Mobil'ni zasoby ocinky vibracijnogo stanu energetychnyh agregativ." *Visnyk NTU "KhPI". Serija: Energetychni ta teplofizychni procesy j ustatkuvannja.* No 12(1055). Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. 104–110. ISSN 2078-774X. Print. 2. ОЕП "Galuzevij rezervno-investicijnij fond rozvitku energetiki". *Tehnichna ekspluatacija elektrichnih stancij i merezh. Pravila.* Kiev, 2003. Print. 3. *GOST 25364–97. Agregaty paroturbinnnye stacionarnnye. Normy vibracii opor valoprovodov i obshhie trebovanija k provedeniju izmerenij.* Moscow : IPK Izd-vo standartov, 1998. 01 July 1999. Print. 4. *GOST 27165–97. Agregaty paroturbinnnye stacionarnnye. Normy vibracii valoprovodov i obshhie trebovanija k provedeniju izmerenij.* Moscow : IPK Izd-vo standartov, 1998. 01 July 1999. Print. 5. Runov, B. T. *Issledovanie i ustranenie vibracii parovyh turboagregatov.* Moscow : Jenergoizdat, 1982. Print. 6. Scientific Production Association "Donventiljator" "Exhaust fans Д and ДН of two-way suction." *ООО "NPO "Donventiljator" © 2003-2012.* Donventiljator. Web 12 January 2015 <<http://www.donvent.com/en/node/202>>.

Поступила (received) 03.02.2015

УДК 621.831

П. М. КАЛІНІН, канд. техн. наук, доц.; проф. Національної академії
Національної гвардії України, Харків;

Ю. О. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХП»;

Ю. В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, доц. Національної академії Національної
гвардії України, Харків

ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ГОЛОВНИХ ПЕРЕДАЧ СИЛОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН

В роботі наведена методологія розробки системи оптимально-раціонального проектування елементів головних передач енергетичних машин на основі методу дослідження простору параметрів та обговорені питання її реалізація на прикладі проектування співвісного зубчастого редуктора з розподіленим потоком потужності. Запропонований метод проектування оперує з векторним критерієм якості технічного об'єкта, що дозволяє більш якісно характеризувати об'єкт проектування та керувати процесом вибору його оптимально-раціонального рішення. Наведений ілюстративний приклад застосування запропонованої методології проектування.

Ключові слова: проектування, оптимально-раціональне рішення, зубчастий редуктор, допустима множина, критерій якості, методологія.

Постановка проблеми. Актуальною проблемою розвитку енергетичного устаткування є створення конкурентоспроможних конструкцій енергетичних машин, підвищення їх надійності, істотне поліпшення їх якості і технічного рівня, яка пов'язана із можливістю вирішення складних задач оптимального проектування технічних об'єктів (ТО), зокрема зубчастих передач силових енергетичних машин (СЕМ).

Загальновідомо, що проблема оптимізації є однією із центрових у техніці. Яку б задачу не вирішував інженер, він завжди намагається знайти найкраще рішення – вибрати оптимальний варіант: оптимальний варіант проекту, оптимальний варіант конструкції, оптимальний варіант технології виготовлення тощо. В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування ТО розглядається широке коло задач [1–4], але загальної методології оптимального проектування ТО, зокрема приводних зубчастих передач [5, 6].

Ускладнення задач технічного проектування полягає у тому, що вони, безумовно, є багатокритеріальними, нелінійними, із суперечливими цільовими функціями, а тому інженеру-конструктору важко вибирати обґрунтоване компромісне рішення.

Проблема багатокритеріального оцінювання проектних рішень ТО суттєво ускладнюється чисельною множиною зв'язків між параметрами ТО, різноманітними ознаками їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості [1–3].

Класичні методи оптимізації і більшість пошукових методів оптимізації призначені, як правило, лише для рішення однокритеріальних задач, що передбачає скаляризацію векторного критерія оптимізації з використанням, наприклад, методу головного критерія, методу мінімаксних оцінок, методу лінійного згортання на основі експертно установленого вектора пріоритетів, що не є однозначним та викликає труднощі у інженерній практиці проектування.

© П.М. Калінін, Ю.О. Остапчук, Ю.В. Жережон-Зайченко, 2015

Характерними обмеженнями, що також стримують широке впровадження методів оптимізації в інженерну практику, є недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольованість точності рішень і рекомендацій, що базуються на експертній інформації, відсутність єдиного підходу до побудови проектно-математичних моделей (ПММ) технічних об'єктів, які відображають послідовно-ітераційний процес проектування багатокомпонентних об'єктів системної складності.

Мета роботи. Відсутність загальних методів оптимального проектування ТО, зокрема, зубчастих редукторів спонукає пошуку та розробці часткових методів. У роботі [7] деякі питання оптимально-раціонального проектування ТО на прикладі зубчастого електромеханічного привода із використанням методу допустимих множин вже розглядалися. У розвиток означених питань, з метою подальшого розробки методології оптимально-раціонального проектування ТО, зокрема, зубчастих передач головних передач СЕМ, що може використовуватись як механізм керування якістю їх проектування і розробляється дана стаття.

Постановка задачі оптимізації та метод її вирішення. Постановки задачі оптимального проектування ТО пов'язана із вирішенням традиційних проблем: побудови ПММ об'єкту проектування $\Phi = P(\alpha)$, вибору вектора $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r)$ параметрів оптимізації, складання вектора $\Phi(\Phi_1, \Phi_2, \dots, \Phi_n)$ критеріїв якості, вибору методу пошуку оптимального рішення.

Процес оптимально-раціонального проектування ТО проводимо методом допустимих множин, який побудований на основі методу дослідження простору параметрів (*PSI method*) [4] з використанням діалогової системи «Проектувальник – Рада» та евристичного підходу до зміни критеріальних обмежень якості об'єкта проектування [8].

Алгоритм використаного методу проектування ТО наведено на рис. 1.

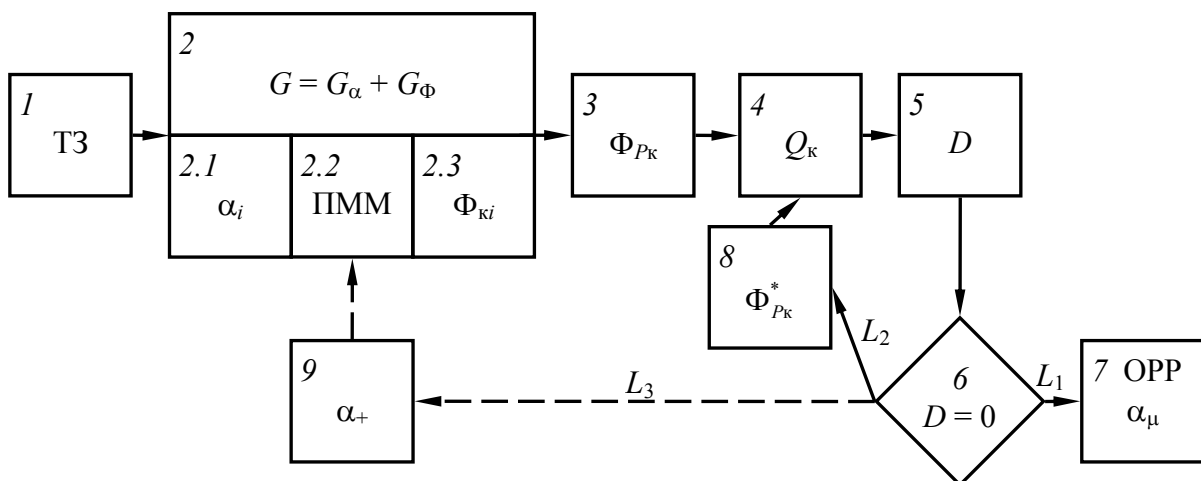


Рис. 1 – Блок-схема методу допустимих множин

Після аналізу технічного завдання на проектування (етап 1) формуємо множину $G = G_\alpha + G_\phi$ моделі ТО (етап 2).

Якість проєктованого ТО залежить від r параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r$, що є координатами вектора $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r)$ у просторі параметрів G_α .

Для кожної точки α простору G_α параметрів ТО, яка відповідає параметричним $\alpha_j^* \leq \alpha_j \leq \alpha_j^{**} (j = \overline{1, r})$ та функціональним $f_t(\alpha) \leq 0 (t = \overline{1, m})$ обмеженням, з

використанням ПММ визначають якісні характеристики ТО і будують його вектор якості $\Phi(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_n)$, що формує множину G_Φ . Таким чином множина $G = G_\alpha + G_\Phi$ представляє інформаційний портрет проектованого ТО.

Після попереднього сканування простору G_α параметрів ТО визначаємо для усіх критеріїв якості їх граничні значення $\Phi_k^*, \Phi_k^{**}: \Phi_k^* \leq \Phi_k \leq \Phi_k^{**} \quad (k = \overline{1, n})$. «РАДА» спеціалістів [4] аналізує граничні значення Φ_k^*, Φ_k^{**} критеріїв якості і установлює їх допустимі обмеження $\Phi_{Pk} \quad (k = \overline{1, n})$ або формує їх функціональні обмеження $F_l(\Phi_j) \leq 0$ (етап 3). При формуванні критеріїв якості $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_n$ приймають, що кращий варіант ТО відповідає меншому значенню критерія якості. Якщо «РАДУ» не задовільняє якась границя Φ_v^* і вона не може встановити бажане обмеження Φ_{Pv} , то треба більш докладніше просканувати простір Ω у додаткових точках α_+ . Після встановлення обмежень Φ_{Pk} на критерії якості визначають можливі множини Q_k параметрів, для яких виконуються умови $\Phi_k \leq \Phi_{Pk}$ (етап 4). На етапі 5 будують множину D допустимих множин ($D = Q_1 \cap Q_2 \cap Q_3 \cap \dots \cap Q_n$) і далі (етап 6) перевіряють повноту множини D тобто визначають кількість μ точок множини D .

У разі $\mu = 0 \quad (D = 0)$ «РАДА» або пом'якшує допустимі границі критеріїв якості Φ_{Pj}^+ (етап 8) або вибирає додаткові точки α_+ (етап 9) простору параметрів G_α і збільшує множину G з подальшою перевіркою повноти множини D допустимих рішень.

У разі $D \neq 0$ усі μ точок $\alpha_\mu \quad (\alpha_\mu \in D)$ вважаються оптимально-раціональними рішеннями поставленої задачі проектування ТО, бо усі вони задовільняють встановленим обмеженням на критерії якості.

До речі у разі великого значення μ (великої кількості оптимально-раціональних рішень α_μ) можна встановити більш жорсткі обмеження Φ_{Pk}^+ на критерії якості і зменшити μ .

До переліку важливих проблем оптимального проектування є вибір множини параметрів оптимізації. Необгрунтоване збільшення параметрів оптимізації ускладнює задачу і, як правило, ускладнює пошук оптимального рішення. Ефективності постановки задачі оптимізації передують пошук ефективних параметрів оптимізації. За методом допустимих множин такий пошук здійснюється автоматично у процесі аналізу таблиць іспитів та вибору границь критеріїв якості Φ_{Pk} .

Побудова моделі та аналіз результатів оптимального проектування. Для ілюстрації викладеної методології проектування ТО розглянемо, як приклад, проектування зубчастих передач співвісного двоступінчастого редуктора з шевронними колесами та розподіленням потоком потужності (рис. 2), що використовують у судових енергетичних машинах.

Проектно-математична модель технічного об'єкта, зокрема, ПММ «Зубчастий редуктор» складається із аналітичних залежностей, таблиць, графічних даних, рекомендацій та вимог ДСТУ, ГОСТів і таке інше. Універсальної та єдиної ПММ «Зубчастий редуктор» не існує. Звичайно така ПММ оформлюється у вигляді комп'ютерної програми, що включає прийняту у практиці методику проектування та інформаційну базу із необхідним довідковим матеріалом.

Розроблена ПММ «Зубчастий редуктор» у вигляді комп'ютерних програм DMP [9, 10] орієнтована на сучасні підходи до проектування зубчастих редукторів у відповідності до ГОСТ 21354-87. Модульний принцип побудови DMP відповідає самій

ідеології проектування, яка дозволяє змінювати параметри оптимізації та критерії якості, уточнювати методики проектування окремих елементів, без зміни інших модулів.

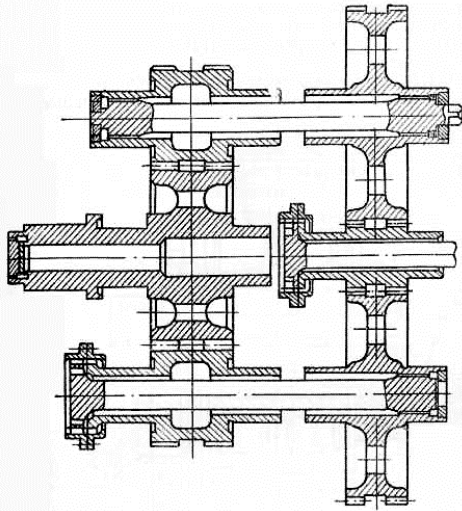


Рис. 2 – Зубчаста передача редуктора СЕМ з розподіленням потоком потужності

Зубчасті передачі СЕМ є високонавантаженими (передають крутні моменти $T = (1...2)$ МН·м, високошвидкісними (колова швидкість у зачепленні $(40...100)$ м/с) і методика їх проектування має специфічні особливості порівняно до діючого стандарту ГОСТ 21354-87, що враховано у модернізованій програмі DMP-СЕМ.

Нехай за технічним завданням треба спроектувати зубчасті передачі редуктора головної передачі СЕМ, для якої $T_{\text{вих}} = 2$ МН·м – крутний момент на валу гвинта; $n_{\text{вих}} = 4000$ об/хв – частота обертання вал турбіни; $u_0 = 20$ – загальне передаточне число; термін роботи – тривалий.

У якості вектора параметрів оптимізації був обраний вектор: $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5) = (H_{\text{ш}}, u_{\text{т}}, \psi_{\text{bdт}}, \beta_{\text{т}}, z_{1\text{т}})$. Тут $H_{\text{ш}}$ – характеристика матеріалу, з якого виготовлені зубчасті колеса швидкохідної передачі; $u_{\text{т}}, \psi_{\text{bdт}}, \beta_{\text{т}}, z_{1\text{т}}$ – відповідно, передаточне число, коефіцієнт відносної ширини, кут нахилу зубців, число зубців шестерні для тихохідної передачі, на які були накладені обмеження $2 \leq \alpha_2 \leq 5, 30 \leq \alpha_3 < 40, 0,5 \leq \alpha_4 \leq 1,0, 17 \leq \alpha_5 \leq 30$. Для важконавантажених зубчастих передач рекомендовано використовувати азотовані або термічно покращені сталі [6], які і обрані у якості параметра α_1 .

Розглядаємо задачу проектування ТО як багатокритеріальну. Для відпрацювання методики проектування сформульовані вісім локальних критеріїв якості Φ_k :

- $\Phi_1 = a_w$ – міжосьова відстань редуктора;
- $\Phi_2 = L = \max(L_1, L_2)$ – довжина, де $L_1 = a_{w1} + d_{a21}, L_2 = a_{w2} + d_{a12}$;
- $\Phi_3 = B = b_{11} + b_{12} + c \cdot (m_{n1} + m_{n2})$ – ширина;
- $\Phi_4 = H = \max(d_{a21}, d_{a22})$ – висота;
- $\Phi_5 = V = \pi(b_{1k} \cdot d_{1k}^2 + b_{2k} \cdot d_{2k}^2 + b_{12} \cdot d_{12}^2 + b_{22} \cdot d_{22}^2) / 4$ – об'єм;
- $\Phi_6 = R = \max(R_1, R_2)$ – сила, що діє на вали у поперечному напрямку, де $R_k = \sqrt{F_{lk}^2 + F_{rk}^2}, k = 1, 2$;
- $\Phi_7 = \max(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ – коефіцієнт перекриття;
- $\Phi_8 = \Delta = |1 - \sigma_{n1} / \sigma_{n2}| \cdot 100$ – характеристика рівнонапруженості передач.

Обрані критерії якості характеризують габаритні розміри редуктора (зубчастих передач) ($\Phi_1 - \Phi_4$), об'єм (масу) зубчастих коліс (Φ_5), сили, що діють на вали у радіальному напрямку (Φ_6), плавність роботи передач (Φ_7) і стан рівномірного навантаження зубчастих зачеплень (Φ_8). Критерій Φ_6 пов'язаний із силами, що впливають на працездатність валів, які підтримують зубчасті колеса, та їх опори.

Для побудови інформаційної множини G_{Φ} використовувалась проектно-математична модель у вигляді комп'ютерної програми DM30 С. Частина побудованої множини G_{Φ} критеріїв наведена у табл. 1, при цьому значення критеріїв наведені у безрозмірних (відносних) одиницях.

Елементи множини G_{Φ}

Іспит i	Критерії якості							
	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_4	Φ_5	Φ_6	Φ_7	Φ_8
1	1068	1637	686	1880	4000	1347	3320	34
2	1010	1551	677	1780	3780	1412	4621	662
3	855	1310	762	1502	3544	1684	1970	1338
4	889	1365	804	1566	3891	1605	3771	775
5	952	1407	651	1647	3256	1474	3288	1367
6	991	1467	689	1713	3335	1404	3270	776
7	952	1407	762	1647	3673	1474	3288	427
8	915	1345	715	1583	3419	1535	3767	1164
9	1038	1493	651	1766	3338	1310	4312	539
10	1039	1491	632	1769	3362	1297	4286	285
11	934	1343	686	1589	3137	1455	4015	1175
12	982	1414	732	1669	3365	1373	3748	636
13	1135	1594	621	1900	3328	1179	4464	322
14	1074	1510	627	1799	3160	1236	4465	378
15	1022	1435	686	1710	3264	1310	4149	341
16	1074	1510	717	1799	3617	1236	4465	341
17	903	1383	677	1591	3593	1591	3191	1151
18	940	1441	716	1654	3682	1515	2788	771
19	903	1383	794	1591	3971	1591	3191	233
20	855	1310	762	1502	3543	1667	1970	1592
...
157	1338	1883	644	2243	5717	1002	4637	264
158	1266	1778	661	2118	5376	1050	4156	1061
159	1171	1649	718	1963	5595	1145	4681	1325
160	1266	1778	754	2118	6032	1050	4156	407

У табл. 2 представлена частина таблиці іспитів, у якій усі іспити упорядковані за кожним локальним критерієм якості Φ_k по мірі їх погіршення.

Аналіз таблиці іспитів показав, що оптимального значення (кращого варіанта за усіма критеріями Φ_k) у просторі G не має (див. першу строку табл. 1): точка 3 краща за Φ_1, Φ_2, Φ_4 , а за шириною (Φ_k) краща точка 77; найменший об'єм має точка 61, а найменші навантаження на вали має редуктор 94; найбільш плавно працює редуктор 147, а максимальну рівномірну завантаженість ступенів має редуктор 52.

У подальшому можна збільшити розмірність простору G шляхом проведення додаткових іспитів, але це не гарантує знаходження найкращого варіанту. До речі не відомо чи є взагалі такий найкращий варіант. Практика проектування технічних об'єктів стверджує, що таких варіантів практично не існує, і шукати оптимальний варіант технічного об'єкту безперспективно. Таким чином ми приходимо до задачі пошуку оптимально-раціонального варіанту проекту зубчастих передач СЕУ.

Таблиця іспитів

i	Φ_1	i	Φ_2 L	i	Φ_3 B	i	Φ_4 H, M	i	Φ_5 V	i	Φ_6 FH	i	Φ_7 e	i	Φ_8 Δ
3	855	3	1310	77	514	3	1502	61	2995	94	9884	147	1787	52	2
20	855	20	1310	61	550	20	1502	25	3015	125	1002	3	1970	47	3
36	863	36	1314	73	559	36	1516	11	3137	157	1002	20	1970	75	4
67	880	39	1321	74	580	67	1547	14	3160	109	1012	36	1992	32	9
51	889	23	1332	78	580	39	1556	79	3160	141	1012	67	2051	73	23
4	889	67	1335	57	582	23	1560	38	3178	106	1037	82	2275	76	32
39	899	11	1343	75	583	51	1566	59	3184	154	1037	145	2275	1	34
23	901	8	1345	45	585	4	1566	45	3192	89	1048	97	2289	41	41
17	903	51	1350	41	597	8	1583	29	3198	126	1050	99	2289	29	43
19	903	59	1353	46	602	11	1589	48	3212	128	1050	98	2308	63	48
33	912	72	1354	58	602	17	1591	74	3229	158	1050	113	2308	65	57
35	912	4	1365	62	602	19	1591	32	3230	160	1050	129	2336	37	61
8	915	56	1371	69	604	72	1595	57	3250	110	1061	131	2336	55	112
72	922	17	1383	25	610	33	1606	5	3256	112	1061	146	2415	70	118
56	933	19	1383	29	610	35	1606	64	3263	122	1061	148	2415	43	161
11	934	33	1387	80	612	59	1614	15	3264	138	1061	81	2440	49	170
18	940	35	1387	79	617	56	1615	69	3270	142	1061	83	2440	54	184
50	946	44	1390	13	621	24	1638	77	3279	144	1061	84	2441	31	215
52	946	43	1399	14	627	5	1647	78	3280	93	1072	100	2441	19	233
24	947	24	1403	53	627	7	1647	46	3294	95	1072	132	2550	154	246
...
125	1331	125	1873	83	950.0	125	2231	114	7028	36	1667	61	5004	86	2136
157	1338	157	1883	84	951.0	157	2243	148	7056	20	1667	63	5004	81	2247
94	1342	94	1889	100	951.0	94	2250	130	7139	3	1684	120	5196	146	2331

Аналіз встановлених граничних значень (Φ_k^* , Φ_k^{**}) локальних критеріїв якості (табл. 3) проводить «РАДА», яка з урахуванням технічного завдання на проектування встановлює обмеження Φ_{pk} на показники якості редуктора. На основі аналізу встановлених обмежень Φ_{pk} будуються множини D допустимих рішень (табл. 3).

Відзначимо, що запропонований метод оптимізації з використанням «РАДИ» не потребує створювати (шляхом згортання локальних критеріїв) одного суб'єктивного глобального критерія якості, не вимагає комбінувати, вводити вагомні коефіцієнти для зменшення впливу деяких локальних критеріїв за рахунок інших. Для організації роботи «РАДИ» можна запропонувати декілька варіантів: надати один стовбець таблиці іспитів і запропонувати назначити одне обмеження на відповідний критерій якості, а далі це повторити з іншими стовпцями таблиці іспитів, або зразу надати усю таблицю іспитів. Зрозуміло, що «РАДА» зацікавлена в тому, щоб усі критерії Φ_k були найкращими, однак вона розуміє, що вибір Φ_{pk} занадто і необґрунтовано малими може привести до пустоти множини допустимих рішень D .

У табл. 3, як ілюстрація вказаного вище, наведено декілька варіантів визначення обмежень Φ_{pk} і наведені характеристики побудованих множин D допустимих рішень, відповідно до цих обмежень.

Результати проектування

Границі критеріїв Φ_k		Варіанти Φ_{Pk} обмежень на критерії якості						
Φ_k^*	Φ_k^{**}	1	2	3	4	5	6	7
855	1342	1100	1100	1100	1100	1100	980	980
1310	1889	1440	1500	1482	1480	1440	1420	1450
514	951	630	800	730	725	700	700	650
1502	2250	1690	1800	1800	1800	1800	1650	1750
2995	7139	3500	4000	3500	3500	3500	3500	4000
988	1684	1300	1500	1500	1500	1500	1500	1500
1787	5196	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000
2,1	2331	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	10	5.5
μ (число точок D)		0	11	4	3	2	2	1
i (номера точок D)		–	–	69, 43, 27, 21	69, 43, 27	69, 43	59, 44	69

За варіантом 1 обмежень на критерії якості встановлено, що множина D виявилася пустою ($\mu = 0$). Пом'якшення обмежень (варіант 2) приводить до того, що множина D виявилася досить великою ($\mu = 11$).

При посиленні обмежень на критерії Φ_2, Φ_3, Φ_5 (варіант обмежень 3) визначено 4 оптимально-раціональних рішення (іспити 69, 43, 27, 21). Подальший вибір більш жорстких обмежень (варіанти обмежень 4, 5, 7) приводить до зміни кількості точок множини D .

У разі, коли розмір μ множини D допустимих значень дорівнює одиниці (іспит 69), то вважаємо, що цей іспит є оптимально-раціональним варіантом параметрів зубчастої передачі, який задовольняє усім прийнятим «РАДОЮ» критеріальним обмеженням.

До речі у разі вибору «РАДОЮ» інших пріоритетів на критерії якості (варіант обмежень 6) множина допустимих рішень має 2 точки (іспити 59, 44), які не співпадають з попереднім оптимально-раціональним варіантом.

У разі, коли розмір множини D допустимих значень більше одиниці ($\mu > 1$), то кожен з цих варіантів може вважатися оптимально-раціональним, бо кожен з них задовольняє прийнятим обмеженням на показники якості.

До речі, оптимально-раціональний варіант 69 для проектного редуктора СЕМ характеризується таким вектором параметрів $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5)$: $\alpha_1 = 63$ (Матеріал коліс – сталь азотована, типу 40ХНМА); $\alpha_2 = 3,56$; $\alpha_3 = 1,063$; $\alpha_4 = 35^\circ$; $\alpha_5 = 25$.

Заключення. Застосована методологія управління якістю проектування елементів головної передачі СЕМ за рахунок зміни обмежень на критерії якості технічного об'єкту є логічною до прийнятої у практиці методики проектування.

Розглянута методика дозволяє проектувальникам і замовникам не обмежувати кількість локальних критеріїв якості та не будувати інтегральний критерій на основі суб'єктивно встановленого вектора пріоритетів. Такий підхід варто вважати найбільш правильним і перспективним при розгляді складних багатопараметричних і багатокритеріальних задач комплексного проектування машин та їх складових, зокрема елементів СЕМ.

До речі побудова інформаційної множини G може здійснюватися різними шляхами (різними розрахунковими програмами, експериментальними або статистичними даними тощо) та за різними планами сканування простору G_α , але

методи побудови множини G не впливають на запропоновану методологію оптимально-раціонального проектування технічних об'єктів. Звичайно на якість проектування ТО впливає як кількість точок простору G так і їх інформативність, що залежить від методів сканування простору G [2, 4], проте ці питання у даній роботі не розглядаються. Проте із власного досвіду оптимально-раціонального проектування зубчастих передач відзначимо, що використання ЛП-пошуку [4] не є обов'язковим.

Висновки

1) Для рішення задачі оптимального проектування зубчастих передач СЕМ запропоновано використовувати прямий метод допустимих множин, який дозволяє при виборі оптимально-раціональних рішень не обмежувати кількість критеріїв якості і враховувати кожний з них, а також керувати процесом вибору оптимально-раціонального рішення.

2) Запропонована методологія оптимально-раціонального проектування зубчастих передач, може бути поширена у практику проектування і ефективно використовуватися як механізм керування якістю технічних об'єктів СЕМ.

Список літератури: 1. Фролов, К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения [Текст] / К. В. Фролов. – М. : Машиностроение, 1984. – 224 с. 2. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике [Текст]: в 2-х кн. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсдел. – пер. с англ. – М. : Мир, 1986. – 350 с. 3. Хог, Э. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции [Текст] / Э. Хог, Я. Арора. – М. : Мир, 1983. – 480 с. 4. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 110 с. 5. Расчет и проектирование зубчатых редукторов [Текст] : справ. / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин, А. Л. Филипенков; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. – Санкт-Петербург : Политехника, 1993. – 448. 6. Редукторы энергетических машин [Текст] : справ. / Б. А. Балашов, Р. Р. Гальпер, Д. М. Гаркави и др.; под общ. ред. Ю. А. Державца. – Ленинград : Машиностроение (Ленингр. Отд-ние), 1985. – 232 с. 7. Калинин, П. Н. Оптимально-рациональное проектирование зубчатого электромеханического привода [Текст] / П. Н. Калинин, Л. В. Курмаз, Ю. В. Жережон-Зайченко // Проблемы механического привода. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ», 2006. – № 22. – С. 42–49. 8. Калинин, П. М. Оптимально-рациональное проектирование зубчатых редукторов трансмиссий автомобиля // Проблемы механического привода. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 35. – С. 51–58. 9. Калинин, П. Н. Система экспрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля [Текст] / П. Н. Калинин, Л. В. Курмаз, Ю. В. Жережон-Зайченко // Проблемы механического привода. Вісник НТУ «ХПІ»: Зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – № 28. – С. 116–120. 10. Калинин, П. М. Детали машин. Зубчатый редуктор. Практикум [Текст] / П. Н. Калинин. – Харків : Акад. ВВМВС України, 2006. – 218 с.

