

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНЫ
ИНСТИТУТ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕПЛОФИЗИКИ
НАН УКРАИНЫ

ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

МЕЖДУНАРОДНЫЙ НАУЧНО-ПРИКЛАДНОЙ
ЖУРНАЛ

Выходит 6 раз в год

Основан в 1979 г.

Том 38, № 6, 2016

Главный редактор – Долинский А.А.

Редакционная коллегия:

Авраменко А.А.
Бабак В.П.
Базеев Е.Т.
Басок Б.И. – зам. главного редактора
Буляндра А.Ф.
Гелетуха Г.Г.
Дубовской С.В.
Клименко В.Н.
Круковский П.Г.
Письменный Е.Н.
Пятничко А.И.
Сигал А.И.
Снежкин Ю.Ф.
Фиалко Н.М.
Халатов А.А.
Чайка А.И.
Шморгун В.В. – ответственный секретарь

Редакционный совет:

Алексеев С.В. (Россия)
Бончев Г. (Болгария)
Вацлавик Ю. (Польша)
Коверда В.П. (Россия)
Люриг Х. (Германия)
Маджамдар А. (Канада)
Матеи И. (Румыния)
Мизута И. (Япония)
Минг-Шан-Жу (Китай)
Накоряков В.Е. (Россия)
Сайред Н. (Великобритания)
Тоттен Дж. Е. (США)

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Майсон Н.В.,
Меранова Н.О., Тимошенко А.Б.

Тепломассообменные процессы в цилиндрических
горелочных устройствах с нишевыми полостями3

Авраменко А.О., Тирінов А.І., Дмитренко Н.П.,
Кравчук О.В.

Динаміка розгінної течії в мікроциліндрі,
що починає раптово обертатися.....14

Кравчук А.В.

Монте–Карло моделирование теплообмена
наножидкости в канале.....21

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Абаржи И.И.

О процессах дробления в ударно-центробежных
установках.....30

КОММУНАЛЬНАЯ И ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Басок Б.І., Давиденко Б.В., Тимошенко А.В.,
Гончарук С.М.

Температурно-вологісний стан стінової конструкції
з шаром утеплювача в зимовий період року.....38

ВОЗОБНОВЛЯЕМАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Трибой О.В., Баштовий А.І.

Аналіз критеріїв сталого розвитку біоенергетики.....47

Магера Ю.М.

Создание расчетной модели процессов сжигания
твердых бытовых отходов.....56

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Басок Б.И., Новицкая М.П., Литвинюк Ю.Н.

Особенности расчета теплообменного аппарата
для утилизации теплоты сточных вод.....65

ИЗМЕРЕНИЕ, КОНТРОЛЬ, АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Бабак В.П., Запорожець А.О., Свердлова А.Д.

Технологія Smart Grid в системах моніторингу
об'єктів теплоенергетики.....71

ПЕРЕЧЕНЬ СТАТЕЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ В 2016 ГОДУ

.....82

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF ENGINEERING
THERMOPHYSICS

INDUSTRIAL HEAT ENGINEERING

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND
APPLIED JOURNAL

Published bimonthly
Founded in 1979

Volume 38, № 6, 2016

Editor in Chief – **A. DOLINSKY**

Editorial Board Members:

A. Avramenko
V. Babak
E. Bazeev
B. Basok – Associated Editor
A. Bulyandra
G. Geletykha
S. Dubovskoi
V. Klimenko
P. Krukovsky
Ye. Pysmenny
A. Pyatnichko
A. Sigal
Yu. Snezhkin
N. Fialko
A. Khalatov
A. Chaika
V. Shmorgun – Responsible Secretary

Advisory Editorial Board:

S. Alekseenko (Russia)
G. Bonchev (Bulgaria)
J. Wazlawik (Poland)
V. Coverda (Russia)
H. Lurig (Germany)
A. Mujumdar (Canada)
J. Matei (Romania)
Y. Mizuta (Japan)
Ming-Shan-Zhu (China)
V. Nakoryakov (Russia)
N. Syred (United Kingdom)
G. Totten (USA)

HEAT AND MASS EXCHANGE PROCESSES

**Fialko N.M., Sherenkovskii Ju.V., Maison N.V.,
Meranova N.O., Timoshchenko A.B.**

Heat and mass transfer processes in cylindrical
burner devices with niche cavities.....3

**Avramenko A.O., Tyrinov A.I., Dmitrenko N.P.,
Kravchuk O.V.**

Dynamics accelerating flow in microcylinder that start
suddenly rotates.....14

Kravchuk A.V.

Monte-Carlo simulation of heat transfer of nanofluid
in a channel.....21

HEAT AND MASS EXCHANGE APPARATUS

Ivan I. Abazhi

Processes of material fragmentation in shock-
centrifugal devices.....30

DISTRICT AND INDUSTRIAL HEAT POWER

**Basok B.I., Davydenko B.V., Timoshchenko A.V.,
Goncharuk S.M.**

Temperature and humidity conditions of wall construction
with layer of insulation in the winter period.....38

RENEWABLE ENERGY SYSTEMS

Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Tryboi O.V., Bashtovyi A.I.

Analysis of criteria for the sustainable development
of bioenergy.....47

Magera Y.M.

Creation of municipal solid wastes combustion processes
calculation model.....56

ENERGY SAVING

Basok B.I., Novitska M.P., Litvinuk Y.N.

Characteristic of heat exchanger calculation for
wastewater heat recovery.....65

MEASUREMENT, CONTROL, AUTOMATION OF THERMAL PROCESS

Babak V.P., Zaporozhets A.O., Sverdlova A.V.

Smart Grid technology in monitoring of
power system objects.....71

LIST OF REASONS, PUBLISHED IN 2016.....82

УДК 536.24:533

ТЕПЛОМАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВАХ С НИШЕВЫМИ ПОЛОСТЯМИ

Фиалко Н.М., член-корреспондент НАН Украины, **Шеренковский Ю.В.**, канд. техн. наук, **Майсон Н.В.**, **Меранова Н.О.**, канд. техн. наук, **Тимошенко А.Б.**

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03057, Украина

Аналізуються результати досліджень процесів тепломасопереносу в циліндричних пальниках з кільцевими прямокутними нішовими порожнинами на зовнішній поверхні стабілізаторів полум'я. Представлено дані комп'ютерного моделювання щодо встановлення закономірностей впливу нішової порожнини на характеристики течії та теплообміну в пальникових пристроях, що розглядаються. Показано, що наявність ніші може помітно впливати на інтенсивність процесу горіння, ступінь рівномірності розподілу температури, повноту згорання палива тощо.

Анализируются результаты исследований процессов тепломассопереноса в цилиндрических горелках с кольцевыми прямоугольными нишевыми полостями на наружной поверхности стабилизаторов пламени. Представлены данные компьютерного моделирования по установлению закономерностей влияния нишевой полости на характеристики течения и теплообмена в рассматриваемых горелочных устройствах. Показано, что наличие ниши может заметно влиять на интенсивность процесса горения, степень равномерности распределения температуры, полноту сгорания топлива и другие параметры.

The results of studies of heat and mass transfer processes in the cylindrical burner with annular rectangular niche cavities on the outside surface of the flame stabilizer are analyzed. The data of computer modeling to establish the patterns of influence of niche cavity on the flow and heat transfer characteristics in considered burners are presented. It is shown that the presence of niches may significantly influence on the intensity of the combustion process, the uniformity degree of the temperature distribution, fullness fuel burning and other parameters.

Библ. 10, табл. 2, рис. 8.

Ключевые слова: цилиндрические горелочные устройства, CFD моделирование, нишевые полости, интенсивность турбулентности, смесеобразование, температурные поля, полнота сгорания топлива.

d – диаметр;

G – расход;

N_f – мощность горелочного устройства;

I^* – интенсивность турбулентности;

P – давление;

r, φ, z – цилиндрические координаты;

S – шаг расположения газоподающих отверстий;

T – температура;

U – скорость;

$x, \bar{x}$ – размерное и безразмерное расстояние от задней кромки стабилизатора, $\bar{x} = \frac{x}{d_{ст}}$;

α – коэффициент избытка воздуха;

γ – коэффициент относительной неравномерности поля температур, $\gamma = \frac{T_{max} - T_{cp}}{T_{cp} - T_B}$;

η_z – коэффициент полноты сгорания топлива;

Сокращения:

CFD (Computational Fluid Dynamics) – вычислительная гидродинамика;

RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) – методы, базирующиеся на осредненных по Рейнольдсу уравнениях Навье-Стокса;

Индексы:

0 – начальное значение;

в – воздух;

г – газ;

max – максимальный;

cp – средний;

ст – стабилизатор.

Введение

Исследование процессов тепломассопереноса в горелочных устройствах стабилизаторного типа лежит в основе повышения их эффективности и разработки новых технических решений.

В настоящее время все более широкое применение находят цилиндрические стабилизаторные горелки относительно малой мощности. Последние характеризуются легкостью интегрирования в конструкцию энергетического оборудования, низкой металлоемкостью и пр.

Одно из перспективных направлений улучшения технико-экономических характеристик цилиндрических стабилизаторных горелочных устройств связано с использованием различных способов интенсификации процессов тепломассообмена и выгорания топлива в ближнем следе за стабилизатором. Это обуславливает актуальность рассмотрения возможности интенсификации тепломассообменных процессов в данных горелочных устройствах путем применения кольцевых ниш на наружных поверхностях цилиндрических стабилизаторов пламени.

1. Анализ последних исследований и публикаций

В последний период исследованиям процессов тепломассопереноса в стабилизаторных горелочных устройствах уделяется значительное внимание. Однако в большинстве работ эти исследования относятся к горелочным устройствам с плоскими стабилизаторами пламени (см., например, [1-3]). Что же касается цилиндрических горелочных устройств, то в имеющихся публикациях освещаются лишь некоторые аспекты наблюдаемых в них процессов переноса [4, 5].

Выполненный анализ свидетельствует также о том, что в настоящее время все более важным инструментом изучения процессов тепломассопереноса в горелочных устройствах различного типа становится компьютерное моделирование [6-10]. Данное обстоятельство связано, в большой мере, с возможностью получения с использованием компьютерного моделирования локальных характеристик изучаемых процессов, что необходимо для понимания их фундаментальных физических основ и последующей разработки и совершенствования соответствующих техноло-

гий и оборудования.

Таким образом, представляет интерес дальнейшее развитие исследований процессов тепломассопереноса в цилиндрических стабилизаторных горелочных устройствах на базе компьютерного моделирования.

2. Формулировка цели статьи

Целью работы является анализ эффектов влияния кольцевых нишевых полостей на характеристики процессов тепломассопереноса в стабилизаторных цилиндрических горелочных устройствах различной мощности.

3. Особенности математического моделирования

В работе численные исследования процессов тепломассопереноса в условиях сжигания природного газа проведены для горелочного модуля, представляющего собой круглый канал с соосно расположенным в нем цилиндрическим стабилизатором пламени при наличии кольцевой прямоугольной ниши. Продольный разрез горелочного устройства представлен на рис. 1. Воздух для горения подается на вход цилиндрического канала 1, газообразное топливо через систему круглых отверстий 3, расположенных на боковой поверхности стабилизатора 2 перед нишевой полостью 4, подается внедрением в сносящий поток воздуха.

Математическая постановка рассматриваемой задачи тепломассопереноса имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho U) + \nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla P + \nabla \cdot (S^*), \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho U) = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho I) + \nabla \cdot (\rho U I) = \nabla \cdot q_{\Sigma} + q_V, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho U Y_i) = -\nabla \cdot J_i + R_i, \quad i = 1, 2, \dots, N-1, \quad (4)$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T \sum_i \frac{Y_i}{M_i}}, \quad (5)$$

где U – вектор скорости; τ – время; P – статическое давление; S^* – тензор напряжений, учиты-

вающий вязкие напряжения и дополнительные напряжения, обусловленные турбулентностью; ρ – плотность; q_Σ – суммарный тепловой поток, включающий поток теплопроводностью и дополнительный поток, вызванный турбулентными пульсациями; q_V – источниковый член, учитывающий теплоту химических реакций и перенос теплоты радиацией; I – общая энтальпия, $I = \sum_i Y_i I_i$

(здесь I_i , Y_i – энтальпия и массовая концентрация i -го компонента); R_i – источниковый член, учитывающий скорость образования i -ой компоненты в химической реакции; J_i – поток массы i -ой компоненты, обусловленный диффузией и турбулентным переносом; M_i – молекулярная масса i -ой компоненты; N – количество компонент смеси; T – абсолютная температура; R – универсальная газовая постоянная.

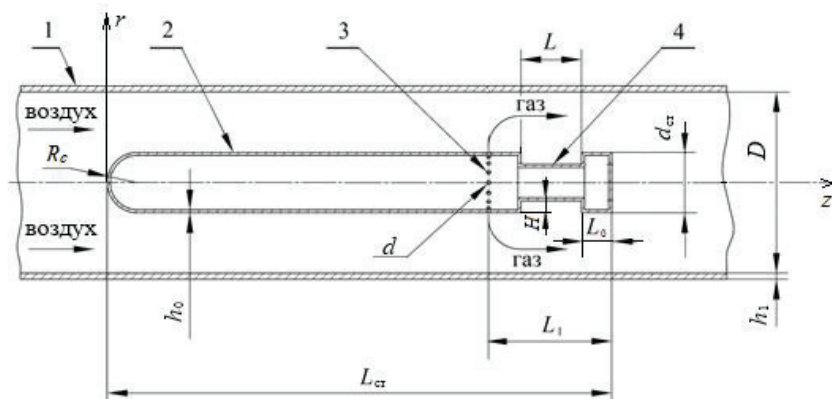


Рис. 1. Продольный разрез горелочного устройства с цилиндрическим стабилизатором пламени: 1 – круглый канал; 2 – цилиндрический стабилизатор пламени; 3 – газоподающие отверстия; 4 – кольцевая ниша.

Что касается граничных условий для рассматриваемой задачи, то они определялись следующим образом. В сечениях, отвечающих входу в канал горелочного устройства и в газоподающие отверстия, задавались постоянные значения скоростей, концентраций, температур и пр. В выходном сечении канала горелочного устройства ставились так называемые «мягкие» граничные условия – равенство нулю продольных производных всех зависимых переменных. На непроницаемых граничных поверхностях канала и стабилизатора задавались условия прилипания. На боковой поверхности канала принимались условия адиабатичности.

Поставленная задача решалась с использо-

ванием RANS подхода и RNG k-ε модели турбулентности.

Математическое моделирование проводилось при следующих исходных данных: $\alpha = 1,1$; $L_{ст} = 0,25$ м; $H = 6 \cdot 10^{-3}$ м; $h_0 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м; $h_1 = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м; интенсивность турбулентности воздуха на входе в цилиндрический канал и природного газа в поперечных сечениях газоподающих отверстий $I_B^T = I_\Gamma^T = 3\%$; абсолютная температура газа и воздуха на входе 300 К. Рассматривался типоряд горелочных устройств мощностью $N_\Gamma = 30, 110, 155$ и 200 кВт. Основные конструктивные и режимные параметры данного типоряда приведены в табл. 1, 2.

Табл. 1. Основные конструктивные параметры типоряда цилиндрических стабилизаторных горелочных устройств с нишевыми полостями мощностью от 30 до 200 кВт

N_Γ , кВт	$d_{ст}$, м	D , м	d , м	S/d	L_0 , м	L_1 , м
30	0,02	0,0365	0,002	3,5	0,015	0,049
110	0,04	0,073	0,003	3,22	0,025	0,062
155	0,05	0,091	0,0035	3	0,05	0,0885
200	0,06	0,1095	0,004	2,94	0,06	0,1

Табл. 2. Основные режимные параметры типоряда цилиндрических горелочных устройств мощностью от 30 до 200 кВт в номинальном режиме

N_r , кВт	G_r , м ³ /час	G_n , м ³ /час	U_r , м/с	U_n , м/с
30	2	32,3	29,49	12,28
110	11	118,6	33,27	11,25
155	15,5	167,1	31,98	10,23
200	20	215,6	29,49	9,09

3. Изложение основного материала

Ниже представлены характерные результаты компьютерного моделирования процессов переноса в рассматриваемых горелочных устройствах. Рис. 2, 3 иллюстрируют данные о поведении интенсивности турбулентности I^T в цилиндрических горелках мощностью $N_r = 110$ кВт с нишевой полостью и при ее отсутствии.

Как показали результаты исследований, закономерности изменения интенсивности турбулентности в горелочных устройствах в условиях наличия и отсутствия ниши могут существенно отличаться. Так, при отсутствии нишевой полости (в сечениях $z = 0,209$ м; $0,214$ м; $0,220$ м) радиальные распределения интенсивности I^T характеризуются наличием двух локальных максимумов (см. рис.3). Первый из них расположен вблизи стенки канала горелки и связан с пристеночной турбулентностью, другой, более ярко выраженный, отвечает оси газовой струи в сносящем потоке окислителя. При наличии же коль-

цевой ниши к указанным максимумам добавляется еще один, расположенный в собственно нишевой полости и обусловленный формированием так называемого слоя смешения.

Данные, приведенные на рисунках, свидетельствуют о том, что наличие ниши заметно влияет на величину I^T вблизи наружной поверхности стабилизатора $r = 0,02$ м. С удалением от данной поверхности (с увеличением радиуса r) это влияние уменьшается, так что на некотором расстоянии от нее становится практически неощутимым. Как видно из рис. 3, чем ближе расположено сечение $z = \text{const}$ к входной кромке ниши, тем при меньших значениях r ($r = r^*$) величины интенсивностей турбулентности становятся практически одинаковыми для ситуаций, отвечающих наличию и отсутствию нишевой полости. Так, при $z = 0,209$ м (четверть длины ниши от передней кромки) величина r^* равна $0,024$ м, а при $z = 0,225$ м (задняя стенка ниши) $r^* = 0,026$. Таким образом, в зоне расположения ниши ее влия-

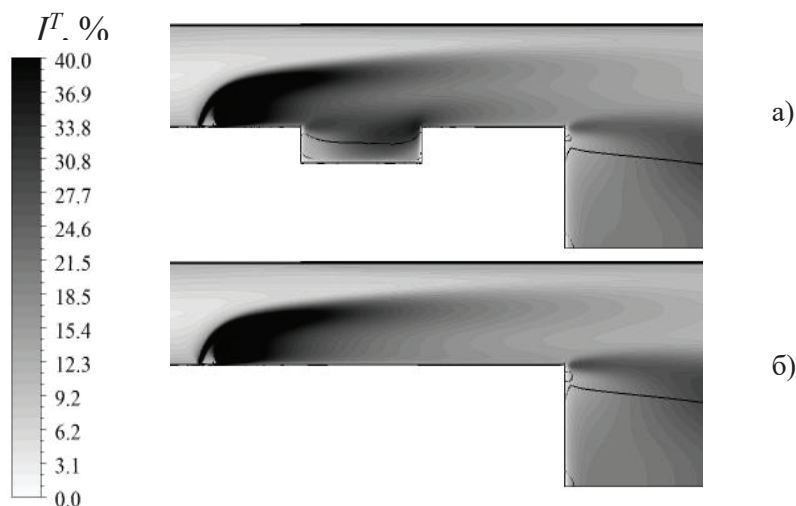


Рис. 2. Поля интенсивности турбулентности в продольном сечении цилиндрической стабилизаторной горелки $\varphi = 0$, проходящем через ось газоподающего отверстия, при наличии (а) и отсутствии (б) нишевой полости.

яние на интенсивность турбулентности потока локализуется на расстоянии 4...6 мм от наружной поверхности стабилизатора.

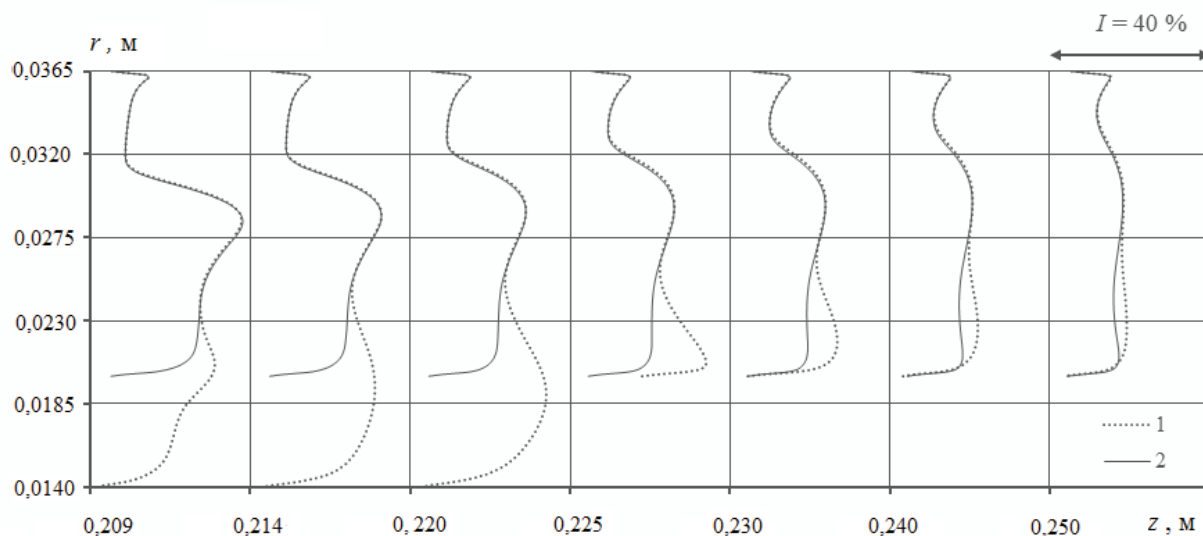


Рис. 3. Распределение интенсивности турбулентности по радиусу горелки мощностью $N_{\Gamma} = 110$ кВт при отсутствии (1) и наличии (2) кольцевой ниши для $\varphi = 0$ в поперечных сечениях $z = \text{const}$: $z = 0,209$ м (четверть длины ниши); $z = 0,214$ м (середина ниши); $z = 0,220$ м (три четверти длины ниши); $z = 0,225$ м (задняя стенка ниши); $z = 0,230$ м; $z = 0,240$ м; $z = 0,250$ м (срывная кромка стабилизатора).

Вниз по потоку за нишевой полостью ее влияние на величину I^{Γ} охватывает существенно большие области по радиусу канала (рис. 3). Например, на срывной кромке стабилизатора данное влияние ощутимо на расстоянии до 14 мм от наружной поверхности стабилизатора.

Что касается величины отклонений значений интенсивности турбулентности при наличии и отсутствии нишевой полости, то они могут быть значительными. Так, во внешнем потоке в сечении $z = 0,225$ м, отвечающем задней стенке ниши, интенсивность турбулентности вблизи наружной поверхности стабилизатора почти вдвое превышает соответствующие значения при отсутствии ниши и составляет 34 %.