Bibliography (transliterated): 1. Frolov, K. V. *Metody sovershenstvovaniya mashin i sovremennye problemy mashinovedeniya*. Moscow : Mashinostroenie, 1984. Print. 2. Reklejtis, G., A. Rejvindran and K. Regsdel. *Optimizacija v tehnike*. Moscow : Mir, 1986. Print. 3. Hog, Je. and Ja. Arora *Prikladnoe optimal'noe proektirovanie. Mehanicheskie sistemy i konstrukcii*. Moscow : Mir, 1983. Print. 4. Sobol', I. M. and R. B. Statnikov. *Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami*. Moscow : Nauka, 1981. Print. 5. Kudrjavcev, V. N., ed., I. S. Kuz'min and A. L. Filipenkov. *Raschet i proektirovanie zubchastyh reduktorov : spravocchnik*. St. Petersburg : Politehnika, 1993. Print. 6. Derzhavca, Ju. A., ed. *Reduktory jenergeticheskikh mashin : spravocchnik*. Leningrad : Mashinostroenie, 1985. Print. 7. Kalynyn, P. N., L. V. Kurmaz and Ju. V. Zherezhon-Zajchenko. "Optymal'no-racional'ne proektuvannja zubchastogo elektromehaničnogo pryvodu." *Problemy mehanichnogo pryvodu. Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'*. No. 22. Kharkiv : NTU "KhPI", 2006. 42–49. Print. 8. Kalinin, P. M. "Optymal'no-racional'ne proektuvannja zubchastyh reduktoriv transmisij avtomobilja." *Problemy mehanichnogo pryvodu. Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'*. No. 35. Kharkiv : NTU "KhPI", 2012. 51–58. Print. 9. Kalinin, P. N., L. V. Kurmaz and Ju. V. Zherezhon-Zajchenko. "Systema ekspres diagnostuvannja pracezdatnosti elementiv golovnoi' peredachi avtomobilja." *Problemy mehanichnogo pryvodu. Visnyk NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'*. No. 28. Kharkiv : NTU «KhPI», 2008. 116–120. Print. 10. Kalinin, P. M. *Detali mashyn. Zubchastyj reduktor. Praktykum*. Kharkiv : Akad. VVMVS Ukraïny, 2006. Print.

Поступила (received) 11.12.2014

УДК 536.423.4

О. П. КОСТЮК, канд. техн. наук; доц. НУВГП, Рівне

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ КОНТАКТНОГО УТИЛІЗАТОРА ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ІЗ ПРОТОЧНИМ БАРБОТАЖНИМ ШАРОМ

В статті розглянуті особливості конструкції теплопередавального елемента контактного утилізатора теплоти парогазової суміші із проточним барботажем шаром та приведена методика теплового розрахунку робочого елемента утилізаційного апарата, створена на основі раніше проведених експериментальних досліджень тепловіддачі і масовіддачі від пароповітряного потоку до охолоджувальної води у проточному барботажному шарі.

Ключові слова: парогазова суміш, двофазовий потік, проточний барботажний шар, контактний тепломасообмінний апарат, вертикальний канал.

Вступ

Проблема енергозбереження та ефективного використання енергоресурсів є найбільш актуальною на сучасному етапі розвитку енергетики України. Одним із шляхів вирішення цієї проблеми є розробка комплексу заходів по використанню вторинних енергоресурсів і, зокрема, корисне використання теплоти відхідних газів технологічного та енергетичного обладнання. Отже, утилізація теплоти відпрацьованих газів у контактних газорідних апаратах – актуальний напрямок енергозбереження.

Більшість питань підвищення ефективності роботи контактних апаратів пов'язано із тепло- і масообміном між рідиною та газом. Розвиток нових сучасних технологій потребує глибокого вивчення процесу тепломасообміну при високій турбулізації поверхні фаз, що контактують між собою. Основним критерієм розробки нових високоефективних контактних апаратів є інтенсифікація процесів тепло- і масообміну та зменшення капітальних затрат.

Аналіз основних досягнень та літератури

Для утилізації теплової енергії відхідних газів котельних, газотурбінних установок, отримання нагрітої води широко застосовують контактні тепломасообмінні апарати, що дозволяє досягнути глибокого охолодження газів і, таким чином, збільшити коефіцієнт використання теплоти палива. Інтенсифікація робочих процесів в таких апаратах досягається за рахунок безпосереднього контакту газів та рідини, збільшення міжфазної поверхні теплообміну шляхом застосування насадок різного типу. Разом із тим, традиційні конструкції контактних апаратів мають недоліки, до яких можна віднести невисоку швидкість газів в апаратах протитоків типу, яка знаходиться у межах від 1 до 3 м/с, а також достатню громіздкість насадок, що використовуються. Частина із цих недоліків усувається при організації взаємодії фаз в барботажному шарі, який утворюється над розподільчою решіткою для газової фази. Такий режим взаємодії середовищ використовується у різних барботажних апаратах, які характеризуються підвищеною інтенсивністю тепло- і масообміну на одиницю об'єму апарата, допускають роботу із забрудненими та помірно в'язкими рідинами, нечуттєві до коливань витрати теплоносіїв. Однак продуктивність таких апаратів із так званим непроточним барботажем шаром також обмежена невисокою швидкістю газової фази внаслідок кризових явищ, що приводять до зруйнування барботажного шару при збільшенні швидкості газу. До їх недоліків відносять складність конструкції, металоємкість, високий гідравлічний опір [1].

© О.П. Костюк, 2015

На кафедрі теоретичної та промислової теплотехніки НТУУ «КПІ» був розроблений новий контактний барботажний апарат [2], в якому організовано супутній рух замкнених газових включень (із швидкістю більше 15 м/с, тобто, яка перевищує верхню межу захлинення протитокового руху газу та плівки рідини у вертикальних трубах) і навколишньої рідини всередині вертикальних труб, у проточному барботажному шарі, що поєднує переваги високих швидкостей газу із самоорганізацією безперервного перемішування рідини по товщині шару і оновленням поверхні розподілу фаз. Це забезпечує умови протікання контактного тепломасообміну у супутньому висхідному потоці газів та рідини у проточному барботажному шарі. Результати експериментального дослідження гідродинамічних характеристик проточного барботажного шару у вертикальному каналі викладені в роботі [3]. Ці дослідження дозволили встановити ефективний режим роботи контактного апарата, а також отримати залежності гідравлічного опору при висхідній супутній течії газу та рідини від основних геометричних характеристик каналу та способів подачі повітря. При роботі контактного апарата у такому режимі досягаються високі значення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі, критеріальні залежності середніх безрозмірних коефіцієнтів конвективної тепловіддачі та масовіддачі від газових включень до води наведені у роботах [4, 5].

Мета дослідження, постановка задачі

З вище викладеного випливає, що у більшості відомих конструкцій контактних апаратів реалізується протитокова схема руху теплоносіїв, недоліком якої є низькі швидкості руху газів (1,5–3,6 м/с), обмежені виникненням явища захлинання. Внаслідок цього, актуальним є пошук нових технічних рішень для інтенсифікації тепломасообмінних процесів в контактних апаратах. Висока інтенсивність процесів тепломасообміну досягається за рахунок підвищення відносної швидкості руху фаз та збільшення міжфазної поверхні теплообміну у контактних газорідних апаратах.

В зв'язку із цим в роботі наведена конструкція та методика теплового розрахунку контактного утилізатора теплоти парогазової суміші із супутнім рухом газів та рідини, яка нагрівається у проточному барботажному шарі, побудована на отриманих експериментальних даних для середніх коефіцієнтів переносу, віднесених до величини площі поперечного перерізу труби теплопередавального елемента утилізаційного апарата.

Схема та особливості будови контактного барботажного водонагрівника

Схема контактного барботажного водонагрівника представлена на рис. 1. Основними складовими частинами якого є: циліндричний корпус 1 з верхнім газовідвідним 2 та нижнім газопідвідним 3 патрубками, між якими встановлено труби 4. Верхня частина вертикальних труб виконана у вигляді дифузорів, при цьому на ділянці вище верхньої трубної дошки вертикальні труби мають перфорацію. Труби закріплені в трубних дошках. Патрубок підведення холодної води 5 розміщено над нижньою трубною дошкою 6. Патрубок відведення нагрітої води 7 розміщено над верхньою трубною дошкою 8 та з'єднано із збірною камерою 9. Під нижньою трубною дошкою 6 розташована додаткова трубна дошка 10 з конфузорами 11 для подачі газів у труби 4. При цьому, між нижньою та додатковою трубними дошками утворено дренажно-конфузорну камеру 12.

Особливістю конструкції даного контактного утилізаційного апарата є використання нового теплопередавального елемента, який виконаний у вигляді перфорованих у нижній частині вертикальних труб закріплених у верхній трубній дошці та у нижній трубній дошці, в просторі між якою та нижнім газовідвідним

патрубком встановлена додаткова трубна дошка з конфузорами для подачі газів у труби, новим є те, що верхня частина вертикальних труб виконана у вигляді дифузорів, при цьому на ділянці вище верхньої трубної дошки вертикальні труби перфоровані.

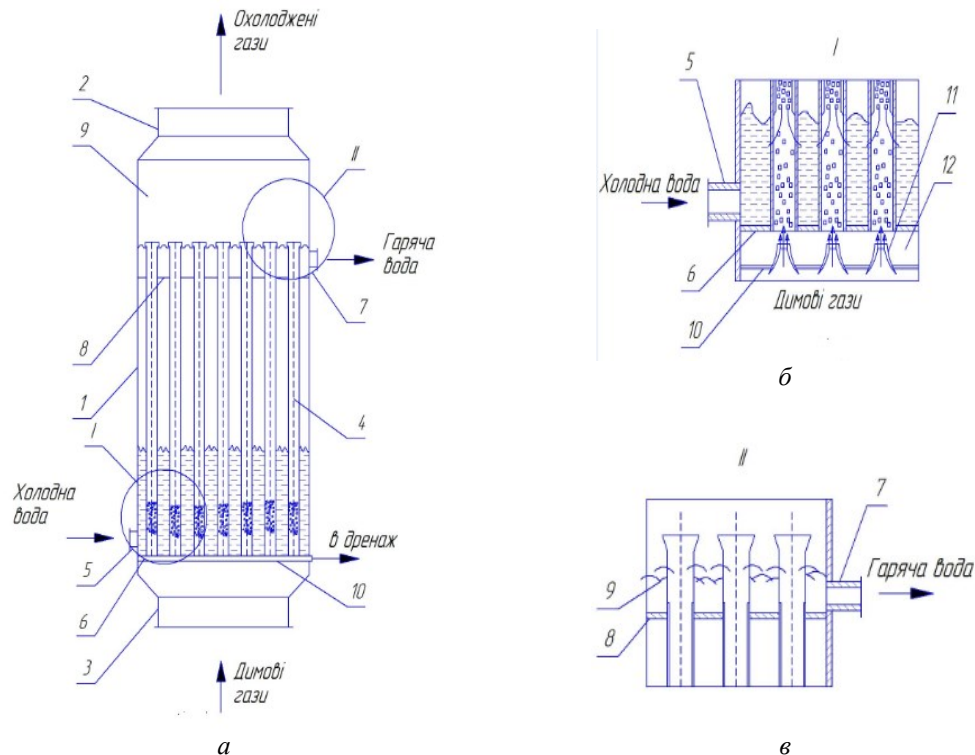


Рис. 1 – Схема контактної барботажного водонагрівника:

а – повздовжній розріз; б – нижня частина теплопередавального елемента;

в – верхня частина теплопередавального елемента;

1 – циліндричний корпус; 2 – верхній газовідвідний патрубок; 3 – верхній газопідвідний патрубок;

4 – вертикальні перфоровані труби; 5 – патрубок підводу холодної води; 6 – нижня трубна дошка;

7 – патрубок відводу гарячої води; 8 – верхня трубна дошка; 9 – збірні камери;

10 – додаткова трубна дошка; 11 – сопла дренажно-конфузорної камери;

12 – дренажно-конфузорна камера

Контактний барботажний водонагрівник працює таким чином: холодна вода підводиться через патрубок 5 в нижню частину нагрівника у простір над нижньою трубною дошкою 6. Гарячі димові газы, проходячи через сопла 11 дренажно-конфузорної камери 12, надходять у перфоровані труби 4, при проходженні перфорованих частин труб вони захоплюють холодну воду, яка знаходиться зовні труб у міжтрубному просторі, і рухаються далі вгору в одному напрямку. За час спільного руху газів та води між ними відбувається теплообмін, в результаті якого вода нагрівається, газы охолоджуються. Охолоджені газы витискають нагріту воду у збірні камери 9 через отвори перфорованих труб 4, верхні кінці яких виконано у вигляді дифузорів. Із збірної камери 9 гаряча вода через патрубок 7 надходить споживачам. Димові газы відводяться із водонагрівника через газовідвідний патрубок 2.

Конструкція даного теплопередавального елемента контактної нагрівника дозволяє розділити рідину та газы без використання краплевловника, що дозволить зменшити металоемність нагрівника, крім того, зменшаться енерговитрати при зниженні аеродинамічного опору нагрівника.

Методика теплового розрахунку контактного барботажного водонагрівника

Перед початком викладення методики теплового розрахунку необхідно відмітити типову для даної задачі картину зміни температури двофазового потоку (раніше наведену в роботі [6]) по висоті труби H в центрі її перерізу (t_0) та безпосередньо біля стінки (t_c), яка наведена на рис. 2.

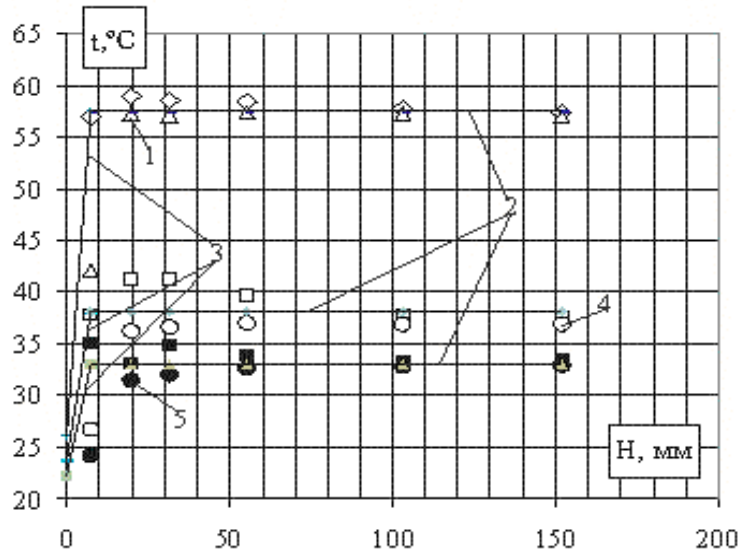


Рис. 2 – Зміна температур t_0 та t_c при різних режимних параметрах, $d_{\text{тр}} = 0,031$ м:
 1 – t_c при $Q_m = 1,1 \cdot 10^{-5}$ м²/с та $W_{\text{ВХ}} = 2,96$ м/с; 2 – графіки $t_{1\text{ВХ}} = \text{const}$ при $H = 7,6\text{--}150$ мм та відповідних режимних параметрах; 3 – графіки лінійної залежності $t_c = f(H)$ при $H = 0\text{--}7,6$ мм ($t_c = t_{1\text{ВХ}}$ (при $H = 0$) та $t_c = t_{1\text{ВХ}}$ (при $H = 7,6$ мм)) для відповідних режимних параметрів;
 4 – t_c при $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4}$ м²/с та $W_{\text{ВХ}} = 2,96$ м/с; 5 – t_c при $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4}$ м²/с та $W_{\text{ВХ}} = 1,45$ м/с.
 Інші маркери – температура t_0 при відповідних режимних параметрах

З рис. 2 видно, що при $H \approx 100$ мм (робоча висота каналу) максимальна різниця цих температур (при однакових режимних параметрах) $t_0 - t_c$ складає приблизно 2,5 % від t_0 . Враховуючи переважно снарядний режим течії газових включень, можна стверджувати, що температура t_c буде, швидше всього, характеризувати температуру води проточного барботажного шару біля стінки труби, а температура t_0 – температуру переважно газової суміші всередині включень. За результатами досліджень температури «сухого» ($t_{2\text{СВІХ}}$) та «мокрого» ($t_{2\text{МВІХ}}$) термометрів для пароповітряної суміші на виході з робочої ділянки приблизно рівні $t_{2\text{СВІХ}} \approx t_{2\text{МВІХ}}$, що дає змогу сформулювати наступну умову, яка пов'язує температуру рідини ($t_{1\text{ВІХ}}$) та «сухого» термометра для пароповітряної суміші ($t_{2\text{СВІХ}}$) на виході із робочої ділянки для задачі, що розглядається:

$$t_{2\text{СВІХ}} \approx t_{1\text{ВІХ}} / 0,975. \quad (1)$$

Крім того, задовільна апроксимація графіками 2 та 3 (див. рис. 2) розподілу температури середовища біля стінки труби дозволила отримати наступний вираз для експериментального значення середнього температурного напору між теплоносіями:

$$\Delta \bar{T} = \bar{T}_{\text{СУМ}} - \bar{T}_{\text{ВОД}} = \frac{t_{2\text{СВІХ}} + t_{2\text{СВІХ}}}{2} - \bar{T}_{\text{ВОД}} = \frac{t_{2\text{СВІХ}} + t_{2\text{СВІХ}}}{2} - \frac{0,5(t_{1\text{ВІХ}} + t_{1\text{ВІХ}})7,6 + t_{1\text{ВІХ}}92,4}{100},$$

де $\bar{T}_{\text{СУМ}}$, $\bar{T}_{\text{ВОД}}$ – відповідно середні значення температури газової суміші та води, яка оточує замкнені газові включення; $t_{\text{ВХ}}$, $t_{\text{ВИХ}}$ – відповідно температура рідини на вході та виході з робочої ділянки; $t_{2\text{СВХ}}$, $t_{2\text{СВИХ}}$ – відповідно значення температури «сухого» термометра на вході та виході із робочої ділянки.

Розрахунки показали, що для всіх без винятку дослідних даних, відношення $(t_{\text{ВИХ}} - \bar{T}_{\text{ВОД}}) / t_{\text{ВИХ}}$ не перевищувало 3 % через незначну питому вагу першої складової чисельника дроби. Ця обставина дозволила прийняти, з достатньою для даних досліду точністю, що $\bar{T}_{\text{ВОД}} \approx t_{\text{ВИХ}}$, а вираз для визначення середнього температурного напору представити у такому вигляді:

$$\Delta \bar{T} = 0,5(t_{2\text{СВХ}} + t_{2\text{СВИХ}}) - t_{\text{ВИХ}}. \quad (2)$$

Парціальний тиск водяної пари у пароповітряній суміші вдалині від міжфазної поверхні $P_{\text{ПО}}$ приймався, рівним середньоарифметичній сумі парціальних тисків пари при $t_{2\text{СВХ}}$ та $t_{2\text{СВИХ}}$, а величина середнього парціального тиску пари на поверхні води $P_{\text{ПВ}}$ також визначалась за температурою води на виході із робочої ділянки каналу $t_{\text{ВИХ}}$.

Традиційне використання в числах подібності в якості характерного лінійного масштабу величини внутрішнього діаметра труби непридатне. Такий масштаб явно не відображає багатоподібності структури газорідної системи, яка розглядається, так межа розділу парогазової та рідкої фаз спонтанно утворюється та руйнується, що створює умови нестійкості системи в цілому. Як правило, такі процеси пов'язані з виникненням хвиль та взаємодій, в яких суттєву роль відіграє вільна енергія межі розділу фаз, характеристикою якої є коефіцієнт поверхневого натягу. При цьому утворюється характерний лінійний масштаб, що характеризує собою відношення сил поверхневого натягу до сил динамічного напору газової суміші на рідину, що оточує газові включення [8]:

$$L = \frac{\sigma}{\rho_{\text{С}} W_{\text{ВХ}}^2}, \quad (3)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; $\rho_{\text{С}}$ – густину парогазової суміші на вході в канал, кг/м³; $W_{\text{ВХ}}$ – приведена швидкість газової суміші в трубі, м/с.

Тоді, вводячи цей лінійний масштаб в канонічні критерії подібності, отримаємо специфічні безрозмірні комплекси, які і будуть характеризувати взаємодію фаз. Так, критерій Рейнольдса в цьому випадку буде мати вигляд:

$$\text{Re}_L = \frac{W_{\text{ВХ}} L}{\nu_{\text{С}}} = \frac{\sigma}{\nu_{\text{С}} \rho_{\text{С}} W_{\text{ВХ}}}, \quad (4)$$

де $\nu_{\text{С}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості суміші, м²/с.

В якості робочого елемента утилізаційного апарата розглядається вертикальна труба із внутрішнім діаметром $d_{\text{ВН}} \leq 32$ мм (критерій Бонда $\text{Bo} = d_{\text{ВН}} / \delta < 12$, де δ – постійна Лапласа).

Викладена методика розрахунку придатна в діапазоні зміни масового вмісту водяної пари в газовій суміші на вході в утилізаційну установку $\varepsilon_{\text{П}} = 0,062 \dots 0,307$, числа Рейнольдса для парогазової суміші $Re_{\text{ПГС}} = 2800 \dots 14150$ ($Re_L = 200 \dots 2100$), об'ємної густини зрошення $Q_m = (1,097 \dots 33,5) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Фізичні параметри суміші приймалися при її середній температурі.

Розрахунки наведені у роботі [7] показують, що парціальний тиск водяної пари в димових газах на виході із котлів (при спалюванні природного газу з надлишком повітря, рівним одиниці та при відсутності підсмоктування повітря по газовому тракту котлоагрегату) приблизно рівний $P_{\text{П}} \approx 0,2 \text{ ата}$, що повністю покривається діапазоном зміни величини $\varepsilon_{\text{П}}$ на вході в утилізаційну установку.

Для розрахунку відомі наступні параметри:

- тиск парогазового потоку, B , Па ;
- об'ємна витрата парогазової суміші за нормальних термодинамічних умов на вході в контактний теплообмінний апарат, $V_{\text{ПГ}}$, $\text{м}^3/\text{с}$;
- об'ємна витрата води, яка нагрівається, $V_{\text{В}}$, $\text{м}^3/\text{с}$;
- температура води на вході в апарат $t_{\text{В1}}$, $^{\circ}\text{C}$;
- температура парогазової суміші на вході в апарат по «сухому» та «мокрому» термометрам $t_{\text{С1}}$, $t_1^{\text{М}}$, $^{\circ}\text{C}$;
- температура парогазової суміші на виході з апарата по «сухому» та «вологодому» термометрам $t_{\text{С2}}$, $t_2^{\text{М}}$, $^{\circ}\text{C}$;
- внутрішній діаметр труби $d_{\text{ВН}}$, м ;
- вологовміст парогазової суміші на вході в апарат, d_1 , кг/(кг сух. пов.) .

Порядок розрахунку робочого елемента контактного утилізаційного апарата наступний:

1) Для попередження переходу проточного барботажного шару в кільцевий режим течії двофазового потоку приймається величина густини зрошення однієї труби, рівна $Q_m > 7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Відразу ж визначається витрата води $V_{\text{ВВХ}}$ на вході в трубу

$$V_{\text{ВВХ}} = \pi d_{\text{ВН}} Q_m, \quad (5)$$

2) Визначаємо величину витрати суміші на вході в одну трубу

$$V_{\text{СВХ}} = \pi d_{\text{ВН}}^2 W_{\text{ВХ}} / 4, \quad (6)$$

де приведено швидкість газової суміші в трубі рекомендується приймати в діапазоні $W_{\text{ВХ}} = 3 - 5 \text{ м/с}$ (для попередження підвищеного виносу крапель рідини в об'єм газових включень).

3) Визначається кількість труб n , шт., в теплоутилізаторі

$$n = V_{\text{ПГ}} / V_{\text{СВХ}}. \quad (7)$$

4) Визначається значення парціального тиску пари в суміші $P_{\text{п}}$ на вході в апарат та температура точки роси $t_{\text{Тр1}}$ (по таблицям термодинамічних властивостей води і водяної пари)

$$P_{\text{п}} = \frac{Bd_1}{0,622 + d_1}, \quad (8)$$

5) Визначається масова частка газу в парогазовій суміші

$$\varepsilon_{\text{Г}} = \varepsilon_{\text{ПОВ}} = \frac{P_{\text{С}} - P_{\text{п}}}{P_{\text{С}}}, \quad (9)$$

де $P_{\text{С}}$ – загальний тиск суміші, Па.

6) Визначається коефіцієнт теплопровідності парогазової суміші

$$\lambda_{\text{С}} \approx \lambda_{\text{п}}(1 - \varepsilon_{\text{Г}}) + \lambda_{\text{Г}}\varepsilon_{\text{Г}}, \quad (10)$$

де $\lambda_{\text{п}}, \lambda_{\text{Г}}$ – відповідно коефіцієнти теплопровідності пари та газів, що не конденсуються (приймаються по середній температурі суміші).

7) Визначаємо густину парогазової суміші на вході в канал

$$\rho_{\text{С}} = \rho_0 \frac{273}{T} \left(\frac{B}{760} - 0,378 \frac{P_{\text{п}}}{760} \right), \quad (11)$$

де T – абсолютна температура суміші, К; $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря за нормальних термодинамічних умов; відповідні значення тисків підставляються в мм. рт. ст.

8) Визначається коефіцієнт динамічної в'язкості суміші

$$\mu_{\text{С}} = \frac{(1 - \varepsilon_{\text{ПОВ}})\mu_{\text{п}} + 1,61\varepsilon_{\text{ПОВ}}\mu_{\text{ПОВ}}}{1 + 0,61\varepsilon_{\text{ПОВ}}}, \quad (12)$$

де $\mu_{\text{п}}, \mu_{\text{ПОВ}}$ – відповідно динамічний коефіцієнт в'язкості водяної пари та газів, що не конденсуються, Па·с.

9) Розраховується кінематичний коефіцієнт в'язкості суміші

$$\nu_{\text{С}} = \mu_{\text{С}} / \rho_{\text{С}}. \quad (13)$$

10) Задаються величиною температури води в кінці робочої висоти каналу $t_{\text{В2}}, ^\circ\text{С}$ та визначається загальний тепловий потік

$$Q = Q_{\text{КОНВ}} + Q_{\text{КОНД}} = \rho_{\text{В}} \cdot V_{\text{ВВХ}} \cdot c_{\text{Р}} \cdot (t_{\text{В2}} - t_{\text{В1}}), \quad (14)$$

де ρ_B – густина води на вході в контактний теплообмінний апарат, кг/м^3 .

Далі розрахунок буде проводитися методом послідовних наближень. При цьому необхідно мати на увазі, що температура води на виході з робочої ділянки t_{B2} , $^{\circ}\text{C}$ не повинна перевищувати температуру «сухого» термометра для парогазової суміші (t_{C2} , $^{\circ}\text{C}$) на виході із робочої ділянки.

11) Розраховується середній перепад температур між газовою сумішшю та водою

$$\Delta \bar{T} = 0,5 \cdot (t_{C1} + t_{C2}) - t_{B2}. \quad (15)$$

12) Середній безрозмірний коефіцієнт конвективної тепловіддачі

$$\overline{\text{Nu}}_{KL} = \frac{\bar{\alpha}_{\text{КОНВ}} \sigma}{\lambda_C \rho_C W_{\text{ВХ}}^2} = (2,2 \text{Re}_L - 51,4) \varphi^{0,18}, \quad (16)$$

де φ – відносна вологість пароповітряної суміші на вході у робочу ділянку, %.

13) Визначаємо середній коефіцієнт конвективної тепловіддачі

$$\bar{\alpha}_{\text{КОНВ}} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{KL} \lambda_C}{S_p}, \quad (17)$$

де $S_p = \pi d_{\text{ВН}}^2 / 4$ – площа поперечного перерізу робочого каналу, м^2 .

14) Визначається конвективний тепловий потік

$$Q_{\text{КОНВ}} = \bar{\alpha}_{\text{КОНВ}} \Delta \bar{T} S_p. \quad (18)$$

15) Визначаємо конденсаційну складову загального теплового потоку

$$Q_{\text{КОНД}} = Q - Q_{\text{КОНВ}}. \quad (19)$$

16) Визначаємо коефіцієнт дифузії

$$D = 0,226 \cdot 10^{-4} \left(\frac{T}{273} \right)^{1,8}. \quad (20)$$

17) Середній безрозмірний коефіцієнт масовіддачі від замкнених газових утворень до води при супутньому їх русі у вертикальній трубі

$$\overline{\text{Nu}}_{DL} = \frac{\bar{\beta} \sigma}{D \rho_C W_{\text{ВХ}}^2} = 0,297 \text{Re}_L^{1,23} \varphi^{0,15}. \quad (21)$$

18) Середній коефіцієнт масовіддачі

$$\bar{\beta} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{DL} D}{S_p}. \quad (22)$$

19) Середній коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці парціальних тисків

$$\bar{\beta}_p = \frac{\mu_{\text{H}_2\text{O}}}{R_\mu} \cdot \frac{\bar{\beta}}{T}, \quad (23)$$

де $\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 18$ – молекулярна маса водяної пари, кг/кмоль; $R_\mu = 8314$ – універсальна газова постійна, Дж/(кмоль·К); T – середня абсолютна температура суміші, К.

20) Визначаємо густину потоку маси

$$j_\Pi = \bar{\beta}_p \cdot (P_{\Pi O} - P_{\Pi \text{ВОДИ}}), \quad (24)$$

де $P_{\Pi O}$ – парціальний тиск пари в пароповітряній суміші удалині від поверхні води, дорівнює середньоарифметичній сумі парціальних тисків пари при t_{C1} (при температурі точки роси при d_1) і t_{C2} (при температурі точки роси при d_2); $P_{\Pi \text{ПОВ}}$ – середній парціальний тиск на поверхні води, визначається по температурі води в кінці робочої висоти каналу t_{B2} .

21) Розраховуємо кількість водяної пари, що повинна сконденсуватися

$$\Delta G_K = j_\Pi S_p. \quad (25)$$

22) Визначаємо конденсаційну складову загального потоку теплоти

$$Q_{\text{КОНД}} = \Delta G_K r, \quad (26)$$

де $r = 2501$ кДж/кг – питома теплота конденсації водяної пари.

Порівнюємо дві величини конденсаційної складової теплового балансу. Першу, яка отримана після розрахунку конвективної складової $Q_{\text{КОНВ}}$ та загального потоку теплоти (пункт 15), та другу – розраховану по масовіддачі (пункт 22) і яка враховує величину рухомої сили (різниця парціальних тисків), яка виникає при цьому. Якщо небаланс цих величин не перевищує 2–4 %, то розрахунок робочого елемента теплоутилізаційного апарата в частині тепло- і масообміну можна вважати завершеним, а при більшому небалансі, необхідно повернутись до пункту 10 викладеної методики розрахунку, перезадатись величиною t_{B2} та повторити розрахунок починаючи із пункту 10.

23) Визначаємо величину вологовмісту пароповітряної суміші на виході із робочого каналу

$$d_2 = d_1 - \frac{\Delta G_K}{\rho_0 V_C}. \quad (27)$$

Висновки

1) Запропонована конструкція контактної утилізатора теплоти із проточним барботажем шаром дозволяє інтенсифікувати процеси тепломасообміну у контактних газорідних апаратах, має меншу металоємність, а також зменшені енерговитрати за рахунок зниження аеродинамічного опору водонагрівника.

2) Володіючи вихідними даними, які перераховані у методиці теплового розрахунку, можна отримати теплопродуктивність та режимні характеристики, включно з параметрами теплоносіїв на вході та виході, утилізаційної установки із проточним барботажем шаром.

Список літератури: 1. *Аронов, И. З.* Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа [Текст] / И. З. Аронов. – Ленинград : Недра, 1990. – 280 с. 2. Деклараційний патент на корисну модель № 22852 України, МПК F24H6/00. Нагрівник текучої рідини / Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П. ; Заявник та власник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут». – № u2006 13907 ; заявл. 27.12.2006 ; опубл. 25.04.2007, Бюл. № 5. 3. *Безродний, М. К.* Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале [Текст] / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 27–33. – ISSN 0204-3602. 4. *Безродний, М. К.* Контактный тепломасообмен в проточном барботажном слое. Часть 1. Теплоотдача [Текст] / М. К. Безродный, А. П. Костюк, Н. Н. Голяяд, П. А. Барабаш // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 6. – С. 39–45. – ISSN 0204-3602. 5. *Безродний, М. К.* Контактный тепломасообмен в проточном барботажном слое. Часть 2. Массоотдача [Текст] / М. К. Безродный, А. П. Костюк, Н. Н. Голяяд, П. А. Барабаш // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 2. – С. 33–39. – ISSN 0204-3602. 6. *Безродний, М. К.* Тепло- і масовіддача при охолодженні парогазової суміші в проточному барботажному контактному апараті [Текст] / М. К. Безродний, М. Н. Голяяд, П. О. Барабаш, О. Б. Голубев, І. О. Назарова, О. П. Костюк // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – 2009. – Вип. 1. Дніпропетровськ : Нова ідеологія. – С. 34–45. – ISSN 2077-1134. 7. *Юрєнев, В. Н.* Теплотехнический справочник [Текст] : справ. в 2-х т. / В. Н. Юрєнев, П. Д. Лебедев. – М. : Энергия, 1976. – Т. 2. – 895 с. 8. *Кутателадзе, С. С.* Тепломасообмен и волны в газожидкостных системах [Текст] / С. С. Кутателадзе, В. Е. Накоряков. – Новосибирск : Наука, 1984. – 301 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Aronov, Y. Z.* *Kontaktnij nagrev vody produktamy sgoranyja pryrodnogo gaza.* Leningrad : Nedra, 1990. Print. 2. *Bezrodnyj, M. K., I. O. Nazarova, and O. P. Kostyuk.* *Nagrivnyk tekuchoi' ridyny.* Nacional'nyj Tehnichnyj Universytet Ukraïny "Kyï'vs'kyj Politehnicnyj Instytut", assignee. Patent 22852. 25 Apr. 2007. Print. 3. *Bezrodnyj, M. K., et al.* "Gidrodinamika protochnogo barbotazhnogo sloja v vertikal'nom kanale." *Promyshlennaja teplotehnika* 31.4. (2009): 27–33. ISSN 0204-3602. Print. 4. *Bezrodnyj, M. K., et al.* "Kontaktnyj teplomasoobmen v protochnom barbotazhnom sloe. Chast' 1. Teplotodacha." *Promyshlennaja teplotehnika* 33.6. (2011): 39–45. ISSN 0204-3602. Print. 5. *Bezrodnyj, M. K., et al.* "Kontaktnyj teplomasoobmen v protochnom barbotazhnom sloe. Chast' 2. Massootdacha." *Promyshlennaja teplotehnika* 34.2. (2012): 33–39. ISSN 0204-3602. Print. 6. *Bezrodnyj, M. K., et al.* "Teplo- i masoviddacha pry oholodzhenni parogazovoi' sumishi v protochnomu barbotazhnomu kontaktnomu aparati." *Tehnichna teplofizyka ta promyslova teploenergetyka.* Vol. 1. Dnipropetrovsk : Nova ideologija, 2009. 34–45. ISSN 2077-1134. Print. 7. *Jurenev, V. N., and P. D. Lebedev.* *Teplotehnicheskij spravocnik* Vol. 2. Moscow : Jenergija, 1976. Print. 8. *Kutateladze, S. S., and V. E. Nakorjakov.* *Teplomassoobmen i volny v gazozhidkostnyh sistemah.* Novosibirsk : Nauka, 1984. Print.

Надійшла (received) 11.01.2015

УДК 621.182.2.001.57

Є. Є. ЧАЙКОВСЬКА, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. ОНПУ, Одеса;
Б. І. МОЛОДКОВЕЦЬ, магістр ОНПУ, Одеса

КОМПЛЕКСНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ У СКЛАДІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Запропоновано комплексне моделювання біогазової установки, що дозволяє встановлювати температуру теплоносія, що гріє, на вході в теплообмінник, вбудований в метантенк, при зміні температури теплоносія, що гріє, на виході із теплообмінника для підтримки функціонування біогазової установки на основі теплового насоса, що використовує зброжене сусло у якості низькопотенційного джерела енергії. Це дозволяє, наприклад, при виробництві 352,5 м³/добу біогазу здобути економію біогазу 25,4 тис. м³/рік, що при підвищенні товарності біогазової установки на 13,94 %, надає можливість знизити собівартість виробництва електроенергії та теплоти в межах (20–30) %.

Ключові слова: когенераційна установка, біогазова установка, тепловий насос, збродження.

Вступ

В умовах енергозбереження та захисту навколишнього середовища однією з переваг когенераційних технологій є можливість використання біогазу як альтернативного джерела енергії щодо виробництва як електроенергії, так і теплоти [1, 2]. Але цілодобове функціонування біогазових установок супроводжується непостійним виходом біогазу із-за складності визначення точного терміну зміни потоків свіжої та зброженої сировини в умовах недостовірної оцінки зміни температури зброджування при вимірюванні, що обумовлено значною тепловою акумулюючою ємністю сусла. Це потребує додаткового обладнання для зберігання зброженого матеріалу та біогазу в умовах відключення когенераційних установок в години найменшого споживання. Більш того, на підтримку процесу зброджування витрачають до (20–30) % виробленої енергії, а зброжене сусло, що має достатній енергетичний потенціал, не використовують у якості низькопотенційного джерела енергії. Цим обґрунтовується актуальність даної роботи.

1 Постановка проблеми на основі літературних джерел

Існують різноманітні засоби удосконалення когенераційних технологій, що мають у своєму складі основні складові: первинний двигун, електрогенератор, систему утилізації теплоти, систему контролю й управління. Так, наприклад, в роботі [3] запропоновано електронну систему подачі біогазу щодо удосконалення підтримки співвідношення палива та повітря з ціллю зменшення шкідливих викидів. В роботі [4] встановлено зв'язок виробництва біогазу з змішуванням різних сировинних матеріалів. Проблемі термостабілізації та інтенсифікації теплообміну в біореакторах присвячені різні роботи, наприклад, в роботах [5, 6] запропоновано удосконалити конструктивні параметри метантенка та оцінювати зміну температури зброджування за часом, без урахування її зміни в об'ємі біореактора, що ускладнює підтримку функціонування біогазової установки при зміні якості сировини, її температури, т. ін. А в роботі [7] представлено методику визначення теплообміну зовнішньої поверхні метантенка з навколишнім середовищем щодо оцінки втрат в метантенку, визначення витрати теплоносія, що гріє, для підтримки процесу зброджування та оцінки кількості здобутого біогазу. Але запропоновані математичні моделі не враховують значну теплову акумулюючу ємність сусла та базуються на вимірюванні температури

© Є.Є. Чайковська, Б.І. Молодковець, 2015

зброджування щодо зміни витрати сусла для підтримки процесу зброджування, що може порушити обов'язковий баланс потоків свіжої та зброженої сировини для здобуття постійного виходу біогазу. Використання ж зміни витрати теплоносія, що гріє, може негативно вплинути на активність процесу зброджування. У зв'язку із залежністю температури свіжого сусла, що завантажують, від температури навколишнього середовища запропоновані математичні моделі не дають відповідь на встановлення точного терміну відвантаження зброженого сусла та завантаження еквівалентної витрати свіжого матеріалу, що виконують через 4–6 годин на добу. Не дають вони й відповідь щодо можливості використання зброженого сусла у якості низькопотенційного джерела енергії для теплового насоса з ціллю забезпечення функціонування біогазової установки у складі когенераційної системи, де теплові насоси зазвичай виконують підтримку співвідношення електричної енергії та теплоти з використанням інших джерел енергії [8].

2 Об'єкт, мета та задачі дослідження

Об'єкт дослідження – когенераційні системи з використанням біогазу.

Мета роботи – виконати комплексне моделювання динаміки біогазової установки, теплообмінника, вбудованого в метантенк, щодо встановлення температури теплоносія, що гріє, на вході в теплообмінник, та на виході з теплообмінника для підтримки функціонування біогазової установки на основі теплового насоса, що використовує у якості низькопотенційного джерела енергії зброжене сусло.

Поставлена мета може бути досягнена при виконанні таких задач:

– обґрунтувати необхідність комплексного моделювання динаміки біогазової установки, теплообмінника, вбудованого в метантенк для підтримки процесу зброджування на основі теплового насоса, що використовує у якості низькопотенційного джерела енергії зброжене сусло;

– запропонувати архітектуру когенераційної системи, що має у своєму складі основу – динамічну підсистему, яка включає когенераційну установку, біогазову установку, тепловий насос та блоки розряду, заряду та оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою;

– виконати математичне моделювання динаміки біогазової установки щодо прогнозування зміни температури зброджування при вимірюванні температури теплоносія, що гріє, на виході із теплообмінника, вбудованого в метантенк, яка змінюється за часом раніше, ніж температура зброджування із-за значної теплової акумулюючої ємності сусла;

– виконати комплексне моделювання динаміки біогазової установки та теплообмінника, вбудованого в метантенк, щодо визначення параметрів теплообміну та поверхні теплообміну для встановлених рівнів функціонування біогазової установки згідно зміни температури оточуючого середовища;

– здобути еталонну зміну температури зброджування для встановлених рівнів функціонування;

– запропонувати структурну схему здобуття еталонної інформації на основі комплексного моделювання у складі когенераційної системи;

– оцінити практичну значущість здобутих результатів.

3 Комплексне моделювання у складі когенераційної системи

На основі методологічного та математичного обґрунтування архітектури технологічних систем [9] запропонована архітектура когенераційної системи, основою

якої є інтегрована динамічна підсистема – когенераційна установка, біогазова установка, тепловий насос, що використовує зброжене сушло у якості низькопотенційного джерела енергії та блоки розряду, заряду, оцінки функціональної ефективності, що знаходяться в узгодженій взаємодії з динамічною підсистемою.

Математичне обґрунтування архітектури когенераційної системи:

$$CS = ((D(P(\tau)(x_0(\tau), x_1(\tau), x_2(\tau), f(\tau), K(\tau), y(\tau), d(\tau))), Z(\tau), P(\tau)), R(\tau), (P_i(\tau)(x_1(\tau), f_i(\tau), K_i(\tau), y_i(\tau))))).$$

де CS – когенераційна система; D – динамічна підсистема (когенераційна установка, біогазова установка, тепловий насос); P – властивості елементів когенераційної системи; x – впливи; f – параметри, що діагностуються; K – коефіцієнти математичного опису; y – вихідні параметри; d – динамічні параметри; Z, R – логічні відносини в D, CS , відповідно; τ – час, с. Індеси: i – число елементів когенераційної системи; 0, 1, 2 – початковий стаціонарний режим, зовнішній, внутрішній характер впливів.

Основою для встановлення температури теплоносія, що гріє, на вході в теплообмінник, вбудований в метантенк, при вимірюванні температури теплоносія, що гріє, на виході з теплообмінника є математична модель динаміки біогазової установки щодо аналітичної оцінки зміни температури зброджування. Система нелінійних диференціальних рівнянь включає рівняння стану щодо оцінки фізичної моделі біогазової установки, рівняння енергії передаючого й сприймаючого середовищ та рівняння теплового балансу для стінки теплообмінника, вбудованого в метантенк. Відмінною рисою моделі є рівняння енергії сприймаючого середовища, що описує зміну температури зброджування як у часі, так і вздовж просторової координати осі теплообмінника, що співпадає з напрямком потоку руху середовища, [10–12]. В результаті реалізації математичної моделі динаміки біогазової установки отримана передатна функція за каналом: «температура зброджування – температура теплоносія, що гріє»:

$$W_{t-\theta_1} = \frac{K_3 \varepsilon (1 - L_3^*)}{L_B \beta \gamma} (1 - e^{-\gamma_1 \xi}),$$

де

$$K_3 = \frac{m(\theta_0 - \sigma_0)}{G_{30}}; \quad \varepsilon = \frac{\alpha_{30} h_{30}}{\alpha_{B0} h_{B0}}; \quad L_3^* = \frac{1}{L_3 + 1}; \quad L_3 = \frac{G_3 C_3}{\alpha_{30} h_{30}}; \quad L_B = \frac{G_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}};$$

$$\beta = T_M S + \varepsilon^* + 1; \quad T_M = \frac{g_M C_M}{\alpha_{B0} h_{B0}}; \quad \varepsilon^* = \varepsilon (1 - L_3^*); \quad \gamma = \frac{(T_B S + 1) \beta - 1}{L_B \beta};$$

$$T_B = \frac{g_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}}; \quad L_B = \frac{G_B C_B}{\alpha_{B0} h_{B0}}; \quad \gamma_1 = \frac{(T_B S + 1) \beta - 1}{\beta}; \quad \xi = \frac{z}{L_B},$$

де t, σ, θ – температура зброджування, теплоносія, що гріє, стінки теплообмінника, K , відповідно; G – витрата речовини, кг/с; C – питома теплоємність, кДж/(кг·К); α – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); h – питома поверхня, м²/м; g – питома маса речовини, кг/м; z – координата довжини теплообмінника, м; T_B, T_M – постійні часу, що характеризують теплову акумулюючу здатність сушла, метала, с, відповідно; m – показник залежності коефіцієнта тепловіддачі від витрати; S – параметр перетворення Лапласа; $S = \omega j$; ω – частота, 1/с. Індеси: в – внутрішній потік – сушло; м – металева

стінка; 3 – зовнішній потік – теплоносій, що гріє; 0, 1 – початкові умови, вхід в теплообмінник.

Для комплексного моделювання біогазової установки та теплообмінника, вбудованого в метантенк, щодо оцінки зміни температури зброджування як у часі, так і вздовж просторової координати осі теплообмінника запропоновано інтеграл переходу з частотної області до області часу:

$$t(\tau, z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} O(\omega) \sin(\tau\omega/\omega) d\omega,$$

де τ – час, с; $O(\omega)$ – дійсна частина передатної функції,

$$O(\omega) = \frac{L_1 A_1 + M_1 B_1 K_3 \varepsilon (1 - L_3^*)}{A_1^2 + B_1^2}.$$

Можно убрать. Не могу убрать

Температура поділяючої стінки θ , що входить до складу коефіцієнта K_3 :

$$\theta = \left[\frac{\alpha_B (\sigma_1 + \sigma_2)}{2} + \frac{A(t_1 + t_2)}{2} \right] / (\alpha_B + A),$$

де σ_1, σ_2 – температура теплоносія, що гріє, на вході, та на виході із теплообмінника, К, відповідно;

$$A = \frac{1}{\frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_3}},$$

де δ – товщина стінки теплообмінника, м; α – коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К); λ – теплопровідність металу стінки теплообмінника, кВт/(м·К); t_1, t_2 – температура суслу, що зброджується на вході та на виході з біогазової установки, К, відповідно. Індекси: в – внутрішній потік – сусло; 3 – зовнішній потік – теплоносій, що гріє.

Для одержання коефіцієнтів у складі дійсної частини $O(\omega)$ здобуто такі вирази:

$$A_1 = \varepsilon^* - T_B T_M \omega^2; \quad A_2 = \varepsilon^* + 1; \quad B_1 = T_B \omega + T_B \omega + T_M \omega; \quad B_2 = T_M \omega;$$

$$C_1 = \frac{A_1 A_2 + B_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2}; \quad D_1 = \frac{A_2 B_1 - A_1 B_2}{A_2^2 + B_2^2};$$

$$L_1 = 1 - e^{-\zeta C_1} \cos(-\xi D_1); \quad M_1 = -e^{-\zeta C_1} \sin(-\xi D_1).$$

Для комплексного моделювання динаміки біогазової установки та теплообмінника, вбудованого в метантенк, здобуто вихідні дані на основі конструктивно-режимної реалізації метантенка, що виробляє, наприклад, 352,5 м³/добу біогазу: витрата суслу, що зброджується, витрата теплоносія, що гріє, зовнішній та внутрішній діаметр теплообмінника, вбудованого в метантенк. У зв'язку із залежністю свіжого суслу, що завантажують, від температури оточуючого середовища запропоновано встановити змінну температуру суслу на вході в біогазову установку: 5 °С, 10 °С, 14 °С, 18 °С, 22 °С (рис. 1).

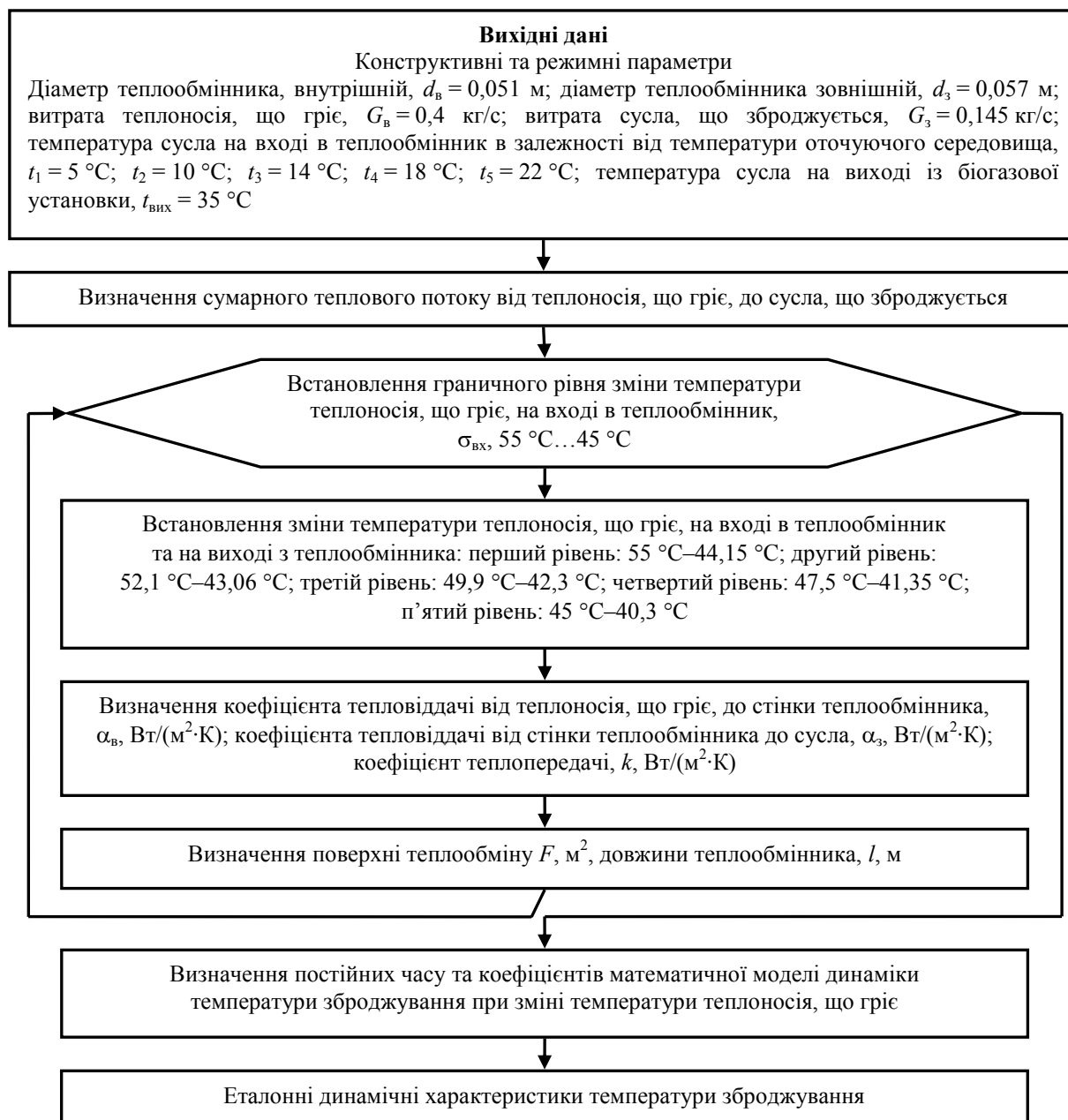


Рис. 1 – Структурна схема комплексного моделювання біогазової установки та теплообмінника, вбудованого в метантенк

Встановлено граничні межі зміни температури теплоносія, що гріє, на вході в теплообмінник 55 °С–45 °С. Завдяки запропонованій структурній схемі (рис. 1) в межах визначеної циклічної структури встановлено рівні функціонування біогазової установки щодо зміни температури теплоносія, що гріє на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника: перший рівень: 55 °С–44,15 °С; другий рівень: 52,1 °С–43,06 °С; третій рівень: 49,9 °С–42,3 °С; четвертий рівень: 47,5 °С–41,35 °С; п'ятий рівень: 45 °С–40,3 °С, що відповідають зміні температури сусла на вході в біогазову установку: 5 °С, 10 °С, 14 °С, 18 °С, 22 °С. Визначено параметри теплообміну для встановлених рівнів функціонування біогазової установки. Визначено поверхню теплообміну та довжину теплообмінника, вбудованого в метантенк, що вдовольняє

встановленим рівням функціонування при зміні температури сусла, що завантажують, від температури оточуючого середовища. Результати комплексного моделювання динаміки біогазової установки та теплообмінника, вбудованого в метантенк щодо підтримки температури зброджування в межах 34 °С–36 °С представлені в табл. 1, 2, рис. 2.

Таблиця 1.

Параметри теплообміну в метантенку

Рівні функціонування	Параметр		
	α_B , Вт/(м ² ·К)	α_3 , Вт/(м ² ·К)	k , Вт/(м ² ·К)
Перший рівень	1148,24	631,14	397,56
Другий рівень	1134,63	614,69	389,38
Третій рівень	1124,73	595,41	380,43
Четвертий рівень	1113,65	575,20	370,85
П'ятий рівень	1102,10	548,86	358,51

де α_B – коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія, що гріє до стінки теплообмінника, Вт/(м²·К); α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінника до сусла, Вт/(м²·К); k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К).

Таблиця 2.

Значення постійних часу та коефіцієнтів математичної моделі динаміки біогазової установки

Рівні функціонування	T_B , с	T_M , с	ϵ	ϵ^*	ζ	L_B , м	L_3 , м	L_3^*
Перший рівень	99,57	14,75	1,63	1,47	1,76	5,36	9,11	0,099
Другий рівень	102,23	15,15	1,65	1,49	1,72	5,51	9,22	0,098
Третій рівень	105,54	15,64	1,69	1,53	1,66	5,69	9,30	0,097
Четвертий рівень	109,25	16,19	1,73	1,57	1,60	5,89	9,39	0,096
П'ятий рівень	114,49	16,96	1,80	1,63	1,53	6,17	9,49	0,095

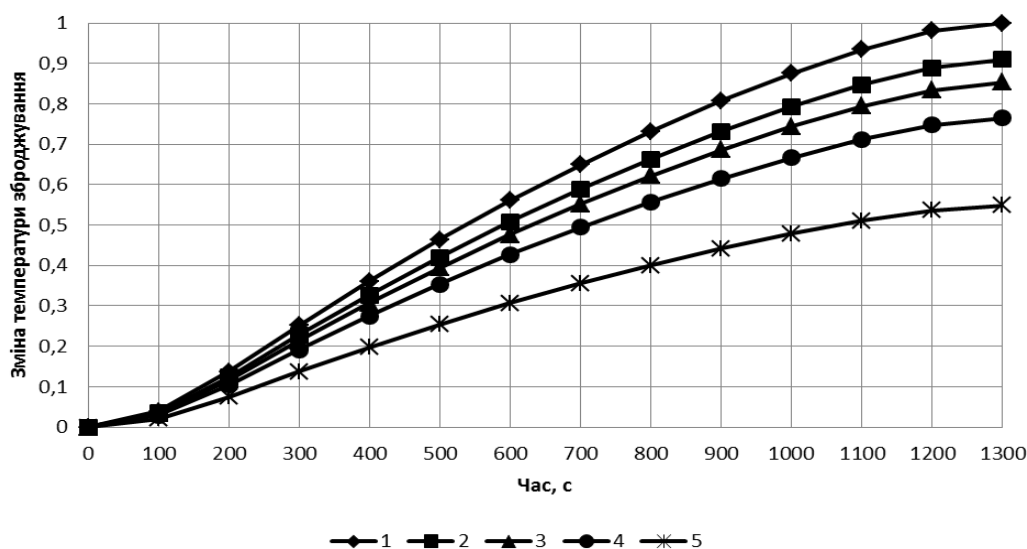


Рис. 2 – Еталонні динамічні характеристики температури зброджування для встановлених рівнів функціонування біогазової установки: 1, 2, 3, 4, 5 – еталони першого, другого, третього, четвертого, п'ятого рівнів функціонування, відповідно

Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено, що:

1) Когенераційні технології з використанням біогазу потребують розробки комплексного моделювання динаміки біогазової установки відносно зміни температури зброджування при зміні параметрів теплоносія, що гріє, та теплообмінника, вбудованого в метантенк, для підтримки процесу зброджування на основі теплового насоса, що використовує в якості низькопотенційного джерела енергії зброжене сусло.