Следует также отметить, что согласно результатам выполненных исследований потери давления, связанные с наличием кольцевой прямоугольной ниши, незначительны. А именно, для рассматриваемых условий в случае отсутствия ниши потери давления ΔP в горелочном устройстве равны 61,0 Па, а при ее наличии – 69,0 Па. Таким образом, указанные потери ΔP увеличиваются только на 13 %.

Результаты исследования процессов смесеобразования для рассматриваемых горелочных устройств приведены на рис. 4 и 5 (здесь зоны I характеризуются повышенным содержанием воздуха, при этом массовая концентрация метана меньше нижнего концентрационного предела воспламенения $Y_{\text{CH}_4} < 0,028$; зоны II соответствуют повышенному содержанию топлива, где массовая концентрация метана превышает верхний концентрационный предел $Y_{\text{CH}_4} > 0,089$; зоны III соответствуют значениям Y_{CH_4} в концентрационных пределах воспламенения).

Как следует из полученных данных, изменение картины смесеобразования с ростом мощности нишевой горелки сходно с таковыми для случая отсутствия нишевой полости. А именно, с повышением мощности N_{Γ} интенсивность смесеобразования в горелочном устройстве снижается. Так, в поперечном сечении, проходящем через заднюю кромку стабилизатора, состояние горючей смеси трансформируется от практически отвечающей концентрационным пределам воспламенения при $N_{\Gamma} = 30$ кВт до находящейся в этих пределах лишь в относительно небольшой

части данного сечения при $N_{\Gamma} = 200$ кВт (рис. 4). Однако, при наличии нишевых полостей указанное снижение интенсивности смесеобразования не является столь значительным, как в горелках без таких полостей. Это обусловлено, главным образом, турбулизирующим поток действием

собственно ниши и отдалением газоподающих отверстий от срывной кромки стабилизатора в соответствии с требованием организации необходимой картины смесеобразования как в нишевой полости, так и в зоне обратных токов за стабилизатором.

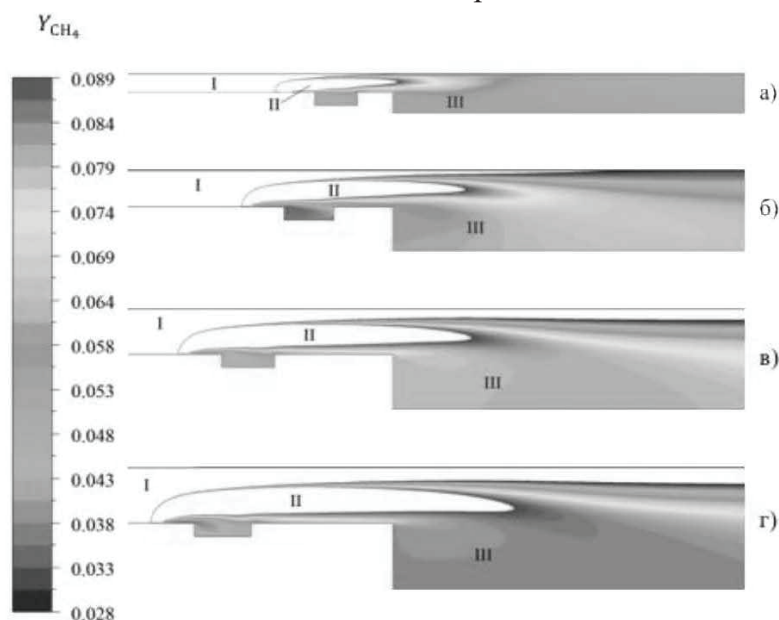


Рис. 4. Поля массовой концентрации метана в продольном сечении цилиндрического горелочного устройства $\varphi = 0$, проходящем через ось газоподающего отверстия, при наличии нишевых полостей для горелок разной мощности:
а) $N_{\Gamma} = 30$ кВт; б) $N_{\Gamma} = 110$ кВт; в) $N_{\Gamma} = 155$ кВт; г) $N_{\Gamma} = 200$ кВт.

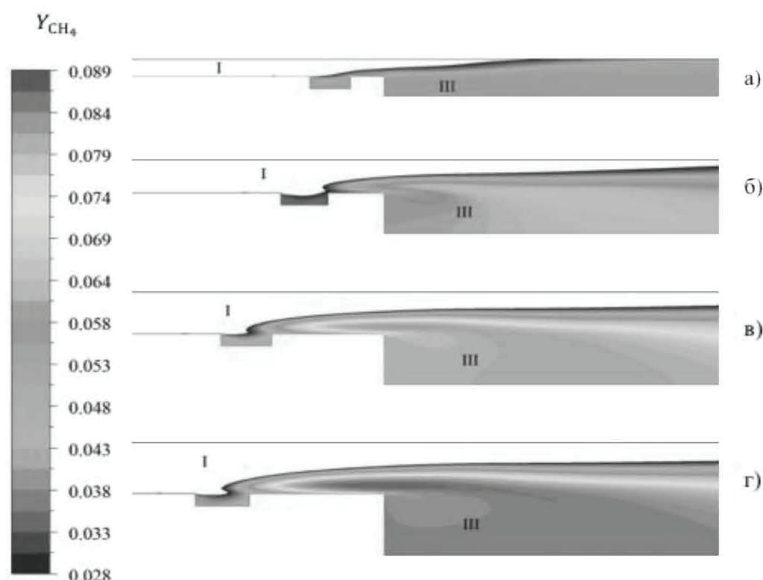


Рис. 5. Поля массовой концентрации метана в продольном сечении цилиндрического горелочного устройства, проходящем посередине между газоподающими отверстиями, при наличии нишевых полостей для горелок разной мощности:
а) $N_{\Gamma} = 30$ кВт; б) $N_{\Gamma} = 110$ кВт; в) $N_{\Gamma} = 155$ кВт; г) $N_{\Gamma} = 200$ кВт.

На рис. 6 представлены поля температур для цилиндрических горелочных устройств с кольцевой нишей и при её отсутствии. Как видно, в первой из указанных ситуаций горение начинается в собственно нишевой полости, распространяется вдоль наружной поверхности стабилизатора и далее продолжается в его закормовой области. При отсутствии кольцевой ниши начало горения отвечает срывной кромке стабилизатора.

Такой характер процесса горения в сопоставляемых ситуациях обуславливает более высокую

интенсивность выгорания топлива и несколько большую равномерность поля температур в поперечных сечениях факела для горелок с кольцевыми прямоугольными нишами (см. рис. 7, 8).

Следует также подчеркнуть, что согласно результатам выполненных исследований, наличие нишевых полостей в цилиндрических горелочных устройствах обуславливает улучшение стабилизации пламени на бедном срыве, что является важным для эксплуатации горелочных устройств на пусковых режимах.

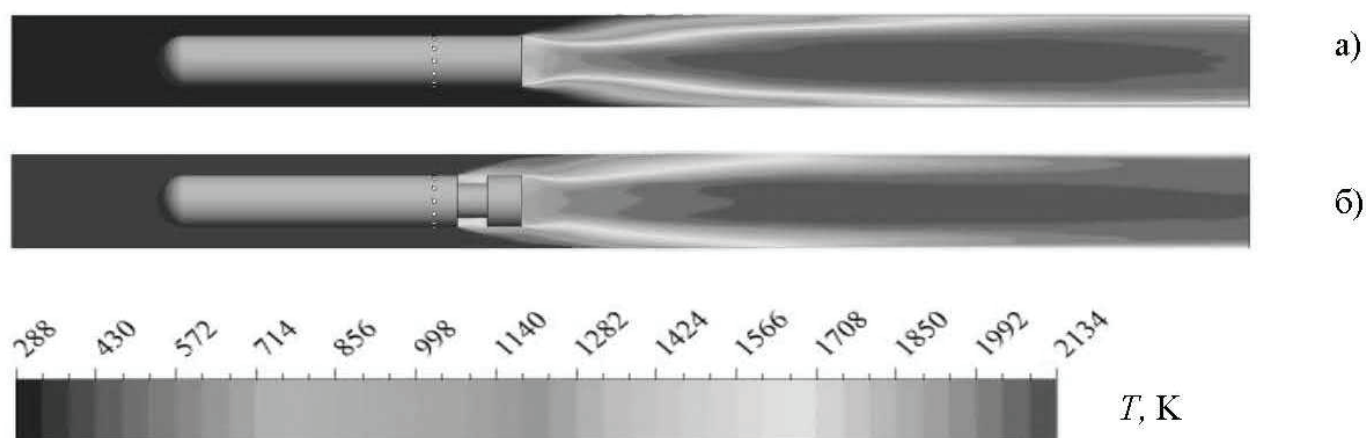


Рис. 6. Поля температур в продольных сечениях, проходящих через ось газоподающего отверстия, для цилиндрического горелочного устройства мощностью $N_{\Gamma} = 110$ кВт при отсутствии (а) и наличии (б) кольцевой прямоугольной ниши.

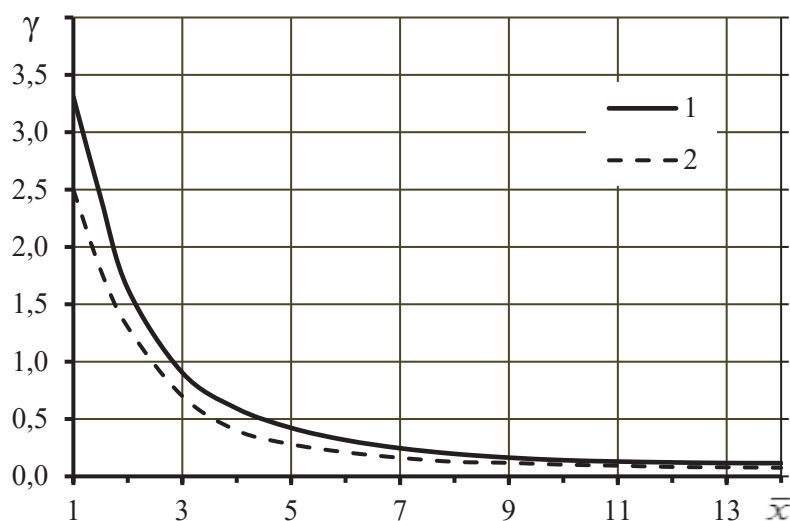


Рис. 7. Относительная неравномерность поля температур γ в поперечных сечениях факела для цилиндрического горелочного устройства мощностью $N_{\Gamma} = 110$ кВт при отсутствии (1) и наличии (2) кольцевой прямоугольной ниши.

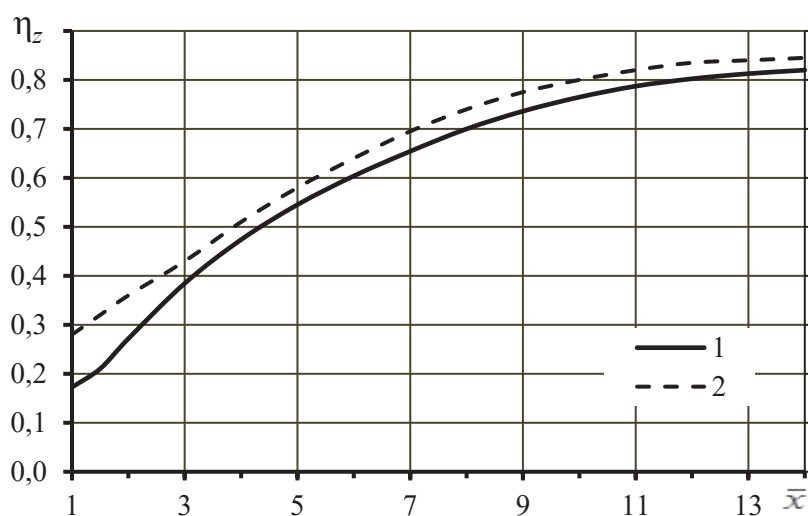


Рис. 8. Изменение коэффициента полноты сгорания топлива по длине факела для цилиндрического горелочного устройства мощностью $N_r = 110$ кВт при отсутствии (1) и наличии (2) кольцевой прямоугольной ниши.

Выводы

1. Выполнены исследования процессов тепломассопереноса для типоряда цилиндрических горелочных устройств мощностью от 30 до 200 кВт с кольцевыми прямоугольными нишами на наружной поверхности стабилизаторов пламени.

2. Установлены закономерности влияния нишевых полостей на характеристики течения, смешения топлива и окислителя, формирования температурных полей и выгорания топлива в рассматриваемых горелочных устройствах. Показано, что при наличии ниш:

- происходит существенное (до двух раз) повышение интенсивности турбулентности вблизи наружной поверхности стабилизатора пламени и заметное ускорение процесса смешения топлива и окислителя;

- ввиду более раннего по течению начала горения и турбулизирующего поток действия собственно ниши наблюдается более высокая интенсивность выгорания топлива и меньшая степень неравномерности температурных полей;

- потери давления в горелочных устройствах по сравнению с таковыми при отсутствии нишевых полостей повышаются весьма незначительно, не более чем на 13 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фялко Н.М. Математическое моделирование динамики течения и смешения топлива при сжигании топлива в горелочных устройствах струйно-нишевого типа // Н.М. Фялко, В.Г. Прокоров, С.А. Алешко, Ю.В. Шеренковский, Н.О. Меранова, М.З. Абдулин, Л.С. Бутовский, П.С. Коханенко, Н.П. Полозенко // Пром.теплотехника, 2009, т.31, №7.— С.24.

2. Abdulin M.Z. Research of hydrodynamic flame stabilizer with cross fuel feed characteristics / M.Z. Abdulin, O.A. Siryy // Scientific Journal of Riga Technical University: Series Power and Electrical Engineering. — 2014. — №32. — PP. 12–18.

3. Сірий О.А. Дослідження гідродинаміки потоку повітря в струменево-нишевій системі спалювання палива/ О.А. Сірий, М.З. Абдулін, О.В. Баранюк // Вісник національного технічного університету «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ», 2016. — №9. — С.94-100.

4. Фялко Н.М. Математическое моделирование процессов течения и смешения топлива в цилиндрическом стабилизаторном горелочном устройстве / Фялко Н.М., Шеренковский Ю.В., Майсон Н.В., Меранова Н. О., Абдулин М. З., Бутовский Л. С., Полозенко Н. П., Клищ А. В., Стрижеус С. Н., Тимошенко А. Б. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2014.— Т.3, №8(69). — С. 40–44.

5. *Фиалко Н.М.* Интенсификация процессов переноса в горелочном устройстве с цилиндрическим стабилизатором пламени / Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Майсон Н.В., Меранова Н. О., Бутовский Л. С., Абдулин М. З., Полозенко Н. П., Клищ А. В., Стрижеус С. Н., Тимощенко А. Б. // Науковий вісник НЛТУ України. – 2014. – Вип. 24.5 – С. 136-142.
6. *Xingsi Han.* Simulation of the flame describing function of a turbulent premixed flame using an open-source LES solver/ Xingsi Han , Aimee S. Morgans // Combustion and Flame. – 2015. – V. 162, Issue 5. – P. 1778–1792.
7. *Hua-Guang Li.* A Large-Eddy-Simulation Study of Combustion Dynamics of Bluff-Body Stabilized Flames/ Hua-Guang Li, Prashant Khare, Hong-Gye Sung & Vigor Yang // Combustion Science and Technology. – 2016. – V. 188, Issue 6. – P. 924-952.
8. *Ottino G. M.* Combustion Modeling Including Heat Loss Using Flamelet Generated Manifolds: A Validation Study in OpenFOAM/ G. M. Ottino , A. Fancello, M. Falcone, R. J. M. Bastiaans, L. P. H. de Goey // Flow, Turbulence and Combustion, April 2016. – V. 96, Issue 3. – P. – 773–800.
9. *Bertrand Naud.* inklinger RANS modelling of a lifted H₂/N₂ flame using an unsteady flamelet progress variable approach with presumed PDF / Bertrand Naud, Ricardo Novella, José Manuel Pastor, Johannes F. // Combustion and Flame. – 2015. – V. 162, Issue 4. – P. 893–906.
10. *Thomas Livebardon.* Combining LES of combustion chamber and an actuator disk theory to predict combustion noise in a helicopter engine / Thomas Livebardon, Stéphane Moreau, Laurent Gicquel, Thierry Poinso, Eric Bouty // Combustion and Flame. – 2016. – V. 165. – P. 272–287.

HEAT AND MASS TRANSFER PROCESSES IN CYLINDRICAL BURNER DEVICES WITH NICHE CAVITIES

**Fialko N.M., Sherenkovskii Ju.V., Maisov N.V.,
Meranova N.O., Timoshchenko A.B.**

Institute of Engineering Thermophysics of
National Academy of Sciences of Ukraine, 2a,
Zhelyabova str., Kiev, 03057, Ukraine

The results of studies heat and mass transfer processes in the cylindrical burner with annular rectangular niche cavities on the outside surface of the flame stabilizer are analyzed. The features of the flow of these processes for the type series of burners by capacity of 30 ... 200 kW are considered. The data of computer modeling to establish the patterns of influence of niche cavity on the flow and heat transfer characteristics in considered burners are presented. It is shown that the presence of the niche leads to significant turbulence of the flow and accelerate of process of fuel and oxidant mixture formation. It was also established that higher intensity of fuel burn and lower degree of non-uniformity of temperature fields in burning zone are observed in the cylindrical burner devices with niche cavities on the stabilizer surfaces. References 10, figures 8, tables 2.

Key words: Cylindrical burner devices, CFD-modeling, niche cavities, turbulence intensity, mixture formation, temperature fields, fuel burning fullness.

1. *Fialko N.M.* Matematicheskoe modelirovanie dinamiki techeniya i smeseobrazovaniya pri szhigani topiva v gorelochnykh ustroystvakh strujno-nishevoogo tipa [Mathematical modeling of flow dynamics and mixture formation at the burning of fuel in the burner devices of jet-niche type] N.M. Fialko, V.G. Prokopov, S.A. Aleshko, Ju.V. Sherenkovskii, N.O. Meranova, M.Z. Abdulin, L.S. Butovskii, P.S. Kokhanenko, N.P. Polozenko. Promyshlennaja teplotekhnika [Industrial Heat Engineering]. 2009, №7. P. 24. (Rus.)

2. *Abdulin M.Z.* Research of hydrodynamic flame stabilizer with cross fuel feed characteristics . M.Z. Abdulin, O.A. Siryi. Scientific Journal of Riga Technical University: Series Power and Electrical

Engineering. 2014. №32. PP. 12–18.

3. *Siryi O.A.* Doslidzhennya gidrodinamiki potoku povitrya v strumenevo-nisheviy sistemi spaluvannya paliva [Study of air flow hydrodynamic in the jet-niche system of fuel combustion]. O.A. Siryi, M.Z. Abdulin, O.V. Baranyuk. Visnyk natsionalnogo tehnicznego universitetu "KhPI" [Bulletin of National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI", 2016. №9. P.94–100. (Ukr.)

4. *Fialko N.M.* Matematicheskoe modelirovanie processov techeniya i smeseobrazovaniya v cilindricheskom gorelochnom ustrojstve [Mathematical modeling of processes of flow and mixture formation in the cylindrical stabilizer burner device] N.M. Fialko, Ju.V. Sherenkovskii, N.V. Mayson, N. O. Meranova, M.Z. Abdulin, L.S. Butovskii, H.P. Polozenko, A.V. Klisch, S.N. Strizheus, A.B. Timoshenko. Vostochno Evropejskii zhurnal peredovih technologij [Eastern European journal of advanced technologies]. 2014. Vol.3, №8 (69). P. 40–44. (Rus.)

5. *Fialko N.M.* Intensifikacija processov perenosa v gorelochnom ustrojstve s cilindricheskim stabilizatorom plameni [Intensification of the transport processes in the burner device with a cylindrical flame stabilizer/ N.M Fialko, J.V. Sherenkovsky, N.V. Mayson, N. O. Meranova, L.S. Butovskii, M.Z. Abdulin, N. P. Polozenko, A.V. Klisch, S.N. Strizheus, A.B. Timoshchenko. Naukovii visnik NLTU Ukraini [Scientific Journal NFTU Ukraine]. 2014. Issue 24.5, P. 136–142. (Rus.)

6. *Xingsi Han.* Simulation of the flame describing function of a turbulent premixed flame using an open-source LES solver. Xingsi Han , Aimee S. Morgans. Combustion and Flame. 2015. V. 162, Issue 5. P. 1778–1792.

7. *Hua-Guang Li.* A Large-Eddy-Simulation Study of Combustion Dynamics of Bluff-Body Stabilized Flames. Hua-Guang Li, Prashant Khare, Hong-Gye Sung & Vigor Yang. Combustion Science and Technology. 2016. V. 188, Issue 6. – P. 924–952.

8. *Ottino G. M.* Combustion Modeling Including Heat Loss Using Flamelet Generated Manifolds: A Validation Study in OpenFOAM. G. M. Ottino, A. Fancello, M. Falcone, R. J. M. Bastiaans, L. P. H. de Goey. Flow, Turbulence and Combustion, April 2016. V. 96, Issue 3. P. 773–800.

9. *Bertrand Naud.* Winklinger RANS

modelling of a lifted H₂/N₂ flame using an unsteady flamelet progress variable approach with presumed PDF. Bertrand Naud, Ricardo Novella, José Manuel Pastor, Johannes F. Combustion and Flame. 2015. V. 162, Issue 4. P. 893–906.

10. *Thomas Livebardon*. Combining LES of

combustion chamber and an actuator disk theory to predict combustion noise in a helicopter engine. Thomas Livebardon, Stéphane Moreau, Laurent Gicquel, Thierry Poinsot, Eric Bouty, Combustion and Flame. 2016. V. 165. P. 272–287.

Получено 15.11.2016

Received 15.11.2016

УДК 532.536

ДИНАМІКА РОЗГІННОЇ ТЕЧІЇ В МІКРОЦИЛІНДРІ, ЩО ПОЧИНАЄ РАПТОВО ОБЕРТАТИСЯ

Авраменко А.О., чл.-кор. НАН України, **Тирінов А.І.**, канд. техн. наук,
Дмитренко Н.П., канд. техн. наук, **Кравчук О.В.**

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова 2а, м. Київ, 03068, Україна

В статті викладені результати теоретичного дослідження розгінної течії нестисливої рідини з раптовим початком обертання мікроциліндра. Задача вирішувалася за допомогою двох аналітичних підходів – методу Фур'є і аналізу симетрії. В ході аналітичного рішення отримано вирази для обчислення профілю швидкості, коефіцієнта тертя та крутного моменту.

В статье изложены результаты теоретического исследования разгонного течения несжимаемой жидкости с внезапным началом вращения микроцилиндра. Задача решалась с помощью двух аналитических подходов – метода Фурье и анализа симметрии. В ходе аналитического решения получены выражения для вычисления профиля скорости, коэффициента трения и крутящего момента.