2) Запропонована структурна схема комплексного моделювання динаміки біогазової установки та теплообмінника, вбудованого в метантенк щодо здобуття еталонної оцінки зміни температури зброджування при зміні температури теплоносія, що гріє.

3) Встановлено рівні функціонування біогазової установки щодо зміни температури теплоносія, що гріє, на вході в теплообмінник та на виході з теплообмінника, що відповідають зміні температури суслу на вході в біогазову установку згідно зміни температури оточуючого середовища.

4) Визначено параметри теплообміну, поверхню теплообміну та довжину теплообмінника, вбудованого в метантенк, що вдовольняють як конструктивно-режимній реалізації метантенка, так і встановленим рівням функціонування при зміні температури суслу, що завантажують, від температури оточуючого середовища.

5) Так, наприклад, використання комплексного моделювання біогазової установки та теплообмінника, вбудованого в метантенк, для підтримки функціонування біогазової установки при виробництві, наприклад, 352,5 м³/добу біогазу дозволяє здобути економію біогазу 25,4 тис. м³/рік, що, при підвищенні товарності біогазової установки на 13,94 %, надає можливість в умовах когенераційної системи знизити собівартість виробництва електроенергії та теплоти в межах (20–30) % [13–14].

Список літератури: 1. Железная, Т. А. Перспективы производства электрической энергии из биомассы в Украине [Текст] / Т. А. Железная, Е. Н. Олейник, А. И. Гелетуха // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 6. – С. 67–75. – ISSN 0204-3602 2. Rade M. *Circ.* Techno-Economic Analysis of Biogas Powered Cogeneration [Text] / *Circ.*, M. Rade, Kuzmanovic Zoran // Journal of Automation and Control Engineering. – 2014. – Vol. 2, Issue 1. – P. 89–93. – doi: 10.12720/joace.2.1.89-93 3. Daingade, P. S. Electronically operated fuel supply system to control air fuel ratio of biogas engine [Text] / P. S. Daingade, S. D. Yadav // 2013 International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability. – 2013. – P. 40–743. – doi: 10.1109/ICEETS.2013.6533476. – ISBN 978-1-4673-6149-1. 4. Talukder, Niloy. Technical and economic assessment of biogas based electricity generation plant [Text] / Niloy Talukder, Anik Talukder, Debangshu Barua, Anindya // 2013 International Conference on Electrical Information and Communication Technology (EICT). – 2014. – P. 1–5. – doi: 10.1109/EICT.2014.6777854. – ISBN: 978-1-4244-4484-7. 5. Ратушняк, Г. С. Інтенсифікація теплообміну та термостабілізація біореакторів [Текст] / Г. С. Ратушняк, В. В. Джеджула // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – № 2. – С. 26–31. 6. Ратушняк, Г. С. Моделювання нестационарних режимів теплообміну в біогазових реакторах [Текст] / Г. С. Ратушняк, В. В. Джеджула, К. В. Анохіна // Вісник Хмельницького національного університету. – 2010. – № 2. – С. 142–145. – ISSN 2307-5732. 7. Остапенко, Д. В. Тепловые процессы в метантенке при сбраживании биомассы [Текст] / Д. В. Остапенко, О. В. Чебогарева, О. В. Сербин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 6/5(30). – С. 18–20. 8. Билека, Б. Д. Когенерационно-теплонасосные технологии в схемах горячего водоснабжения большой мощности [Текст] / Б. Д. Билека, Л. К. Гаркуша // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 4. – С. 52–57. – ISSN 0204-3602. 9. Чайковская, Е. Е. Оптимизация энергетических систем на уровне принятия решений [Текст] / Е. Е. Чайковская // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 7. – С. 169–173. – ISSN 0204-3602. 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. Когенераційна система виробництва та споживання біогазу [Текст] / Є. Є. Чайковська // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – №13(1056). – С. 122–128. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

12. Чайковська, Є. Є. Технологічна система виробництва та споживання біогазу [Текст] / Є. Є. Чайковська // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 4/8(70). – С. 50–57. – ISSN 1729-3774. 13. Чайковська, Є. Є. Підтримка функціонування біогазової установки у складі когенераційної системи [Текст] / Є. Є. Чайковська, Б. І. Молодковець // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 60(1102). – С. 31–36. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2079-5459. 14. Молодковець, Б. І. Енергозберігаюча технологія виробництва біогазу на основі теплового насоса [Текст] : зб. робіт / Б. І. Молодковець // Матеріали Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузі «Електротехніка та електромеханіка». – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2014. – С. 16–18.

Bibliography (transliterated): 1. Zheleznaja, T. A., E. N. Olejnik and A. I. Geletuha. "Perspektivy proizvodstva jelektricheskoy jenerгии iz biomassy v Ukraine." *Promyshlennaja teplotehnika* 35.6 (2013): 67–75. ISSN 0204-3602. Print. 2. Rade, M. Ciric, and Zoran Kuzmanovic. "Techno-Economic Analysis of Biogas Powered Cogeneration." *Journal of Automation and Control Engineering* 2.1 (2014): 89–93. doi: 10.12720/joace.2.1.89-93. Print. 3. Daingade, P. S., and S. D. Yadav. "Electronically operated fuel supply system to control air fuel ratio of biogas engine." *2013 International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability* (2013): 40–743. doi:10.1109/ICEETS.2013.6533476. ISBN 978-1-4673-6149-1. Print. 4. Talukder, Niloy, et al. "Technical and economic assessment of biogas based electricity generation plant." *2013 International Conference on Electrical Information and Communication Technology (EICT)* (2014): 1–5. doi: 10.1109/EICT.2014.6777854. ISBN: 978-1-4244-4484-7. Print. 5. Ratushnyak, G. S., and V. V. Dzhedzhula. "Intensifikacija teploobminu ta termostabilizacija bioreaktoriv." *Visnik Vinnic'kogo politehnic'nogo institutu* 2 (2006): 26–31. Print. 6. Ratushnyak, G. S., V. V. Dzhedzhula and K. V. Anohina. "Modeljuvannja nestacionarnih rezhimiv teploobminu v biogazovih reaktorah." *Visnik Hmel'nic'kogo nacional'nogo universitetu* 2 (2010): 142–145. ISSN 2307-5732. Print. 7. Ostapenko, D. V., O. V. Chebotareva and V. A. Serbin. "Teplovyje processy v metantenke pri sbrazhivanii biomassy." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 6/5(30) (2007): 18–20. Print. 8. Bileka, B. D., and L. K. Garkusha. "Kogeneracionno - teplonasosnye tehnologii v shemah gorjachego vodosnabzhenija bol'shoj moshhnosti." *Promyshlennaja teplotehnika* 34.4 (2012): 52–57. ISSN 0204-3602. Print. 9. Chajkovskaja, E. E. "Optimizacija jenergeticheskikh sistem na urovne prinjatija reshenij." *Promyshlennaja teplotehnika* 35.7 (2013): 169–173. ISSN 0204-3602. 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. "Kogeneracijna systema vyrobnyctva ta spozhyvannja biogazu." *Visnyk NTU "KhPI". Serija: Energetychni ta teplotehnicni procesy ta ustatkuvannja*. No 13(1056). Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. 122–128. ISSN 2078-774X. Print. 12. Chajkovs'ka, Je. Je. "Tehnologichna systema vyrobnyctva ta spozhyvannja biogazu." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 4/8(70) 2014. 50–57. ISSN 1729-3774. Print. 13. Chajkovs'ka, Je. Je., and B. I. Molodkovec'. "Pidtrymka funkcionuvannja biogazovoi' ustanovky u skladi kogeneracijnoi' systemy." *Visnyk NTU "KhPI". Serija: Mehaniko-tehnologichni systemy ta kompleksy*. No 60(1102). Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. 31–36. ISSN 2079-5459. Print. 14. Molodkovec', B. I. "Energozberigajucha tehnologija vyrobnyctva biogazu na osnovi teplovogo nasosa." *Materialy Vseukrai'ns'kogo konkursu students'kyh naukovykh robit z galuzi "Elektrotehnika ta elektromehnika"*. Dniprodzherzhyn'sk : DDTU, 2014. 16–18. Print.

Надійшла (received) 12.02.2015

УДК 621.43.016 : 666.94

Ю. В. ШУЛЬГІН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПІ»;
Я. В. ЖНІТОВ, аспірант НТУ «ХПІ»

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕПЛОВИХ ВИТРАТ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ У ПЕРІОД ІЗОТЕРМІЧНОЇ ВИТРИМКИ В УСТАНОВЦІ ЯМНОГО ТИПУ

Наведена методика оптимізації використання енергоресурсів на підприємствах будівельної галузі, на яких використовуються традиційні пропарювальні камери ямного типу, або ковпакові камери. Наведені результати дослідження, для уможливлення переходу пропарювальних камер вище наведеного типу в автономний режим тепlopостачання в період ізотермічної витримки виробів за допомогою удосконалення шару теплової ізоляції камери. Обраний найбільш доцільний теплоізоляційний матеріал, який можна застосовувати для камер даного типу.

Ключові слова: оптимізація, залізобетон, екзотерія цементу, ізотермічна витримка, пропарювальна камера.

Вступ

Твердіння залізобетонних виробів може відбуватися в природних умовах при нормальній температурі і в умовах теплової обробки (штучні умови тверднення). Теплова обробка, яка дозволяє прискорити тверднення бетонної суміші, є неодмінною операцією при заводському виготовленні залізобетонних виробів.

Для формування структури бетону, особливо важливим критерієм є – вологосні умови твердіння, тому в багатьох випадках слід віддати перевагу тепловологісній обробці залізобетонних виробів (пропарюванню і запарюванню). Теплову обробку залізобетонних виробів проводять до досягнення бетоном міцності близько 70 % від необхідної проектної, що дозволяє транспортувати вироби на будівельний майданчик і монтувати конструкції з них.

Пропарювання при нормальному тиску проводять в камерах періодичної або безперервної дії, яке є найбільш економічним способом теплової обробки. З-поміж камер пропарювання періодичної дії найбільш широке застосування мають камери ямного типу.

Відформовані вироби, що знаходяться в формах або на піддонах, завантажують у камеру в кілька рядів по висоті, після чого камеру закривають кришкою, що перешкоджає втраті тепла і пари. Пар в камеру подається з котельні постійно залежно від встановленого режиму пропарювання так, що забезпечує швидкість підвищення температури в камері від 20 до 35 °С в годину, до максимальної – 85–100 °С. При цьому виріб прогрівається на всю товщину і витримується при цій температурі 6–8 годин, після чого поступово охолоджується. Тривалість становить близько 14–20 годин для пластичних бетонних сумішей і 4–8 годин – для жорстких[1].

Постанова завдання

Необхідність економії паливно-енергетичних ресурсів змусила шукати можливості зниження витрат пари на тепловологісну обробку, одним з таких шляхів для традиційних ямних камер та камер ковпакового типу, які можуть стати альтернативою ямних за усіма параметрами, може стати перехід установки в автономний режим під час ізотермічної витримки виробів за рахунок повної компенсації витрат у навколишнє середовище за рахунок тепла екзотерії цементу шляхом удосконалення ізоляційного шару установки.

© Ю.В. Шультгін, Я.В. Жнітов, 2015

Процес твердіння бетону, як відомо, супроводжується виділенням тепла внаслідок екзотермічної реакції гідратації цементу. Тепло, що виділяється тільки за перші 3–4 години, складає порядку 20 % усього тепла, яке витрачається на нагрів виробів і повинне враховуватися при теплотехнічних розрахунках [2]. В період ізотермічної витримки тепло екзотермії цементу, яке виділяється під час цього процесу також має великий потенціал і може повністю покрити потреби апарата у притоці тепла в цей період, при умові зменшення витрат тепла через корпус установки та зменшення витрат через нещільності корпусу за рахунок використання шару з теплоізоляційного матеріалу.

Проведення теоретичного дослідження

Задавшись втратами тепла через ізоляцію, рівними теплу від процесу екзотермії цементу при протіканні процесу ізотермічної витримки:

$$Q_{\text{екз}} = Q_{\text{н.с.}}; \tag{1}$$

$$Q_{\text{екз}} = 0,0023 Q_{\text{e28}} \left(\frac{B}{C} \right)^{0,44} \bar{t}_2^n \tau_2 G_{\text{ц}}; \tag{2}$$

$$Q_{\text{н.с.}} = k F \Delta t \tau_2. \tag{3}$$

Тут формула 2 – вираз для знаходження тепла екзотермії цементу, за час ізотермічної витримки, а формула 3 – вираз для знаходження втрат тепла через стінки камери за той самий час.

Таким чином підставивши у формулу (1) значення з формул (2) та (3) та провівши необхідні математичні операції можна отримати необхідне значення коефіцієнту теплопередачі, при якому стане можливим перехід у автономний режим тепlopостачання в період ізотермічної витримки виробів.

Результати необхідного значення коефіцієнту k в залежності від марки цементу (300, 400, 500) наведено у таблиці 1.

Таблиця 1.

Необхідне значення коефіцієнту теплопередачі, в залежності від марки цементу

Марка цементу	Q_{e28} , кДж/(кг·°С)	$Q_{\text{екз}}$, кДж	k , Вт/(м ² ·°С)
300	334	269124,3	1,1
400	419	337614,1	1,4
500	501	403686,5	1,7

Умовно, для подальших розрахунків, позначимо необхідний коефіцієнт теплопередачі як k_2 , а коефіцієнт характерний для звичайних ямних апаратів без додаткової ізоляції як k_1 , його значення знаходиться в межах 5–7 Вт/(м²·°С). Для розрахунків приймемо значення 6 Вт/(м²·°С).

Таким чином для знаходження товщини ізоляції

$$\delta = \left(\frac{1}{k_2} - \frac{1}{k_1} \right) \lambda_{\text{із}}. \tag{4}$$

Для апарату обираємо декілька видів ізоляції з [3], їх переваги та недоліки наведено у таблиці 2. Для кожного виду проводимо обчислювання за формулою (4) і зводимо данні в таблицю 3. А розрахунки грошових затрат зведено у таблицю 4.

Таблиця 2.

Переваги та недоліки ізоляційних матеріалів

Матеріал	Переваги	Недоліки
Мінвата	Дозволяє накопичувати тепло, перешкоджає вільній передачі теплового випромінювання	Працювати небезпечно, може виділяти фенол
Пінобетон 1000	Високий рівень теплозбереження, високий рівень шумоізоляції, легкість. Термін експлуатації не обмежений	Низька міцність, високий рівень водопоглинання, можлива деформація
Пінобетон 300		
Пінопласт	Високі теплоізоляційні властивості, легкість, простота обробки, стійкій до впливу хімічних речовин	Не стійкий до механічного впливу, горючий, виділяє токсичні речовини
Полістирол	Мінімальний рівень вологопоглинання, міцність, легкість, пожежобезпечність	Підтримує горіння при постійному джерелі вогню
Кермазитобетон	Екологічність, високий ступінь проникності, не гниє, не іржавіє	Висока ціна, не легкий
Скловата	Підвищена міцність і пружність, вібростійкість, м'якість, еластичність	Гігроскопічність, необхідність обережності при укладенні
Монтажна піна	Проста у застосуванні, розширюючись – заповнює усі важкодоступні місця	Не виносить впливу ультрафіолетових промінів, вимагає додаткову обробку після застигання

Таблиця 3.

Зведені данні для ізоляційних матеріалів

Матеріал	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)	Міцність σ , МПа	Допустима температура використання, °С	Товщина шару ізоляції в залежності від марки цементу, δ , мм		
				300	400	500
Мінвата	0,056	0,02	700	42	31	24
Пінобетон 1000	0,29	0,05	1200	215	159	122
Пінобетон 300	0,08	0,06	1200	59	43	33
Пінопласт	0,047	0,05–0,2	160–200	35	26	20
Полістирол	0,082	0,07	1000	61	45	35
Кермазитобетон	0,2	0,05–0,2	200–400	150	110	84
Скловата	0,0377	0,02	450	28	21	16
Монтажна піна	0,04	0,03	100	30	22	17

Зведені данні для вирахування затрат

Матеріал	Вартість, грн./м ³	Повна вартість з умов необхідної товщини, в залежності від марки цементу, грн.		
		300	400	500
Мінвата	575	3623	2674	2070
Пінобетон 1000	625	20156	14906	11438
Пінобетон 300	770	6815	4967	3812
Пінопласт	520	2730	2028	1560
Полістирол	950	8693	6413	4988
Керамзитобетон	630	14175	10395	7938
Скловата	200	840	630	480
Монтажна піна	500	2250	1650	1275

Результати дослідження та висновки

1) Доведена принципова можливість автономної теплової обробки бетонних виробів, в період ізотермічної витримки, при використанні тепла екзотермії цементу без застосування додаткових джерел теплової енергії.

2) Визначені основні параметри теплової ізоляції термокамер для обробки бетонних виробів при роботі в автономному температурному режимі з використанням попутної енергії екзотермії цементу.

3) У якості ізоляційного матеріалу виходячи з наведеного рекомендується використовувати: мінвату, пінопласт, скловату, або монтажну піну, з огляду на товщину шару необхідної ізоляції для забезпечення умов автономної роботи установки в період ізотермічної витримки та з огляду на ціну цих матеріалів. Але найбільш ефективним з огляду на переваги та недоліки матеріалів та з огляду на особливості монтажу найбільш доцільним буде використання монтажною піни.

Список літератури: 1. Кошельник, В. М. Основи проектування теплотехнічних установок підприємств промисловості будівельних матеріалів [Текст] : навч. посібник / В. М. Кошельник, Ю. В. Шульгін, О. В. Кошельник, В. В. Соловей ; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. – Харків : Підручник НТУ «ХПІ», 2013. – 216 с. – ISBN 978-966-2426-85-4. 2. Мар'ямов, Н. Б. Тепловая обработка изделий на заводах сборного железобетона. Процессы и установки [Текст] : учеб. пособие / Н. Б. Мар'ямов. – М. : Стройиздат, 1970. – 226 с. 3. Братута, Е. Г. Пористі теплоізоляційні матеріали [текст] : моногр. / Е. Г. Братута, А. М. Павленко, А. В. Кошлак, О. В. Круглякова. – Харків : ТОВ «ЕДЕНА», 2010. – 107 с.

Bibliography (transliterated): 1. Koshel'nik, V. M., et al. *Osnovi proektuvannja teplotehnichnih ustanovok pidpriemstv promislovosti budivel'nih materialiv*. Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. ISBN 978-966-2426-85-4. Print. 2. Mar'jamov, N. B. *Teplovaja obrabotka izdelij na zavodah sbornogo zhelezobetona. Processy i ustanovki*. Moscow : Strojizdat, 1970. Print. 3. Bratuta, E. G., et al. *Poristi teploizoljacijni materialy*. Kharkiv : TOV "EDENA", 2010. Print.

Поступила (received) 09.02.2015

УДК 621.165

С. Ю. АНДРЕЄВ, канд. техн. наук; проф., генеральний директор КП «Харківські теплові мережі»;

В. А. МАЛЯРЕНКО, д-р техн. наук, проф.; завідувач кафедри електропостачання міст, Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова;

І. О. ТЕМНОХУД, асистент кафедри електропостачання міст, Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова;

О. В. СЕНЕЦЬКИЙ, канд. техн. наук; с.н.с. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків

МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ ШЛЯХОМ ВПРОВАДЖЕННЯ КОГЕНЕРАЦІЇ

Розглянуті можливості енергозбереження за рахунок когенераційних технологій при перетворенні котельні в міні-ТЕЦ. На прикладі КП «Харківські теплові мережі», запропоновано застосувати вдосконалений алгоритм вибору котельні для модернізації в розряд міні-ТЕЦ. В якості основного критерію алгоритму пропонується потужність електротехнічного обладнання, що експлуатується на котельні. Здійснено порівняння основних показників поршневих і газотурбінних двигунів, які працюють у складі електростанцій. Розглянуто обладнання що додатково встановлюється на котельні для виробництва електроенергії. Вибір того чи іншого варіанту реконструкції котельні обумовлюється техніко-економічними показниками.

Ключові слова: когенерація, енергозбереження, ТЕЦ, котельня, парова турбіна, газопоршневий двигун, газотурбінна установка, комунальна енергетика.

Вступ. Ефективність використання палива та екологічні показники енергетичних установок далеко не завжди відповідають сучасним вимогам науково-технічного прогресу. На жаль, експлуатується величезна кількість низькоефективних котельні та автономних теплогенераторів, які спалюють найдефіцитніші види палива – газ, мазут. Середня питома витрата умовного палива на виробництво теплової енергії дуже висока (43,5 кг у.п./ГДж або 181,9 кг у.п./Гкал) при середньому ККД не більше 75 %. Здебільшого теплові ККД дрібних котельні та індивідуальних джерел в 1,5–2,0 рази нижче, ніж технічно допустимий рівень. У цих умовах найбільш радикальним і прийнятним для економіки України є впровадження когенераційних технологій, тобто комбіноване виробництво електричної та теплової енергії, що можна вважати одним з найрезультативніших шляхів підвищення ефективності використання палива на стадії генерування енергії. Однак, останнє суттєво залежить від вартості первинного джерела енергії (палива) [1–11].

Аналіз основних досліджень та літератури. В даний час в Україні збереглося мало парових котельні промислових підприємств, кількість яких різко скоротилося в останні 20 років. Парові котли котельні, що залишилися працюють з недовантаженням по пару або на знижених параметрах. Частина з них, якщо дозволяє конструкція самого котлоагрегату, переведена в водогрійний режим. В основному, в експлуатації залишилися опалювальні котельні житлово-комунального господарства (ЖКГ), більшість потужностей яких були введені в період з 1960-х 1980-х років. Устаткування відпрацювало, як мінімум, один повний ресурс (30 років), морально і фізично застаріло. Галузь теплоенергетики України відчуває хронічне недофінансування на ремонти і модернізацію. Як наслідок, обладнання виходить з ладу з різним збитком як для самих

© С.Ю. Андреев, В.А. Маляренко, І.О. Темнохуд, О. В. Сенецкий, 2015

котелень, так і для споживачів теплової енергії. У зв'язку з зазначеними вище причинами, а також подорожчанням енергоносіїв, виникла гостра необхідність у модернізації джерел тепла, мереж та обладнання об'єктів ЖКГ. Вирішенню зазначених проблем присвячено велика кількість публікацій, як вітчизняних та зарубіжних вчених.

Мета дослідження, постановка задачі: Дослідження можливості застосування та вибір найбільш енергоефективних когенераційних технологій для впровадження на джерелах енергії Малої енергетики, зокрема, на районних котельнях комунального підприємства «Харківські теплові мережі».

Матеріали дослідження. Комунальне підприємство «Харківські теплові мережі», одне з найбільших підприємств комунальної енергетики не тільки в Україні, але і в Європі. Воно забезпечує централізованим тепlopостачанням більш 30,26 млн. м. кв. площ, що опалюються (майже 8500 будівель, у т.ч. більше 5900 житлових будинків) та близько 880 тис. мешканців гарячим водopостачанням. Система тепlopостачання міста – закрита. Наряду з централізованою системою тепlopостачання (ЦСТ), що включає найбільш великі теплогенеруючі потужності та функціонально взаємопов'язана, маються квартальні котельні, які функціонують автономно. До магістральних і розподільних теплових мереж підключені центральні та індивідуальні теплові пункти (ЦТП, ІТП), де здійснюється підігрів гарячої води та розподіл теплоносія по внутрішньоквартальних теплових мережах до споживачів. Спираючись на основні показники роботи КП «ХТМ» в попередній період стає зрозумілим що зазначені вище питання є досить вагомими та з дорожчанням вартості палива вимагають негайного вирішення. Найбільш перспективним напрямом модернізації котелень є переоснащення їх в режим когенерації. Теоретично, перевести в режим когенерації можливо будь яку котельню, однак терміни окупності, подальша ефективність роботи в кожному випадку буде сильно відрізнятись. Пропонується проаналізувати котельні КП «ХТМ» з позиції переведення їх в міні-ТЕЦ. Деякі показники роботи Підприємства в попередній період наведені у табл. 1.

Таблиця 1.

Основні показники роботи КП «ХТМ»

Показники	Од. виміру	Значення
Теплова енергія відпущена споживачам	тис. Гкал	5988,0
Витрати на власні потреби	%	1,5
Втрати в мережах	%	15,8
Питома витрата палива	кг. у.п./Гкал	154,54
Питома витрата електроенергії на відпущену Гкал	кВт·год/Гкал	22,1

Розглянемо алгоритм аналізу котельного парку з позиції розрахунку і підбору параметрів для вибору котелень та їх перетворення у міні-ТЕЦ.

1) Визначаються енергетичні навантаження для об'єкта. Первинним критерієм дослідження котельного парку є сумарне мережеве, рециркуляційне, живильне, димососне, вентиляційне, горячоводне, холодноводне, освітлювальне, хімводопідготовче і інше споживання електроенергії котельнею. Впровадження когенераційних технологій доцільно розглядати у випадку, коли потужність електричного обладнання що експлуатується котельнею перевищує 100 кВт.

При цьому аналіз енергоспоживання об'єктів, що знаходяться поряд має менш принципове значення, оскільки передбачається можливість окупності впровадження за рахунок зменшення закупівель електроенергії з зовнішньої мережі [1–11].

2) Розраховуються і будуються для робочих і вихідних (святкових) днів графіки добового енергоспоживання на об'єкті для розрахункових умов холодного, теплого і перехідного періодів року.

3) На підставі отриманих даних будуються графіки річних навантажень, і розраховується річне споживання енергоресурсів по окремих видах споживачів і сумарні навантаження по електроенергії і теплу.

4) З графіків теплових та електричних навантажень вибираються базові розрахункові режими роботи міні-ТЕЦ.

5) Для режимів за (п. 4) аналізуються заходи з енергозбереження та вирівнювання нерівномірності енергонавантажень на об'єкті.

6) Визначається кількість вторинних енергоресурсів (ВЕР).

7) З урахуванням п. 6 розраховуються два варіанти енергопостачання:

– забезпечення споживача енергією з урахуванням використання ВЕР;

– забезпечення споживача енергією в тих же обсягах без використання ВЕР.

8) Визначається технічна та юридична можливість приєднання когенераційних установок на часткове покриття енергонавантажень.

9) З урахуванням п. 8 обчислюються навантаження на міні-ТЕЦ, за якими обирається кількість і одинична потужність турбін.

10) Розраховуються режими роботи, будуються добові і річні графіки роботи міні-ТЕЦ.

11) З графіків енергоспоживання і енерговиробництва по пріоритету електропостачання розраховується дефіцит теплової потужності міні-ТЕЦ для визначення потужності пікової котельні.

12) Розробляється принципова схема міні-ТЕЦ, вибираються основні і допоміжні елементи.

13) Проводиться техніко-економічний аналіз вибраного устаткування.

14) Здійснюється дослідження перспектив використання палива для роботи міні-ТЕЦ з позиції екології, переходу на альтернативні види та ін.

15) Розраховується економічна ефективність варіанту енергопостачання [1–14].

Споживання електроенергії та фінансові витрати на її придбання займають друге місце в формуванні собівартості продукції. При цьому слід зазначити, що в зимовий період платежі за електроенергію по відношенню до палива становлять (10–12) %, а в літній період (22–25) %. Тому питання зниження витрат на електроенергію є досить актуальним. На рис. 1 представлений помісячний графік витрати електроенергії всіма котельнями КП «ХТМ».

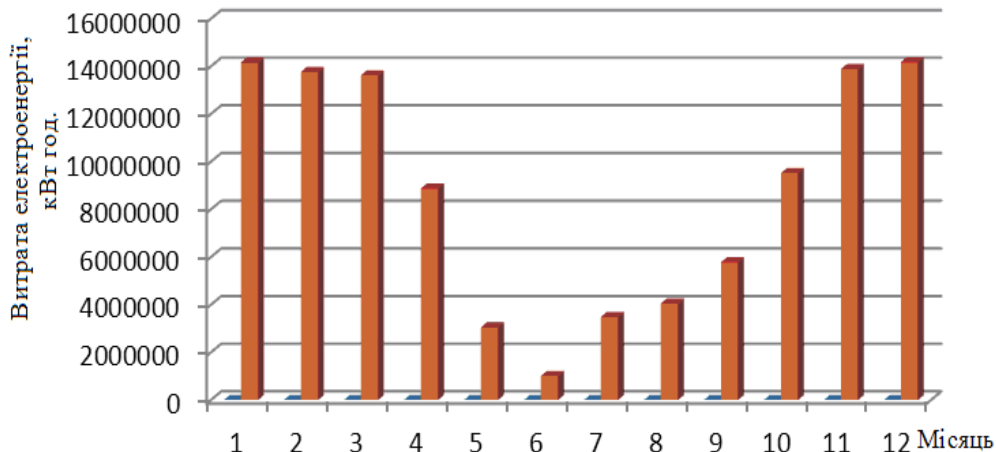


Рис. 1 – Динаміка помісячного споживання електроенергії

Структура розподілу споживання електроенергії основними технологічними об'єктами представлена на рис. 2.

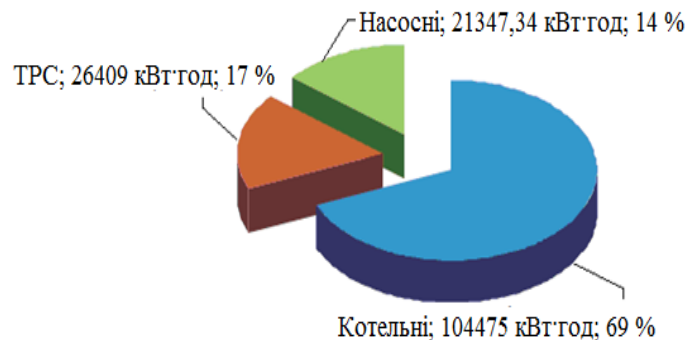


Рис. 2 – Розподіл споживання електроенергії:
ТРС – теплорозподільчі станції

З наведеної діаграми можна зробити висновок, що найбільшим споживачем електроенергії є котельні.

Слід зазначити, що в загальній сумі спожитої «ХТМ» електроенергії (понад 100 млн. кВт·год. на рік) частка великих котельень (по вул. Шекспіра, 17, вул. Проскури, 1, вул. Костичева, 2/1, вул. Жовтневої революції, 99 та ТЕЦ-4) складає більше 40 %. На діаграмі (рис. 3) наведено співвідношення споживання електроенергії зазначеними котельнями по відношенню до решти об'єктів КП «ХТМ», включаючи ТЕЦ-3 та Салтівську котельню.

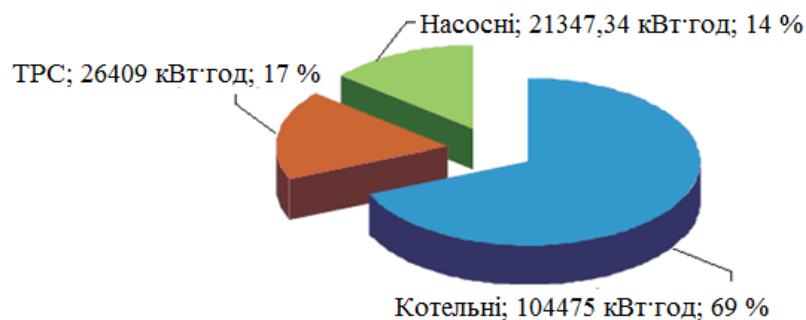


Рис. 3 – Діаграма співвідношення споживання електроенергії котельнями КП «ХТМ»

Представлені вище міркування можуть бути покладені в обґрунтування вибору на найбільш великих котельень КП «ХТМ» (рис. 3) для впровадження когенерації.

Основні напрямки реконструкції котельень, детально розглянуті в [1–14].

– установка на парових котельнях парових турбін (паровинтових машин) замість редуційно-охолоджувальних установок;

– установка на водогрійних котельнях газових турбін (ГТУ) і газопоршневих двигунів (ГПД) зі скиданням димових газів в топку котлоагрегату, (водогрійний котел перетворюється в котел-утилізатор);

– використання термодинамічного циклу з органічним теплоносієм для вироблення електроенергії при утилізації тепла відхідних димових газів парового/водогрійного котла [1–14].

У першому варіанті в якості турбін можна використовувати протитискові і конденсаційні парові турбіни низького тиску виробництва ВАТ «Калужський турбінний завод» та Харківського ВАТ «Турбоатом». Верхня межа потужності даних турбін до 6–12 МВт з можливістю її регулювання в широких межах.

Основним недоліком паровинтових машин, які випускаються потужністю до 0,5 МВт, є неможливість регулювання потужності, яка залишається номінальною. Потужність міні-ТЕЦ регулюється шляхом включення/відключення різного числа працюючих машин.

Другий варіант характеризується відсутністю парової частини і меншою кількістю змін в тепломеханічній частині котельні. Котлоагрегат піддається невеликим змінам в тягодутьєвому тракті. Основне генеруюче обладнання може працювати як спільно, так і повністю роздільно. Для газових турбін потрібен спеціальний дотискний компресор або наявність газопроводу високого тиску. Газопоршневі двигуни використовують газ середнього або низького тиску.

Третій варіант відрізняється від попередніх тим, що тепло димових газів використовується для кипіння органічного теплоносія (граничні вуглеводні, фреони) і отримання цього пару для приводу турбін. У цьому випадку реконструкції підлягає хвостова частина котлоагрегату.

Вибір типу двигуна, а також їх кількості для приводу електрогенераторів будь-якої потужності є складним техніко-економічним завданням. Спроби порівняння використання поршневих чи газотурбінних двигунів в якості приводу найчастіше робляться в умовах використання природного газу. Їх принципові переваги та недоліки неодноразово аналізувалися в технічній літературі [10, 11], в рекламних проспектах виробників електростанцій з поршневими двигунами, на сторінках Інтернету.

Як правило, наводяться узагальнені відомості про різницю у витратах палива, у вартості двигунів без жодного врахування їх потужності та умов роботи. Відзначається, що склад споживачів встановленою електричною потужністю меншою 10 МВт переважніше формувати на базі поршневих двигунів, а більшої потужності – на базі газотурбінних. Приймати ці рекомендації як аксіому не слід. Очевидно одне: кожен тип двигуна має свої переваги та недоліки, і при виборі приводу потрібні деякі, хоча б орієнтовні, кількісні критерії їх оцінки.

В даний час на українському енергетичному ринку пропонується досить широка номенклатура поршневих газотурбінних двигунів. Обробка наявної інформації дозволила сформулювати наведену нижче табл. 2, яка містить як кількісну, так і якісну оцінку переваг та недоліків ГПД і ГТУ. На жаль, частина характеристик взята з рекламних матеріалів, перевірити достовірність яких важко або практично неможливо.

Таблиця 2.

Порівняння основних показників поршневих і газотурбінних двигунів,
що працюють у складі електростанцій

Показник	Тип двигуна	
	Поршневий	Газотурбінний
1	2	3
Діапазон одиничних потужностей двигуна (ISO), МВт	0,1...80,0	0,03...265,0
Вплив температури зовнішнього повітря на ККД двигуна	Практично не впливає	При зниженні температури до мінус 20 °С ККД збільшується приблизно на 1,5 % абс.
Вплив температури зовнішнього повітря на потужність двигуна	Практично не впливає	При зниженні температури до мінус 20 °С потужність збільшується приблизно на (10–20) %, при збільшенні до +30 °С – зменшується на (15–20) %.

Закінчення таблиці 2

Паливо	Газообразне, рідке	Газообразне, рідке (за спецзаказом)
ККД по виробництву електроенергії при роботі на газі (ISO)	від 31 до 48 %	В простому циклі від 25 до 38 %
Питома витрата палива при 100 % и 50 % навантаженні	0,264...0,329 м ³ /(кВт·год.)	0,375...0,503 м ³ /(кВт·год.)
Зміна економічності	ККД більш стійкий, при зниженні навантаження на 50 % знижується на 8-10 %	ККД менш стійкий на часткових навантаженнях, при зниженні навантаження на 50 % знижується на 50 %
Вплив перемінного навантаження	Не бажана тривала робота на навантаженнях менш 50 % (сильно впливає на інтервали обслуговування); при меншій одиничній потужності агрегату, більш гнучка робота електростанції в цілому і вище надійність енергопостачання	Робота на часткових навантаженнях (менше 50 %) не впливає на стан турбіни; при високій одиничній потужності агрегату, відключення викликає втрату 30 ... 50 % потужності електростанції
Співвідношення електричної потужності й кількості утилізованої теплоти, МВт/МВт (ISO)	1/(0,95...1,3)	1/(1,4...4,0)
Падіння напруги і час відновлення після 50 % набросу навантаження	22 % 8 с	40 % 38 с
Можливості використання утилізованої теплоти	Високотенційну теплоту вихлопних газів – на виробництво пари для вироблення електроенергії Низькотенційну теплоту, що відводиться від системи охолодження, – на нагрів води до температури (90–115) °С	На виробництво пари для вироблення електроенергії, холоду, опріснення води тощо; на нагрів води до температури 150 °С
Габарити енергоблоку, м	Більше (18,3×5,0×5,9 при одиничній потужності агрегату 16 МВт без системи охолодження)	Менше (19,9×5,2×3,8 при одиничній потужності агрегату 25 МВт)

В табл. 2. наведені узагальнені дані, деякі з яких подані у відповідності зі стандартами ISO. Фактичні ж умови роботи двигунів можуть істотно відрізнятися від стандартних.

При реалізації принципів когенерації на існуючих об'єктах ЖКГ малої потужності найближчі конкуренти поршневих установок – газові мікротурбіни. При цьому ціни на мікротурбіни значно відрізняються від цін на ГПД та складають ~ 3000 дол. США за 1 кВт встановленої потужності.

Порівняння ГТУ і ГПД у складі міні-ТЕЦ показує, що установка газових турбін можлива на об'єктах, які мають електричні навантаження більше 14–15 МВт. Але через високу витрату газу турбіни рекомендуються для електростанцій набагато більшої потужності (від 50 МВт) зі стаціонарним електричним та тепловим навантаженням [10–12].

Підвищити ефективність модернізації котельні у міні-ТЕЦ можливо за допомогою раціонального підбору та вдосконалення, сучасних технологій, та

енергетичного обладнання. Крім того при перетворенні котельні у міні-ТЕЦ додається додаткове електротехнічне обладнання, раціональність вибору якого значно впливає на терміни окупності модернізації та ефективність подальшої роботи.

Додаткове електротехнічне обладнання.

1) Електрогенератор, до нього йде система збудження (в даний час напівпровідникова). У комплекті з генератором поставляється комутаційна апаратура: автоматичний вимикач (генераторна напруга до 1 кВ) та високовольтний вимикач (генераторна напруга вище 1 кВ).

Зазвичай обладнання поставляється у вигляді комплектних розподільних пристроїв. Можливі паралельні або роздільні режими роботи генераторів міні-ТЕЦ (паралельно з енергосистемою або автономно). Це потребує забезпечення динамічної стійкості генераторів міні-ТЕЦ при короткому замиканні в розподільній мережі 6(10) кВ; забезпечення якості електроенергії в автономному режимі роботи генераторів міні-ТЕЦ; забезпечення надійності живлення системи випрямлення оперативного струму при малих значеннях струмів короткого замикання (СКЗ) в автономному режимі роботи генераторів.

2) Акумуляторна батарея для мережі постійного струму з зарядно-підзарядними пристроями. Вона служить для живлення пристроїв релейного захисту та автоматики (РЗА), систем управління котельного і турбінного (ДВЗ) обладнання, приводів включення/відключення комутаційного обладнання, аварійного освітлення і зв'язку.

3) Реконструкція розподільчих пристроїв змінного струму мережі до та вище 1 кВ у зв'язку з установленням додаткової комутаційної апаратури. Можлива установка трансформаторів власних потреб, при необхідності; вибір між паралельним або роздільним режимами роботи силових трансформаторів на головній понижувальній підстанції (ГПП).

4) Реконструкція заземлюючого пристрою котельні (можливо різке збільшення струмів замикання на землю в мережі вище 1 кВ і струмів короткого замикання мережі до 1 кВ). Також може виникнути необхідність створення електрично незв'язаних заземлюючих пристроїв для особливо чутливого до перешкод електронного обладнання (системи управління, системи зв'язку).

5) Створення системи АСКОЕ (автоматизована система комерційного обліку електроенергії) для збору, обробки, зберігання і передачі даних про генерацію та споживання електроенергії; забезпечення чутливості і селективності роботи релейного захисту та автоматики (РЗіА) в різних режимах роботи системи електропостачання.

Особливості генерації електричної потужності на модернізованому котельному підприємстві. Вихідний вал ведучого ротора ДВС/турбіни з'єднується з електрогенератором. При роботі паралельно з електричною мережею 0,4; 6; 10 кВ на міні-ТЕЦ доцільно використовувати асинхронний генератор (АГ), який є зверненням звичайного серійного асинхронного двигуна з короткозамкненою обмоткою ротора і має такі переваги перед синхронним генератором (СГ):

– АГ більш простий в обслуговуванні і надійний в експлуатації, ніж СГ а його вартість удвічі нижча, ніж СГ.

– АГ не потребує системи синхронізації з мережею і регулятора збудження генератора.

– Система захисту АГ значно простіше, ніж у СГ, зважаючи на те, що струми короткого замикання в АГ швидко згасають внаслідок зникнення магнітного поля в роторі.

– Максимальні обороти серійно випускаємих асинхронних машин в діапазоні до 1 МВт становлять 3000 об/хв, у той час як у СГ максимальні оберти становлять 1500 об/ хв. Тому АГ може працювати з ДВС/турбіною [12–14].

Висновки: На прикладі КП «Харківські теплові мережі», запропоновано вдосконалений алгоритм вибору котельні для модернізації в розряд міні-ТЕЦ. В якості основного критерію алгоритму пропонується потужність електротехнічного обладнання, що експлуатується на котельні (повинна перевищувати 100 кВт).

Когенерація підвищує надійність і стабільність енергопостачання споживачів в умовах мінливого ринку енергії. Вибір того чи іншого варіанту реконструкції котельні обумовлюється техніко-економічними показниками. Проаналізовано цілий ряд ГТУ та ГПД різних виробників. Показані їх переваги та недоліки. Виробництво електроенергії на котельні передбачає підвищення використання палива. Економічний ефект модернізації залежить від обсягів утилізації вторинних та низькопотенційних енергоресурсів. Реалізація принципів когенерації може здійснюватися як малими, так і досить великими частками – цим підтримується тісний взаємозв'язок між генерацією та споживанням енергії. Таким чином, забезпечуються всі енергетичні потреби, які завжди супроводжують економічне зростання.

Список літератури: 1. *Маляренко, В. А.* Тенденции модернизации объектов малой энергетики на базе когенерации [Текст] / В. А. Маляренко, А. Л. Шубенко, А. В. Сенецкий, И. А. Темнохуд // Ползуновский вестник. – 2013. – № 4–3. – С. 131–137. 2. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности [Текст] / А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак ; НАН Украины, Институт проблем машиностроения. – Харьков, 2014. – 320 с. 3. *Маляренко, В. А.* Перевод котельных в режим когенерации путем внедрения турбин малой мощности [Текст] / В. А. Маляренко, И. А. Темнохуд, А. В. Сенецкий, А. Ю. Петров // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Васеленка. – Харків : ХНТУСГ, 2014. – № 153. – С. 110–111. 4. Schneider Electric - Выпуск 18 - Типовые схемы АВР с применением интеллектуально программируемого реле Zelio Logic [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. (1 файл). – Schneider Electric Publisher, 2008. – 102 с. – Режим доступа: <http://www.netkom.by/docs/N18-Типовые-shemy-AVR-s-primeneniem-Zelio-Logic.pdf>. – Заглавие с экрана. – 12.12.2014. 5. *Маляренко, В. А.* Конспект лекцій з дисципліни «Технологія виробництва електроенергії» [Текст] / В. А. Маляренко, С. І. Доценко, І. О. Темнохуд ; Харк. нац. університет міськ. госп. ім. О.М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ, 2013. – 178. 6. О когенерации, малой энергетике и строительстве тепловых электростанций [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.cogeneration.ru/>. – Заглавие с экрана. – 07.12.2013. 7. *Маторин, А.* Скрытые возможности когенерации [Электронный ресурс] / А. Маторин ; БудФонд. – Режим доступа: <http://www.budfond.com/energy/tehnologii/1300-skrytye-vozmozhnosti-kogeneracii>. – Заглавие с экрана. – 07.12.2013. 8. *Рассказов, А. В.* Анализ вариантов производства и использования энергии от Мини-ТЭЦ [Текст] / А. В. Рассказов // Энергоэффективность: опыт, проблемы, решения. – 2006. – Вып. 3–4. 9. *Елистратов, В. В.* Использование возобновляемой энергии [Текст] : учеб. пособие / В. В. Елистратов. – Санкт-Петербург : Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 224 с. 10. *Губич, А.* Применение газотурбинных двигателей малой мощности в энергетике [Текст] / А. Губич // Газотурбинные технологии. – 2001. – № 6. – С. 30–31. 11. Что лучше, надежнее, экономичнее для автономной электростанции: газопоршневые или газотурбинные силовые агрегаты? [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.manbw.ru/analytics/which_is_better_gas_piston_or_gas_turbine_power_units.html. – Заглавие с экрана. – 07.12.2013. 12. Буров, В. Д. Газотурбинные и газопоршневые энергетические установки малой мощности [Текст] / В. Д. Буров // Горный журнал. – 2004. – Спец. выпуск. – С. 87–89. 13. Компания «Рассвет». Применение когенерационных технологий в решении проблем теплоэнергетики, энергосбережения и экологии [Электронный ресурс] // Электронный журнал «ЭСКО» – информационный проект энергосервисной компании «Экологические Системы». – 2004. – июль № 7. – Электрон. дан. (1 файл). – Режим доступа: http://esco-ecosys.narod.ru/2004_7/art182.doc. – Заглавие с экрана. – 07.12.2013. 14. *Березин, С. Р.* Технология энергосбережения на базе паровой винтовой машины [Электронный ресурс] / С. Р. Березин, А. И. Богачева ; Издается порталом по энергосбережению ЭнергоСовет.ру <http://www.energsovet.ru> // Электронный журнал «ЕНЕРГОСОВЕТ».

– 2010. – август-сентябрь. – № 7(12). – С. 33–38. – Электрон. дан. (1 файл). – Режим доступа: <http://www.rosteplo.ru/news.php?zag=1285913666>. – 12.12.2014.

Bibliograph (tanssliterated): 1. Malyarenko, V. A., et al. "Tendencii modernizacii ob#ektov maloj jenergetiki na baze kogeneracii [Streamlining tendencies of small power facilities on the cogeneration basis]." *Polzunovskij vestnik [The Polzunoff Bulletin]* 4–3 (2013) 131–137. ISSN. Print. 2. Shubenko, A., et al. *Kogeneracionnye tehnologii v jenergetike na osnove primeneniya parovyh turbin maloj moshhnosti [Cogeneration Technologies in the branch of Power industry based on the low-power steam turbine use]*. Kharkiv : Machine-building Institute, 2014. Print. 3. Malyarenko, V. A., et al. "Perevod kotel'nih v rezhim kogeneracii putem vnedrenija turbin maloj moshhnosti [Boiler-House Mode Changing for Cogeneration by way of Low-Power Turbine Introduction]." *Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vaselenka [Bulletin of Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Rural Economy]*. No 153. Kharkiv : KPVNTURE, 2014. 110–111. Print. 4. "Schneider Electric - Vypusk 18 - Tipovye shemy AVR s primeneniem intellektual'no programmiruемого реле Zelio Logic [Schneider Electric - No 18 - Type Schemes of ATS with the help of Intellectual and Programming Relay Zelio Logic]." *Schneider Electric*. Schneider Electric. Web 12 December 2014 <<http://www.netkom.by/docs/N18-Tipovye-shemy-AVR-s-primeneniem-Zelio-Logic.pdf>>. 5. Malyarenko, V., S. Dotsenko and I. Temnokhud. "Lecture Notes in "Power Production Technologies" (for the first-,second-year full-time students, second-year extramural students specializing in 6.050701 "Power energy and Power Technologies" and auditors applying for the extra higher education specializing in "Power Supply Systems and Energy Use". Kharkiv : NUUE, 2013. Print. 6. "O kogeneracii, maloj jenergetike i stroitel'stve teplovyh jelektrostantsij [About Cogeneration, Small Power and Thermal Power Plant Construction]." *Copyright © 2001-2015. Когенерация.Ру*. Web 07 December 2013 <<http://www.cogeneration.ru>>. 7. Matorin, A. "Skrytye vozmozhnosti kogeneracii." *Stroitel'nyj portal BudFond — budfond.com, 2009-2012*. BudFond. Web 07 December 2013 <<http://www.budfond.com/energy/tehnologii/1300-skrytye-vozmozhnosti-kogeneracii>>. 8. Rasskasov, A. "Analiz variantov proizvodstva i ispol'zovaniya jenerгии ot Mini-TJeC [Production Options and Power Use Analysis of Mini-Thermal Power Plants]." *Jenergojeffektivnost': opyt, problemy, reshenija [Power Efficiency: experience, issues, decisions]*. No 3–4. 2006. Print. 9. Elistratov, V. *Ispol'zovanie vozobnovljaemoj jenerгии [Renewable Energy Use]*. St. Petersburg : Polytechnical University, 2008. Print. 10. Gubich, A. "Primenenie gazoturbinnyh dvigatelej maloj moshhnosti v jenergetike [Gas Turbine Engines Use in Small Power Industry]." *Gazoturbinnye tehnologii [Gas Turbine Technologies]* 6 (2001): 30–31. 11. "Chto luchshe, nadezhnee, jekonomichnee dlja avtonomnoj jelektrostantsii: gazoporshnevye ili gazoturbinnye silovye agregaty?" *Copyright © 2005–2015 Kompanija "NOVAJa GENERACIJa"*. Novaja generacija. Web 07 December 2013 <http://www.manbw.ru/analytics/which_is_better_gas_piston_or_gas_turbine_power_units.html>. 12. Burov, V. "Gazoturbinnye i gazoporshnevye jenergeticheskie ustanovki maloj moshhnosti [Gas Turbine and Gas Piston Installations of Small Power Industry]." *Gornyj zhurnal [Journal in Mining Special]* (2014): 87–89. 13. Kompanija "Rassvet". "Primenenie kogeneracionnyh tehnologii v reshenii problem teplojenergetiki, jenergosberezhenija i jekologii [Cogeneration Technologies Use in Problem Decision-Making of Heat and Power Industry and Energy Saving in Ecology]." *Jelektronnyj zhurnal "JeSKO" - informacionnyj proekt jenergoservisnoj kompanii "Jekologicheskie Sistemy"*. JeSKO. Web 07 December 2013 <http://escoecosys.narod.ru/2004_7/art182.doc>. 14. Berezin, S., and A. Bogachova. "Tehnologija jenergosberezhenija na baze parovoj vintovoj mashiny [Energy Saving Technology based on Steam and Winding Machine Use]." © *RosTeplo.ru - Informacionnaja sistema po teplosnabzheniju, 2003-2015*. Electronic Journal «Energosovet» 7(12) (2010): 33–38 Web 12 December 2014 <<http://www.rosteplo.ru/news.php?zag=1285913666>>.

Надійшла (received) 06.02.2015

УДК 697.3-52

Д. В. ЗАЙЦЕВ, асп. Одеського національного політехнічного університету;
О. А. КЛИМЧУК, канд. техн. наук, доц.; доц. Одеського національного політехнічного університету;
Г. А. БАЛАСАНЯН, д-р техн. наук, проф.; проф. Одеського національного політехнічного університету

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ СПОСОБІВ ТЕРМОМОДЕРНІЗАЦІЇ БУДІВЕЛЬ ТА МЕТОДИКА ЇХ ВПРОВАДЖЕННЯ

В статті розглядаються основні методи термомодернізації, теплофізична та економічна ефективність їх впровадження. Підвищення цін на енергоносії змусило шукати методи скорочення їх споживання. У складних економічних умовах саме процес термомодернізації будівель дозволяє суттєво економити. Різні фахівці розробляють і пропонують свої методи реалізації даного процесу. Безліч технічних рішень має місце в окремих випадках. Однак для реалізації даного процесу потрібно узагальнена методика, яка дозволить виявити найбільш ефективні методи термомодернізації і коректну послідовність їх впровадження. Спираючись на теоретичний і практичний досвід, можна з упевненістю заявити, що окремо взятий метод найбільш ефективний у певній ситуації та з урахуванням впровадження кількох попередніх методів. Максимально важливим стає завдання визначення ефективної послідовності застосування певних методів.

Ключові слова: термомодернізація, теплообмін, теплоємність, коефіцієнт теплопередачі, термічний опір, коефіцієнт тепловіддачі, температура.

Вступ

Підвищення цін на енергоносії змусило шукати методи скорочення їх споживання. У складних економічних умовах саме процес термомодернізації будівель дозволяє суттєво економити. Різні фахівці розробляють і пропонують свої методи реалізації даного процесу. Безліч технічних рішень має місце в окремих випадках. Однак для реалізації даного процесу потрібно узагальнена методика, яка дозволить виявити найбільш ефективні методи термомодернізації і коректну послідовність їх впровадження.

Мета роботи – проаналізувати основні способи термомодернізації будівель та визначити методику їх впровадження.

Аналіз основних аспектів енергоаудиту

Впроваджувати методи термомодернізації слід після ретельного аналізу будівлі. Таким аналізом є енергоаудит. Існують різні підходи до проведення енергоаудиту, але основою є енергетичне обстеження, яке неминуче призводить до встановлення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів та визначенню заходів щодо зниження витрат. Знизити витрати енергоспоживання можна різними способами, тому пріоритетним завданням енергоаудиту є визначення напрямків енергозбереження, виходячи з призначення будівлі та її потреб, як показано на рис.1. Знаючи напрямок енергозбереження, слід вивести основний інструмент, який дозволяє економити енергоресурси – це якісно продумана і розроблена програма енергозбереження будівлі.

Формальні завдання енергоаудиту обумовлені вимогами законодавства у галузі енергозбереження. До формальних завданням енергоаудиту відносяться такі завдання:

- розробка енергетичного паспорта будівлі;
- проектування розділу «Енергоефективність», в момент реконструкції або нового будівництва;
- визначення класу енергоефективності будівлі.

© Д.В. Зайцев, О.А. Климчук, Г.А. Баласанян, 2015



Рис. 1 – Складові енергоаудиту будівлі

Термомодернізація, як інструмент енергозбереження

У програму енергозбереження будівлі входить термомодернізація, як інструмент що дозволяє обґрунтувати питомі норми витрат палива на вироблення теплової енергії, норм запасу палива і норм технологічних втрат теплової енергії в розподільних мережах.

Термомодернізація будівель включає в себе виконання комплексу обов'язкових заходів:

- утеплення огорожувальних конструкцій;
- установку енергоефективних вікон і дверей;
- модернізація систем опалення, вентиляції та кондиціонування будівлі;
- організація якісного моніторингу споживання тепла.

В ході проведення енергетичного обстеження найчастіше виявляються найбільш гострі проблеми будівлі. Одне з перших заходів з аналізу якості огорожувальних конструкцій – це тепловізійна зйомка. Вона дозволяє, за допомогою тепловізора, наочно проаналізувати якість, з точки зору теплоізоляційних здібностей, огорожувальних конструкцій. Тепловізор фіксує на моніторі, невидиме людському оку, теплове, інфрачервоних випромінювання. Після отримання подібної інформації є можливість проаналізувати наскільки потрібно утеплити стіни будівель і які підібрати вікна, двері.

Розрахунок ефективності використання додаткової ізоляції

При використанні додаткової ізоляції стін слід враховувати фактори, що впливають на якість і властивості стін.

Для утеплення стін найбільш часто використовують такі матеріали:

- мінеральна вата ($P = 140 \text{ кг/м}^3$, $\lambda = 0,045 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$);
- пінополістирол ($P = 50 \text{ кг/м}^3$, $\lambda = 0,044 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$).

Одна із складових частин термомодернізації, це заміна старих вікон на нові, енергоефективні та сучасні. При заміні вікон треба зазначити, що основним критерієм якості вікна є коефіцієнт термічного опору вікна, мінімальний показник повинен бути (по ДБН В.2.6-31-2006 Изм.1) $R_{\text{вік,ДБН}} = 0,6 \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$. Але не кожне змонтоване вікно має потрібний, мінімальний опір, і фінансових вкладів може просто не вистачити на заміну всіх вікон будівлі. В таких випадках є можливість використовувати термоізоляційні плівки на вікна.