The article presents the results of theoretical research accelerating flow of an incompressible fluid with a sudden onset microcylinder rotation. The problem was solved with the help of two analytical approaches – Fourier analysis method and symmetry. In the course of the analytical solutions the expressions for the calculation of the velocity profile, the coefficient of friction and torque are obtained.

Бібл. 12, рис. 1.

Ключові слова: гідродинаміка, розгінний потік мікроциліндр, коефіцієнт тертя, профіль швидкості.

A, a, b – константи;

L – довжина вільного пробігу молекули;

$\tilde{r}$ – радіальна координата;

$\tilde{t}$ – час;

$\tilde{y}$ – колова швидкість

α – коефіцієнт в'язкого ковзання;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

ρ – густина.

Введення

Науковий і практичний інтерес до мікроканальних потоків постійно зростає в останні десятиліття в зв'язку з розвитком різних мікропристроїв та мікроелектромеханічних систем. В мікропристроях, вимірювання та моделювання величин проходить в мікромасштабах з характерною довжиною в діапазоні мікрометрів. Ефекти розрідження мікропотоків характеризуються числом Кнудсена (Kn). Для $Kn \leq 10^{-3}$ потік все ще можна змоделювати за допомогою рівнянь Нав'є-Стокса, які замикаються умовами прилипання. При $10^{-3} \leq Kn \leq 10^{-1}$ виникає так званий режим потоку з проковзуванням [1]. Ці межі ще не чітко визначені до сих пір. Режим переходу потоку виникає при $10^{-1} \leq Kn \leq 10$, де припущення континуума не діє і застосування такого методу моделювання як Монте-Карло чи рівнянь

Барнета [2] є можливим.

В даний час цілий ряд методів було розроблено, для моделювання мікро- та нанопотоків, що включають різні довжини і час. Вони можуть бути розділені на наступні групи.

Для мікромасштабного діапазону близько 10 нм і 1 нс, використовуються методи молекулярної динаміки, які беруть до уваги тільки консервативний потенціал міжмолекулярного зв'язку і невалентні сили [3, 4]. В мезомасштабному діапазоні приблизно від 10 нм до 1 мкм і від 1 нс до 10 мс, використовують метод динаміки дисипативних частинок, який включає в себе не тільки сили відштовхування, а і дисипативні і стохастичні взаємодії. Метод ґраток Больцмана, який оснований на решітчастому рівнянні Больцмана [5,6] також може бути використаних тут.

Розгінну течію в трубі, де перепад тиску не залежить від часу, було досліджено спочатку для початкової нерухомої рідини. Перше точне рішення цієї задачі було отримано в [7] при розгінній течії в круглій трубі. Розгінний потік в кільцевому каналі був вивчений в [8]. Зворотнє явище, а саме, зупинка потоку в трубі з падінням тиску, що раптово зникає було розглянуто в [9]. Розгінний потік в круглій трубі і між паралельними пластинами, простір між якими заповнений пористим середовищем, яке рівномірно насичене рідиною було досліджено в [10].

В даній роботі розглянуто розгінну течію в мікроциліндрі, який починає раптово обертатися з постійною швидкістю. Розглянута нестислива рідина. Було застосовано два методи – метод методу Фур'є та метод симетрії (групи Лі).

Математична модель

У момент часу $\tilde{t} = 0$ швидкість внутрішнього циліндру збільшується миттєво від нуля до $\tilde{u}_0$. Рух такого потоку описується наступним рівнянням

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{t}} = \nu \left(\frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{r}^2} + \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{r}} - \frac{\tilde{u}}{\tilde{r}^2} \right). \quad (2)$$

Граничні та початкові умови мають наступний вигляд:

$$\tilde{u} = 0 \text{ для всіх } \tilde{r} \text{ при } \tilde{t} \leq 0 \quad (3)$$

$$\tilde{u} = 0 \text{ при } \tilde{r} = 0;$$

$$\tilde{u} = \tilde{u}_0 - \alpha L \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{r}} \text{ для } \tilde{r} = \tilde{r}_0 \text{ при } \tilde{t} > 0. \quad (4)$$

Для подальших розрахунків зручно скористатися наступними безрозмірними величинами:

$$r = \frac{\tilde{r}}{\tilde{r}_0}, \quad u = \frac{\tilde{u}}{\tilde{u}_0}, \quad t = \frac{\tilde{t} \nu}{\tilde{r}_0^2}. \quad (5)$$

Враховуючи безрозмірні величини (5) та умови (3) і (4) рівняння (2) прийме наступну форму:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2}, \quad (6)$$

$$u = 0 \text{ для всіх } r \text{ при } t \leq 0 \quad (7)$$

$$u = 0 \text{ для } r = 0$$

$$u = 1 - \text{Kn} \frac{\partial u}{\partial r} \text{ для } r = 1 \text{ при } t > 0, \quad (8)$$

$$\text{де } \text{Kn} = \frac{\alpha L}{\tilde{r}_0} \quad (9)$$

– число Кнудсена.

Для стаціонарної течії рівняння (6) – (8) трансформуються в

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} = 0, \quad (10)$$

$$u = 0 \text{ при } r = 0 \quad (11)$$

$$u = 1 - \text{Kn} \frac{\partial u}{\partial r} \text{ при } r = 1 \quad (12)$$

Рішення рівняння (10) з граничними умовами (11) та (12) має просту форму

$$u = \frac{r}{1 + \text{Kn}}. \quad (13)$$

Для випадку течії без проковзування ($\text{Kn} = 0$) рівняння (13) буде мати класичний вигляд [11]

$$u = r. \quad (14)$$

Метод Фур'є

Враховуючи умову (8), будемо шукати рішення у наступному вигляді

$$u(t, r) = Ar + \sum_{n=1}^{\infty} R_n(r) T_n(t). \quad (15)$$

З урахуванням цієї умови, маємо

$$A = \frac{1}{1 + \text{Kn}}. \quad (16)$$

Підстановка (15) в (6) дає

$$\sum_{n=1}^{\infty} \left[T_n \left(R_n'' + \frac{1}{r} R_n' - \frac{1}{r^2} R_n \right) - T_n R_n' \right] = 0. \quad (17)$$

Розділяючи змінні, отримуємо

$$\frac{R_n'' + \frac{1}{r} R_n' - \frac{1}{r^2} R_n}{R_n} = \frac{T_n'}{T_n} = -z_n^2. \quad (18)$$

Звідси маємо

$$r^2 R_n'' + r R_n' + [(r z_n)^2 - 1] R_n = 0. \quad (19)$$

Рішенням цього рівняння, з урахуванням граничних умов, є

$$R_n = J_1(z_n r), \quad (20)$$

де J_1 – функції Бесселя першого роду першого порядку, z_n – корені трансцендентного рівняння

$$(R_n + \text{Kn} R_n')_{r=1} = 0. \quad (21)$$

Із (17) також маємо

$$T_n' + z_n^2 T_n = 0. \quad (22)$$

Звідки

$$T_n = c_n e^{-z_n^2 t}. \quad (23)$$

Враховуючи початкову умову $t = 0$ та властивості ортогональності знаходимо

$$c_n = -A \frac{\int_0^1 r R_n r dr}{\int_0^1 R_n^2 r dr}. \quad (24)$$

Тоді кінцевий вираз для швидкості має наступну форму

$$u(t, r) = \frac{r}{1 + Kn} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(z_n r)}{z_n (1 + 2Kn) J_0(z_n) + (1 - Kn - z_n^2 Kn) J_1(z_n)} \exp(-z_n^2 t), \quad (25)$$

де J_0 – функції Бесселя першого роду нульового порядку.

При $Kn \rightarrow 0$ вираз (25) трансформується до

$$u(t, r) = r + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(z_n r)}{z_n J_0(z_n)} \exp(-z_n^2 t), \quad (26)$$

де

$$J_1(z_n) = 0 \quad (n = 1, 2, \dots). \quad (27)$$

Симетричне рішення

Для автомодельних перетворень рівняння (6) необхідно знайти симетрії (групи Лі) цього рівняння. Симетрії рівняння (6) можна описати за допомогою інфінітезимального генератора [12]

$$q = \xi_1 \frac{\partial}{\partial t} + \xi_2 \frac{\partial}{\partial r} + \phi \frac{\partial}{\partial u}, \quad (28)$$

де ξ_1, ξ_2, ϕ – невідомі коефіцієнти. Ці коефіцієнти знаходяться із наступної умови

$$pr^{(2)}q(\Delta) = 0, \quad (29)$$

де $pr^{(2)}q(\Delta)$ – друга пролонгація інфінітезимального генератора (28), оператор Δ означає часткове диференціювання рівняння (6).

Друга пролонгація інфінітезимального генератора (28) побудована у відповідності з наступним виразом

$$pr^{(2)}q = q + \phi^t \frac{\partial}{\partial u_t} + \phi^r \frac{\partial}{\partial u_r} + \phi^{rr} \frac{\partial}{\partial u_{rr}}, \quad (30)$$

де індекси функції u являють собою часткові похідні по відповідним змінним. Коефіцієнти $\phi^t, \phi^r, \phi^{rr}$ є функціями ξ_1, ξ_2, ϕ та u їхніми похідними по t та r .

Застосування оператора $pr^{(2)}q$ до рівняння (6) дає вираз, який вміщає одночлени з різними

комбінаціями функції u . В результаті ці члени приводять до системи диференціальних рівнянь відповідно до коефіцієнтів ξ_1, ξ_2, ϕ . Розв'язок цієї системи дає шість симетрій (перетворень Лі). Ці алгебри Лі є

$$q_1 = \frac{\partial}{\partial t}, \quad (31)$$

$$q_2 = u \frac{\partial}{\partial u}, \quad (32)$$

$$q_3 = 2t \frac{\partial}{\partial t} + r \frac{\partial}{\partial r}, \quad (33)$$

$$q_4 = 4t^2 \frac{\partial}{\partial t} + 4tr \frac{\partial}{\partial r} + u(4t + r^2) \frac{\partial}{\partial u}, \quad (34)$$

$$q_5 = \exp(a^2 t) J_1(ar) \frac{\partial}{\partial u}, \quad (35)$$

$$q_6 = \exp(b^2 t) Y_1(br) \frac{\partial}{\partial u}, \quad (36)$$

де Y_1 – функція Бесселя другого роду першого порядку.

Використовуючи перетворення Лі, можна понизити кількість змінних і автомодельні форми рівняння (6). Для цього зручно використати комбінацію масштабованих трансформацій

$$q_{2,3} = C_2 u \frac{\partial}{\partial u} + C_3 \left(2t \frac{\partial}{\partial t} + r \frac{\partial}{\partial r} \right), \quad (37)$$

де C_2 і C_3 – константи.

Автомодельні змінні можна знайти за допомогою перетворення q_3 , яке генерує наступне рівняння

$$2t \frac{\partial \eta}{\partial t} + r \frac{\partial \eta}{\partial r} = 0. \quad (38)$$

Розв'язком рівняння (38) є

$$\eta = \frac{r}{\sqrt{vt}}. \quad (39)$$

Щоб отримати автомодельну форму невідомої функції потрібно вибрати параметричну змінну. Зазвичай вона обирається такою, похідна по якій має найменший порядок. Тобто із (38) отримуємо

$$C_3 2t \frac{\partial F}{\partial t} + C_2 u \frac{\partial F}{\partial u} = 0. \quad (40)$$

Розв'язком (40) буде

$$u = t^{\frac{C_2}{2C_3}} \Phi. \quad (41)$$

C_2 та C_3 – довільні константи. Далі наведемо ав-
томодельну форму невідомої функції в такому
вигляді

$$u = t^g \Phi(\eta), \quad (42)$$

де g – довільний коефіцієнт.

Підставивши (42) в (6) маємо

$$\frac{d^2 \Phi}{d\eta^2} + \left(\frac{\eta}{2} + \frac{1}{\eta} \right) \frac{d\Phi}{d\eta} - \left(g + \frac{1}{\eta^2} \right) \Phi = 0. \quad (43)$$

Умови (7) та (8) трансформуються в

$$\Phi = 0 \quad \text{для} \quad \eta = 0, \quad (44)$$

$$\Phi = \frac{1}{t^g} - \frac{\text{Kn}}{\sqrt{t}} \frac{d\Phi}{d\eta} \quad \text{для} \quad \eta = \frac{1}{\sqrt{t}}. \quad (45)$$

Для вирішення рівняння (43) перетворимо
його до стандартної (класичної) форми. Для цьо-
го необхідно включити наступну заміну

$$\Phi = \eta \Psi(\xi(\eta)), \quad (46)$$

$$\text{де} \quad \xi(\eta) = -\frac{\eta^2}{4}. \quad (47)$$

Використовуючи рівняння (46) і (47) можна
трансформувати рівняння (43) до

$$\xi \frac{d^2 \Psi}{d\xi^2} + (2 - \xi) \frac{d\Psi}{d\xi} - \left(\frac{1}{2} - g \right) \Psi = 0. \quad (48)$$

Рівняння (48) є класичним рівнянням Кумме-
ра і рішенням цього рівняння є

$$\Psi = C_{11} F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, \xi \right) + C_2 M \left(\frac{1}{2} - g, 2, \xi \right), \quad (49)$$

де C_1 та C_2 – константи інтегрування, ${}_1F_1$ – функція
Куммера (гіпергеометрична функція), M – другий
лінійний незалежний розв'язок, який можна ви-
разити через функцію Куммера.

Підставляючи рівняння (49) в (46) і беручи до
уваги (47) з використанням граничних умов (44) і
(45), ми отримаємо

$$\Phi = \frac{8t^{\frac{3}{2}-g} \eta {}_1F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{\eta^2}{4} \right)}{8t(1 + \text{Kn}) {}_1F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{1}{4t} \right) + (2g - 1) \text{Kn} {}_1F_1 \left(\frac{3}{2} - g, 3, -\frac{1}{4t} \right)}, \quad (50)$$

Після підстановки (50) в (42) отримаємо розподіл
швидкості в вигляді

$$u(t, r) = \frac{8rt {}_1F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{r^2}{4t} \right)}{8t(1 + \text{Kn}) {}_1F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{1}{4t} \right) + (2g - 1) \text{Kn} {}_1F_1 \left(\frac{3}{2} - g, 3, -\frac{1}{4t} \right)}. \quad (60)$$

Якщо ми врахуємо умову $t \rightarrow \infty$, то (51) перетво-
риться на (12).

При $\text{Kn} \rightarrow 0$ рівняння (51) скоротиться до

$$u(t, r) = \frac{{}_1F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{r^2}{4t} \right)}{{}_1F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{1}{4t} \right)}. \quad (52)$$

Результати дослідження

На основі отриманих профілів швидкості
можливо розрахувати динаміку поведінки по-
верхневого тертя τ_w , використовуючи наступну
формулу

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r} \right) \Big|_{r=r_0}. \quad (53)$$

Рівняння (53) перепишемо у вигляді

$$c_f = \frac{4}{\text{Re}} \left(\frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r} \right) \Big|_{r=1}, \quad (54)$$

де

$$c_f = \frac{2\tau_w}{\rho u_0^2} \quad (55)$$

– коефіцієнт тертя.

$$\text{Re} = \frac{\rho u_0 2r_0}{\mu} \quad (56)$$

– число Рейнольдса.

Використовуючи (25) вираз (54) пере-
трансформується в

$$\frac{c_f \text{Re}}{4} = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(z_n) - 2J_1(z_n)}{z_n(1 + 2\text{Kn})J_0(z_n) + (1 - \text{Kn} - z_n^2 \text{Kn})J_1(z_n)} \exp(-z_n^2 t). \quad (57)$$

Якщо ми застосуємо групи симетрії (46) то
отримаємо

$$\frac{c_f \text{Re}}{4} = \frac{(2g - 1) {}_1F_1 \left(\frac{3}{2} - g, 3, -\frac{1}{4t} \right)}{8t(1 + \text{Kn}) {}_1F_1 \left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{1}{4t} \right) + (2g - 1) \text{Kn} {}_1F_1 \left(\frac{3}{2} - g, 3, -\frac{1}{4t} \right)}. \quad (58)$$

Розподіли коефіцієнта тертя в залежності від
часу, отримані на основі виразів (57) та (58) на-
ведено на рис. 1. Пунктирна лінія відповідає ре-
зультатам отриманим на основі (57), а суцільні
лінії відповідають виразу (58) для різних значень
параметру g .

В ході аналізу результатів розрахунку вияви-
лося, що в початковий момент часу коефіцієнт
тертя більший для потоку, що проковзує. Однак
в процесі розвитку потоку значення коефіцієнта
тертя для потоку, що проковзує, стає меншим в

порівнянні з потоком, що прилипає до стінки. Це можна пояснити зростанням скачка швидкості

під час розвитку течії на твердій поверхні для потоку, що прилипає.

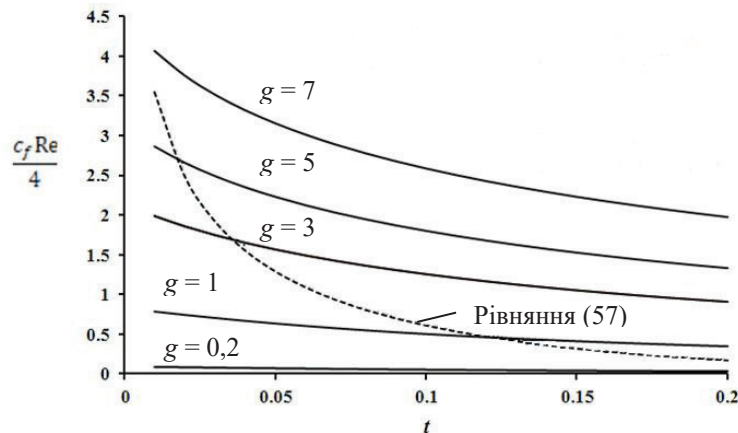


Рис. 1. Залежність коефіцієнта тертя від часу при $Kn = 0,1$.

Якщо помножити коефіцієнт поверхневого тертя на радіус циліндра і довжину його кола, то отримаємо величину моменту, який повинен бути

прикладений до циліндра, щоб підтримувати його обертання з постійною швидкістю. В нашому випадку цей крутний момент визначається із

$$L = 4\pi\mu_0 r_0 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(z_n) - 2J_1(z_n)}{z_n(1 + 2Kn)J_0(z_n) + (1 - Kn - z_n^2 Kn)J_1(z_n)} \exp(-z_n^2 t). \quad (59)$$

Для задачі симетрії

$$L = \frac{\mu\pi\mu_0 r^2 (2g - 1) {}_1F_1\left(\frac{3}{2} - g, 3, -\frac{1}{4t}\right)}{2t(1 + Kn) {}_1F_1\left(\frac{1}{2} - g, 2, -\frac{1}{4t}\right) + (2g - 1)Kn {}_1F_1\left(\frac{3}{2} - g, 3, -\frac{1}{4t}\right)}. \quad (60)$$

Як можна бачити, значення зазначеного крутного моменту, наближається до нуля із зростанням часу.

Висновки

Проведено аналітичний аналіз розгінного потоку в мікроциліндрі, що починає раптово обертатися. Аналітичні рішення отримані на основі двох математичних методів: Фур'є і груп симетрії. Метод Фур'є дав розв'язок у вигляді нескінченного ряду, а методика симетрії дала рішення у вигляді кінцевого рівняння.

Коефіцієнт тертя зменшується з часом від нескінченності при $t = 0$ до нуля, якій відповідає стаціонарній течії. У початковий момент часу коефіцієнт тертя вище для потоку з проковзуванням. Однак в процесі розвитку потоку значення коефіцієнта тертя для потоку з прилипанням на стінці стає більшим, ніж для потоку з ковзанням.

ЛІТЕРАТУРА

1. Gad-el-Hak M. The fluid mechanics of microdevices // J. Fluids Engineering. – 1999. – V. 121 – P. 5-33.
2. Bird G.A. Molecular Gas Dynamics and the Direct Simulation of Gas Flows. – Oxford University Press: 1994. – p. 458.
3. Haile J.M. Molecular dynamics simulation. – New York Wiley and sons. – 1992. – p. 481.
4. G. Karniadakis, A. Beskok, Aluru N. Microflows and Nanoflows Fundamentals and Simulation. – New York: Springer. – 1995. – p. 818.
5. Wylie B.J.N. Application of two-dimensional cellular automaton lattice-gas models to the simulation of hydrodynamics. – University of Edinburgh. – 1990. – p. 114.
6. Maxwell J.B. Lattice Boltzmann methods for interfacial wave modelling. – University of

Edinburgh. – 1997. – p. 238.

7. *Szymansky F.* Quelques solution exactes des équations de l'hydrodynamique de fluide visqueux dans le cas d'un tube cylindrique // J. Math. Pures Appl. – 1932 V.97, – №.11, – P. 67–107.

8. *Müller W.* Zum Problem der Anlaufströmung einer Flüssigkeit im geraden Rohr mit Kreisring- und Kreisquerschnitt // ZAMM. – 1936. – №.16, – P. 227–238.

9. *Gerberts W.* Zur instationären, laminaren

Strömung einer inkompressiblen zähen Flüssigkeit in kreiszylindrischen Rohren // Z. angew. Physik. – 1951. – V.3, – P. 267–271.

10. *Avramenko A.A., Kuznetsov A.V.* Start-up flow in a channel or pipe occupied by a fluid-saturated porous medium // J. Porous Media. – 2009. – V.12, №. 4. – P. 361–367.

11. *Schlichting H., Gersten K.* Boundary Layer Theory, 8th ed. Berlin. Springer: – 2000. p. 799.

12. *Olver P.* Applications of Lie Groups to Differential Equations. Berlin. Springer: – 2000. p. 513.

DYNAMICS ACCELERATING FLOW IN MICROCYLINDER THAT START SUDDENLY ROTATES

Avramenko A.O., Tyrinov A.I., Dmitrenko N.P., Kravchuk O.V.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, st. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680 Ukraine

An analytical analysis startup flow inside the microcylinder when it starts suddenly rotating is analyzed. Analytical solutions are obtained using of two mathematical methods: Fourier and symmetry groups. Fourier method of solution given in the form of an infinite series, and a symmetry method gives solution in closed form.

The results of the investigation show that the coefficient of friction decreases with time from infinity at $t = 0$ to zero, which corresponds to a stationary flow. At the initial time coefficient of friction is higher for the slip flow. At the initial time the coefficient of friction for the slip flow is greater than for the flow without sliding.

Key words: hydrodynamics, startup flow, microcylinder, friction coefficient, velocity profile.

References 12, figure 1.

1. *Gad-el-Hak M.* The fluid mechanics of microdevices // J. Fluids Engineering. – 1999. – V. 121 – P. 5-33.
2. *Bird G.A.* Molecular Gas Dynamics and the Direct Simulation of Gas Flows. – Oxford University

Press: 1994. – p. 458.

3. *Haile J.M.* Molecular dynamics simulation. – New York Wiley and sons. – 1992. – p. 481.

4. *G. Karniadakis, A. Beskok, Aluru N.* Microflows and Nanoflows Fundamentals and Simulation. – New York: Springer. – 1995. – p. 818.

5. *Wylie B.J.N.* Application of two-dimensional cellular automaton lattice-gas models to the simulation of hydrodynamics. – University of Edinburgh. – 1990. – p. 114.

6. *Maxwell J.B.* Lattice Boltzmann methods for interfacial wave modelling. – University of Edinburgh. – 1997. – p. 238.

7. *Szymansky F.* Quelques solution exactes des équations de l'hydrodynamique de fluide visqueux dans le cas d'un tube cylindrique // J. Math. Pures Appl. – 1932 V.97, – №.11, – P. 67–107.

8. *Müller W.* Zum Problem der Anlaufströmung einer Flüssigkeit im geraden Rohr mit Kreisring- und Kreisquerschnitt // ZAMM. – 1936. – №.16, – P. 227-238.

9. *Gerberts W.* Zur instationären, laminaren Strömung einer inkompressiblen zähen Flüssigkeit in kreiszylindrischen Rohren // Z. angew. Physik. – 1951. – V.3, – P. 267-271.

10. *Avramenko A.A., Kuznetsov A.V.* Start-up flow in a channel or pipe occupied by a fluid-saturated porous medium // J. Porous Media. – 2009. – V.12, №. 4. – P. 361–367.

11. *Schlichting H., Gersten K.* Boundary Layer Theory, 8th ed. Berlin. Springer: – 2000. p. 799.

12. *Olver P.* Applications of Lie Groups to Differential Equations. Berlin. Springer: – 2000. p. 513.

Получено 15.08.2016

Received 15.08.2016

УДК 532.536

МОНТЕ-КАРЛО МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА НАНОЖИДКОСТИ В КАНАЛЕ

Кравчук А.В.

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул Желябова, 2а, 03680, Украина

В статті описано алгоритм моделювання теплообміну нанорідин, який ґрунтується на методі Монте-Карло. Розглянуто течію стаціонарного потоку в плоскому каналі. На основі алгоритму досліджено вплив різних параметрів нанорідин на відносне число Нуссельта.

В статье описан алгоритм моделирования теплообмена наножидкостей, основанный на методе Монте-Карло. Рассмотрено течение стационарного потока в плоском канале. На основе алгоритма исследовано влияние различных параметров наножидкостей на относительное число Нуссельта.

This article describes algorithm for nanofluids heat transfer simulation which is based on the Monte-Carlo method. The steady flow in a flat channel is considered. On the basis of the algorithm the effect of various parameters of nanofluids on the relative Nusselt number is studied.

Библ. 12, рис. 4.

Ключевые слова: наножидкость, теплообмен, метод Монте-Карло.

c – удельная теплоемкость наножидкости;
 D – безразмерный коэффициент диффузии;
 D_B и D_T – коэффициент диффузии Броуновского движения и коэффициент термодиффузии;
 Den_θ и Den_φ – знаменатели, относящиеся к уравнению теплообмена и распределения объемной доли наночастиц соответственно;
 F – слагаемое в уравнении (11);
 H – ширина канала;
 h – энтальпия;
 i и j – координаты узлов сетки вдоль оси x и y соответственно;
 $K(\varphi)$ – относительный коэффициент теплопроводности;
 $\bar{k}$ – безразмерная теплопроводность;
 k – теплопроводность наножидкости;
 Le – число Льюиса (Lewis);
 N – количество блужданий частицы;
 Nu – число Нуссельта (Nusselt);
 P – вероятность совершить «скачек» в соответствующем направлении;
 Pe – число Пекле (Peclet);
 Pr – число Прандтля (Prandtl);
 $R(\varphi)$ – относительная плотность;
 $RC(\varphi)$ – произведение относительной плотности на теплопроводность;

S – слагаемое в уравнении (9);
 T – температура;
 U_m – скорость на оси канала;
 u – безразмерная скорость вдоль оси x ;
 v – вектор скорости;
 $\bar{x}$ и $\bar{y}$ – безразмерные координаты вдоль оси x и y соответственно;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 ∇v – тензорный градиент скорости,
 $(\nabla v)^T$ – сопряженный тензорный градиент скорости;
 δ – единичный тензор;
 θ – безразмерная температура;
 μ и ρ – динамическая вязкость и плотность наножидкости;
 ρc – безразмерное произведение плотности на удельную теплоемкость;
 φ – объемная доля наночастиц.

Нижние индексы:

0 и f – «чистая» жидкость (без нано частиц);
 l – на входе в канал;
 p – параметр частиц;
 w – параметр у стенок;
 x^+ , x^- , y^+ и y^- – направления перехода, вправо, влево, вверх и вниз соответственно;

Δl – параметр на расстоянии Δl .

Верхний индекс:

Введение

Резкое изменение свойств жидкости после добавления к ней твердых частиц субмикронных размеров, то есть наночастиц, открывает широкую перспективу для использования наножидкостей в теплообменном оборудовании. Уникальные свойства наножидкостей, и в первую очередь их способность усиливать теплоотдачу, привлекли пристальное внимание. Наиболее важные свойства наножидкостей – это высокая теплопроводность и низкая чувствительность к седиментации, эрозии и засорению, которые происходят в обычных жидкостях с добавками микрочастиц. Несколько исследований показали, что наножидкостей могут увеличивать коэффициент теплопередачи в более чем на 20 %, даже в случае очень низких концентрациях наночастиц [1,2]. Вследствие чего наножидкость можно эффективно применять в атомной энергетике, управлении охлаждением электронных и оптических устройств, микротепловых трубках.

Математическая модель гидродинамики и тепло-, массообмена наножидкостей была предложена в работе [3]. На основе этой модели были

g – количество шагов, сделанные частицей при одном блуждании.

проведены исследования с использованием групп симметрий для однофазных течений [4,5], аналитические исследования для двухфазных течений [6-8] и с использованием методов возмущения [9,10].

На практике часто возникает ситуация, когда необходимо иметь информацию о физическом процессе в локальной точке. Для таких задач удобно использовать подход Монте-Карло. Одним из первых примеров применения случайных процессов Марковского типа для задач теплопроводности (уравнения параболического типа) приведен в работе [11]. Метод Монте-Карло может быть использован и в задачах при нелинейных граничных условиях – в так называемых задачах с внешней нелинейностью [12].

В данной работе метод Монте-Карло использовался для исследования теплообмена наножидкостей в плоском канале на гидродинамическом стабилизированном участке с учетом модели [3].

Математическая модель

Математическая модель течения наножидкостей с учетом теплообмена и массопереноса имеет следующий вид [3]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{v} = 0, \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \right), \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial h}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) h \right) = \nabla (k \nabla T) + \rho_p c_p \left(D_B \nabla \varphi \cdot \nabla T + D_T \frac{\nabla T \cdot \nabla T}{T} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \varphi = \nabla \left(D_B \nabla \varphi + D_T \frac{\nabla T}{T} \right), \quad (4)$$

где $\mathbf{v}$ – вектор скорости; ρ , μ и k – плотность, динамическая вязкость и теплопроводность наножидкости; p – давление; ρ_p и c_p – плотность и удельная теплоемкость частиц; $h = cT$ – энтальпия, c – удельная теплоемкость наножидкости, T – температура; φ – объемная доля наночастиц; D_B и D_T – коэффициент диффузии Броуновского движения и коэффициент термодиффузии; $\nabla \mathbf{v}$ – тензорный градиент скорости, $(\nabla \mathbf{v})^T$ –

сопряженный тензорный градиент скорости, δ – единичный тензор.

Приведем систему уравнений (1) – (4) к безразмерному виду. Для этого вводим безразмерные переменные:

$$\bar{x} = \frac{x}{H}; \quad \bar{y} = \frac{y}{H}, \quad \bar{u} = \frac{u}{U_m},$$

где H – ширина канала, U_m – скорость на оси канала.

В этих переменных систему уравнений (1) – (4) для стабилизированного гидродинамического участка можно представить следующим образом:

$$\text{Pe} RC(\varphi) \left(\bar{u} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} \right) = K(\varphi) \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{y}^2} \right) + \frac{\bar{\rho} c}{\text{Le}} \left(\left(\frac{\partial \varphi}{\partial \bar{x}} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \varphi}{\partial \bar{y}} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} \right) + D \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} \right) \right), \quad (5)$$

$$\text{Pe} \left(\bar{u} \frac{\partial \varphi}{\partial \bar{x}} \right) = \frac{1}{\text{Le}} \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \bar{y}^2} + D \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{y}^2} \right) \right), \quad (6)$$

где

$$\theta = \frac{T - T_w}{T_0 - T_w},$$

$$\text{Re} = \frac{U_m h \rho_f}{\mu_f}, \quad \text{Pr} = \frac{k_f c_f}{\mu_f}, \quad \text{Pe} = \text{Re Pr},$$

$$\text{Le} = \frac{k_f}{D_B}, \quad D = \frac{T_0 - T_w}{T_0} \frac{D_T}{D_B}, \quad \bar{\rho} c = \frac{\rho_p c_p}{\rho_f c_f},$$

$$R(\varphi) = (1 - \varphi) + \varphi \frac{\rho_p}{\rho_f}, \quad RC(\varphi) = (1 - \varphi) + \varphi \frac{\rho_p c_p}{\rho_f c_f},$$

$$\bar{k} = \frac{k_p}{k_f}, \quad K(\varphi) = \frac{\bar{k} + 2 + 2\varphi(\bar{k} - 1)}{\bar{k} + 2 - \varphi(\bar{k} - 1)},$$

T_0 и T_w – температура жидкости на входе в канал и стенки соответственно, индекс « f » соответствует «чистой» жидкости (без нано частиц).

В работе [8] показано, что функцию $k(\varphi)$ можно рассчитать как константу по средней объемной доле наночастиц в данном сечении. Поэтому она вынесена из-под производной. В работах [4,5] подробно исследовалось влияние наночастиц на гидродинамику. Было показано, что влияние наночастиц на профили скорости довольно слабое. Поэтому в данной задаче профиль скорости задается классическим параболическим распределением для плоского канала:

$$\bar{u} = 1 - \left(\frac{\bar{y} - 0.5}{0.5} \right)^2. \quad (7)$$

Здесь начало координат ($y = 0$) соответствует нижней стенки канала.

Система уравнений (5) и (6) решается при следующих граничных условиях на стенке

$$\theta = 0, \quad \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \bar{y}} \right)_w = - \left(D \frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} \right)_w$$

при $\bar{y} = 0, \bar{y} = 1$. (8)

Последнее условие (8) является следствием непроницаемости стенки при $\bar{y} = 0$ или $\bar{y} = 1$. На стенке должно выполняться уравнение (4). Конвективный член (левая часть) равен нулю из-за нулевых скоростей. Это и дает последнее условие в уравнении (8) – аналог потока Стефана. Данное условие впервые было предложено в работах [4, 5].

Алгоритм метода

Основной составляющей частью решения дифференциальных уравнений методом Монте-Карло является случайное блуждание. Обычно процесс случайного блуждания моделируется на решетке, так что в каждый момент времени происходит "перескок" броуновской частицы из од-

ного узла в соседний [11].

Наложим на плоский канал квадратную сетку с размерами ячеек $\Delta\bar{x}$ и $\Delta\bar{y}$, как показано на рис. 1. Частица, находящаяся в точке (i, j) , может перейти в одну из точек $(i+1, j)$, $(i, j+1)$, $(i-1, j)$, $(i, j-1)$ с соответствующими вероятностями: P_{x+} , P_{y+} , P_{x-} , P_{y-} . Следует учитывать, что вероятности не могут быть неотрицательны и сумма их равна единице. Сгенерировав случайное число от 0 до 1, мы определяем к какому промежутку вероятностей оно принадлежит. Например, при равновероятных переходах, если случайно разыгранное число лежит в диапазоне от 0 до 0.25, то частица перейдет из точки (i, j) в $(i+1, j)$; если же случайное число находится между 0.25 и 0.50, частица перейдет из (i, j) в $(i, j+1)$;

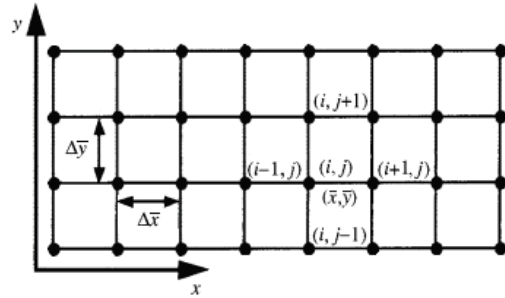


Рис. 1. Плоский канал с наложенной сеткой.

и так далее. Направление перехода не зависит от истории движения частицы [11].

Запишем уравнения (5) в конечных разностях. Температура в любой точке сетки $\theta(i, j)$ выражается через температуры соседних точек следующим образом:

$$\theta(i, j) = P_{x+}\theta(i+1, j) + P_{y+}\theta(i, j+1) + P_{x-}\theta(i-1, j) + P_{y-}\theta(i, j-1) + S, \quad (9)$$

где

$$P_{x+} = \frac{\text{Le} \left(K(\varphi) \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{x}} - \text{Pe} RC \bar{u} \Delta\bar{y} \right) + \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{x}} \overline{\rho c} (\varphi_{i+1, j} - \varphi_{i, j})}{\text{Den}_\theta},$$

$$P_{y+} = \frac{\text{Le} K(\varphi) \frac{\Delta\bar{x}}{\Delta\bar{y}} + \overline{\rho c} \frac{\Delta\bar{x}}{\Delta\bar{y}} (\varphi_{i, j+1} - \varphi_{i, j})}{\text{Den}_\theta},$$

$$P_{x-} = \frac{\text{Le} K(\varphi) \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{x}}}{\text{Den}_\theta}, \quad P_{y-} = \frac{\text{Le} K(\varphi) \frac{\Delta\bar{x}}{\Delta\bar{y}}}{\text{Den}_\theta},$$

$$S = \frac{D \overline{\rho c} \Delta\bar{x} \Delta\bar{y} \left(\left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right)}{\text{Den}_\theta},$$

$$\text{Den}_\theta = 2 \text{Le} K(\varphi) \left(\frac{\Delta\bar{x}}{\Delta\bar{y}} + \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{x}} \right) - \text{Pe} \text{Le} RC \bar{u} \Delta\bar{y} + \overline{\rho c} \left(\frac{\Delta\bar{x}}{\Delta\bar{y}} \varphi_{i, j+1} + \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{x}} \varphi_{i+1, j} - \left(\frac{\Delta\bar{x}}{\Delta\bar{y}} + \frac{\Delta\bar{y}}{\Delta\bar{x}} \right) \varphi_{i, j} \right).$$

В формуле (9) последнее слагаемое содержит квадраты производных температуры по координатам. Они рассчитываются по предыдущим итерациям.

Рассмотрим алгоритм вычисления температуры в произвольной внутренней узловой точке.

Температура на границе θ_w – заданная функция координат. Чтобы начать вычисление температуры в точке (i, j) , частица приводится в движение из этой же точки. Наличие последнего слагаемого в формуле (9) означает, что эта величина будет учитываться при каждом шаге. Частица блуждает

по узлам сетки от точки к точке до тех пор, пока не достигнет границы, в этом случае граница представляет собой поглощающий экран. После чего записывается известная в этой граничной точке температура.

Обозначим температуру в конце первого блуждания $\theta_w(1)$. Затем из точки (i, j) выпускается вторая, третья, ..., N -я частицы и записываются соответствующие температуры в конечных точках блуждания $\theta_w(2)$, $\theta_w(3)$, ..., $\theta_w(N)$.

Температура внутренней точки определяется как сумма осредненных температур граничных точек, достигнутых беспорядочно блуждающими частицами, и среднего значение параметра S . Например, при первом запуске случайно блуждающей частицы из точки (i, j) она сделала g_1 шагов. Тогда параметр будет иметь значение $\sum_{m=1}^{g_1} S_m$.

При N -том запуске – $S(N) = \sum_{m=1}^{g_N} S_m$. В итоге,

формула для определения температуры имеет следующий вид:

$$\varphi(i, j) = P_{x+} \varphi(i+1, j) + P_{y+} \varphi(i, j+1) + P_{x-} \varphi(i-1, j) + P_{y-} \varphi(i, j-1) + F, \quad (11)$$

где

$$P_{x+} = \frac{\frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{x}} - \text{Pe Le} \bar{u} \Delta \bar{y}}{\text{Den}_\varphi}, \quad P_{y+} = \frac{\frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{y}}}{\text{Den}_\varphi}, \quad P_{x-} = \frac{\frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{x}}}{\text{Den}_\varphi}, \quad P_{y-} = \frac{\frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{y}}}{\text{Den}_\varphi},$$

$$F = \frac{D \left(\frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{y}} (\theta_{i,j+1} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i,j-1}) + \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{x}} (\theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i-1,j}) \right)}{\text{Den}_\varphi},$$

$$\text{Den}_\varphi = 2 \left(\frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{y}} + \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{x}} \right) - \text{Pe Le} \bar{u} \Delta \bar{y}.$$

Процедура определения объёмной доли наночастиц отличается от вычисления температуры только граничным условием на верхней и нижней стенках, при этом на левой границе используется поглощающий экран. Согласно уравнению (8) градиент доли наночастиц на границе прямо пропорционален градиенту температуры. Разлагая объёмную долю в окрестности стенки в ряд Тейлора и удерживая члены до второго порядка, имеем:

$$\theta(i, j) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \theta_w(n) + \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\sum_{m=1}^{g_n} S_m \right) \quad (10)$$

Выбор достаточно большой длины шагов $\Delta \bar{x}$ и $\Delta \bar{y}$ может привести к отрицательным вероятностям. В методе Монте-Карло, отрицательные вероятности являются неприемлемыми, и это условие является аналогом критерия неустойчивости в методе конечных разностей [9]. Условие, при котором все вероятности должны быть неотрицательны, выполняется, если $\text{Den}_\varphi > 0$ и $\text{Den}_\theta > 0$.

На первой итерации алгоритма определяется температура жидкости без наличия наночастиц. Далее рассчитываем объёмную долю наночастиц, и на третьей итерации находим температуру наножидкости.

Выразив, из конечно-разностного представление уравнения (7), объёмную долю наночастиц в любой точке сетки $\varphi(i, j)$ через значения долей в соседних точках можем записать:

$$\varphi_w = \varphi_{\Delta n} + D \frac{\partial \theta}{\partial n} \Delta n, \quad (12)$$

где $\varphi_{\Delta n}$ – доля наночастиц в точке, расположенной на расстоянии (интервал отражения) от границы.

С вероятностной точки зрения уравнение (12) означает, что как только частица находится на границе, то она отражается внутрь канала на расстояние Δn и при этом фиксируется значение. Такая граница называется отражающим экраном.

Таким образом, объёмная доля наночастиц в определённой точке запишется в виде:

$$\varphi(i, j) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \varphi_w(n) + \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\sum_{m=1}^{g_n} F_m \right). \quad (13)$$

Прежде чем перейти непосредственно к нахождению объёмной доли наночастиц в плоском канале необходимо знать долю наночастиц в точке, расположенной на расстоянии Δn от границы $\varphi_{\Delta n}$. Для этого необходимо задать объёмную долю на верхней и нижней границах равную входящей доле наночастиц. Далее выполнить процедуру вычисления объёмных долей $\varphi_{\Delta n}^{old}$ вдоль канала. Запомнив массив долей наночастиц $\varphi_{\Delta n}^{old}$ мы переопределяем объёмные доли на верхней и нижней стенках вдоль канала φ_w^{old} , согласно уравнению (12). Заменяя значения φ_w на φ_w^{old} , повторяем выше описанную процедуру и находим новый массив объёмных долей $\varphi_{\Delta n}^{new}$ и φ_w^{new} . Учитывая значение невязки можно либо снова перезаписать объёмные доли вдоль верхней и нижней стенок и повторить вычисление $\varphi_{\Delta n}$, либо остановиться. Если наибольшее значение невязки $\xi_{\max} < 1$, то процедура вычисления объёмных долей вдоль стенок прекращается.

$$\xi = \frac{\varphi_{\Delta n}^{new} - \varphi_{\Delta n}^{old}}{\varphi_{\Delta n}^{old}}. \quad (14)$$

Результаты и их анализ

Как упоминалось выше, в задаче рассматривалось стационарное течение в плоском канале при параболическом профиле скорости (7). Длина канала выбиралась достаточно большой, для того чтобы блуждающая частица не достигала правой границы. Точность метода зависит от количества запусков блуждающей частицы N из определённой узловой точки. Однако, большое N приводит к длительному времени вычисления. Поэтому расчетные эксперименты проводились при $N = 5 \cdot 10^4$.

Все компьютерные эксперименты проводились при следующих условиях: температура на верхней и нижней стенках канала $\theta_w = 0$, входящая слева наножидкость имеет температуру $\theta_i = 1$. Вычисления проводились для продольной координаты $\bar{x} = 1$.

Вычислив коэффициент теплоотдачи, как производную температуры по координате вблизи стенки, мы можем посчитать число Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha H}{k_f}, \quad Nu_0 = \frac{\alpha_0 H}{k_f},$$

где индекс 0 означает чистую жидкость, α – коэффициент теплоотдачи.

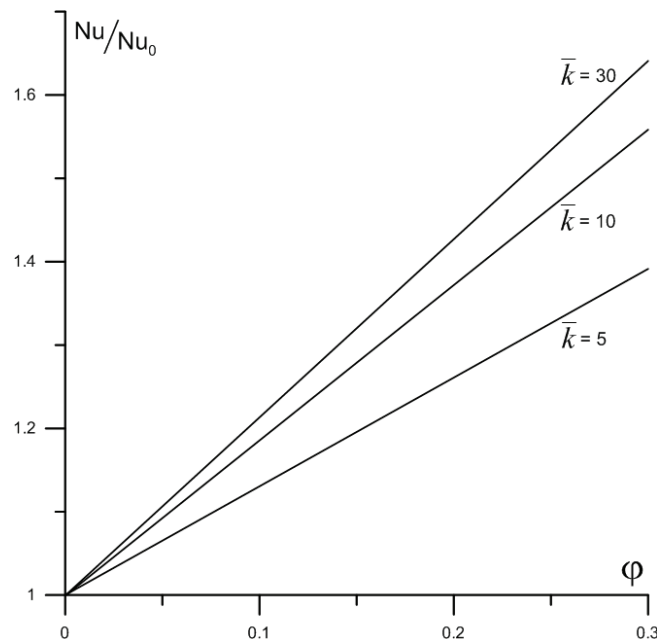


Рис. 2. Зависимость относительного числа Нуссельта от входящей объёмной доли наночастиц при различных безразмерных коэффициентах теплопроводности.