Для перевірки властивостей вікон і стін розглянемо кімнату, на другому поверсі житлового будинку, площею $S = 31 \text{ м}^2$, з площею зовнішньої стіни $S_{зс} = 15 \text{ м}^2$, площею скління $S_{ск} = 6 \text{ м}^2$ і сумарними тепловтратами $Q_{\Sigma} = 3 \text{ кВт}$. Прийmemo, що матеріал стін – бетон, з товщиною $\delta_{ст.} = 250 \text{ мм}$ і $\lambda_{ст.} = 1,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тоді термічний опір стіни без урахування теплоізоляції $R_{ст} = 0,351 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, по залежності (1), а вікна встановлені нові з $R_{вік.ДБН} = 0,6 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$:

$$R_{ст} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{ізол}}{\lambda_{ізол}} + \frac{1}{\alpha_{н}} \quad (1)$$

Слід зазначити, що мін. вата більше за щільністю на 64,3 %, ніж пінополістирол, володіє такими ж термічними властивостями.

Знаючи коефіцієнт термічного опору стін, по залежності (2), обчислимо питомі тепловтрати приміщення, $Q_{пит.} = 96 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

$$R_{пит} = \frac{Q_{\Sigma}}{S} \quad (2)$$

Додавши, на зовнішню стіну ізоляцію товщиною $\delta_{ізол.} = 50 \text{ мм}$, спираючись на залежність (1), отримуємо:

- мінеральна вата (50 мм), $R_{ст} = 1,462 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;
- пінополістирол (50 мм), $R_{ст} = 1,487 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Показник ефективності термічного опору стіни покращився, оскільки питомі тепловтрати зменшилися на 67,7 %, $Q_{пит.} = 31 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Так як мін. допустиме значення, для другої кліматичної зони, (по ДБН В.2.6-31-2006 Изм.1) термічного опору стін $R_{ст.ДБН} = 2,8 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, то для нашого прикладу мін. товщина теплової ізоляції повинна бути $\delta_{ізол.} = 120 \text{ мм}$, тоді по залежності (1):

- мінеральна вата (120 мм), $R_{ст} = 3,02 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;
- пінополістирол (120 мм), $R_{ст} = 3,08 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Показник ефективності термічного опору стіни покращився, оскільки питомі тепловтрати зменшилися на 77,08 %: $Q_{пит.} = 22 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Результати розрахунків наведені у табл. 1 та на рис. 2.

Таблиця 1.

Результати розрахунків термічного опору стіни

Матеріал ізоляції	$R_{ст}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	$R_{ст}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (по ДБН В.2.6-31-2006 Изм.1)	$Q_{пит.}, \text{ Вт}/\text{м}^2$
Не враховано	0,351	50,1	96,73
Мін. вата 50мм.	1,462	53,0	31,41
Пінополістирол 50мм	1,487	55,9	31,53
Мін. вата 120мм.	3,02	58,8	22,13
Пінополістирол 120мм	3,08	64,6	22,07

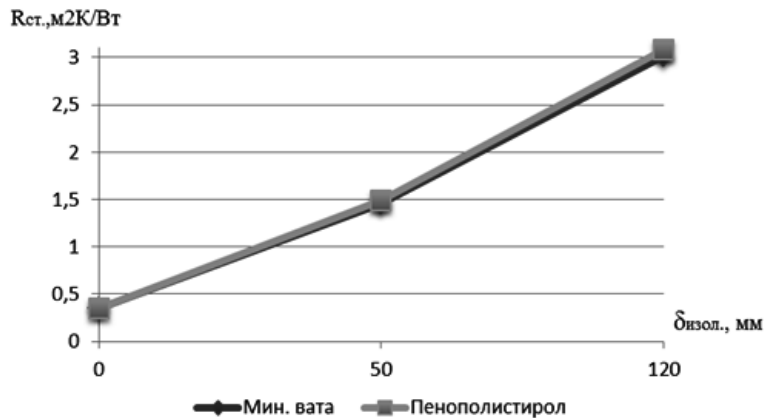


Рис. 2 – Порівняння зміни термічного опору стіни, в залежності від типу ізоляції та її товщини

Одним із ключових етапів термомодернізації є модернізація систем опалення, вентиляції та кондиціонування будівлі. Опираючись на практичний досвід, треба сказати, що системи вентиляції, кондиціонування і опалення тісно пов'язані між собою, навіть іноді заміщують один одного.

Найбільш поширеним способом організації повітрообміну в приміщеннях є природна вентиляція. Це найпростіший спосіб вентиляції, в якому постійний приплив свіжого повітря зовні відбувається через нещільності вікон і дверей, а в певні періоди часу, також через відкриті вікна. Видалення використаного повітря відбувається через вертикальні вентиляційні канали, які знаходяться в кухнях, ванних і туалетах, а іноді і в інших приміщеннях. Цей спосіб вентиляції залежить від погодних умов, повітрообмін буває недостатнім чи надмірним, що приводить к збільшенню теплоспоживання. Замінив вікна, можна посприяти зменшенню затрат на опалення, бо через старі вікна поступає надмірна кількість припливного, холодного повітря. Сучасним рішенням є вентиляція з регульованими припливом повітря, наприклад, шляхом застосування вікон із вбудованими вентиляторами. Або застосовують спеціальні отвори в стінах для регульованого припливу повітря чи, взагалі, припливно-витяжної, модульної, установки, яка монтується в стіну, типу труба в трубі, на кожне приміщення. Таким чином можна не тільки регулювати кількість припливного повітря, але і використовувати тепло витяжного.

Стан і обладнання системи опалення має основний вплив на споживання теплової енергії. Тому необхідно привести систему в стан максимально можливої справності. Основним заходом модернізації системи опалення є встановлення автоматичних терморегуляторів на кожному опалювальному приладі. Але це впровадження тягне за собою комплекс заходів, які буде необхідно впровадити, для якісного функціонування системи взагалі. Наприклад це автоматичне балансування системи, чи встановлення індивідуальних теплових пунктів. Модернізація повинна охоплювати обладнання в тепловому пункті (якщо тепла енергія постачається з тепломережі), котельні (якщо будинок має власну котельню) і всі елементи системи. На рис. 3 представлена схема модернізації існуючої, однотрубною системи опалення.

В комплекс заходів по модернізації енергоємних систем будівлі входить і моніторинг. Моніторинг споживання енергоресурсів – це суттєвий внесок в економію, з ціллю заощадження фінансів. Встановлення теплових лічильників на трубопровід, чи аналіз споживання теплоти за допомогою датчиків теплового потоку та коректної системи підрахунку, все це допомагає проаналізувати, як і коли треба економити енергоресурс.

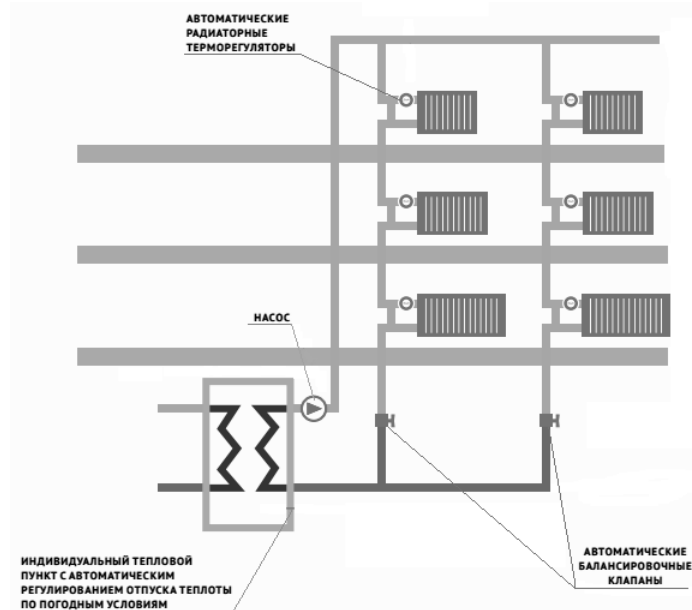


Рис. 3 – Схема автоматичного регулювання однотрубної системи опалення

Висновки

- 1) Було зроблено аналіз способів енергоаудиту, та виявлені їх недоліки.
- 2) За допомогою математичних рівнянь було підраховано зміни термічного опору конкретної кімнати жилого будинку і побудовано графіки.
- 3) Аналізуючи різні показники термічного опору треба зазначити, що встановлення більш якісних, нових вікон та монтаж додаткової теплової ізоляції будуть покращувати показник ефективності термічного опору стіни на 60...80 %.
- 4) Були виявленні загальні недоліки сучасних систем опалення та вентиляції, та запропоновані методи по модернізації та поліпшенню функціонування цих систем.
- 5) Для підтвердження цих висновків потрібно провести ряд експеримент та техніко-економічний аналіз використання енергосистем взагалі.

Список літератури: 1. ДБН В.2.6-31:2006 Конструкции зданий и сооружений. Тепловая изоляция зданий. – Киев : Минстрой Украины, 2006. – 65 с. 2. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – Москва : Энергия, 1975. – 423 с. 3. Титар, С. С. Системы энергопостачання промислових підприємств [Текст] / С. С. Титар. – Одеса : АТ БАХВА, 2002. – 356 с. 4. Клычников, Р. Ю. Технично-економическая оценка термомодернизации жилых зданий [Текст] / Р. Ю. Клычников, В. А. Езерский, П. В. Монастырев. – Москва : Изд-во АСВ, 2011. – 176 с. 5. Савйовский, В. В. Ремонт и реконструкция гражданских зданий [Текст] / В. В. Савйовский, О. Н. Болотских. – Харьков : Ватерпас, 1999. – 287 с.

Bibliograph (tanssliterated): 1. DBN V.2.6-31:2006 Konstrukcii zdaniij i sooruzhenij. Teplovaja izoljacija zdaniij. Kiev : Minstroj Ukrainy, 2006. Print. 2. Isachenko, V. P., V. A. Osipova and A. S. Sukomel. *Teploperedacha*. Moscow : Jenergija, 1975. Print. 3. Titar, S. S. *Sistemy energopostachannja promyslovyh pidpryjemstv*. Odessa : AT BAHVA, 2002. Print. 4. Klychnikov, R. Ju., V. A. Ezerskij and P. V. Monastyrev. *Tehniko-jekonomicheskaja ocenka termomodernizacii zhilyh zdaniij*. Moscow : Izd-vo ASV, 2011. Print. 5. Savjovskij, V. V., and O. N. Bolotskih. *Remont i rekonstrukcija grazhdanskih zdaniij*. Kharkov : Vaterpas, 1999. Print.

Надійшла (received) 06.02.2015

РЕФЕРАТИ

УДК 621.165

Розробка та апробація комплексного методу оптимізації ступені осьової турбіни [Текст] / **А. В. Бойко, О. П. Усатий, Д. І. Максютя** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 5–12. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В статті наведено комплексний метод оптимізації ступені осьової турбіни, який поєднує в собі одновимірну та тривимірну оптимізацію. Представлено алгоритм оптимізаційного процесу. За розробленою методикою виконана оптимізація ступені осьової турбіни для різних радіальних зазорів. У результаті оптимізації значно підвищено ККД ізольованої ступені. Зроблено аналіз причин підвищення ефективності.

Ключові слова: розробка методики оптимізації, турбінна ступень, одновимірна оптимізація, тривимірна оптимізація, периферійна виточка, закон закрутки, вхідний геометричний кут лопатки.

УДК 621.438.056

Особливості формування поля температур в стабілізаторних паликових пристроях при мікродифузійному спалюванні газу [Текст] / **О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовський, О. О. Грановська, Д. А. Горяч, О. С. Мороз** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 13–20. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено результати експериментальних досліджень формування профілю температури продуктів згоряння за стабілізаторами при мікрофакельному спалюванні газу із струменевою подачею палива в зону рециркуляції. Розглянуто фактори, які визначають розподілення температури газів вздовж стабілізатора, а також довжину камери, що необхідна для вирівнювання температури вздовж перетину камери. Показано, що профіль температури газу вздовж стабілізатору відповідає характеру розподілення палива в колекторі. Інтенсивність вирівнювання поля температур у поперечному перерізі камери залежить від коефіцієнту надлишку повітря і коефіцієнту затінення паликового пристрою.

Ключові слова: камера згоряння, стабілізатор, мікродифузійне горіння, поле температур, продукти згоряння.

УДК 621.515

Аналіз характеристик блоково-комплектної турбокомпресорної установки з газотурбінним приводом на основі її комплексної математичної моделі [Текст] / **В. П. Парафійник, С. О. Прилипко** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 21–33. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

На основі створеної в Спеціальному конструкторському бюро ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе» комплексної математичної моделі (КММ), реалізованої у вигляді програмно-розрахункового комплексу САПУ-КС-М, виконано аналіз технологічних і термодинамічних параметрів блоково-комплектної турбокомпресорної установки, створеної на основі відцентрового компресору та газотурбінного приводу потужністю 8 МВт. Установка призначена для збору та транспорту нафтового газу в умовах експлуатації Уренгойського нафтогазоконденсатного родовища (Росія).

Ключові слова: алгоритм, компримування, математична модель, термодинамічний аналіз, ексергія.

УДК 621.18-5

Ефективність зниження викидів оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 блоку № 6 ДТЕК Ладизинська ТЕС на основних режимах навантаження [Текст] / **С. Г. Кобзар, А. А. Халатов** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 34–39. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено дослідження ефективності зниження оксидів азоту системою ступеневого спалювання вугілля котла ТПП-312 на основних режимах навантаження та визначено вплив її експлуатації на основні технологічні параметри топки. Отримано, що для забезпечення умов рідкого шлаковидалення в низу топки мінімальне навантаження блоку не повинно бути менше 210 МВт_е, а витрата палива в додаткові пальники не перевищувати 10 % витрати вугілля. Для попередження шлакування системи підвісних ширм на максимальних навантаженнях існуюча система потребує додаткової модернізації. Для забезпечення максимального відновлення оксидів азоту системою

ступеневого спалювання вугілля значення надлишку повітря на початку зони допалювання повинно становити 0,9.

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

УДК 621.165; 621.311.22

Вплив дійсних режимів роботи теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 на відпуск тепла й електроенергії [Текст] / **О. Л. Шубенко, О. А. Бабенко, В. М. Голошапов, О. Ю. Козлоков** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 40–43. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто режими експлуатації енергоблоків № 1 і № 2 з теплофікаційними турбінами Т-100/120-130 ПАТ «Харківська ТЕЦ-5» та проаналізовано їх вплив на відпуск тепла й електроенергії споживачеві відповідно температурного графіка тепломережі в різні періоди року. Показано, що відпуск теплової енергії енергоблоком визначається температурним потенціалом сільової води та її витратою, кількість тепла залежить від температурної різниці між прямою та зворотною магістраллю.

Ключові слова: теплоелектроцентральною, теплофікаційною турбоустановкою, підігрівачем сільової води, режимом експлуатації, температурним графіком.

УДК 621.791

Дослідження енергетичних характеристик плазмового генератора для стабілізації термо-акустичних процесів в камерах згоряння [Текст] / **С. І. Сербін, А. В. Козловський, С. В. Вілкул** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 44–48. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена питанню стабілізації термо-акустичних процесів у камерах згоряння газотурбінних двигунів використанням плазмотрона постійного струму. Представлені результати експериментальних досліджень плазмотрона постійного струму, призначеного для зниження акустичної нестійкості в камерах згоряння. Отримана вольт-амперна характеристика плазмового генератора для різних витрат плазмоутворюючого повітря. Визначена зона стійкого горіння дуги плазмотрона для стабілізації термо-акустичних процесів в камерах згоряння.

Ключові слова: газотурбінний двигун, камера згоряння, пульсаційне горіння, плазмотрон постійного струму.

УДК 621.311.2 : 532

Удосконалення аеродинамічних трактів парогазової установки [Текст] / **А. С. Мазуренко, В. А. Арсірій, Е. А. Арсірій, В. І. Кравченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 49–52. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто можливість збільшення потужності ГТУ за рахунок удосконалення аеродинамічних трактів. Розроблено проект і виконана модернізація тракту окислювача енергоблоку ПГУ-250 Молдавської ДРЕС з газовою турбіною ГТ-35, яка показала істотний резерв збільшення потужності за рахунок зниження протитиску за газовою турбіною, шляхом коригування геометрії тракту скидання окислювача від газової турбіни в котел. Удосконалення аеродинаміки виконується фізичним моделюванням методом візуальної діагностики структури потоків.

Ключові слова: парогазова установка, коректування аеродинамічних трактів, візуалізація структури потоків.

УДК 621.039.5

Критичні стискаючі сили і форми втрати стійкості напрямних каналів тепловиділяючих збірок ядерних реакторів ВВЕР-1000 [Текст] / **О. В. Єфімов, М. В. Максимов, Ю. В. Ромашов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 53–56. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто стійкість деформування при осьовому стисканні трубчастого направляючого каналу, що з'єднує голівку і хвостовик тепловиділяючої збірки ядерного реактора ВВЕР-1000. Досліджено вплив умов закріплення країв направляючого каналу на величини критичних стискаючих сил і напружень, а також на форму вигину при втраті стійкості. Отримані величини критичних стискаючих сил і напружень показують можливість вигину напрямних каналів через втрату стійкості, причому форма такого вигину може містити одну-дві точки перегину, що суттєво утруднить рух органів регулювання системи управління і захисту.

Ключові слова: тепловиділяюча збірка, направляючий канал, стійкість.

УДК 532.5.013.12

Теплогідравлічна ефективність різних способів закрутки потоку [Текст] / Т. В. Доник // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 57–60. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано узагальнення опублікованих експериментальних даних по теплогідравлічній ефективності та коефіцієнту якості різних способів закрутки потоку. Показано, що різні способи закрутки потоку характеризуються загальним механізмом інтенсифікації теплообміну і описуються єдиною кривою на діаграмах теплогідравлічної ефективності. Запропонований критерій якості забезпечує більш обґрунтоване ранжування і порівняння інтенсифікаторів теплообміну.

Ключові слова: теплогідравлічна ефективність інтенсифікаторів теплообміну, коефіцієнт якості, закрутка потоку.

УДК 66.011: 662.76; 662.951.2

Спалювання важких рідких вуглеводнів у теплогенераторі з гнотовим пальником у вихровому рециркулюючому потоці [Текст] / О. В. Шихабутинова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 61–67. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Створено теплогенератор для спалювання важких вуглеводнів у вихровому потоці, що рециркулює. Виконано експериментальні дослідження по спалюванню відпрацьованого машинного масла, які показали, що процес його спалювання можна проводити без порушень норм на шкідливі викиди (NO_x , CO). Виконані розрахунки показали задовільний збіг з експериментальними значеннями температури на виході з камери згоряння, прийнятну похибку (24 %) при прогнозуванні викидів і дозволили оптимізувати конструктивні параметри камери згоряння.

Ключові слова: теплогенератор, відпрацьоване масло, спалювання у вихровому потоці, камера згоряння, гнотовий пальник, шкідливі викиди.

УДК 621.165

Оптимальні параметри дифузorzів трактів відборів парових турбін [Текст] / А. В. Лапузін, В. П. Суботович // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 68–74. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

На основі результатів експериментального дослідження на великомасштабному статичному стенді визначено оптимальні геометричні параметри дифузorzних трактів відборів в діапазоні зміни відносної витрати у відбір від 15 % до 40 %. Розглянуто вплив площі відвідного патрубку на рівень втрат. Наведено апроксимаційні залежності, що дозволяють визначити втрати як у бездифузorzних конструкціях, так і в трактах, які відрізняються параметрами дифузора.

Ключові слова: відбір пари, дифузorz, камера відбору, патрубок відбору, втрати в тракті відбору.

УДК 621.165

Застосування комбінованої програми регулювання для турбоустановок великої потужності з сопловим паророзподілом [Текст] / А. І. Бабаєв, В. М. Голощанов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 75–80. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В даній статті розглядається питання зміни навантаження енергоблоків теплових електростанцій, які мають турбіни з сопловим паророзподілом, шляхом застосування комбінованої програми регулювання та визначення ефективності використання режиму ковзного тиску в залежності від різної кількості відкритих регулюючих клапанів і початкових параметрів пари.

Ключові слова: комбіноване регулювання, ковзний тиск, паророзподіл, регулювання енергоблоків, змінний режим.

УДК 621.036.7

Перемінний режим експлуатації системи глибокої утилізації теплоти газів, що відводяться з котла [Текст] / О. В. Єфімов, О. Л. Гончаренко, О. В. Касілов, Л. В. Гончаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 81–87. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

За допомогою розрахункового дослідження, виконаного на базі розробленої комп'ютерної програми, здійснена оцінка перемінного режиму експлуатації системи глибокої утилізації теплоти газів, що йдуть з котла. В якості об'єкту дослідження розглянутий один з варіантів теплоутилізаційної системи замкнутого типу, в склад якої входять паровий котел Е-1,0-09 ГЗ і конденсаційний теплообмінний апарат поверхневого типу, який призначений для нагріву сітрової води системи гарячого водопостачання.

Ключові слова: перемінний режим експлуатації, система глибокої утилізації теплоти, відхідні димові гази, конденсація водяної пари, коефіцієнт корисної дії, витрата води, коефіцієнт теплопередачі, коефіцієнт масовіддачі, площа поверхні теплообміну.

УДК 536.24

Методика та результати дослідження теплообміну при різному орієнтуванні високотемпературної поверхні, яка охолоджується дисперговою водою [Текст] / А. Р. Переселков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 88–90. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлена методика та результати дослідження теплообміну при охолодженні високотемпературної поверхні дисперговою водою, яка подається на локальний тепломір знизу-догори. Щільність зрошення поверхні тепломіра вимірювалась з використанням рахунково-імпульсного метода. В дослідях виключалось попадання на виступаючий тепломір «вторинних» капель та плівки води, поступаючих з сусідніх ділянок поверхні. Встановлено, що при відсутності «баластної води» різне орієнтування зрошуваної поверхні не впливає на результати, а теплотойм залежить тільки від щільності зрошення.

Ключові слова: теплообмін, каплі, щільність зрошення, орієнтування поверхні.

УДК 621.224 : 681.5

Прецизійна система автоматичного регулювання гідротурбіни [Текст] / Г. І. Канюк, А. Ю. Мезеря, В. Є. Мельников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 91–96. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В роботі розглянуті питання розробки і впровадження нової ефективної системи автоматичного регулювання гідротурбіни, яка суттєво зменшує всі види статичних та динамічних похибок і, тим самим, підвищує точність регулювання і якість виробленої електроенергії. Реальна система заснована на методі структурно-параметричного синтезу регулятора частоти та потужності гідротурбіни на основі обернених задач динаміки.

Ключові слова: система автоматичного регулювання, гідравлічна турбіна, астатичний регулятор.

УДК 621.577

Моделювання режиму переривчастого опалення комбінованої системи тепlopостачання із тепловим насосом [Текст] / Г. А. Баласанян, О. А. Климчук, М. Б. Міняйло // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 97–102. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто питання комплексного підходу зниження енергоспоживання у системах тепlopостачання будівель. Запропоновано режими переривчастого опалення у будівлях суспільного призначення. Представлена схема комбінованого тепlopостачання з використанням теплового насоса та газового котлу. Проведено моделювання режимів роботи системи тепlopостачання будівлі із використанням теплових насосів та переривчастого опалення. Запропоновано рекомендації по використанню традиційних та поновлювальних джерел тепла у комбінованих систем тепlopостачання. Показано економію від застосування режиму переривчастого опалення для приміщень суспільного призначення.

Ключові слова: теплові насоси, комбіновані системи тепlopостачання, переривчасте опалення.

УДК 519.2

Підігрів компонентів горіння та інтенсифікація роботи печей / [Текст] / О. Д. Димитров, О. М. Шраменко, В. А. Пядухов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 103–110. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Наводиться порівняння різних варіантів внутрішнього використання теплоти відхідних продуктів згорання при роботі високотемпературних теплотехнологічних установок (ВТТУ). Показано вплив на ці величини коефіцієнта регенерації тепла і коефіцієнта корисно використаного тепла робочої камери для конкретних умов роботи ВТТУ. У висновках дані рекомендації з вибору раціонального способу використання теплоти відхідних продуктів згорання з точки зору конструктивних особливостей і економічності роботи при різних режимах експлуатації.

Ключові слова: економія палива, піч, продукти згорання, рекуперація.

УДК 621.165; 621.438; 621.224

Методико-алгоритмічне забезпечення функціонування мобільного комплексу з оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів [Текст] / Ю. Г. Єфремов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 111–116. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано методико-алгоритмічне забезпечення мобільного вимірювально-діагностичного комплексу оцінки технічного стану енергообладнання по параметрах вібрації. Програмне забезпечення комплексу складається з модулів реєстрації, візуалізації й первинної обробки інформації, автоматизованого контролю вібраційного стану, аналізу вібропараметрів і визначення дисбалансу роторів. Наведено приклад експериментальних досліджень вібраційного стану допоміжного обладнання (димосос Д-25Х2ШБ) енергоблоку. Визначено, що в СКЗ віброшвидкості опор димососа значний вклад вносить низькочастотна вібрація. (1–10 Гц).

Ключові слова: вібрація, вібраційний стан, система діагностики, спектральні характеристики

УДК 621.831

Оптимально-раціональне проектування елементів головних передач силових енергетичних машин [Текст] / П. М. Калінін, Ю. О. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 117–124. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В роботі наведена методологія розробки системи оптимально-раціонального проектування елементів головних передач енергетичних машин на основі методу дослідження простору параметрів та обговорені питання її реалізації на прикладі проектування співвісного зубчастого редуктора з розподіленим потоком потужності. Запропонований метод проектування оперує з векторним критерієм якості технічного об'єкта, що дозволяє більш якісно характеризувати об'єкт проектування та керувати процесом вибору його оптимально-раціонального рішення. Наведений ілюстративний приклад застосування запропонованої методології проектування.

Ключові слова: проектування, оптимально-раціональне рішення, зубчастий редуктор, допустима множина, критерій якості, методологія.

УДК 536.423.4

Особливості конструкції та методика теплового розрахунку контактного утилізатора теплоти відхідних газів із проточним барботажем шаром [Текст] / О. П. Костюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 125–134. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

В статті розглянуті особливості конструкції теплопередавального елемента контактного утилізатора теплоти парогазової суміші із проточним барботажем шаром та приведена методика теплового розрахунку робочого елемента утилізаційного апарата, створена на основі раніше проведених експериментальних досліджень тепловіддачі і масовіддачі від пароповітряного потоку до охолоджувальної води у проточному барботажному шарі.

Ключові слова: парогазова суміш, двофазовий потік, проточний барботажем шар, контактний тепломасообмінний апарат, вертикальний канал.

УДК 621.182.2.001.57

Комплексне моделювання біогазової установки у складі когенераційної системи [Текст] / Є. Є. Чайковська, Б. І. Молодковець // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 135–142. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано комплексне моделювання біогазової установки, що дозволяє встановлювати температуру теплоносія, що гріє, на вході в теплообмінник, вбудований в метантенк, при зміні температури теплоносія, що гріє, на виході із теплообмінника для підтримки функціонування біогазової установки на основі теплового насоса, що використовує зброжене сушло у якості низькопотенційного джерела енергії. Це дозволяє, наприклад, при виробництві 352,5 м³/добу біогазу здобути економію біогазу 25,4 тис. м³/рік, що при підвищенні товарності біогазової установки на 13,94 %, надає можливість знизити собівартість виробництва електроенергії та теплоти в межах (20–30) %.

Ключові слова: когенераційна установка, біогазова установка, тепловий насос, зброження.

УДК 621.43.016:666.94

Оптимізація теплових витрат при виробництві залізобетонних виробів у період ізотермічної витримки в установці ямного типу *FlowVision* [Текст] / Ю. В. Шульгін, Я. В. Жнітов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 143–146. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведена методика оптимізації використання енергоресурсів на підприємствах будівельної галузі, на яких використовуються традиційні пропарювальні камери ямного типу, або ковпакові камери, які можуть стати альтернативою ямним за усіма показниками. Наведені результати дослідження, для уможливлення переходу пропарювальних камер вище наведеного типу в автономний режим теплопостачання в період ізотермічної витримки виробів за допомогою удосконалення шару теплової ізоляції камери. Обраний найбільш доцільний теплоізоляційний матеріал, який можна застосовувати для камер даного типу.

Ключові слова: оптимізація, залізобетон, екзотерія цементу, ізотермічна витримка, пропарювальна камера.