На рис. 2 представлены результаты вычислений относительного числа Нуссельта Nu/Nu_0 , при следующих параметрах: $Pr = 1$, $Re = 1$, $Le = 10$, $RC = 1$, $\rho c = 1.048$, $D = 0.05$. Незначительное количество примеси наночастиц приводит к значительному увеличению теплообмена. При этом наблюдается линейный характер увеличения теплоотдачи. Из рис. 2 видно, что зависимость относительного числа Нуссельта от безразмерного коэффициента теплопроводности носит нелинейный характер. Т.е. с ростом значения теплопроводности наночастиц скорость роста теплообмена

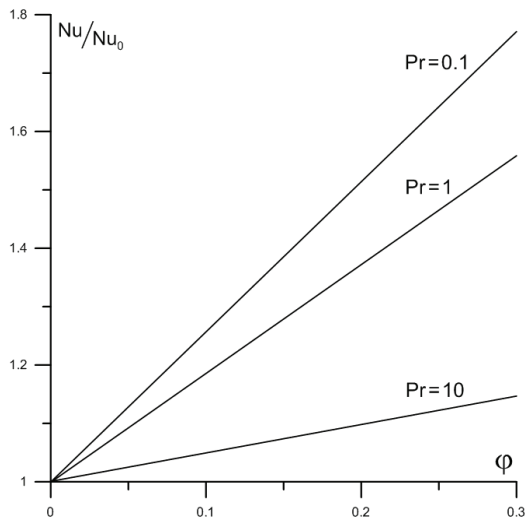


Рис. 3. Зависимость относительного числа Нуссельта от входящей объемной доли наночастиц при различных числах Прандтля.

Также были проведены компьютерные эксперименты по исследованию влияния числа Льюиса, а также числа Пекле на теплообмен при вышеуказанных значениях параметров $\bar{k}$, RC и ρc . Влияние этих чисел пренебрежимо мало.

Выводы

Представлен алгоритм исследования теплообмена наножидкостей в плоском канале при стационарном течении, который основан на методе Монте-Карло.

На основе проведенных расчетов была получена зависимость относительного числа Нуссельта от объемной доли наночастиц на входе в канал при различных безразмерных коэффициентах теплопроводности. Теплоотдача линейно

падает.

Влияние числа Прандтля на теплообмен в наножидкости при следующих параметрах: $\bar{k} = 10$, $Re = 1$, $Le = 10$, $RC = 1$, $\rho c = 1.048$, $D = 0.05$ приведено на рис. 3. Увеличение числа Прандтля приводит к значительному ухудшению теплообмена.

На рис. 4 показано влияние безразмерного коэффициента диффузии на теплообмен при следующих параметрах: $\bar{k} = 10$, $Pr = 1$, $Re = 1$, $Le = 10$, $RC = 1$, $\rho c = 1.048$. Увеличение безразмерного коэффициента диффузии приводит к небольшому улучшению теплообмена.

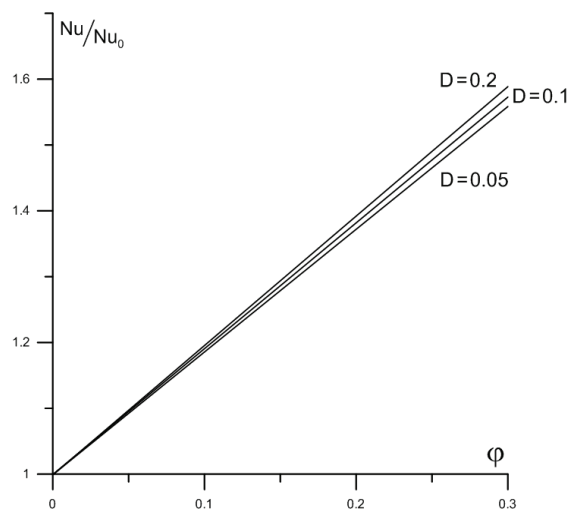


Рис. 4. Зависимость относительного числа Нуссельта от входящей объемной доли наночастиц при различных безразмерных коэффициентах диффузии.

зависит от объемной доли наночастиц. Зависимость относительного числа Нуссельта от безразмерного коэффициента теплопроводности носит нелинейный характер, а именно с ростом значения теплопроводности наночастиц скорость роста теплообмена падает. Данный результат обусловлен выбором функциональной зависимости для эффективной теплопроводности наножидкости $K(\phi)$.

Также было исследовано влияние на теплообмен следующих параметров: число Прандтля, безразмерный коэффициент диффузии, число Льюиса и число Пекле. Зависимость относительного числа Нуссельта от числа Прандтля носит нелинейный характер, а именно с ростом числа Прандтля скорость падения теплообмена падает.

Увеличение безразмерного коэффициента диффузии приводит к незначительному росту относительного числа Нуссельта. Влияние числа Льюиса и числа Пекле на теплообмен пренебрежимо мало.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kang H.U., Kim S.H., Oh J.M. Estimation of thermal conductivity of nanofluid using experimental effective particle volume. *Experimental Heat Transfer*. – 2006. – №19, – P. 181 – 191.
2. Li Q., Xuan Y. Heat transfer enhancement of nanofluids. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2000. – №21, – P. 58 – 64.
3. Buongiorno J. Convective transport in nanofluids. *Journal of Heat Transfer*. – 2006. – № 128, – P. 240 – 250.
4. Avramenko A. A., Blinov D. G., Shevchuk I. V. Self-similar analysis of fluid flow and heat-mass transfer of nanofluids in boundary layer. *Phys. Fluids*. – 2011. – № 23, – P. 082002-1 – 082002-8.
5. Avramenko A.A., Blinov D.G., Shevchuk I.V., Kuznetsov A.V. Symmetry analysis and self-similar forms of fluid flow and heat-mass transfer in turbulent boundary layer flow of a nanofluid. *Phys. Fluids*. – 2012. – № 24, – P. 082002-1 – 082002-8.
6. Avramenko A. ., Shevchuk V.I., Tyrinov A.I., Blinov D.G. Heat transfer at film condensation of stationary vapor with nanoparticles near a vertical plate. *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – № 73, – P. 389 – 396.
7. Avramenko A.A., Shevchuk V.I., Tyrinov A.I., Blinov D.G. Heat transfer at film condensation of moving vapor with nanoparticles over a flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2015. – № 82, – P. 316 – 324.
8. Avramenko A.A., Shevchuk V.I., Tyrinov A.I., Blinov D.G. Heat transfer in stable film boiling of a nanofluid over a vertical surface. *International Journal of Thermal Sciences*. – 2015. – № 92, – P. 106 – 118.
9. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P. Dean instability of nanofluids with radial temperature and concentration non-uniformity. // *Phys. Fluids*. – 2016. – № 28, – P. 034104-1 – 034104-16.
10. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P. Centrifugal instability of nanofluids with radial temperature and concentration non-uniformity between co-axial rotating cylinders. *European Journal of Mechanics B/Fluids*. 2016. – № 60, – P. 90– 98.
11. Haji-Sheikh A., Sparrow E.M. The Solution of Heat Conduction Problems by Probability Methods. *Journal of Heat Transfer*. – 1967. – № 89, – P. 121 – 130.
12. Кузнецов В.Ф. Решение задач теплопроводности методом Монте-Карло. – Институт атомной энергии им. И. В. Курчатова: – 1973. с. 20.

MONTE-CARLO SIMULATION OF HEAT TRANSFER OF NANOFLUID IN A CHANNEL

Kravchuk A.V.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, str. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680 Ukraine

The algorithm of heat transfer simulation of nanofluids in a flat channel with steady-state flow, which is based on the Monte-Carlo method, is presented.

Based on the carried out calculations, dependence of the relative Nusselt number on a volume fraction of nanoparticles entering the channel at different dimensionless coefficients of thermal conductivity has been obtained. The relative Nusselt number is directly proportional to the dimensionless coefficient of thermal conductivity, and is nonlinear. It was also studied the effect of the following parameters: Prandtl number, a dimensionless diffusion coefficient, Lewis number and Peclet number on heat transfer. The relative Nusselt number is inversely proportional to the Prandtl number, and is nonlinear. The increase in the dimensionless diffusivity leads to a slight increase in the relative Nusselt number. Effect of Lewis number and Peclet number on the heat transfer is negligible.

References 12, figures 4.

Key words: nanofluid, heat transfer, Monte Carlo simulation.

1. Kang H.U., Kim S.H., Oh J.M. Estimation of thermal conductivity of nanofluid using experimental effective particle volume. *Experimental Heat Transfer*. – 2006. – №19, – P. 181 – 191.

2. Li Q., Xuan Y. Heat transfer enhancement of nanofluids. // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 2000. – №21, – P. 58 – 64.

3. Buongiorno J. Convective transport in nanofluids. *Journal of Heat Transfer*. – 2006. –

№ 128, – P. 240 – 250.

4. Avramenko A.A., Blinov D.G., Shevchuk I.V. Self-similar analysis of fluid flow and heat-mass transfer of nanofluids in boundary layer. *Phys. Fluids*. – 2011. – № 23, – P. 082002-1 – 082002-8.

5. Avramenko A.A., Blinov D.G., Shevchuk I.V., Kuznetsov A.V. Symmetry analysis and self-similar forms of fluid flow and heat-mass transfer in turbulent boundary layer flow of a nanofluid. *Phys. Fluids*. – 2012. – № 24, – P. 082002-1 – 082002-8.

6. Avramenko A.A., Shevchuk V.I., Tyrinov A.I., Blinov D.G. Heat transfer at film condensation of stationary vapor with nanoparticles near a vertical plate. *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – № 73, – P. 389 – 396.

7. Avramenko A.A., Shevchuk V.I., Tyrinov A.I., Blinov D.G. Heat transfer at film condensation of moving vapor with nanoparticles over a flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2015. – № 82, – P. 316 – 324.

8. Avramenko A.A., Shevchuk V.I., Tyrinov A.I., Blinov D.G. Heat transfer in stable film boiling of a nanofluid over a vertical surface. *International Journal of Thermal Sciences*. – 2015. – № 92, – P. 106 – 118.

9. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P. Dean instability of nanofluids with radial temperature and concentration non-uniformity. *Phys. Fluids*. – 2016. – № 28, – P. 034104-1 – 034104-16.

10. Avramenko A.A., Tyrinov A.I., Shevchuk I.V., Dmitrenko N.P. Centrifugal instability of nanofluids with radial temperature and concentration non-uniformity between co-axial rotating cylinders. *European Journal of Mechanics B/Fluids*. 2016. – № 60, – P. 90– 98.

11. Haji-Sheikh A., Sparrow E.M. The Solution of Heat Conduction Problems by Probability Methods. *Journal of Heat Transfer*. – 1967. – № 89, – P. 121 – 130.

12. Kuznetsov V.F. The solution of heat conduction problems by Monte Carlo method. – I. V. Kurchatov Institute of Atomic Energy: – 1973. p. 20. (Rus.)

Получено 17.10.2016

Received 17.10.2016

УДК 621.92

О ПРОЦЕССАХ ДРОБЛЕНИЯ В УДАРНО-ЦЕНТРОБЕЖНЫХ УСТАНОВКАХ

Абаржи И.И., докт. техн. наук

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул Желябова, 2а, 03680, Украина

На основі теоретичного дослідження процесів дроблення в ударно-відцентрових установках визначені як швидкості частинок в установці, так і зміна в часі та просторі густини розподілу числа частинок по розмірах.

На основе теоретического исследования процессов дробления в ударно-центробежных установках определены как скорости частиц в установке, так и изменение во времени и пространстве плотности распределения числа частиц по размерам.

Based on the theoretical study of crushing processes in shock-centrifugal units are defined as the particle velocity in installation, and the change in time and space the density of distribution of particle size.

Библ. 14.

Ключевые слова: дробление, ударно-центробежная установка, скорость частицы, плотность распределения числа частиц по размерам.

$A(l)$ – вероятность разрушения частицы в единицу времени;

a – ускорение;

a, b, c – константы;

$B(l/\gamma)$ – плотность распределения вероятности образования частицы дисперсной фазы размером l при разрушении частицы, размером γ ;

$C(\lambda)$ – постоянная интегрирования;

C_ϕ – фактор формы измельчаемых частиц;

$F(l) = F(x, l, t) = f(l)S$ – плотность распределения числа частиц по размерам в сечении ударно-центробежного устройства;

${}_1F_1(x; y; z)$ – вырожденная гипергеометрическая функция Гаусса;

$f_{20}(l) = F_2(l, 0)$, где $f_{20}(l)$ – начальное распределение функции $F_2(l, t)$;

$I(\alpha, \beta)$ – интеграл;

$i = 1, 2$;

S – площадь сечения ударно-центробежного устройства;

s – аргумент изображения Лапласа;

T – температура;

K_1 и K_2 – коэффициенты в определении величин $A(l)$ и $B(l/\gamma)$;

K_r – коэффициент распределения импульса между осколками при соударении частицы с рабочим органом;

L – наибольший линейный размер частиц;

P – давление;

Re – число Рейнольдса;

f – плотность распределения числа частиц по размерам;

f_{12} – сила взаимодействия между несущей и дисперсной фазами;

l – линейный размер частиц;

g – ускорение свободного падения;

v_1, v_2 – линейные значения скоростей несущей фазы и частицы размером l соответственно вдоль оси OX ;

$v'_2(l/\gamma)$ – линейное значение скорости частицы размером l твердой фазы, образовавшейся при разрушении частицы с линейным размером γ ;

$v'_2(l/\gamma)$ – вектор скорости $v'_2(l/\gamma)$;

$v_2(\gamma)$ – вектор скорости частицы размером γ ;

v_λ – вектор скорости лопасти;

x, y, z – аргументы функции ${}_1F_1(x; y; z)$;

t – время;

t – переменная;

z – переменная интегрирования;

γ – линейный размер частицы, $\gamma > l$;

α – объемное содержание фаз;

α, β, μ – показатели степеней;

ρ – плотность всей смеси;

ρ_i^0 – истинная плотность i – той фазы;
 $\Phi(l, s)$ – изображение Лапласа $F(l, t)$;
 φ – скорость;
 λ – константа разделения;
 χ – коэффициент температуропроводности;
 τ – параметр;

Индексы верхние:

0 – истинная плотность составляющих смеси;

Индексы нижние:

1 – несущая фаза;
 2 – дисперсная фаза;
 1, 2 – нумерация функций;
 л – лопасть дробилки;
 12 – взаимодействие между фазами 1 и 2;
 r – распределение импульса между осколками;
 $\max$ – максимальное значение размера частицы;
 $'$ – скорость осколка частицы.

Основы теоретических исследований процессов дробления в различного рода установках заложены и существенно развиты еще во второй половине 20 столетия [1-7], однако особое значение имеют работы В.В. Кафарова и его сотрудников. Достаточно лишь указать на их монографии [8,9] по системному анализу процессов химической технологии, в которых изложены не только подходы к этой проблеме, но и даны конкретные рекомендации по проверке и реализации идей, развитых ими в своих работах для различных типовых экспериментальных установок. Ниже, на этой основе, будет предпринята попытка описать в некотором приближении процессы дробления в установке, разработанной в ИТТФ НАН Украины и предназначенной (в зависимости от условий) как для дробления твердых веществ, так и их гранулирования. Она представляет собой горизонтально расположенный цилиндрический барабан, в котором имеются входные и выходные отверстия и в котором заключен вращающийся с определенной частотой ротор. На роторе прикреплены штифты, выполняющие как дробление, так и перемешивание твердых частиц. Их наличие [8,9] позволяет отнести эту установку к ударно-центробежному типу и применить подходы, применяемые для описания протекающих в ней процессов.

Изложим основные посылки работ [8,9], которых будем придерживаться и в данной статье. Рассматривается двухкомпонентная система, в состав которой входит как несущая (газ или жидкость), так и полидисперсная (подлежащая измельчению) твердая фазы. Несущая фаза [8,9] описывается моделью вязкой жидкости, т. е., с введением понятий тензоров вязких напряже-

ний и тензоров поверхностных сил. Измельчение осуществляется только лишь за счет взаимодействия твердого материала с рабочими органами (размалыванием этой фазы за счет столкновения между отдельными частицами пренебрегается). Вводятся понятия объемного α_i содержания фаз, средних плотностей ρ_i , причем, очевидно, $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$, $\rho_1 + \rho_2$, $\rho_i = \rho_i^0 \alpha_i$. Предполагается, что число частиц твердой фазы в системе достаточно велико и их распределение по размерам является непрерывным и характеризуется плотностью $f(l)$ распределения числа частиц по размерам l . Если их размеры находятся в пределах от l до $l + dl$, то $f(l)dl$ – число частиц линейных размеров в единице объема смеси. Тогда $\alpha_i = \int_0^L l f(l) dl$, $\rho = \int_0^L \rho_i^0 l f(l) dl$.

Поскольку измельчение – процесс случайный, то вводятся понятия вероятности $A(l)$ разрушения частиц в единицу времени, а также плотности распределения вероятности $B(l/\gamma)$ образования частицы дисперсной фазы объемом при разрушении частицы, объемом γ . Тогда $B(l/\gamma)dl$ – вероятность образования частицы линейным размером от l до $l + dl$ при разрушении частицы размером γ , так что $\int_0^\gamma B(l/\gamma)dl = 1$. Вероятность столкновения частицы с рабочими органами полагается равной единице. Наконец, рассматриваются только парные столкновения.

Предполагается также, что имеет место локальное термодинамическое равновесие в пределах каждой из фаз. Это позволяет ввести для каждой из них свою температуру, удельную внутреннюю энергию, энтропию и другие термодинамические величины, и, следовательно, могут

быть записаны соотношения Гиббса. Справедлива, наконец, также и гипотеза локальной однородности фаз, т.е., в любом локальном объеме вещество каждой фазы однородно вплоть до поверхности раздела, так что энергия и энтропия фазы пропорциональны массе, и эти величины являются аддитивными по массам фаз.

Ниже мы будем придерживаться полученной в [8] на основе этих посылок и законов сохранения массы, импульса и энергии системы уравнений, описывающей процессы дробления и справедливой для различных типов устройств. Но при этом ограничимся рассмотрением так называемой модели идеального вытеснения с

переменной линейной скоростью потоков. Эта модель соответствует структуре поршневого движения потоков обеих фаз, при котором их перемешивание в направлении движения потоков отсутствует (скорости потоков фаз в направлении вытеснения зависят от пространственной координаты x и времени), а в точках сечения, перпендикулярного направлению движения, средняя плотность несущей фазы ρ_1 и плотность $f(l)$ распределения числа частиц по размерам одинаковы. Тогда, пренебрегая еще массовыми силами и изменениями внутренней энергии обеих фаз и рабочих органов, имеем [8]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho_1 S}{\partial t} + \frac{\partial \rho_1 v_1 S}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial F(l)}{\partial t} + \frac{\partial F(l)v_2(l)}{\partial x} &= -F(l)A(l) + \int_l^{l_{\max}} f(\gamma)A(\gamma)B(l/\gamma)d\gamma \\ \rho_1 S \frac{\partial v_1}{\partial t} + \rho_1 v_1 S \frac{\partial v_1}{\partial x} &= -\alpha_1 S \frac{\partial P}{\partial x} - \int_0^{l_{\max}} \rho_2^0 C_\phi l^3 F(l)f_{(12)} dl - \rho_1 gS + \\ + \int_0^{l_{\max}} \rho_2^0 C_\phi l^3 F(l)A(l)v_2(l)dl - \int_0^{l_{\max}} \rho_2^0 C_\phi l^3 \int_l^{l_{\max}} F(\gamma)A(\gamma)B(l/\gamma)v_2'(l/\gamma) d\gamma dl \\ F(l) \frac{\partial v_2(l)}{\partial t} + F(l)v_2(l) \frac{\partial v_2}{\partial x} &= -\frac{F(l)}{\rho_2^0} \frac{\partial P}{\partial x} + F(l)f_{(12)} - F(l)g + \\ + \int_l^{l_{\max}} F(\gamma)A(\gamma)B(l/\gamma)[v_2'(l/\gamma) - v_2(l)]d\gamma \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Заметим, что вектор $v_2'(l/\gamma)$ определяется [8] при этом как:

$$v_2'(l/\gamma) = v_{2l} + K_r \gamma^3 l^{-3} [v_{2l} - v_2(\gamma)].$$

Выражения для величин $A(l)$ и $B(l/\gamma)$ для такого же типа устройств имеют [8] вид: $A(l) = K_1 l^\alpha$ и $B(l/\gamma) = K_2 \gamma^\beta (l/\gamma)^\mu$, где коэффициенты K_1 и K_2 зависят от технических параметров устройства, в частности, от числа n оборотов измельчителя, его диаметра d , угла ϕ атаки лопасти и модифи-

цированного критерия $Re = nd^2 \rho_1^0 / \mu_1$. Показатели степеней α, β, μ определяются [8] из сравнения расчетных данных с экспериментом.

Дальнейшие упрощения связаны с пренебрежением ряда эффектов, учитываемых в (1). Если пренебречь взаимодействием фаз ($f_{12} = 0$), массовыми силами ($g = 0$), а также изменениями импульса обеих фаз за счет измельчения, положив $v_2 = v_2'$, то (1) можно переписать как

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho_1}{\partial t} + \frac{\partial \rho_1 v_1}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial F(l)}{\partial t} + \frac{\partial F(l)v_2(l)}{\partial x} &= -F(l)A(l) + \int_l^{l_{\max}} f(\gamma)A(\gamma)B(l/\gamma)d\gamma \\ \rho_1 \frac{\partial v_1}{\partial t} + \rho_1 v_1 \frac{\partial v_1}{\partial x} &= -\alpha_1 \frac{\partial P}{\partial x} \\ \frac{\partial v_2(l)}{\partial t} + v_2(l) \frac{\partial v_2}{\partial x} &= -\frac{1}{\rho_2^0} \frac{\partial P}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В [8] при описании процессов измельчения в барабанных мельницах система (2) еще более упрощена: предполагалось, что перепадом давления по длине установки можно пренебречь, и имеет место структура идеального перемешивания. Ниже мы откажемся от этого положения и будем описывать рассматриваемый процесс на основе (2). Из (2) видно, что в рамках данного предположения процессы переноса несущей и дисперсной фаз независимы друг от друга и могут быть рассмотрены каждый в отдельности. Остановимся на исследовании процессов, связанных с дисперсной фазой. Тогда (2) переписывается как

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial F(l)}{\partial t} + \frac{\partial F(l)v_2(l)}{\partial x} &= -F(l)A(l) + \int_l^{l_{\max}} f(\gamma)A(\gamma)B(l/\gamma)d\gamma \\ \frac{\partial v_2(l)}{\partial t} + v_2(l)\frac{\partial v_2}{\partial x} &= -\frac{1}{\rho_2^0}\frac{\partial P}{\partial x} \end{aligned} \right\} (3)$$

Начальные и граничные условия системы (3) будут сформулированы ниже.