УДК 621.165

Можливості підвищення енергоефективності теплових мереж шляхом впровадження когенерації [Текст] / С. Ю. Андрєєв, В. А. Маляренко, І. О. Темнохуд, О. В. Сенецький // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 147–155. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуті можливості енергозбереження за рахунок когенераційних технологій при перетворенні котельні в міні-ТЕЦ. На прикладі КП «Харківські теплові мережі», запропоновано застосувати вдосконалений алгоритм вибору котельні для модернізації в розряд міні-ТЕЦ. В якості основного критерію алгоритму пропонується потужність електротехнічного обладнання, що експлуатується на котельні. Здійснено порівняння основних показників поршневих і газотурбінних двигунів, які працюють у складі електростанцій. Розглянуто обладнання що додатково встановлюється на котельні для виробництва електроенергії. Вибір того чи іншого варіанту реконструкції котельні обумовлюється техніко-економічними показниками.

Ключові слова: когенерація, енергозбереження, ТЕЦ, котельня, парова турбіна, газопоршневий двигун, газотурбінна установка, комунальна енергетика.

УДК 658.264

Аналіз основних способів термомодернізації будівель та методика їх впровадження [Текст] / Д. В. Зайцев, О. А. Климчук, Г. А. Баласанян // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 156–160. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

В статті розглядаються основні методи термомодернізації, теплофізична та економічна ефективність їх впровадження. Підвищення цін на енергоносії змусило шукати методи скорочення їх споживання. У складних економічних умовах саме процес термомодернізації будівель дозволяє суттєво економити. Різні фахівці розробляють і пропонують свої методи реалізації даного процесу. Безліч технічних рішень має місце в окремих випадках. Однак для реалізації даного процесу потрібно узагальнена методика, яка дозволить виявити найбільш ефективні методи термомодернізації і коректну послідовність їх впровадження. Спираючись на теоретичний і практичний досвід, можна з упевненістю заявити, що окремо взятий метод найбільш ефективний у певній ситуації та з урахуванням впровадження кількох попередніх методів. Максимально важливим стає завдання визначення ефективної послідовності застосування певних методів.

Ключові слова: термомодернізація, теплообмін, теплоємність, коефіцієнт теплопередачі, термічний опір, коефіцієнт тепловіддачі, температура.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.165

Разработка и апробация комплексного метода оптимизации ступени осевой турбины [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый, Д. И. Максютя // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 5–12. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье приведен комплексный метод оптимизации ступени осевой турбины, объединяющая в себе одномерную и трехмерную оптимизацию. Представлен алгоритм оптимизационного процесса. По разработанной методике выполнена оптимизация ступени осевой турбины для различных радиальных

зазоров. В результате оптимизации заметно повышен КПД изолированной ступени. Сделан анализ причин увеличения эффективности.

Ключевые слова: разработка методики оптимизации, турбинная ступень, одномерная оптимизация, трехмерная оптимизация, периферийная протечка, закон закрутки, входной геометрический угол лопатки.

УДК 621.438.056

Особенности формирования поля температур в стабилизаторных горелочных устройствах при микродиффузионном сжигании газа [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовский, Е. А. Грановская, Д. А. Горяч, О. С. Мороз // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 13–20. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты экспериментальных исследований формирования профиля температуры продуктов сгорания за стабилизаторами при микрофакельном сжигании газа со струйной подачей топлива в зону рециркуляции. Рассмотрены факторы, определяющие распределение температуры вдоль стабилизатора, а также длину камеры, необходимую для выравнивания температуры по сечению камеры сгорания. Показано, что профиль температуры газов по длине стабилизатора соответствует характеру распределения топлива вдоль коллектора. Интенсивность выравнивания поля температур в поперечном сечении камеры зависит от коэффициента избытка воздуха и коэффициента загромождения горелочного устройства.

Ключевые слова: камера сгорания, стабилизатор, микродиффузионное горение, поле температур, продукты сгорания.

УДК 621.515

Анализ характеристик блочно-комплектной турбокомпрессорной установки с газотурбинным приводом на основе её комплексной математической модели [Текст] / В. П. Парафейник, С. А. Прилипко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 21–33. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

На основе созданной в Специальном конструкторском бюро ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» комплексной математической модели (КММ), реализованной в виде программно-вычислительного комплекса САРТУ-КС-М, выполнен анализ технологических и термодинамических параметров блочно-комплектной турбокомпрессорной установки, созданной на основе центробежного компрессора и газотурбинного привода мощностью 8,0 МВт. Установка предназначена для сбора и транспорта нефтяного газа в условиях эксплуатации Уренгойского нефтегазоконденсатного месторождения (Россия).

Ключевые слова: алгоритм, компримирование, математическая модель, термодинамический анализ, эксергия.

УДК 621.18-5

Эффективность снижения выбросов оксидов азота системой стадийного сжигания угля котла ТПП-312 блока № 6 ДТЭК Ладыжинская ТЭС на основных режимах нагрузки [Текст] / С. Г. Кобзарь, А. А. Халатов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 34–39. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнено исследование эффективности снижения оксидов азота системой стадийного сжигания угля котла ТПП-312 на основных режимах нагрузки и определено влияние ее эксплуатации на основные технологические параметры топки. Получено, что для обеспечения условий жидкого шлакоудаления в низу топки минимальная нагрузка блока не должно быть меньше 210 МВт, а расход топлива в дополнительные горелки не превышать 10 % расхода угля. Для предотвращения шлакования системы подвесных ширм на максимальных нагрузках, существующая система стадийного сжигания требует дополнительной модернизации. Для обеспечения максимального уровня восстановления оксидов азота системой стадийного сжигания, значение избытка воздуха в начале зоны дожига должно составлять 0,9.

Ключевые слова: горение угля, горелка, оксиды азота, стадийное сжигание угля.

УДК 621.165 ; 621.311.22

Влияние реальных режимов работы теплофикационной турбины Т-100/120-130 на отпуск тепла и электроэнергии [Текст] / А. Л. Шубенко, О. А. Бабенко, В. Н. Голощапов, А. Ю. Козлоков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 40–43. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены режимы эксплуатации энергоблоков № 1 и № 2 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» с теплофикационными турбинами Т-100/120-130 и проанализировано их влияние на отпуск тепла и электроэнергии потребителю согласно температурному графику теплосети в разные периоды года. Показано, что отпуск тепловой энергии энергоблоком определяется температурным потенциалом сетевой воды и ее расходом, а количество тепла зависит от температурной разности между прямой и обратной магистралью.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная турбоустановка, подогреватель сетевой воды, режим эксплуатации, температурный график.

УДК 621.791

Исследование энергетических характеристик плазменного генератора для стабилизации термо-акустических процессов в камерах сгорания [Текст] / С. И. Сербин, А. В. Козловский, С. В. Вилкул // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 44–48. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Статья посвящена вопросу стабилизации термо-акустических процессов в камерах сгорания газотурбинных двигателей использованием плазмотрона постоянного тока. Представлены результаты экспериментальных исследований плазмотрона постоянного тока, предназначенного для подавления акустической неустойчивости в камерах сгорания. Получена вольт-амперная характеристика плазменного генератора для различных расходов плазмообразующего воздуха. Определена зона устойчивого горения дуги плазмотрона для стабилизации термо-акустических процессов в камерах сгорания.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, пульсационное горение, плазмотрон постоянного тока.

УДК 621.311.2 : 532

Совершенствование аэродинамических трактов парогазовой установки [Текст] / А. С. Мазуренко, В. А. Арсирий, Е. А. Арсирий, В. И. Кравченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 49–52. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрена возможность увеличения мощности ГТУ за счет совершенствования аэродинамических трактов. Разработан проект и выполнена модернизация тракта окислителя энергоблока ПГУ-250 Молдавской ГРЭС с газовой турбиной ГТ-35, которая показала существенный резерв увеличения мощности за счет снижения противодавления за газовой турбиной, путем корректировки геометрии тракта сброса окислителя от газовой турбины в котел. Совершенствование аэродинамики выполняется физическим моделированием методом визуальной диагностики структуры потоков.

Ключевые слова: парогазовая установка, корректировка аэродинамических трактов, визуализация структуры потоков.

УДК 621.039.5

Критические сжимающие силы и формы потери устойчивости направляющих каналов тепловыделяющих сборок ядерных реакторов ВВЭР-1000 [Текст] / А. В. Ефимов, М. В. Максимов, Ю. В. Ромашов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 53–56. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрена устойчивость деформирования при осевом сжатии трубчатого направляющего канала, соединяющего головку и хвостовик тепловыделяющей сборки ядерного реактора ВВЭР-1000. Исследовано влияние условий закрепления краев направляющего канала на величины критических сжимающих сил и напряжений, а также на форму изгиба при потере устойчивости. Полученные величины критических сжимающих сил и напряжений показывают возможность изгиба направляющих каналов из-за потери устойчивости, причем форма такого изгиба может содержать одну-две точки перегиба, что существенно затруднит движение органов регулирования системы управления и защиты.

Ключевые слова: тепловыделяющая сборка, направляющий канал, устойчивость.

УДК 532.5.013.12

Теплогидравлическая эффективность различных способов закрутки потока [Текст] / **Т. В. Дони́к** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 57–60. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнено обобщение опубликованных экспериментальных данных по теплогидравлической эффективности и коэффициенту качества различных способов закрутки потока. Показано, что различные способы закрутки потока характеризуются общим механизмом интенсификации теплообмена и описываются единой кривой на диаграммах теплогидравлической эффективности. Предложенный критерий качества обеспечивает более обоснованное ранжирование и сравнение интенсификаторов теплообмена.

Ключевые слова: теплогидравлическая эффективность интенсификаторов теплообмена, коэффициент качества, закрутка потока.

УДК 66.011: 662.76; 662.951.2

Сжигание тяжелых жидких углеводородов в теплогенераторе с фитильной горелкой в вихревом рециркулирующем потоке [Текст] / **О. В. Шихабутінова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 61–67. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Создан теплогенератор для сжигания тяжелых углеводородов в вихревом рециркулирующем потоке. Выполнены экспериментальные исследования по сжиганию отработанного машинного масла показавшие, что процесс его сжигания можно проводить без нарушений норм на вредные выбросы (NO_x , CO). Выполненные расчеты показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными значениями температуры на выходе из камеры сгорания, приемлемую погрешность (24 %) при прогнозировании выбросов и позволили оптимизировать конструктивные параметры камеры сгорания.

Ключевые слова: теплогенератор, отработанное масло, сжигание в вихревом потоке, камера сгорания, фитильная горелка, вредные выбросы.

УДК 621.165

Оптимальные параметры диффузоров трактов отборов паровых турбин [Текст] / **А. В. Лапу́зин, В. П. Субботович** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 68–74. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

На основе результатов экспериментального исследования на крупномасштабном статическом стенде определены оптимальные геометрические параметры диффузорных трактов отборов в диапазоне изменения относительного расхода в отбор от 15 % до 40 %. Рассмотрено влияние площади отводящего патрубка на уровень потерь. Приведены аппроксимационные зависимости, позволяющие определить потери как в бездиффузорных конструкциях, так и в трактах, отличающихся параметрами диффузора.

Ключевые слова: отбор пара, диффузор, камера отбора, патрубков отбора, потери в тракте отбора.

УДК 621.165

Применение комбинированной программы регулирования для турбоустановок большой мощности с сопловым регулированием [Текст] / **А. И. Бабаев, В. Н. Голошапов** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 75–80. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В данной статье рассматривается вопрос изменения нагрузки действующих энергоблоков тепловых электростанций, имеющих турбины с сопловым парораспределением, путем применения комбинированной программы регулирования и определение эффективности использования режима скользящего давления в зависимости от различного количества открытых регулирующих клапанов и начальных параметров пара.

Ключевые слова: комбинированное регулирование, скользящее давление, парораспределение, регулирование энергоблока, переменный режим.

УДК 621.036.7

Переменный режим эксплуатации системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов [Текст] / **А. В. Ефимов, А. Л. Гончаренко, О. В. Касилов, Л. В. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 81–87. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

С помощью расчетного исследования, выполненного на базе разработанной компьютерной программы, осуществлена оценка переменного режима эксплуатации системы глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов. В качестве объекта исследования рассмотрен один из вариантов теплоутилизационной системы замкнутого типа, в состав которой входят паровой котел Е-1,0-09 ГЗ и конденсационный теплообменный аппарат поверхностного типа, предназначенный для нагрева сетевой воды системы горячего водоснабжения.

Ключевые слова: переменный режим эксплуатации, система глубокой утилизации теплоты, уходящие дымовые газы, конденсация водяного пара, коэффициент полезного действия, расход воды, коэффициент теплопередачи, коэффициент массоотдачи, площадь поверхности теплообмена.

УДК 536.24

Методика и результаты исследования теплообмена при разном ориентировании высокотемпературной поверхности, охлаждаемой диспергированной водой [Текст] / **А. Р. Переселков** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 88–90. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены методика и результаты исследования теплообмена при охлаждении высокотемпературной поверхности диспергируемой водой, подаваемой форсункой снизу-вверх на локальный тепломер. Плотность орошения поверхности тепломера измерялась с применением счётно-импульсного метода. В опытах исключалось попадание на выступающей тепломер «вторичных» капель и плёнки воды, поступающих с соседних участков поверхности. Установлено, что при отсутствии «балластной воды» разное ориентирование орошаемой поверхности не влияет на результаты, а теплосъём зависит только от плотности орошения.

Ключевые слова: теплообмен, капли, плотность орошения, ориентирование поверхности.

УДК 621.224 : 681.5

Прецизионная система автоматического регулирования гидротурбины [Текст] / **Г. И. Каниук, А. Ю. Мезеря, В. Е. Мельников** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 91–96. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе рассмотрены вопросы разработки и внедрения новой эффективной системы автоматического регулирования гидротурбины, которая существенно уменьшает все виды статических и динамических погрешностей и, тем самым, повышает точность регулирования и качество производимой электроэнергии. Реальная система основана на методе структурно-параметрического синтеза регулятора частоты и мощности гидротурбины на основе обратных задач динамики.

Ключевые слова: система автоматического регулирования, гидравлическая турбина, астатический регулятор.

УДК 621.577

Моделирование режима прерывистого отопления комбинированной системы теплоснабжения с тепловым насосом [Текст] / **Г. А. Баласанян, А. А. Климчук, М. Б. Миняйло** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 97–102. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены вопросы комплексного подхода снижения энергопотребления в системах теплоснабжения зданий. Предложены режимы прерывистого отопления в общественных зданиях. Представлена схема комбинированного теплоснабжения с использованием теплового насоса и газового котла. Проведено моделирование режимов работы системы теплоснабжения здания с использованием тепловых насосов и прерывистого отопления. Предложены рекомендации по использованию традиционных и возобновляемых источников тепла в комбинированной системы теплоснабжения. Показана экономия от применения режима прерывистого отопления для общественных помещений.

Ключевые слова: тепловые насосы, комбинированные системы теплоснабжения, прерывистое отопление.

УДК 519.2

Подогрев компонентов горения и интенсификация работы печей [Текст] / **А. Д. Димитров, А. Н. Шраменко, В. А. Пядухов** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 103–110. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Приводится сравнение различных вариантов внутреннего использования теплоты уходящих продуктов сгорания при работе высокотемпературных теплотехнологических установок (ВТТУ).

Показано влияние на эти величины коэффициента регенерации тепла и коэффициента полезно использованного тепла рабочей камеры для конкретных условий работы ВТТУ. В выводах даны рекомендации по выбору рационального способа использования теплоты уходящих продуктов сгорания с точки зрения конструктивных особенностей и экономичности работы при различных режимах эксплуатации.

Ключевые слова: экономия топлива, печь, продукты сгорания, рекуперация.

УДК 621.165; 621.438; 621.224

Методико-алгоритмическое обеспечение функционирования мобильного комплекса для оценки вибрационного состояния энергетических агрегатов [Текст] / Ю. Г. Ефремов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 111–116. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано методико-алгоритмическое обеспечение мобильного измерительно-диагностического комплекса оценки технического состояния энергооборудования по параметрам вибрации. Программное обеспечение комплекса состоит из модулей регистрации, визуализации и первичной обработки информации, автоматизированного контроля вибрационного состояния, анализа вибропараметров и определения дисбаланса роторов. Приведен пример экспериментальных исследований вибрационного состояния вспомогательного оборудования (дымосос Д-25Х2ШБ) энергоблока. Определено, что в СКЗ виброскорости опор дымососа значительный вклад вносит низкочастотная вибрация (1–10 Гц).

Ключевые слова: вибрация, вибрационное состояние, система диагностики, спектральные характеристики.

УДК 621.831

Оптимально-рациональное проектирование элементов главных передач силовых энергетических машин [Текст] / П. Н. Калинин, Ю. А. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 117–124. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье представлена методология разработки системы оптимально-рационального проектирования элементов главных передач энергетических машин на основе метода исследования пространства параметров и рассмотрены вопросы её реализации на примере проектирования соосного зубчатого редуктора с разделенным потоком мощности. Предложенный метод проектирования использует векторный критерий качества технического объекта, что позволяет более качественно характеризовать объект проектирования и управлять процессом выбора его оптимально-рационального решения. Приводится иллюстративный пример применения предложенной методологии проектирования.

Ключевые слова: проектирование, оптимально-рациональное решение, зубчатый редуктор, допустимое множество, критерий качества, методология.

УДК 536.423.4

Особенности конструкции и методика теплового расчета контактного утилизатора теплоты уходящих газов с проточным барботажным слоем [Текст] / О. П. Костюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 125–134. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассмотрены особенности конструкции теплопередающего элемента контактного утилизатора теплоты парогазовой смеси с проточным барботажным шаром и приведена методика теплового расчета рабочего элемента утилизационного аппарата, созданная на основе ранее проведенных экспериментальных исследований теплоотдачи и массоотдачи от паровоздушного потока к охлаждающей воде в проточном барботажном слое. Получена теплопроизводительность и режимные характеристики, включая параметры теплоносителей на входе и выходе из утилизационной установки.

Ключевые слова: газожидкостная смесь, двухфазный поток, проточный барботажный слой, контактный теплообменник, вертикальный канал.

УДК 621.182.2.001.57

Комплексное моделирование биогазовой установки в составе когенерационной системы [Текст] / Е. Е. Чайковская, Б. И. Молодковец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 135–142. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложено комплексное моделирование биогазовой установки, которое позволяет устанавливать температуру греющего теплоносителя на входе в теплообменник, встроенный в метантенк, при изменении температуры греющего теплоносителя на выходе из теплообменника для

поддержания функционирования биогазовой установки на основе теплового насоса, использующего сброженное сусли в качестве низкопотенциального источника энергии. Это предоставляет возможность, например, при производстве 352,5 м³/сутки биогаза получить экономию биогаза 25,4 тыс. м³/год, что при повышении товарности биогазовой установки на 13,94 % снижает себестоимость производства электроэнергии и теплоты в пределах (20–30) %.

Ключевые слова: когенерационная установка, биогазовая установка, тепловой насос, сбразивание.

УДК 621.43.016:666.94

Оптимизация расхода тепла при производстве железобетонных изделий в период изотермической выдержки в установке ямного типа *FlowVision* [Текст] / Ю. В. Шульгин, Я. В. Жнитов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 143–146. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Приведенная методика оптимизации использования энергоресурсов на предприятиях строительной отрасли, на которых используются традиционные пропарочные камеры ямного типа или колпаковые камеры, которые могут стать альтернативой ямным по всем показателям. Приведенные результаты исследования для обеспечения возможности перехода пропарочных камер выше приведенного типа в автономный режим теплоснабжения в период изотермической выдержки изделий с помощью усовершенствования слоя тепловой изоляции камеры. Избран наиболее целесообразный теплоизоляционный материал, который можно применять для камер данного типа.

Ключевые слова: оптимизация, железобетон, экзотермия цемента, изотермическая выдержка, пропаривальная камера.

УДК 621.165

Возможности повышения энергоэффективности тепловых сетей путем внедрения когенерации [Текст] / С. Ю. Андреев, В. А. Маляренко, И. А. Темнохуд, А. В. Сенецкий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 147–155. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрены возможности энергосбережения за счет когенерационных технологий при преобразовании котельных в мини-ТЭЦ. На примере КП «Харьковские тепловые сети», предложено применить усовершенствованный алгоритм выбора котельных для модернизации в разряд мини-ТЭЦ. В качестве основного критерия алгоритма предлагается мощность электротехнического оборудования, эксплуатируемого котельной. Проведено сравнение основных показателей поршневых и газотурбинных двигателей, работающих в составе электростанций. Рассмотрено оборудование дополнительно устанавливаемое на котельной для производства электроэнергии. Выбор того или иного варианта реконструкции котельных обуславливается технико-экономическими показателями.

Ключевые слова: когенерация, энергосбережение, ТЭЦ, котельная, паровая турбина, газопоршневой двигатель, газотурбинная установка, коммунальная энергетика.

УДК 658.264

Анализ основных способов термомодернизации зданий и методика их применения [Текст] / Д. В. Зайцев, А. А. Климчук, Г. А. Баласанян // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 156–160. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассматриваются основные методы термомодернизации, теплофизическая и экономическая эффективность их внедрения. Повышение цен на энергоносители заставило искать методы сокращения их потребления. В сложных экономических условиях именно процесс термомодернизации зданий позволяет существенно экономить. Различные специалисты разрабатывают и предлагают свои методы реализации данного процесса. Множество технических решений имеет место в частных случаях. Однако для реализации данного процесса требуется обобщенная методика, которая позволит выявить наиболее эффективные методы термомодернизации и корректную последовательность их внедрения. Опираясь на теоретический и практический опыт, можно с уверенностью заявить, что отдельно взятый метод наиболее эффективен в определенной ситуации и с учетом внедрения нескольких предыдущих методов. Максимально важной становится задача определения эффективной последовательности применения определенных методов.

Ключевые слова: термомодернизация, теплообмен, теплоёмкость, коэффициент теплопередачи, термическое сопротивление, коэффициент теплоотдачи, температура.

ABSTRACTS

Developing and Testing the Integrated Method Used for the Axial Turbine Stage Optimization [Text] / A. V. Boiko, A. P. Usaty, D. I. Maksyiuta // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 5–12. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper describes an algorithm used by the integrated method for the axial turbine stage optimization, which is based on the iteration process of the alternating use of the methods of one-dimensional and three-dimensional optimizations under the condition of the conservation of the flow rate. A turbine stage model (a prototype of the third stage of the high pressure cylinder of the steam turbine K-500-65/3000) with two sizes of radial clearances (0,5 mm and 1,0 mm) was optimized. The developed algorithm showed a stable tendency to an increase in the efficiency factor both in the case of one-dimensional and three-dimensional optimizations. The obtained data were analyzed. The efficiency factor of the stage in the case of one-dimensional optimization is increased due to the nozzle array and working cascade losses and exit velocity losses. This is reached due to the optimal selection of the reactivity factor on the mean radius. The three-dimensional optimization allows for the determination of the optimal laws of the blade vortex and the height leveling of the flow shock incident on the working cascade. The use of the optimization algorithm allowed us to increase the efficiency factor of the stage by 0.56 % in absolute values at a radial clearance of 0.5 mm and by 35 % at a radial clearance of 1,0 mm. The analysis carried out to define the reasons for an increase in the efficiency factor of the stage would hold for both values of radial clearances, which are indicative of the high accuracy of the developed method and that it can be used for the wide range of the structures of turbine stages.

Key words: optimization method development, turbine stage, one-dimensional optimization, three-dimensional optimization, peripheral leakage, vortex law and the geometric input angle of the blade.

Peculiarities of the Generation of the Temperature Field in Stabilizer Burners at the Microdiffusion Popping of Gas [Text] / O. Yu. Chernousenko, L. S. Butovskiy, O. O. Hranovska, D. A. Horyach, O. S. Moroz // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 13–20. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2078-774X.

The efficiency of the thermodynamic cycle of the thermoenergetic plant is defined to a great extent by burner characteristics. This scientific paper gives consideration to the formation processes of the temperature field of combustion products in the combustion chamber at microdiffusion popping of gas behind flat collectors-stabilizers with the injection of fuel into the recirculation zone that is distributed along the stabilizer length. It was shown that the profile of the gas temperature along the stabilizer height required by burner operation conditions can be provided by an appropriate change of local fuel consumption. It was noted that due to a high gradient of velocities and temperatures in the trace cross-section behind the stabilizer the mixing process of combustion products and the air in the inter-stabilizer space is characterized by a high intensity. For the studied options of burners at the stabilizer width of $B_{st} = 30$ mm and 45 mm and jam coefficients $K_f = 0,6$ to 0,8 the length of the chamber on which the chamber section rectification of temperature field occurs is equal to 10–15 calibers of the stabilizer and depends on the lattice density and excess air factor.

Key words: combustion chamber, stabilizer, microdiffusion combustion, temperature field, and combustion products.

Analysis of the Parameters of the Block-Assembled Turbocompressor Plant with the Gas Turbine Drive Based on its Integrated Mathematical Model [Text] / V. P. Parafejnik, S. O. Prylypko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 21–33. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

This paper gives the computation data and the analysis data for the power efficiency of the turbocompressor plant (TCP) with the gas-turbine drive based on its design and actual operation modes. The need for the use of an advanced design method and appropriate software and hardware to develop the TCP equipment, to perform the commissioning of it and to provide its operation has been substantiated. The block – assembled turbocompressor plant that was created using the centrifugal compressor and gas turbine drive of 8.0 MW was used as a test facility. The structure of the programming and computing system CAPTU-KC-M used for the analysis of the working process of the block-assembled TCP has been given. The mathematical model of the system is represented as a set of the computation procedures realized in the program mode according to the typical structure of the flow diagram of the plant that allows for the TC design, including its thermodynamic analysis. The operation parameters of TCP used for the oil gas have been analyzed. The TCP efficiency was calculated using the method of exergy balances. The values of the exergic efficiency factor of the analyzed plant for actual and design modes reach 0,112 and 0,144, respectively. Taking into consideration the obtained data the scientists worked out the recommendations to increase the energetic efficiency of the plant operation.

Key words: algorithm, compriming, mathematical model, thermodynamic analysis and the exergy.

Efficient Reduction of Nitrogen Oxide Emissions Using the Phasic Coal Firing System of the TPP 312 Boiler Used by the Block No6 of Ladyzhinskaia Power Station under Basic Load Conditions [Text] / **S. G. Kobzar, A. A. Khalatov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 34–39. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

The investigation of the efficient reduction of nitrogen oxide emissions by the phasic coal firing system for the TPP 312 boiler under basic load conditions has been carried out. The impact of its operation on the basic process parameters of the furnace has been determined. When the TPP 312 boiler operates with the phasic coal firing system at maximum loads the increase in maximum local temperature by 200 °C in comparison with the standard boiler is observed. To prevent the steam superheater slagging at maximal loads the available phasic firing system must be improved. To provide safe operation of the boilers at maximum loads it is recommended to mount the additional smoke sucker to supply cold furnace gases to the upper part of the furnace and in this case the coal input in additional burners should be limited to the 10 % percent of the total fuel rate. To provide a maximum level of nitrogen oxide reduction by the phasic firing system the value of the excess air at the origin of the afterburning zone must be equal to 0.9. It has been established that to provide conditions for the liquid slag disposal at the bottom of the furnace the minimum load of the boiler set should not exceed 210 MW_e and the fuel input to additional burners should not exceed 10 % of the coal input.

Key words: coal burning, burner, nitrogen oxides, and phasic coal firing.

Influence of the Real Operation Modes of the Cogeneration Turbine T-100/120-130 on the Heat and Electric Energy Supply [Text] / **O. L. Shubenko, O. A. Babenko, V. N. Goloshchapov, A. Yu. Kozlovkov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 40–43. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-774X.

To provide the district heating the cogeneration turbines of high power of a T-100/120-130 type are used as a thermal energy source for the heating system. The heat is supplied according to the temperature chart. At the present time significant deviations in the temperature mode of the thermal energy consumption from the temperature chart are observed due to the changing conditions of the heat consumption; this fact requires to analyze the influence of the modes of the heat supply on the change of the thermal load of the turbine and that of the input of the delivery water in the heating system on the effectiveness of the energy block operation. Based on the analysis of the heat supply by the turbines of the energy blocks No 1 and 2 of the PJSC "KHARKOV Thermal Power Plant (TPP-5)" and the equivalence of the temperature potentials of the forward and return delivery water the methodological approach to the determination of the turbine operation mode depending on the quantity of heat input in the heating system, its temperature potential and the heating system water consumption was proposed. The determined temperature difference of the forward and return heat-supply water correlates well with the temperature of the forward delivery water and allows for the estimation of the electric power of the energy block at different modes of its operation in the regulated range of the live steam rate.