Рассмотрим второе уравнение в (3), полагая, что перепад давления по длине аппарата – величина постоянная. Тогда, если $-(\rho_2^0)^{-1} \partial P / \partial x = a$, где $[a] = \text{м/с}^2$, то

$$\frac{\partial v_2(l)}{\partial t} + v_2(l)\frac{\partial v_2(l)}{\partial x} = a, \quad (4)$$

и система характеристических уравнений для (4) в соответствии с [10] имеет вид:

$$t'(\tau) = dt / d\tau = 1, \quad x'(\tau) = dx / d\tau = v_2, \quad v_2' = dv_2 / d\tau = a.$$

Отсюда следует, что

$$dx / d\tau = v_2, \quad \text{и} \quad dv_2 / d\tau = a. \quad (4)$$

Если в начальный момент времени имеет место некоторое распределение скорости по оси x , т.е., $v_2(x, t)|_{t=0} = v_2(x, 0) = \varphi_1(x)$, то из (4) и (4') вытекает, что

$$\begin{aligned} v_2(x, t) &= \varphi_1(q_1(x, t)) + at, \\ q_1(x, t) &= x - v_2 t + at^2/2. \end{aligned} \quad (5)$$

Подстановка (5) в (4) показывает, что (5) и есть решение (4). Если $\varphi_1(q_1(x, t))$ – постоянная величина, например, $\varphi_1(q_1(x, t)) = b_1$, то $v_2(x, t) = b_1 + at$, и подстановка его в (4) подтверждает, что оно является решением (5). Таким образом, в этом случае скорость частиц зависит только от времени. При линейной же зависимости от своего аргумента, т.е., если $\varphi_1(q_1(x, t)) = b_1 + c_1 \cdot q_1(x, t)$

$= b_1 + c_1 \cdot (x - v_2 t + at^2/2)$, где $[c_1] = 1/\text{с}$, находим, что

$$v_2(x, t) = [b_1 + c_1 \cdot (x + at^2/2) + at](1 + c_1 t)^{-1}. \quad (6)$$

Подстановка (6) в (4) убеждает, что (6) – решение (4), но для определенности следует наложить условие, что $c_1 > 0$.

Если же скорость дисперсной фазы на входе аппарата со временем меняется по закону $\varphi_2(t)$, т.е., $v_2(x, t)|_{x=0} = v_2(0, t) = \varphi_2(t)$, то из (4) и (4') следует, что

$$v_2(x, t) = \sqrt{\varphi_2^2(q_2(x, t)) + 2ax}, \quad (7)$$

$$\text{где} \quad q_2(x, t) = t - a^{-1} \left[v_2(x, t) - \sqrt{v_2^2(x, t) - 2ax} \right].$$

И, как видно, $q_2(x, t) \rightarrow t - x/v_2(x, t)$ при $a \rightarrow 0$, т.е., $q_2(x, t)$ определена, и в этих условиях

$$\varphi_2(x, t) \rightarrow \varphi_2 \left(\frac{v_2(x, t)t - x}{v_2(x, t)} \right).$$

Наконец, подстановка (7) в (4) показывает, что (7) – решение (4).

По аналогии с предыдущим случаем выявим вид $v_2(x, t)$ при некоторых частных зависимостях $\varphi_2(t)$. Если $\varphi_2(t)$ – постоянная величина, т.е., $\varphi_2(t) = b_2$, то из (7) вытекает, что $v_2(x, t) = \sqrt{b_2^2 + 2ax}$, и его подстановка в (4) убеждает в правильности данного решения.

При линейной зависимости $\varphi_2(t)$ от своего аргумента, т.е., если $\varphi_2(t) = b_2 + c_2 q_2(x, t) = b_2 + \left(t - [v_2(x, t) - \sqrt{v_2^2(x, t) - 2ax}]a^{-1} \right) \cdot c_2$, то после подстановки этого выражения в (7) имеем, что

$$v_2(x, t) = \left[-(b_2 + c_2 t)c_2 + 1 + (a - c_2) \sqrt{(b_2 + c_2 t)^2 + 2x(a - 2c_2)} \right] (a - 2c_2)^{-1}. \quad (7)$$

Можно показать, что при $a \rightarrow 2c_2$ из (7') следует $v_2(x, t) = b_2 + c_2 t + c_2 x(b_2 + c_2 t)^{-1}$ и $v_2(x, t) \rightarrow b_2 + c_2 t$ при $x \rightarrow 0$, т.е., вид функции $v_2(x, t)$ – линейный. Наконец, при $a \rightarrow 0$ из (7') имеем

$$v_2(x, t) \rightarrow 0,5 \left[b_2 + c_2 t + \sqrt{b_2^2 + c_2^2 t^2 - 4c_2 x} \right]. \quad (7')$$

Таким образом, уравнения (5) и (7) определяют поведение $v_2(x, t)$ в зависимости от типа условий, начального или граничного.

Обратимся теперь к первому уравнению в (3), т.е., к определению функции $F(l)$. Переобозначим ее как $F(l) = F(x, l, t)$ с тем, чтобы подчеркнуть ее зависимость от продольной переменной x , времени t , линейного размера частицы l , и перепишем первое уравнение в (3) как

$$\frac{\partial F(x, l, t)}{\partial t} + \frac{\partial F(x, l, t)}{\partial x} v_2(x, l, t) = -F(x, l, t)A(l) + \int_l^{l_{\max}} F(x, \gamma, t)A(\gamma)B(l, \gamma)d\gamma, \quad (8)$$

причем в (8) функция $v_2(x, t)$ определяется (в зависимости условий) уравнениями (5) или (7).

Литературные данные [1–7] свидетельствуют о поиске так называемого самосохраняющегося решения уравнения (8). Суть его состоит в том, чтобы найти такие преобразования искомой функции и переменных, которые позволили бы свести (8) к уравнению с некоторой, связанной с $F(x, l, t)$, функцией, зависящей только от одной, а не от трех переменных. Тогда семейство кривых, описываемое обычно тремя переменными, трансформировалось бы, как это отмечено в [4], в одну кривую. Примером может служить обычное одномерное уравнение теплопроводности, в котором искомая функция – температура среды – зависит от пространственной координаты x и времени t . Если в нем положить, например, $y = x/2\sqrt{\chi t}$, где χ – коэффициент теплопроводности, то исходное уравнение переписывается как уравнение для температуры, зависящей только от y . Но уже и из постановки вопроса видно, что это решение явилось бы асимптотикой истинного распределе-

ния температуры, область применимости которой следует определять.

При наличии же трех переменных необходимо провести преобразование и самой искомой функции. Такой способ представлен в [6, 7], но он носит сложный характер. Ниже при решении (8) мы применим обычную [11] методику.

В соответствии с [8], как это уже подчеркивалось выше, для ударно – центробежных устройств функции $A(l)$ и $B(l/\gamma)$ зависят только от l и γ . Это позволяет применить при определенных условиях метод разделения переменных при решении (8). Положим в (8) $F(x, l, t) = F_1(x)F_2(l, t)$. Если, например, $v_2(x, t) = v_{20}(x) = \sqrt{b_2^2 + 2ax}$, то

$$\begin{aligned} F_1(x) \frac{\partial F_2(l, t)}{\partial t} + F_2(l, t) \frac{\partial F_1(x) v_{20}(x)}{\partial x} = \\ = -F_1(x)F_2(l, t)A(l) + F_1(x) \int_l^{l_{\max}} F_2(\gamma, t)A(\gamma)B(l/\gamma)d\gamma. \end{aligned}$$

После деления обеих частей этого выражения на $F_1(x)F_2(l, t)$ приходим к

$$\begin{aligned} \frac{1}{F_1(x)} \frac{\partial F_1(x) v_{20}(x)}{\partial x} = -\frac{1}{F_2(l, t)} \frac{\partial F_2(l, t)}{\partial t} - A(l) + \\ + \frac{1}{F_2(l)} \int_l^{l_{\max}} F_2(\gamma, t)A(\gamma)B(l/\gamma)d\gamma. \end{aligned} \quad (9)$$

Поэтому из (9) следует, что

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{F_1(x)} \frac{\partial F_1(x) v_{20}(x)}{\partial x} &= -\lambda^2 \\ -\frac{1}{F_2(l, t)} \frac{\partial F_2(l, t)}{\partial t} - A(l) + \frac{1}{F_2(l)} \int_l^{l_{\max}} F_2(\gamma, t)A(\gamma)B(l/\gamma)d\gamma &= -\lambda^2 \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Из первого уравнения в (10) имеем, что в этом приближении

$$F_1(x, t) = C(\lambda)(b_2^2 + 2ax)^{-1/2} \exp(-\lambda^2 a^{-1}(b_2^2 + 2ax)^{1/2}), \quad (11)$$

где постоянная интегрирования $C(\lambda)$ зависит, очевидно, от λ .

Применим ко второму уравнению (10) преобразование Лапласа, полагая $\Phi(l, s) = \int_0^\infty F_2(l, t) \exp(-st) dt$. Тогда после ряда преобразований получим, что

$$d\Phi(l, s)/dl + f(l, s)\Phi(l, s) = g(l, s), \quad (12)$$

$$f(l, s) = \left[-\frac{\mu}{l} + \frac{K_1 K_2 l^{\alpha+\beta}}{s - \lambda^2 + A(l)} + \frac{1}{s - \lambda^2 + A(l)} \frac{d}{dl} (A(l) - \lambda^2) \right], \quad g(l, s) = \frac{1}{s - \lambda^2 + A(l)} \left[\frac{d f_{20}}{dl} - \frac{\mu f_{20}(l)}{dl} \right]. \quad \text{И}$$

$$\Phi(l, s) = - \int_l^{l_{\max}} g(z, s) \exp\left(-\int_z^l f(z, s) dz\right) dz = - \int_l^{l_{\max}} g(z, s) \left(\frac{l}{z}\right)^\mu \frac{a_1 + A(z)}{a_1 + A(l)} \exp(-I(\alpha, \beta)) dz. \quad (13)$$

Здесь $\alpha_1 = s - \lambda_2$, $I(\alpha, \beta) = \int_z^l \frac{K_1 K_2 z^{\alpha+\beta} dz}{s - \lambda^2 + A(z)}$. Интеграл $I(\alpha, -1) = \int_z^l \frac{K_1 K_2 z^{\alpha-1}}{s - \lambda^2 + A(z)} dz = \frac{K_2}{\alpha} \ln \frac{a_1 + A(l)}{a_1 + A(z)}$.
 $I(\alpha, \beta)$ выражается через гипергеометрическую функцию Гаусса, и, если $\beta = -1$, то Поэтому (13) при $\beta = -1$ (с учетом выражения для $g(l, s)$) имеет вид:

$$\Phi(l, s) = - \left(\frac{l}{l_{\max}} \right)^\mu f_{20}(l_{\max}) \frac{(s+b)^{\frac{K_2}{\alpha}}}{(s+c)^{\frac{K_2}{\alpha}+1}} + \frac{f_{20}(l)}{s+c} + K_1 K_2 l^\mu \int_l^{l_{\max}} \frac{f_{20}(z)(a_1 + A(z))^{\frac{K_2}{\alpha}-1}}{z^{\mu-\alpha+1}(a_1 + A(l))^{\frac{K_2}{\alpha}+1}} dz, \quad (14)$$

где $b = K_1(l_{\max})^\alpha + \lambda^2$, $c = K_1 l^\alpha + \lambda^2$. Тогда из (14) следует, что

$$F_2(l, t) = -f_{20}(l_{\max}) \exp(-(\lambda^2 + K_1 l_{\max}^\alpha)t) {}_1F_1 \left[\frac{K_2}{\alpha} + 1; 1; K_1(l_{\max}^\alpha - l^\alpha)t \right] + f_{20}(l) \exp(-(\lambda^2 + K_1 l^\alpha)t) + \\ + \frac{K_1 K_2 l^\mu t \exp(-\lambda^2 t)}{\Gamma(2)} \int_l^{l_{\max}} f_{20}(z) z^{-\mu+\alpha-1} \exp(-K_1 z^\alpha t) {}_1F_1 \left[\frac{K_2}{\alpha} + 1; 2; K_1(z^\alpha - l^\alpha)t \right] dz$$

Поскольку $F(x, l, t) = F_1(x)F_2(l, t)$, то

$$F^*(x, l, t) = C(\lambda) (b_2^2 + 2ax)^{-1/2} \exp(-\lambda^2 a^{-1} (b_2^2 + 2ax)^{1/2}) \times \\ \times \left\{ -f_{20}(l_{\max}) \exp(-(\lambda^2 + K_1 l_{\max}^\alpha)t) {}_1F_1 \left[\frac{K_2}{\alpha} + 1; 1; K_1(l_{\max}^\alpha - l^\alpha)t \right] + f_{20}(l) \exp(-(\lambda^2 + K_1 l^\alpha)t) + \right. \\ \left. + \frac{K_1 K_2 l^\mu t \exp(-\lambda^2 t)}{\Gamma(2)} \int_l^{l_{\max}} f_{20}(z) z^{-\mu+\alpha-1} \exp(-K_1 z^\alpha t) {}_1F_1 \left[\frac{K_2}{\alpha} + 1; 2; K_1(z^\alpha - l^\alpha)t \right] dz \right\}. \quad (15)$$

Очевидно, (15) – частное решение (8), поэтому левая часть (15) обозначена через $F^*(x, l, t)$. Общее же решение – сумма таких частных решений по λ , т.е., $F(x, l, t) = \sum_{(\lambda)} F^*(x, l, t)$. Но так как $\lambda \in (-\infty, \infty)$, то это выражение следует ввести под интеграл [14], так что решение (8) имеет вид:

$$F(x, l, t) = \int_{-\infty}^{\infty} F^*(x, l, t) d\lambda = \int_{-\infty}^{\infty} C(\lambda) \exp(-\lambda^2 a^{-1} (b_2^2 + 2ax)^{1/2}) (b_2^2 + 2ax)^{-1/2} F_2(l, t) d\lambda. \quad (16)$$

Для определения $C(\lambda)$ запишем значение функции $F(x, l, t)$ на входе в систему:

$$F^{**}(l, t) = F(x, l, t)|_{x=0} = \int_{-\infty}^{\infty} F^*(0, l, t) d\lambda = \int_{-\infty}^{\infty} C(\lambda) \exp(-\lambda^2 a^{-1} b) b^{-1} F_2(l, t) d\lambda. \quad (17)$$

С другой стороны, $F^{**}(l, t)$ можно разложить [14] в ряд Фурье:

$$F^{**}(l, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} d\lambda \int_{-\infty}^{\infty} F^{**}(\xi, t) \cos(\lambda^2 (\xi - l)/v_\lambda) d\xi. \quad (18)$$

Из сравнения (17) и (18) и определяется $C(\lambda)$.

Выводы

1. Определены скорости частиц при различных начальных и граничных условиях.
2. В приближении идеального вытеснения с переменными линейными скоростями потоков измельчаемых частиц и несущей фазы определен вид функции распределения частиц.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришаев И.Г., Классен П.В., Цетович А.Н. Особенности гранулирования минеральных удобрений методом окатывания. // Теоретические основы химической технологии. – 1977. – Т.11, №3. – С. 437 – 443.
2. Рахлин З.Н., Гусев Ю.И., Мазур Г.Л. Закономер-

- ности роста гранул в барабанных грануляторах. // Теоретические основы химической технологии. – 1975. – Т.9, № 1. – С.129 – 131.
3. *Классен П.В., Гришаев И.Г.* Основы техники гранулирования. – М.; Химия, 1982. – 272 с.
4. *Kapur P.* The crushing and layering mechanism of granule growth. // Chem. Eng. Science. – 1971. – V. 26, № 7. – P. 1093 – 1099.
5. *Kapur P.* Self – preserving size spectra of comminuted particles. // Chem. Eng. Science. – 1973. – V. 27, № 3. – P. 425 – 431.
6. *Ramabhadran T.E. and Seinfeld J.H.* Self – preserving theory of particle systems. // Chem. Eng. Science. – 1975. – V. 30, № 7. – P. 1019 – 1025.
7. *Pulvermacer B. and Ruckenstein E.* Similarity solutions of population balance. // Journal of Colloid and Interface Science. – 1974. – V. 46, № 3. – P. 1027 – 1033.
8. *Кафаров В.В., Дорохов И.Н., Арутюнов С.Ю.* Системный анализ процессов химической технологии. Процессы измельчения и смешения сыпучих материалов. – М.; Наука, 1985. – 440 с.
9. *Кафаров В.В., Дорохов И.Н., Кольцова Э.М.* Системный анализ процессов химической технологии. Энтропийный и вариационный методы неравновесной термодинамики в задачах химической технологии. – М.; Наука, 1988. – 367 с.
10. *Камке Э.* Справочник по дифференциальным уравнениям в частных производных первого порядка. – М.; Наука, 1966. – 266 с.
11. *Борщевский Ю.Т., Процышин Б.Н., Абаржи И.И., Гордиенко П.В.* Исследования процессов грануляции в грануляторах барабанного типа. // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т.24. №2. – С. 69 – 74.
12. *Бейтмен Г. и Эрдейи А.* Высшие трансцендентные функции. Гипергеометрическая функция. Функции Лежандра. – М.; Наука, 1965. – 296 с.
13. *Градиштейн И.С. и Рыжик И.М.* Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. – М.; Наука, 1971. – 1108 с.
14. *Смирнов В.И.* Курс высшей математики. Т.II. – М.; Наука, 1967. – 656 с.

PROCESSES OF MATERIAL FRAGMENTATION IN SHOCK- CENTRIFUGAL DEVICES

Ivan I. Abarzhi

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelya-bova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

We consider the processes of material fragmentation and crushing in shock – centrifugal facilities in approximation of an ideal replacement. In this approximation, the flow rate of the particle flux of fragmented material (e.g. dispersed phase) and the flow rate of the flux of material of the carrier phase are linear and depend on spatial coordinate and time. At the same time, the interactions of the carrier and dispersed phases of the material flow, the body forces and the change of momentum due to the fragmentation and grinding are neglected. This allows one consider the processes of transport of the carrier and dispersed phases of the flow as independent of one another. We further assume that the pressure change is a constant value at length scales comparable to the facility length scale. We derive analytical expressions for the particle velocities for various initial and boundary conditions. The equation is solved explicitly for distribution function in space and time by applying the method of separation of variables.

References 14.

Key words: crushing processes, shock-centrifugal units, particle velocity, the density of distribution of particle size.

1. Grishaev I.G., Klassen P.V., Tsetovich A.N. Features of granulation of mineral fertilizers the method of rolling. // *Theoreticheskie osnovy himicheskoi tehnologii*. – 1977. – V.11, №3. – P. 437 – 443.
2. Rahlin Z.N., Gusev Yu.I., Mazur G.L. Conformities to law of growth of granules are in granulating drums. // *Theoreticheskie osnovy himicheskoi*

- tehnologii*. – 1975. – V.9, №3. – P. 129 – 131.
3. Klassen P.V., Grishaev I.G. Bases of technique of granulation. – M.; “Himiia”, 1982. – 272 p.
4. Kapur P. The crushing and layering mechanism of granule growth. // *Chem. Eng. Science*. – 1971. – V. 26, № 7. – P. 1093 – 1099.
5. Kapur P. Self – preserving size spectra of comminuted particles. // *Chem. Eng. Science*. – 1973. – V. 27, № 3. – P. 425 – 431.
6. Ramabhadran T.E. and Seinfeld J.H. Self – preserving theory of particle systems. // *Chem. Eng. Science*. – 1975. – V. 30, № 7. – P. 1019 – 1025.
7. Pulvermacer B. and Ruckenstein E. Similarity solutions of population balance. // *Journal of Colloid and Interface Science*. – 1974. – V. 46, № 3. – P. 1027 – 1033.
8. Kafarov V.V., Dorokhov I.N., Arutyunov S.Yu. System analysis of processes of chemical technology. Processes of growing and mixing of friable materials shallow. – M.; Nauka, 1985. – 440 p.
9. Kafarov V.V., Dorokov I.N., Kol'cova E.M. System analysis of processes of chemical technology. The entropy and variational methods of non-equilibrium thermodynamics in chemical technology problems. – M.; Nauka, 1988. – 367 p.
10. Kamke E. Reference book on differential equations in the partials of the first order. – M.; Nauka, 1966. – 266 p.
11. Barshchevski Yu.T., Procyshin B.N., Abarzhi I.I., Gordienko P.V. Researches of processes of granulation in granulator of drum type. // *Promyshlennaya Teplotekhnika*. – 2002. – V.24, № 2. – P. 69 – 74.
12. Bateman G. and Erdelyi A. Higher transcendental functions. Hypergeometrical function. Functions of Legendre. – M.; Nauka, 1965. – 296 p.
13. Gradshteyn I.S. and Ryzhik I.M. Tables of integrals, sums, series and products. – M.; Nauka, 1971. – 1108 p.
14. Smirnov V.I. Course of higher mathematics. V. II. – M.; Nauka, 1967. – 656 p.

Получено 23.05.2016

Received 23.05.2016

УДК 697.12

ТЕМПЕРАТУРНО-ВОЛОГІСНИЙ СТАН СТІНОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ З ШАРОМ УТЕПЛЮВАЧА В ЗИМОВИЙ ПЕРІОД РОКУ

Басок Б.І., член-кореспондент НАН України, **Давиденко Б.В.**, докт. техн. наук,
Тимошенко А.В., канд. техн. наук., **Гончарук С.М.**, канд. техн. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

За результатами експериментальних досліджень визначено залежність від погодних умов температурно-вологісного стану стінової конструкції з шаром утеплювача в зимовий період року. Результати експерименту порівнюються з результатами розрахунків за спрощеною моделлю тепло-вологпереносу через стінову багат шарову конструкцію.

По результатам экспериментальных исследований определена зависимость от погодных условий температурно-влажностного состояния стеновой конструкции со слоем утеплителя в зимний период года. Результаты эксперимента сравниваются с результатами расчетов по упрощенной модели тепло-влажностного переноса через стеновую многослойную конструкцию.

According to the results of experimental studies the dependence of temperature and humidity conditions of the wall structure with a layer of insulation in the winter season on the weather conditions is determined. The experimental results are compared with the results of calculations on a simplified model of heat and moisture transfer through multilayer wall structure.

Бібл. 1, рис. 8.

Ключові слова: температурно-вологісний стан, стінова конструкція, утеплювач.

j , мг/(м² год) – густина потоку пари;
 m , мг/(м год Па) – коефіцієнт паропро проникності;
 P , Па – парціальний тиск водяної пари;
 q , Вт – тепловий потік;
 R , м²К/Вт – термічний опір;
 t , °С – температура;
 β , мг/(м² год Па) – коефіцієнт масовіддачі;
 δ , м – товщина; λ ,
 λ , Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності;
 τ , год – час;

ϕ – відносна вологість повітря.

Нижні індекси:

v – водяна пара;
 a – повітря;
 sat – насичена пара;
 b – бетон;
 y – утеплювач;
 wt – вата;
 zp – зовнішнє повітря.

Вступ

Підвищення теплоізоляційної спроможності огорожувальних конструкцій будівель, що експлуатуються понад 30...40 років, може здійснюватися шляхом їх термомодернізації. Головним чином, термомодернізація полягає в заміні старих вікон на сучасні енерго-ефективні віконні конструкції, а також в нанесенні на зовнішню поверхню будівлі шару теплоізоляційного покриття. Головна мета термомодернізації полягає в зменшенні тепловтрат через поверхню огорож. Водночас додатковий теплоізоляційний шар за рахунок підвищення температури несучої стінової конструкції сприяє

зменшенню її вологовмісту, що забезпечує продовження строку експлуатації будівлі. Надлишкова волога, що проникає в капіляри пористих будівельних матеріалів, завдає їм руйнівної дії, знижуючи їх міцність.

Надлишкове зволоження стінової конструкції призводить також до зниження її термічного опору. Подовження ресурсу будівельних конструкцій та зниження рівнів тепловтрат через огорожі досягається шляхом запобігання процесам їх зволоження. Водяна пара, концентрація якої всередині приміщення в зимовий період року вища, ніж концентрація вологи в зовнішньому повітряному просторі, переноситься шляхом

дифузії з приміщення назовні через будівельну конструкцію. У випадку переохолодження будівельної конструкції водяна пара може досягти стану насичення, що призводить до випадіння конденсату на поверхні або всередині огорожувальних конструкцій споруд, а при різкому похолоданні можлива кристалізація вологи та перетворення її в лід.

В даній роботі розглядаються результати експериментального дослідження температурно-вологісного стану тришарової стінової сандвіч-конструкції з додатковим шаром утеплювача

ча на її зовнішній поверхні. За цими результатами визначається залежність температурних та вологісних характеристик елементів даної стінової конструкції від погодних умов в зимовий період року.

Експериментальний вимірювальний комплекс

Для експериментального визначення залежностей від погодних умов температурно-вологісного стану будівельних конструкцій з шаром утеплювача застосовується вимірювальний комплекс, схему якого наведено на рис. 1.

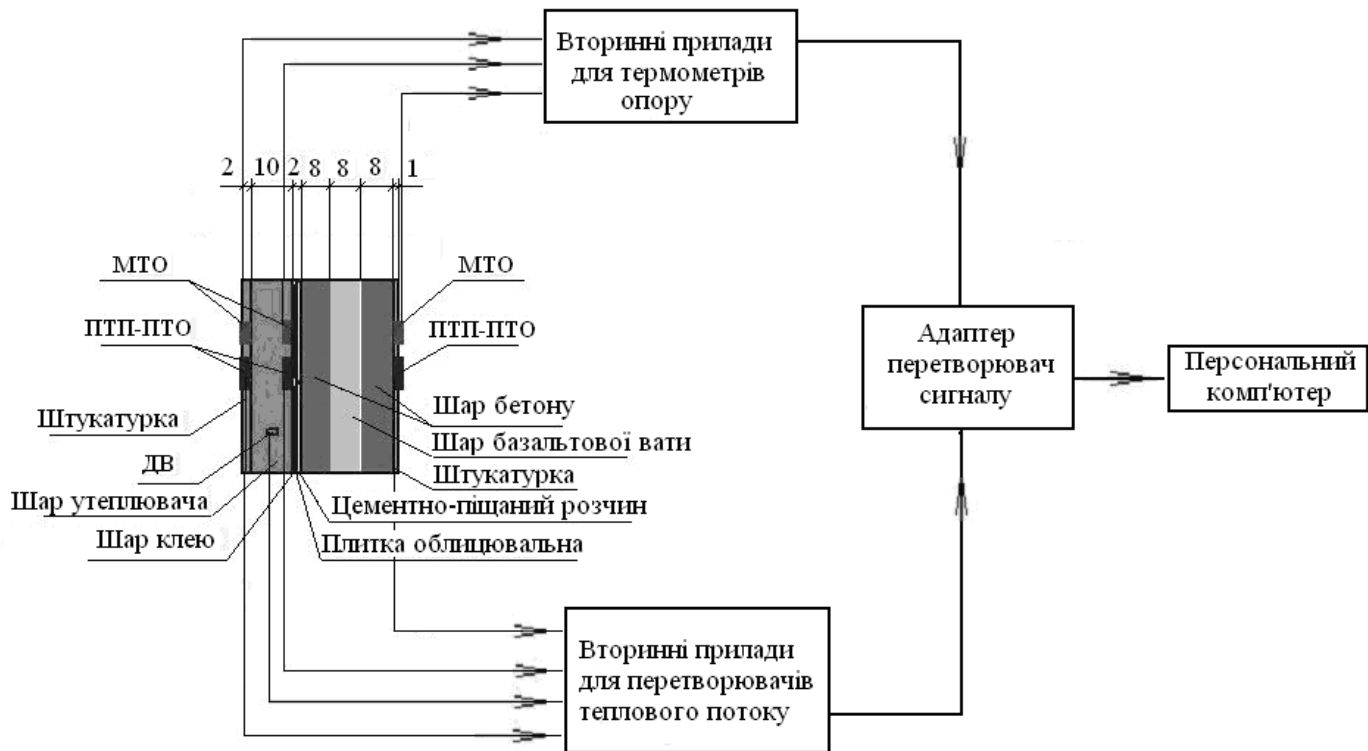


Рис. 1. Схема експериментального вимірювального комплексу для дослідження тепловологісного переносу через термомодернізовану стінову конструкцію.

Як об'єкти дослідження використовувалися стінові конструкції (після їх часткової термомодернізації) корпусу №1 Інституту технічної теплофізики НАН України, що розташований на вул. Булаховського, 2. З використанням розробленого вимірювального комплексу в режимі реального часу визначалися густини теплових потоків на поверхнях шарів досліджуваних ділянок огорожувальних конструкцій, температурні показники їх поверхонь та відносна вологість повітря ϕ всередині

шарів утеплювачів. При цьому проводилася також безперервна фіксація температури та вологості повітряного середовища всередині приміщення, до якого відносилися досліджувані огорожувальні конструкції, та відповідні показники для зовнішнього повітряного середовища. Для кількісної оцінки тепловтрат через стінові конструкції застосовувалися перетворювачі теплового потоку з вмонтованими платиновими термометрами опору (ПТП ПТО). Для фіксації температурних показників використовували-

ся також мідні термометри опору (МТО) типу ТСМ-205. Згадані пристрої встановлювалися на внутрішніх та зовнішніх поверхнях несучих стін (тобто між стіною та утеплювачем), а також на зовнішній поверхні утеплювача. Вони розташовувались практично на одній осі, перпендикулярній поверхні стіни.

Відносна вологість повітря всередині матеріалів утеплювачів вимірювалася за допомогою датчиків вологості (ДВ). Температура та вологість повітряного середовища всередині приміщення додатково фіксувалися за допомогою самозаписуючого термогігрометра testo 174Н. Всі згадані пристрої об'єднувалися в загальну вимірювальну систему. Через вторинні пристрої і конвектор передачі даних сигнали з датчиків передавалися на персональний комп'ютер для їх подальшої статистичної обробки.

Досліджувана стінова конструкція представляє собою тришарову сандвіч-панель, яка складається з зовнішнього та внутрішнього шарів залізобетону, що мають однакову товщину $\delta_{6,1} = \delta_{6,2} = 0,08$ м. Між шарами бетону знаходиться проміжок товщиною $\delta_{вт} = 0,08$ м, що заповнений мінеральною ватою. Загальна товщина несучої сандвіч-панелі складає 0,24 м. Термо модернізація цієї панелі виконувалася шляхом нанесення на її зовнішню поверхню шару утеплювача товщиною $\delta_y = 0,10$ м. Як варіанти утеплювачів застосовувалися плити з базальтової вати та з пінополістиролу (ППС-25).

Аналіз результатів експериментальних досліджень

Результати експериментальних досліджень температурних та вологісних характеристик стінових конструкцій, що утеплені плитами з базальтової вати, наведено на рис. 2, 3. Експериментальні дані відносяться до періоду з 1 по 16 січня 2015 року.

На рис. 2 представлено залежності від часу температурних характеристик приміщення та стінової конструкції. Крива (1) характеризує зміну у часі температури повітря всередині приміщення. Крива (2) відтворює зміну у часі температури на внутрішній поверхні зовнішньої стіни. Залежність від часу температури зовнішньої

поверхні несучої стінової панелі під утеплювачем описується кривою (3). Крива 4 описує зміну у часі температури зовнішньої поверхні утеплювача. Зміну у часі температури зовнішнього повітряного середовища характеризує крива 5. Як видно з рис. 2 (крива 5), з 20 по 110 годину послідовних досліджень температура зовнішнього повітря була позитивною ($0^\circ\text{C} < t_3 < +4,2^\circ\text{C}$). Надалі температура зовнішнього повітря поступово знижується і досягає на 152 годину мінімального значення $t_3 = -15^\circ\text{C}$. На часовому інтервалі від 152 до 192 години вимірювань температура зовнішнього повітря в денний час зростає до -10°C і знижується у нічний час до -16°C . Після 192 години температура повітря починає збільшуватися і на 207 годину досягає значення 0°C . Далі до 357 години вимірювань температура $t_{3п}$ лишається позитивною. В денний час вона становить $+5^\circ\text{C} \dots +7^\circ\text{C}$, а вночі знижується до $+1^\circ\text{C}$. Після 357 години температура повітря знову починає знижуватися і досягає негативного значення (-3°C).

Температура на зовнішній поверхні утеплювача з базальтової вати змінюється майже синхронно з температурою зовнішнього повітря. Різниця між цими значеннями температури змінюється в межах $\Delta t_{4,5} = t_4 - t_5 = -1,4^\circ\text{C} \dots +1,1^\circ\text{C}$. Температура поверхні утеплювача у цілому вища, ніж температура зовнішнього повітря. Тільки у випадках інтенсивного зростання температури зовнішнього повітря, температура поверхні утеплювача, внаслідок теплової інерції стіни з утеплювачем, виявлялася нижчою, ніж температура повітря.

Температура внутрішньої поверхні утеплювача t_3 , яка збігається з температурою зовнішньої поверхні несучої стіни, виявляється суттєво вищою, ніж температура зовнішньої поверхні утеплювача t_4 . Температура t_3 змінюється в значно меншому інтервалі, ніж t_4 . Цей інтервал складає $+6 \dots +13^\circ\text{C}$. Причому мінімального значення $t_3 = +6^\circ\text{C}$ вона набуває на 174 годину вимірювань, тобто майже через 2,5 доби після початку зниження температури зовнішнього повітря. У цілому, зниження температури t_3 відбувається синхронно зі зниженням температури зовнішнього повітря.

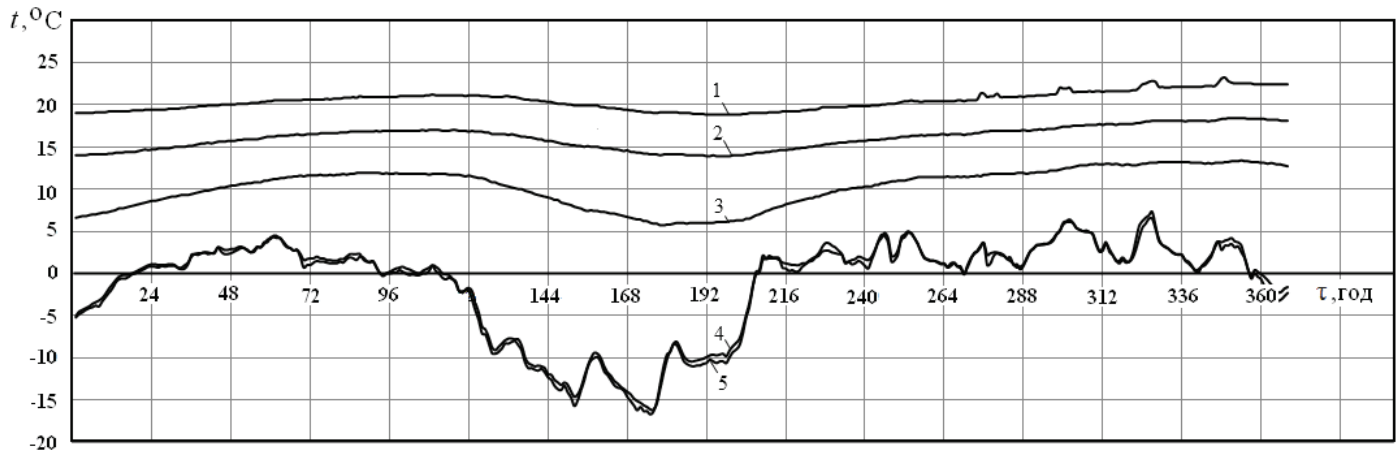


Рис. 2. Залежність від часу температури: 1 – повітря в приміщенні; 2 – внутрішньої поверхні стіни; 3 – під шаром утеплювача (базальтова вата); 4 – зовнішньої поверхні шару утеплювача; 5 – повітря у зовнішньому просторі.

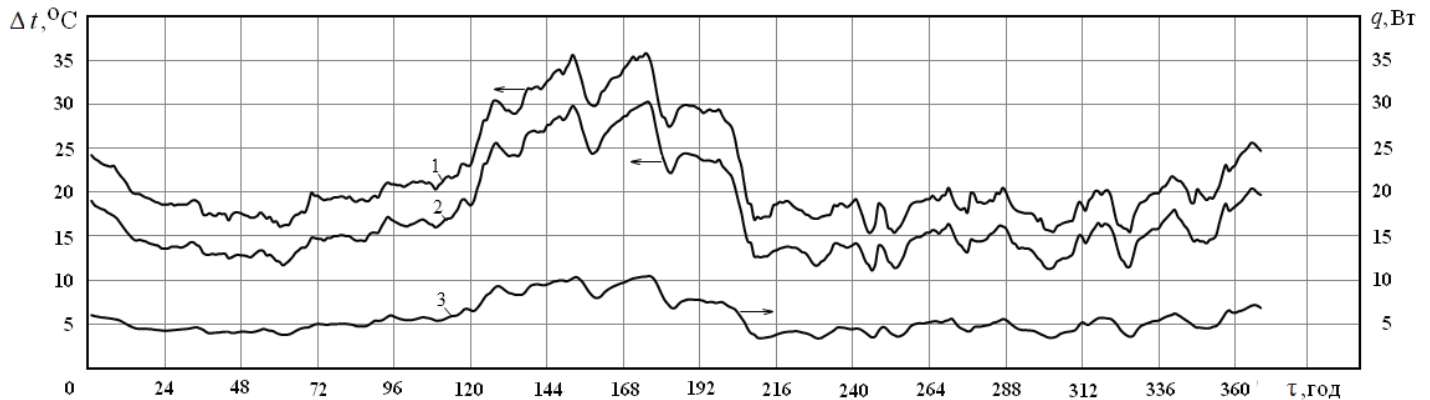


Рис. 3. Залежність від часу: 1 – різниці між температурами повітря в приміщенні та повітря назовні; 2 – різниці між температурами внутрішньої поверхні стіни та зовнішньої поверхні утеплювача; 3 – густини теплового потоку під утеплювачем (базальтова вата), а саме в площині зовнішньої поверхні несучої стіни, тобто між несучою стіною та утеплювачем.

Температура внутрішньої поверхні стіни t_2 змінюється у межах $+14 \dots +17$ °C. Мінімального значення вона набуває на 196 годину вимірювань, а далі починає збільшуватися. Її значення виявляються стабільнішими, ніж значення температури t_3 . Температура повітря всередині приміщення t_1 також достатньо стабільна і змінюється у межах $+18 \dots +22$ °C. Майже незмінною виявляється також різниця між значеннями температури повітря в приміщенні і температури внутрішньої поверхні стіни: $\Delta t_{1,2} = t_1 - t_2 = 4 \dots 5$ °C.

Певний інтерес представляють також залежності від часу температурного напору між

повітрям всередині приміщення та повітрям назовні $\Delta t_{1,5} = t_1 - t_5$, а також температурного напору $\Delta t_{2,4} = t_2 - t_4$ між внутрішньою поверхнею несучої стіни та зовнішньою поверхнею утеплювача. Ці залежності наведено на рис. 3 (криві 1 та 2 відповідно). Як видно з рис. 3, температурний напір $\Delta t_{1,5}$ набуває максимального значення $+35$ °C тоді, коли найсуттєвіше знижується температура зовнішнього повітря, тобто на 175 годину вимірювань, на яку припадає найменша температура зовнішнього повітря $t_5 = -16,7$ °C. Температурний напір $\Delta t_{2,4}$ набуває максимального значення також на 175 годину вимірювань і складає

$\Delta t_{2-4} = 30,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Кривою 3 на рис. 3 відображено залежності від часу густини теплового потоку q , що вимірюється між зовнішньою поверхнею несучої стіни та внутрішньою поверхнею утеплювача. Ця густина теплового потоку змінюється в межах $3,4 \text{ Вт/м}^2 \dots 10,4 \text{ Вт/м}^2$. Максимального значення зазначений тепловий потік, що характеризує теплові втрати приміщення, набуває при мінімальному значенні температури повітря назовні, а мінімального – коли температура

зовнішнього повітря максимальна. Тобто максимумами і мінімумами густини теплового потоку збігаються у часі з максимумами і мінімумами температурних напорів Δt_{1-5} та Δt_{2-4} .

Залежність густини теплового потоку q від температурного напору Δt_{2-4} наведено на рис. 4. На цьому ж рисунку відображено лінію, що апроксимує цю залежність. За котангенсом кута нахилу цієї лінії визначається термічний опір несучої стіни з утеплювачем (базальтова вата): $R = 3,1 \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

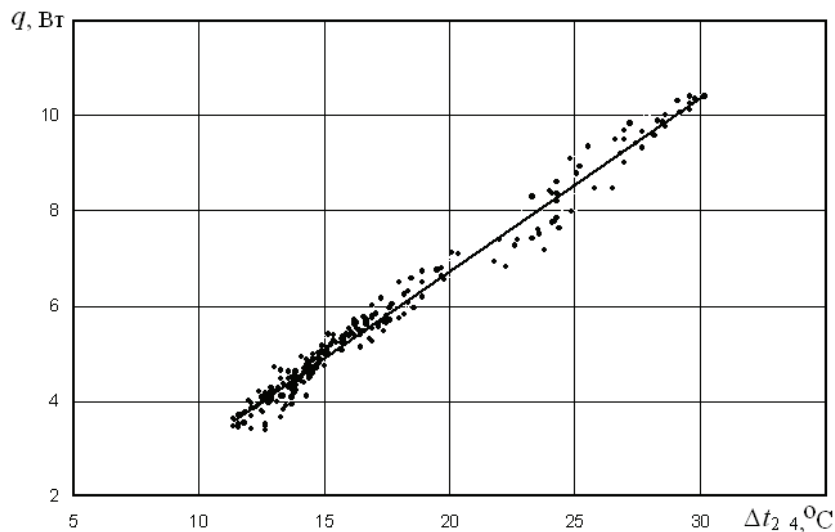


Рис. 4. Залежність густини теплового потоку під утеплювачем (базальтова вата) від різниці між температурами внутрішньої поверхні стіни та зовнішньої поверхні утеплювача.

Залежності відносної вологості повітря всередині приміщення, повітря всередині утеплювача (базальтова вата) та зовнішнього повітря наведено на рис. 5. З кривої 3 на цьому рисунку видно, що відносна вологість зовнішнього повітря за період досліджень суттєво змінювалася: від $\phi = 60 \text{ \%}$ до $\phi = 100 \text{ \%}$. При цьому суттєва зміна відносної вологості зовнішнього повітря відбувалася навіть протягом однієї доби. Можна зазначити, що найвищих значень відносна вологість набувала при найвищих значеннях температури зовнішнього повітря, а найнижчих – при мінімальних температурах. В цих умовах відносна вологість внутрішнього повітряного середовища лишалася майже незмінною: $\phi = 29 \text{ \%} \dots 32 \text{ \%}$. Що стосується відносної вологості пароповітряного середовища всередині базальтової вати, то вона змінювалася в діапазоні $\phi = 68 \text{ \%} \dots 84 \text{ \%}$. Тобто її

значення знаходилися між значеннями відносної вологості повітря всередині приміщення та повітря назовні.

За величинами ϕ визначаються величини парціального тиску водяної пари P_v

$$P_v = \phi P_v(T).$$

Залежність від часу парціальних тисків водяної пари в повітряному середовищі приміщення, всередині утеплювача (базальтова вата) та в зовнішньому повітрі наведено на рис. 6. З кривої 3 на цьому рисунку видно, що парціальний тиск водяної пари у зовнішньому повітрі змінюється за період досліджень від $P_v = 112 \text{ Па}$ до $P_v = 888 \text{ Па}$. Найвищих значень парціальний тиск водяної пари в зовнішньому повітрі набуває на 254 годину вимірювань, коли температура зовнішнього повітря складає $t_5 = 4,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а відносна вологість наближається до

100 %. Треба зазначити, що такий максимально високий тиск водяної пари в зовнішньому повітрі, що навіть перевищував парціальний тиск в приміщенні та в утеплювачі, тримався лише протягом 1...2 годин. Через п'ять годин він знизив-

ся до $P_v = 600$ Па і надалі змінювався в діапазоні $P_v = 500 \dots 700$ Па. Найнижчих значень парціальний тиск водяної пари назовні досягав на 171 годину, коли температура зовнішнього повітря складала $t_5 = -16$ °С, а відносна вологість була 65 %.