Key words: cogeneration plant, dual-purpose turbine plant, delivery water heater, operation mode, and the temperature chart.

Studying the Power Characteristics of the Plasma Generator to Stabilize Thermal-&Acoustic Processes in Combustion Chambers [Text] / **S. I. Serbin, A. V. Kozlovskiy, S. V. Vilkul** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 44–48. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

The use of the advanced plasmachemical stabilizers to reject ripple processes in the combustion chamber caused by the structural peculiarities of flame tubes and the aerodynamic interaction of the compressor, combustion chamber and the turbines is under the discussion. The objective of this research was to determine the range of the stable operation and volt-ampere characteristics of the dc plasmatron intended for the suppression of the acoustic instability in the combustion chambers of gas turbine engines. Experimental investigations of the plasma generator intended for the ripple rejection and the improvement of the stable operation of the low-emission combustion chamber of the gas turbine engine were carried out. The data of the experimental investigations of dc plasmatron intended to the suppression of acoustic instability in the combustion chambers of gas turbine engines were given. The volt-ampere characteristic of the plasma generator for different flow rates of plasma-forming air has been given. The range of the stable operation of the dc plasmatron intended for the stabilization of the thermoacoustic processes in combustion chambers has been defined. The use of the plasma generator in the low emission combustion chamber with the preliminary mixing of the air- fuel mixture as a stabilizer of thermoacoustic processes results in a decrease of the pulsations of the air-fuel mixture, which results in a decrease of the vibration of combustion chamber elements and the engine on the whole.

Key words: gas turbine engine, combustion chamber, pulsating combustion, and the dc plasmatron.

Improving Aerodynamic Channels in the Steam and Gas Combined Cycle Plant [Text] / **A. S. Mazurenko, V. A. Arsiroy, E. A. Arsirij, V. I. Kravchenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 49–52. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

Combined cycle plants provide an increase in the efficiency factor of power generating units used by contemporary thermal power plants. Most of the research done to increase the efficiency of gas turbine plants is devoted to an increase in initial parameters and in the first place, the temperature in front of the turbine. This scientific paper gives consideration to an increase in the power of the gas turbine unit behind the turbine due to the improvement of aerodynamic channels. The project was developed and the oxidizer pass of the power unit SGU-250 installed for Moldova hydraulic power station equipped with the gas turbine was updated and that resulted in a considerable power increase reserve due to the reduction of the back pressure behind the gas turbine through the adjustment of the discharge pass of oxidizer from the gas turbine to the boiler. The aerodynamics is improved by the physical simulation using the method of the visual diagnostics of the flow structure. The adjustment of flow aerodynamics provides the flow without separation in the flow passes of the equipment. The test method of the modernization data of the aerodynamic channel was developed using the stopped power unit with actuated forced draft mechanisms. The solution of the problem on decreasing the resistance of the main elements of the aerodynamic channel showed that the compressor output can be increased with a simultaneous increase in the gas turbine power. Making thus no changes in the flow pass parts of compressor elements and turbine elements, by changing only the geometry to reduce pressure losses of input and output GTU elements it is quite feasible to increase the gas turbine power and to improve its power, cost, overall and other characteristics.

Key words: steam and gas combined cycle plant, adjustment of aerodynamic channels, and the flow structure visualization.

Critical Compressive Forces and the Modes of the Loss of Stability in the Instrumentation Tube Guides of the Fuel Assemblies of Nuclear Reactors WWER-1000 [Text] / **A. V. Yefimov, M. V. Maksimov, Yu. V. Romashov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 53–56. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

Consideration is given to the strain stability at axial compression of the tubular instrumentation tube guide connecting the top nozzle and the bottom nozzle of the fuel assembly of the nuclear reactor WWER-1000. The influence of the grip conditions of the edges of the instrumentation tube guide on the values of critical compressive forces and stresses and also on the shape of the bend at the stability loss has been studied. The changes in the compressive stress and force conditioned by the stochastic nature of the change in the parameters during the operation of the fuel assemblies of nuclear reactors can be comparable with the obtained relatively low critical values of 1.8 to 7.5 MPa of the compressive stress and the values of 6 to 24 kgf (kilogram-force) of the compressive force at which the bending of instrumentation tube guides is possible due to the loss of stability. Due to the insignificant minimum value and the difference between different values of the critical compressive force answering the loss of stability of the guide channel like a long compressed rod it is quite possible that the shape of the instrumentation tube guide bent due to the loss of stability during the operation will have several inflection points that will considerably hamper the motion of the regulating elements of the reactor protection and control system. Due to this fact it is reasonable to develop design diagrams that allow for the determination of critical compressive forces and axial stresses in the instrumentation tube guides taking into consideration their interaction with the top nozzle and the bottom nozzle and the spacer grid of the fuel assembly and this problem requires additional studies.

Key words: fuel assembly, instrumentation tube guide, and the stability.

Thermal and Hydraulic Efficiency of Different Modes of the Flow Vortex [Text] / **T. V. Donyk** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 57–60. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

The intensification of the heat exchange is always accompanied by an increase in hydraulic losses. To estimate thermal and hydraulic efficiency of heat exchange intensifiers many criteria are used to characterize the ratio of an increase in the heat exchange to the associated losses of the pressure required for the heat carrier pumping. This scientific paper is devoted to the analysis of the following criteria of thermal and hydraulic efficiency, in particular the Reynolds analogy factor and the quality coefficient. The heat hydraulic efficiency of heat-exchange intensifiers with full and partial flow vortex and that of the intensifiers that are characterized both by the flow vortex, the vortex mixing and the flow separation have been studied. The results showed that the studied heat exchange intensifiers of a vortex type have different structural design but a rather common mechanism of heat exchange intensification due to the flow vortex (full and partial), the vortex mixing and the local flow separation, and due to this reason these are summarized by the general relationship on the diagrams of

heat hydraulic efficiency. Using the quality coefficient we performed the ranging of heat exchange intensifiers of a vortex type and we arrived at a conclusion that it is reasonable to use the quality coefficient for the domain of $f/f_0 > 3,0$ for practical applications due to the complicated determination of the ultimate values of bounding curves.

Key words: heat hydraulic efficiency of heat-exchange intensifiers, quality coefficient, and the flow vortex.

Firing Heavy Liquid Hydrocarbons in the Heat Generator with the Wick Burner in the Vortex Recirculation Flow [Text] / **O. V. Shikhabutinova** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 61–67. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

For the qualitative fuel firing it is necessary to expose the combustible mixture for a sufficiently long period of time to high temperatures with simultaneous qualitative mixing of the fuel and the oxidizer. This scientific paper describes the experimental investigation whose results showed that the wick burner with the vortex recirculation motion of the air and the adjusted height of the primary chamber in the developed heat generator can provide a sufficiently complete firing of the mixture of heavy liquid hydrocarbons. The exposure time of the air-and-fuel mixture in the combustion chamber was regulated by the orificing of the outlet port. The temperature required for the minimization of carbon monoxide concentration was provided by the value of the regulated volume of the primary combustion chamber. A turbulence level in the vortex chamber above the wick depended on the availability of the countercurrent flow in the output section of the chamber. The data of experimental investigations of the firing of waste machine oil showed that this process can be carried out without the breach of harmful emission (NO_x, CO) standards. The computations done using the licensed package PHOENICS showed a good coincidence with experimental temperature values in the combustion chamber, and the acceptable error (24 %) for the prediction of CO emissions and the divergence with the experimental data on the determination of the concentration of nitrogen oxides.

Key words: heat generator, waste oil, vortex flow firing, combustion chamber, wick burner and harmful emissions.

Optimal Parameters of the Diffusers of the Bleeding Routes of Steam Turbines [Text] / **A. V. Lapuzin, V. P. Subotovich** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 68–74. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

Using the data of the experimental investigation carried out on the large-scale aerodynamic test bench the optimal sizes of the radial diffusers of bleeding routes in the range of change of the relative flow rate of the sampled medium of 15 to 40 % have been determined. The working section of the test bench includes the circular stage simulator after which a minor portion of air goes to the bleeding route and the major portion of air goes to the circular nozzle array. The average diameter of the nozzle array is 440 mm, and the blade height is 50 mm. Consideration was given to the influence of the branch pipe area on the level of losses in the routes with different diffusers; this allows for the use of the experimental data for the calculation of the real structures of gas turbines. Empirical formulas that allow for the determination of losses both in the diffusionless structures and in the channels with different parameters of the radial diffuser have been derived. The influence of the flow twisting and the relative flow rate of the bleeding medium on the losses in the bleeding route have been studied.

Key words: steam bleeding, diffuser, sample chamber, sample manifold, and bleeding route losses.

Application of the Combined Program to Control Turbine Plants of a High Power with the Jet Regulation [Text] / **A. I. Babayev, V. N. Goloshchapov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 75–80. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

This paper gives consideration to the problem of a change of the load of the working energy blocks of thermal power stations that have turbines with steam distribution nozzles, using the combined control program and defining the efficiency of the use of sliding pressure mode depending on a different number of open control valves and initial steam parameters. The analysis of the test data and computational data showed that it is more preferable to use the combined control program switching over the energy block into the sliding pressure mode and fully opening the three valves for the turbines with supercritical parameters whose steam distribution structure has four control valves and each valve services its nozzle group; for operating turbines K-200-130 and K-160-130 that have two completely open valves the combined control program is considered to be more efficient; one of the promising ways of an increase in the efficient operation of the turbine plant with the combined control program can be the modernization of the control stage with the realization of its maximum efficiency in the mode close to nominal.

Key words: Combined control, sliding pressure, steam distribution, energy block control, and the variable mode.

A Variable Mode of the Operation of the System Designed for the In-depth Utilization of the Heat of Gases Effluent from the Boiler [Text] / **A. V. Yefimov, A. L. Goncharenko, O. V. Kasilov, L. V. Goncharenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 81–87. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-774X.

The design investigation was carried out to determine the variable mode of the operation of the system intended for the in-depth utilization of the heat of gases effluent from the boiler. The investigation was carried out using the computer program developed by the authors. As a test subject we used one of the options of the system of a closed type that includes the boiler with the steam capacity of 0,278 kg/s and the condensation heat exchanger of a surface type intended for the heating of the delivery water in the hot water supply system. The natural gas is popped in the boiler. To protect the gas flue pass from corrosion and the damage the by-pass was arranged by the heat exchanger to increase the temperature of effluent gases above the dew point. At a nominal load when the fuel consumption is kept at a constant level the condensation portion of the heat exchanger can heat 0,39445 kg/s of water in the temperature range of 10 °C to 49 °C with a further increase in its temperature to 80,4 °C in the condensation-free portion. The computational investigation showed that the decrease in the loading by 40 % results in the decrease of water consumption to 0,1948 kg/s, actually by a factor of two. The water heating temperature also drops to 68,1 °C. However, the heat exchange surface is enlarged, and it serves as a surface for the condensation of the water vapor of furnace gases cooled to the temperature of 35 °C and the appropriate reduction of the condensation-free surface is observed. Interesting data on a change of thermal physical characteristics along the heat-exchange surface of the condensation portion of the unit were also obtained changing the operation modes of the system.

Key words: varying type of duty, in-depth heat utilization system, effluent flue gases, water vapor condensation, efficiency factor, heated water consumption, heat transfer coefficient, mass transfer coefficient, and heat exchange surface area.

Methods and the Investigation Data of the Heat Exchange at a Different Orientation of the High-Temperature Surface Cooled by the Dispersed Water [Text] / **A. R. Peresylov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 88–90. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

The cooling of ingots and rolled metal in practice showed that the cooling intensity of high-temperature surface by the dispersed water supplied by the nozzles from the bottom to the top is lower in comparison with the delivery of the drop flow from the top to the bottom at the same irrigation conditions. This was confirmed by the metallographic analysis. This paper describes the experimental studies of the heat exchange in laboratory conditions while cooling the high-temperature surface by the dispersed water delivered by the nozzle from the bottom to the top to the local calorimeter. The irrigation density of the calorimeter surface was measured using the counter-pulsed method with the preliminary graduation of it by the sample tube. A local calorimeter projected above the irrigated surface was used for the experiments. The ingress of reflected drops and the water film arriving from adjacent surface sections was prevented. It has been established that a different orientation of the irrigated surface, if the "ballast" water is unavailable, produces no influence on the obtained results and the heat collection depends just on the irrigation density.

Key words: heat exchange, irrigation density, and the surface orientation.

Precision System for the Automatic Control of the Hydroturbine [Text] / **G. Kanyuk, A. Mezerya, V. Melnikov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 91–96. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2078-774X.

This paper gives consideration to the issues of the development and implementation of a new effective system for the automatic control of the hydraulic turbine, which considerably reduces all types of statistical and dynamic errors and thus increases the accuracy of control and the quality of produced electric power. The real system is based on the method of structural- & parametric synthesis of the power and frequency regulator of the hydraulic turbine on the basis of the inverse problems of the dynamics. The use of the electronic regulator synthesized on the principles of the inverse problems of the dynamics provides the compensation of all types of statistical and dynamic errors of the electric and hydraulic servo drive and allows for their maximum operation speed that corresponds to the maximum level of the energy potential of the system. To compensate the statistical and dynamic errors of the control system we recommended using the structure of astatic quick-speed regulator designed on the principles of the inverse problems of the dynamics of the control object.

Key words: automatic control system, hydraulic turbine, and the astatic regulator.

Simulation of the Mode of the Intermittent Heating for the Combined Heat Supply System Equipped with the Heat Pump [Text] / G. A. Balasanian, A. A. Klimchuk, M. B. Minyailo // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 97–102. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

Against a background of an abrupt increase in utility prices in Ukraine a problem of the saving of energy resources and the search for energy saving technologies for heat supply systems becomes a burning issue. The heat supply systems of public buildings with the double-period operation mode, in particular working and standby conditions provoke a keen interest. This paper gives consideration to the issues of the integrated approach to the reduction of the energy consumption by the heat supply systems of the buildings. The issues related to the use of renewable heat sources for combined heat supply systems were touched upon. The factors that affect the use of thermal pumps with the heat source, in particular the open air in heat supply systems have been analyzed. A circuit diagram for combined heat supply to training buildings of the university using the thermal pump and a gas condensation boiler has been developed. Intermittent heating conditions for the public buildings were proposed. The operation modes of the heat supply system of a building using thermal pumps and the intermittent heating were simulated. The recommendations on the use of traditional and renewable heat sources in combined heat supply systems were given. The saving efficiency due to the use of intermittent heating mode for public buildings was shown.

Key words: thermal pumps, combined heat supply systems and the intermittent heating.

Preheating the Combustion Components and Furnace Operation Stimulation [Text] / A. D. Dimitrov, A. N. Shramenko, V. A. Piadukhov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 103–110. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

Different options of the internal use of the heat of effluent combustion products for the working heat process plants (HTHP) have been compared. Basic factors that affect the efficiency and the affordability of the HTHP operation were determined. The methods of the computation of the influence of the preliminary preheated material and preheated combustion products on the productivity and specific fuel consumption were given on the basis of balance equations. The influence produced on these values by the heat regeneration coefficient and working chamber heat efficiency factor for specific HTHP operation conditions was shown (appropriate diagrams and design ratios are given). In conclusion the recommendations were given for the choice of the appropriate approach to the internal use of the heat of combustion products withdrawn from the working chamber from the standpoint of the structural peculiarities of HRHP and efficient operation under different operation conditions.

Key words: fuel saving, furnace, combustion products and the recuperation.

Methodical and Algorithmic Software for the Functioning of the Portable System to Assess the Vibratory State of Power Units [Text] / Yu. G. Efremov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 111–116. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

Methodical and algorithmic software for the portable metering and diagnostic system intended for the assessment of the operating conditions of the electric equipment in terms of vibration parameters has been described. The system software includes several independent modules, in particular for the registration, monitoring and analysis. The registration module is intended for the collection, visualization and primary information processing. The monitoring module is intended for the computer-aided control of the vibratory state of the equipment. This module allows for the monitoring of the range of the vibratory displacement of the rotors, vibration velocity root-mean-square (RMS) value of the supports, rotation speed and other parameters of mechanical values, and also for the formation of the trends of vibration parameters and the determination of their sudden change (a leap). The analysis module is intended for the determination of spectral and harmonic characteristics of the vibratory displacement of the rotors and the vibration velocity of the supports and also for the determination of the rotor out-of-balance in terms of the vibration parameters of the rotors and supports. Using the mobile system the experimental estimate of the vibratory state of the auxiliary equipment (smoke sucker D-25X2ShB) of the energy block has been carried out. It has been established that the low-frequency vibration (1 to 10Hz) contributes significantly to the RMS value of the vibration velocity of smoke sucker supports.

Key words: vibration, vibratory state, diagnostic system, and spectral characteristics.

Optimal and Rational Design of the Elements of Main Gears for Electric Power Machines [Text] / **P. M. Kalinin, Yu. A. Ostapchuk, Yu. V. Zherezhon-Zajchenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 117–124. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

Design of qualitative high-power energy machines to increase their reliability and the engineering level still remains an actual problem, which can provide an opportunity for the solution of the multicriterion nonlinear problem of the optimal design of an engineering object. To implement the generalized approach to the solution of this class of applied problems of the optimal design of engineering objects we used the parameter space investigation method (PSI method). This scientific paper gives consideration to the issues related to the implementation of the PSI method to design the tooth gear of the coaxial two-stage parallel-shaft reducer with the power flow division used for the ship energy machines. The mathematical design model of the studied engineering object was constructed on the basis of GOST21354-87 using the specific features of the design of high-speed tooth gears and it is presented as a computer program DMP-CEM. To develop the proposed method of the optimal design of tooth gears we chose five independent optimization parameters and formulated eight local criteria that characterize overall and mass indices, the smoothness of gear operation, the strained state of gearing and the loading of gear shafts. The analysis of the created test Tables allowed for the determination of the boundary of selected quality criteria and it was also established that the optimal, i.e. the best design option in terms of all quality criteria is not available. The variation of quality criteria restrictions allowed us to see a change in the completeness of feasible solution sets and select an optimal rational option (options) for the tooth gear structure of the main gear of the ship energy machine. The proposed method of feasible solution sets allows us not to limit the number of quality criteria for the optimal design of the main gears of energy machines and to characterize more comprehensively the design object and to control the selection process of optimal rational solution.

Key words: Engineering objects, PSI method, tooth-gear and optimal design.

Structural Peculiarities and the Methodology of the Thermal Design of the Contact-Type Heat Recovery Unit of Effluent Gases with the Running Bubble Layer [Text] / **O. P. Kostyuk** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 125–134. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

The main criterion of the development of new highly efficient contact-type units is considered to be the intensification of the heat and mass exchange process and a reduction in capital expenditures. This paper gives consideration to the peculiarities of the structure of the contact-type heat and mass exchanger in which the motion of gases is organized at the velocity that exceeds the upper boundary of the flooding of the counter-current gas motion and that of the fluid film in vertical tubes. The construction of the heat-transfer element allows for the distribution of liquid and gas using no drop catcher, which will allow for the reduction of the specific quantity of metal and the aerodynamic resistance of the heater. The intensification of working processes in such a unit is reached through the organization of the concurrent motion of closed gas inclusions and the surrounding liquid inside vertical channels combining the advantages of high gas velocities with the self-organization of the liquid mixing in the thickness of two-phase layer and the renewal of the phase interface. This paper describes the technique used for the thermal computation of the contact-type heat recovery unit of the gas-steam mixture with the running bubble layer that was developed on the basis of obtained experimental data for mean transport coefficients related to the value of the cross-section area of the pipe based on obtained heat and mass transfer mechanisms; the heat productivity and mode characteristics including heat carrier parameters were obtained for the input and output of the recovery unit with the running bubble layer.

Key words: gas-liquid mixture, two-phase flow, running bubble layer, contact-type heat and mass exchanger, and the vertical channel.

Integrated Simulation of the Biogas Plant Embedded into the Cogeneration System [Text] / **E. E. Chaikovskaya, B. I. Molodkovets** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 135–142. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-774X.

The integrated simulation of the biogas plant that allows for the adjustment of the temperature of the heating heat carrier at the input of the heat exchanger built-in in the methane tank in the case of a change in the temperature of the heating heat carrier and at the heat exchanger output to maintain the functioning of the biogas plant using the heat pump that makes use of the fermented wort as a low potential energy source has been proposed. This provided an opportunity to save biogas in amount of 25,4 thousand m³/year in the case of the gas production in amount of 352,5 m³/day, as a result the increased marketability of the biogas unit (13,94 %) reduces the cost price of the electric energy and that of the heat production in the range of 20 % to 30 %.

Key words: cogeneration unit, biogas unit, heat pump and the fermentation.

Optimization of the Heat Consumption Required for the Production of Reinforced Concrete Items Subjected to the Isothermal Curing in the Plant of a Pit Type *Flow Vision* [Text] / Yu. V. Shulgin, Ya. V. Zhnitov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 143–146. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-774X.

The plants of a pit type found wide application at the works involved in the production of reinforced concrete items that are characterized by high heat losses and a considerable level of the energy consumption. The scientific paper presented by the authors is devoted to the studies of the efficiency and the improvement of the heat insulation of the chambers of a pit type for the purpose of the changeover to the off-line mode of heat supply during the isothermal curing of the items using the cement exothermy heat and no additional source of the thermal energy. Theoretical and calculated investigations carried out by the authors allowed for the determination of heat insulation materials that are more efficient for the plants of a pit type and for bell-shaped chambers that can be an alternative for the pit-type by all parameters. The expenditures required to define the most efficient material for the outcome-to-quality ratio for all selected types of heat insulation materials were calculated. The authors of the scientific paper propose to use the mounting foam as the most efficient and the cheapest heat insulation material of those that were selected for the experiment.

Key words: optimization, reinforced concrete, cement exothermy, isothermal curing, and the steam cured chamber.

The Implementation of the Cogeneration Provides an Opportunity for an Increase in the Energy Efficiency of Heat Networks [Text] / S. Yu. Andreyev, V. A. Malyarenko, I. A. Temnokhud, O. V. Senetskyi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 147–155. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-774X.

Consideration was given to an increase in the energy saving due to the use of cogeneration technologies to convert boiler rooms into mini-heat stations. Using as an example UC "Kharkov Heat Networks", we proposed to apply the advanced algorithm for the selection of boiler rooms to up-date them and use as mini-heat stations. The power of the electroengineering equipment operated by the boiler room is proposed as the main criterion for the algorithm. The main indices of the piston engine and gas turbine engines that are operated by power stations have been compared. Consideration was given to the equipment additionally mounted in the boiler room for the electric power generation. The choice of either option for the reconstruction of boiler-rooms is substantiated by technical and economic figures.

Key words: cogeneration, energy saving, heat station, boiler room, steam turbine, gas piston engine, gas turbine unit and the power supply utility.

Analysis of Key Approaches to the Thermal Modernization of Buildings and the Methods of their Use [Text] / D. V. Zaitsev, A. A. Klimchuk, G. A. Balasanian // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 17(1126). – P. 156–160. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper gives consideration to the main methods of the thermal modernization, and the thermal physical and economic efficiency of their implementation. An increase in prices for energy carriers made the scientists to seek for the methods of the reduction of their consumption. In complicated economic conditions exactly the thermal modernization of buildings allows for essential heat saving. Different specialists develop and propose their own methods of the realization of this process. An ample amount of engineering solutions are available for particular cases. However, to realize this process the generalized technique must be developed, which will allow us to reveal the most efficient methods of the thermal modernization and correct order of their implementation. Relying on theoretical and practical experience we can state with confidence that each individual method is the most efficient for the definite situation taking into consideration the implementation of several previous methods. The problem of the determination of the efficient sequence of the use of specific methods is defined as the most important.

Key words: thermal modernization, heat exchange, heat capacity, heat transfer coefficient, thermal resistance, heat emission coefficient, and the temperature.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Boiko A. V., Usaty A. P., Maksyuta D. I.</i> Developing and Testing the Integrated Method Used for the Axial Turbine Stage Optimization	5
<i>Chernousenko O. Yu., Butovskiy L. S., Hranovska O. O., Horyach D. A., Moroz O. S.</i> Peculiarities of the Generation of the Temperature Field in Stabilizer Burners at the Microdiffusion Popping of Gas	13
<i>Parafejnik V. P., Prylypko S. O.</i> Analysis of the Parameters of the Block-Assembled Turbocompressor Plant with the Gas Turbine Drive Based on its Integrated Mathematical Model	21
<i>Kobzar S. G., Khalatov A. A.</i> Efficient Reduction of Nitrogen Oxide Emissions Using the Phasic Coal Firing System of the TPP 312 Boiler Used by the Block No6 of Ladyzhinskaia Power Station under Basic Load Conditions	34
<i>Shubenko O. L., Babenko O. A., Goloshchapov V. N., Kozlov A. Yu.</i> Influence of the Real Operation Modes of the Cogeneration Turbine T-100/120-130 on the Heat and Electric Energy Supply	40
<i>Serbin S. I., Kozlovskiy A. V., Vilkul S. V.</i> Studying the Power Characteristics of the Plasma Generator to Stabilize Thermal-&Acoustic Processes in Combustion Chambers	44
<i>Mazurenko A. S., Arsiry V. A., Arsirij E. A., Kravchenko V. I.</i> Improving Aerodynamic Channels in the Steam and Gas Combined Cycle Plant	49
<i>Yefimov A. V., Maksimov M. V., Romashov Yu. V.</i> Critical Compressive Forces and the Modes of the Loss of Stability in the Instrumentation Tube Guides of the Fuel Assemblies of Nuclear Reactors WWER-1000	53
<i>Donyk T. V.</i> Thermal and Hydraulic Efficiency of Different Modes of the Flow Vortex	57
<i>Shikhabutinova O. V.</i> Firing Heavy Liquid Hydrocarbons in the Heat Generator with the Wick Burner in the Vortex Recirculation Flow	61
<i>Lapuzin A. V., Subotovych V. P.</i> Optimal Parameters of the Diffusers of the Bleeding Routes of Steam Turbines	68
<i>Babayev A. I., Goloshchapov V. N.</i> Application of the Combined Program to Control Turbine Plants of a High Power with the Jet Regulation	75
<i>Yefimov A. V., Goncharenko A. L., Kasilov O. V., Goncharenko L. V.</i> A Variable Mode of the Operation of the System Designed for the In-depth Utilization of the Heat of Gases Effluent from the Boiler	81
<i>Peresytkov A. R.</i> Methods and the Investigation Data of the Heat Exchange at a Different Orientation of the High-Temperature Surface Cooled by the Dispersed Water	88
<i>Kanyuk G., Mezerya A., Melnikov V.</i> Precision System for the Automatic Control of the Hydroturbine	91
<i>Balasanian G. A., Klimchuk A. A., Minyailo M. B.</i> Simulation of the Mode of the Intermittent Heating for the Combined Heat Supply System Equipped with the Heat Pump	97
<i>Dimitrov A. D., Shramenko A. N., Piadukhov V. A.</i> Preheating the Combustion Components and Furnace Operation Stimulation	103
<i>Efremov Yu. G.</i> Methodical and Algorithmic Software for the Functioning of the Portable System to Assess the Vibratory State of Power Units	111
<i>Kalinin P. M., Ostapchuk Yu. A., Zherezhon-Zajchenko Yu. V.</i> Design of Qualitative High-Power Energy Machines to Increase their Reliability and the Engineering Level	117
<i>Kostyuk O. P.</i> Structural Peculiarities and the Methodology of the Thermal Design of the Contact-Type Heat Recovery Unit of Effluent Gases with the Running Bubble Layer	125
<i>Chaikovskaya E. E., Molodkovets B. I.</i> Integrated Simulation of the Biogas Plant Embedded into the Cogeneration System	135
<i>Shulgin Yu. V., Zhnitov Ya. V.</i> Optimization of the Heat Consumption Required for the Production of Reinforced Concrete Items Subjected to the Isothermal Curing in the Plant of a Pit Type Flow Vision	143
<i>Andreyev S. Yu., Malyarenko V. A., Temnokhud I. A., Senetskiy O. V.</i> The Implementation of the Cogeneration Provides an Opportunity for an Increase in the Energy Efficiency of Heat Networks	147
<i>Zaitsev D. V., Klimchuk A. A., Balasanian G. A.</i> Analysis of Key Approaches to the Thermal Modernization of Buildings and the Methods of their Use	156

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 17(1126)

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. № 14-15.

Підписано до друку 09.04.2015 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. № 1234-15. 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