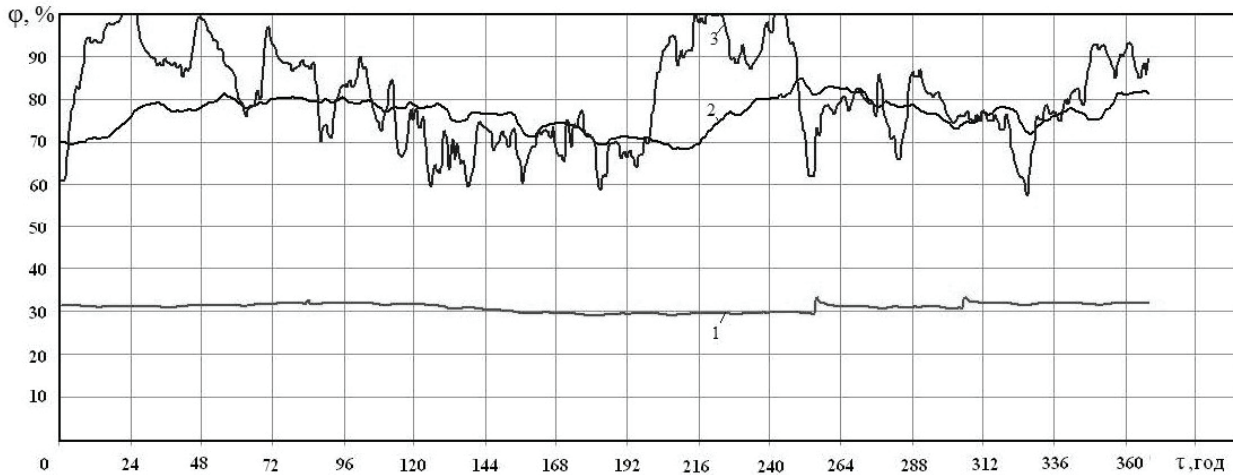


Рис. 5. Залежність від часу відносної вологості:

1 – повітря в приміщенні; 2 – пароповітряної суміші всередині шару утеплювача (базальтова вата); 3 – повітря у зовнішньому просторі.

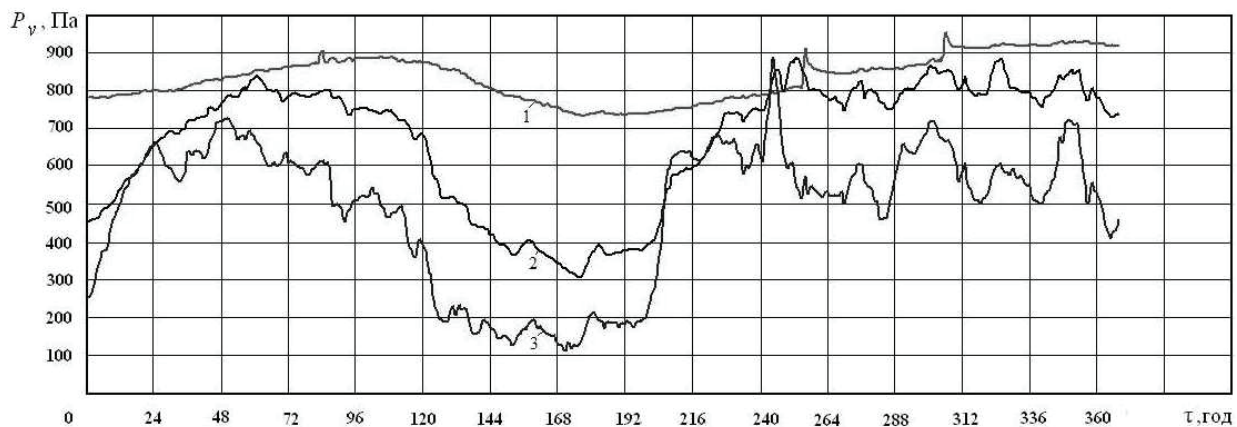


Рис. 6. Залежність від часу парціального тиску водяної пари:

1 – в повітрі приміщення; 2 – в пароповітряній суміші всередині шару утеплювача (базальтова вата); 3 – у зовнішньому повітрі.

За досліджуваній період парціальний тиск водяної пари всередині приміщення змінювався в діапазоні $P_v = 732 \dots 948$ Па (крива 1, рис. 6), тобто діапазон зміни парціального тиску водяної пари всередині приміщення значно нижчий, ніж повітря назовні, що пояснюється більш стабільними температурними та вологісними умовами всередині приміщення. Парціальний

тиск водяної пари всередині базальтової вати в даних умовах змінювався в діапазоні $P_v = 306 \dots 886$ Па (крива 2, рис. 6). Тобто його значення знаходилися між значеннями парціального тиску водяної пари всередині приміщення та у зовнішньому повітрі. При цьому ці значення протягом досліджуваного періоду наближалися як до парціального тиску водяної пари всередині

приміщення, так і до парціального тиску пари у зовнішньому повітрі.

Як видно з наведених експериментальних результатів, відносна вологість повітря назовні суттєво вища за відносну вологість повітря всередині приміщення. Але при цьому парціальний тиск водяної пари всередині приміщення виявляється вищим (за винятком невеликого проміжку часу), ніж парціальний тиск водяної пари у зовнішньому повітрі. Це свідчить про наявність процесу переносу пари з приміщення назовні в зимовий період.

Дифузійний потік водяної пари через капілярно-пористий матеріал зазвичай розраховується за виразом

$$j_{va} = -m \cdot \text{grad}(P_v).$$

На основі наведеного виразу складається спрощене рівняння для одновимірного потоку водяної пари через багатшарову будівельну конструкцію, що розглядається:

$$j_{va} = \frac{P_{v,B} - P_{v,3}}{\frac{1}{\beta_B} + \frac{\delta_{6,1}}{m_6} + \frac{\delta_{BT}}{m_{BT}} + \frac{\delta_{6,2}}{m_6} + \frac{\delta_y}{m_y} + \frac{1}{\beta_3}},$$

де $P_{v,B}$ та $P_{v,3}$ – парціальні тиски водяної пари в приміщенні та у зовнішньому просторі відповідно; β_B , β_3 – коефіцієнти масовіддачі на внутрішній та на зовнішній поверхні багатшарової стіни відповідно; m_6 ; m_{BT} ; m_y – коефіцієнти паропроникності бетону, мінеральної вати та матеріалу утеплювача відповідно.

За одновимірною стаціонарною моделлю приймається, що потік пари проходить через всі шари стінової конструкції, не змінюючи свого значення. Тому його можна також представити у вигляді:

$$j_{va} = \frac{P_{v,B} - P_{v,y}}{\frac{1}{\beta_B} + \frac{\delta_{6,1}}{m_6} + \frac{\delta_{BT}}{m_{BT}} + \frac{\delta_{6,2}}{m_6} + \frac{0,5\delta_y}{m_y}}$$

де $P_{v,y}$ – парціальний тиск водяної пари всередині утеплювача.

Прирівнюючи ці два вирази для потоку водяної пари, можна наближено розрахувати значення парціального тиску водяної пари всередині утеплювача $P_{v,y}$:

$$P_{v,y} = P_{v,B} - \frac{\frac{1}{\beta_B} + \frac{\delta_{6,1}}{m_6} + \frac{\delta_{BT}}{m_{BT}} + \frac{\delta_{6,2}}{m_6} + \frac{0,5\delta_y}{m_y}}{\frac{1}{\beta_B} + \frac{\delta_{6,1}}{m_6} + \frac{\delta_{BT}}{m_{BT}} + \frac{\delta_{6,2}}{m_6} + \frac{\delta_y}{m_y} + \frac{1}{\beta_3}} (P_{v,B} - P_{v,3}).$$

Для розрахунків парціальних тисків водяної пари всередині утеплювача приймається (згідно з [1]), що $m_6 = 0,03$ мг/(м год Па); $m_{BT} = 0,53$ мг/(м год Па); $m_y = 0,53$ мг/(м год Па) – для базальтової вати. Коефіцієнти масовіддачі β_B ; β_3 на внутрішній та на зовнішній поверхнях багатшарової стіни розраховуються за аналогією між тепловіддачею та масовіддачею.

Результати порівняння розрахункових залежностей від часу парціальних тисків водяної пари всередині утеплювача з базальтової вати з залежностями, що одержані в експерименті (рис. 6), наведено на рис. 7. Як видно з рисунку, результати експериментальних та розрахункових досліджень якісно подібні, але чисельні значення парціального тиску, що знайдені з розрахунків, виявляються нижчими, ніж ті, що одержані з експерименту. Це пояснюється як наближеним характером розрахункової моделі, так і можливою невідповідністю застосованих коефіцієнтів паропроникності реальним характеристикам пористих матеріалів у досліджуваній будівельній конструкції.

Експериментальні дослідження виконувалися також для подібної стінової конструкції, утеплювачем якої був пінополістирол ППС-25, для якого $m_y = 0,05$ мг/(м·год·Па) [1]. Порівняння результатів експериментального визначення парціального тиску водяної пари всередині утеплювача ППС-25 з розрахунковими результатами наведено на рис. 8. Як і у випадку утеплювача з базальтової вати, експериментально визначені величини парціального тиску всередині ППС-25 (крива 2) виявилися вищими, ніж аналогічні значення, що одержані за спрощеною розрахунковою моделлю (крива 1). Водночас треба зазначити, що розбіжність між їх чисельними значеннями у випадку утеплювача ППС-25 виявляється менш суттєвою, ніж у випадку утеплювача з базальтової вати.

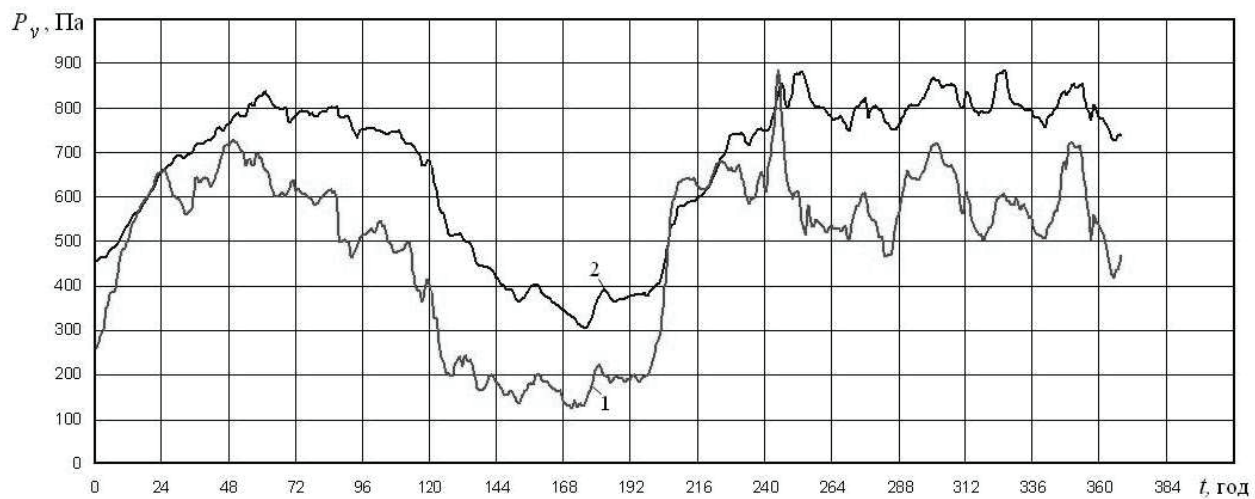


Рис. 7. Залежність від часу парціального тиску водяної пари в утеплювачі з базальтової вати:
1 – результати розрахунку; 2 – результати експерименту.

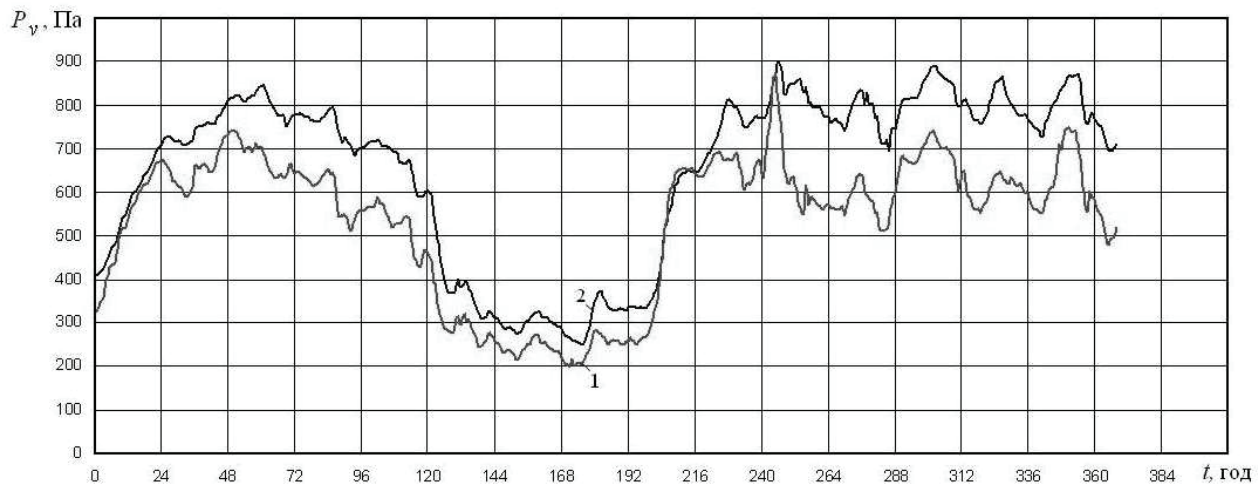


Рис. 8. Залежність від часу парціального тиску водяної пари в утеплювачі ППС-25:
1 – результати розрахунку; 2 – результати експерименту.

Висновки

1. З результатів експериментальних досліджень випливає, що додатковий шар утеплювача на зовнішній поверхні несучої стінової конструкції сприяє як підвищенню температури цієї поверхні, так і зменшенню діапазону її зміни при суттєвій зміні температури навколишнього середовища. Температура на зовнішній поверхні утеплювача не суттєво відрізняється від температури у зовнішньому повітрі.

2. Відносна вологість повітря назовні суттєво

вища, ніж відносна вологість повітря всередині приміщення. Але парціальний тиск водяної пари всередині приміщення виявляється вищим, ніж парціальний тиск пари у зовнішньому повітрі. Внаслідок цього водяна пара в зимовий період року переноситься через стінову конструкцію з приміщення назовні. Парціальний тиск пари всередині утеплювача нижчий, ніж парціальний тиск пари у приміщенні, але вищий, ніж парціальний тиск пари назовні.

3. Одержані за наближеною моделлю тепломасопереносу розрахункові дані якісно

відтворюють реальну зміну у часі парціального тиску пари всередині утеплювача. Розрахункові значення парціального тиску пари виявляються нижчими, ніж ті, що отримані з експерименту.

ЛІТЕРАТУРА

1. ДБН В.2.6-31:2006. Конструкції будівель і споруд. Теплова ізоляція будівель. Мінбуд України.– Київ.– 2006. – 70 с.

**TEMPERATURE AND HUMIDITY
CONDITIONS OF WALL CONSTRUCTION
WITH LAYER OF INSULATION IN THE
WINTER PERIOD**

**Basok B.I., Davydenko B.V., Timoshchenko A.V.,
Goncharuk S.M.**

Institute of Engineering Thermophysics of the
National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv-57, 03057, Ukraine

By the results of experimental studies the dependence of temperature and humidity condition of a three-layer wall construction with a layer of insulation on the outer surface on the weather conditions during the winter season was determined. It is shown that the additional layer of insulation on the outer surface of the base wall increases the temperature of this surface. This also reduces a range of variation the

surface temperature at the substantial changes in ambient temperature. The partial pressure of water vapor inside the room exceeds the vapor partial pressure in the environment, except when the relative humidity of the outside air is close to 100%. The partial vapor pressure inside the layer of insulation is lower than the partial pressure in the room, but higher than the partial vapor pressure in the environment.

References 1, figures 8.

Key words: temperature and humidity condition, wall construction, insulation

1. DBN V.2.6-31:2006. Konstruktsiyi budivel' i sporud. Teplova izolyatsiya budivel'. Minbud Ukrayiny. – Kyiv.– 2006.– 70 s. (Ukr).

Получено 28.04.2016

Received 28.04.2016

УДК 620.92

АНАЛІЗ КРИТЕРІЇВ СТАЛОГО РОЗВИТКУ БІОЕНЕРГЕТИКИ

Гелету́ха Г.Г., канд. тех. наук, Желі́зна Т.А., канд. тех. наук, Три́бой О.В.,
Башто́вий А.І., канд. тех. наук

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Проаналізовано критерії сталості Євросоюзу для виробництва та використання біопалив. Розглянуто поточну політику ЄС щодо сталості біоенергетики та плани на майбутній період. Показано, що загалом в Європі спостерігається тенденція поступового посилення вимог щодо виконання критеріїв сталості. Представлено рекомендації для України по запровадженню сталого виробництва біопалив.

Проанализированы критерии устойчивости Евросоюза для производства и использования биотоплив. Рассмотрена текущая политика ЕС по устойчивости биоэнергетики и планы на будущий период. Показано, что в целом в Европе наблюдается тенденция постепенного ужесточения требований по выполнению критериев устойчивости. Представлены рекомендации для Украины по внедрению устойчивого производства биотоплив.

EU sustainability criteria for the production and consumption of biofuels are analyzed. The paper reviews current EU policy on sustainable bioenergy and future plans. It is shown that general trend is appearance of wider and stricter requirements for the sustainability of biofuels. Recommendations for the sustainable production of biofuels in Ukraine are presented.

Бібл. 15.

Ключові слова: сталий розвиток, критерії сталості, біоенергетика, біомаса, тверде біопаливо, рідке біопаливо.

ВДЕ – відновлювані джерела енергії;
ГБП – Глобальне біоенергетичне партнерство;
ДСС – добровільна схема сертифікації;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
ОЖЦ – оцінка життєвого циклу;
НПДВЕ – Національний план дій з відновлюваної

енергетики;
ТЕС – теплова електростанція;
ТЕЦ – теплоелектроцентрально.
Нижній індекс:
т – тепловий;
е – електричний.

Поняття сталого розвитку

Питанню сталого розвитку суспільства в широкому сенсі цього поняття (захист довкілля та здоров'я людей, заміщення викопних палив альтернативними джерелами енергії, доступ до водних ресурсів та ін.) стала приділятися особлива увага після проведення так званого Саміту Землі у 1992 році у Ріо-де-Жанейро. Основними темами цієї конференції Об'єднаних Націй були захист навколишнього середовища та сталий розвиток. Результатом роботи Саміту стали розробка низки важливих документів (Декларація принципів ведення лісового господарства, Конвенція Об'єднаних Націй щодо біологічного різноманіття та ін.) та створення кількох міжнародних комісій з питань сталого розвитку.

Існують різні визначення поняття сталого

розвитку, але найчастіше використовують наступне: сталий розвиток – це розвиток, який задовольняє потреби нинішнього покоління без шкоди для можливості майбутніх поколінь задовольняти свої власні потреби [1]. Сталий розвиток має три компоненти: економічний розвиток, соціальний розвиток та захист навколишнього середовища [2]. Вважається, що базова концепція сталого розвитку і стратегія його досягнення мають бути спільними для всіх країн. Натомість інтерпретації можуть відрізнятися в різних країнах, беручи до уваги їх соціальні, економічні та політичні особливості.

Вимоги сталості до рідких та газоподібних моторних біопалив. Добровільні схеми сертифікації

Сталий розвиток біоенергетики є невід'ємною

складовою частиною загального процесу стало-го розвитку суспільства в цілому і енергетики зокрема. Європейська Комісія приділяє велику увагу цьому питанню з акцентом на забезпечення сталого отримання біомасової сировини для виробництва біопалив та енергії. Деякі вимоги щодо цього вже є обов'язковими для країн-членів ЄС (виробництво рідких біопалив та біорідин для можливості зарахування у виконання цілі 2020 року по використанню ВДЕ на транспорті та для отримання фінансової підтримки), інші ще носять рекомендаційний характер (виробництво електричної енергії, теплової енергії та холоду з твердої та газоподібної біомаси). Загалом спостерігається тенденція поступового посилення вимог щодо виконання критеріїв сталості.

Наразі рамки сталості для рідких/газоподібних моторних біопалив та біорідин на рівні ЄС забезпечують Директива про стимулювання використання відновлюваних джерел 2009/28/ЄС [3] (із змінами та доповненнями 2015 року [4]) та Директива щодо якості транспортних палив 2009/30/ЄС [5]. Під біорідинами розуміється рідке паливо, отримане з біомаси, й призначене для енергетичних цілей, інших, ніж транспорт, в тому числі для виробництва електроенергії, теплової енергії й холоду.

Директивою 2009/28/ЄС поставлено обов'язкову ціль для Євросоюзу по досягненню щонайменше 10 % ВДЕ у транспортному секторі до 2020 року. При цьому частка біопалив, вироблених з харчових сільськогосподарських культур, має становити не більше 7 % кінцевого енергоспоживання на транспорті, а для біопалив, отриманих з відходів, залишків, нехарчової целюлозної сировини та лігноцелюлозної сировини, робиться подвійне зарахування у виконання цілі 2020 року. Також зазначено, що виробництво моторних біопалив та біорідин має бути сталим, і тільки такі біопалива зараховуються до виконання поставленої цілі та можуть отримувати фінансову підтримку.

Для біопалив та біорідин визначено наступні обов'язкові критерії сталості [3, 4]:

- Скорочення викидів парникових газів від використання біопалив та біорідин має бути не менше 35 % до 31.12.2017 і не менше 50 % – з 01.01.2018 для біопалив та біорідин, виробле-

них на установках, які вже були в експлуатації до 05.10.2015 включно. Для установок, які розпочали роботу після 05.10.2015, мінімальне скорочення викидів парникових газів має становити 60 %.

- Біопалива та біорідини не повинні вироблятися з сировини, отриманої на землях з високим рівнем біорізноманіття (ліси та лісові площі, заповідні зони, біорізноманітні луки), а також на землях з високим запасом вуглецю (заболочені землі, ліси з визначеним рівнем покриву) і з торфовищ.

Біопалива та біорідини, що виробляються із відходів/залишків не сільськогосподарського чи лісгосподарського походження, мають задовольняти лише критерію сталості щодо скорочення викидів парникових газів.

Відповідно до положень Директиви 2009/28/ЄС, країни ЄС вимагають від суб'єктів економічної діяльності підтвердження дотримання критеріїв сталості для біопалив/біопаливних рідин. Виконання критеріїв сталості може бути доведено трьома способами:

- а) поданням пакету необхідних даних національному відповідальному органу згідно встановлених в країні правил, тобто за допомогою національної системи перевірки (верифікації);

- б) застосуванням добровільних схем сертифікації (національних або міжнародних), визнаних Європейською Комісією;

- в) укладанням дво- або багатосторонніх угод, що містять необхідні умови щодо сталості, з третіми країнами, причому угоди мають бути визнані Єврокомісією.

Національна система перевірки відповідності критеріям сталості може ґрунтуватися на двох підходах [6]:

1. Використовуються тільки добровільні схеми сертифікації. Це можуть бути ДСС як визнані Єврокомісією, так і схвалені самою країною на відповідність положенням Директиви 2009/28/ЄС. Принаймні 8 країн ЄС впровадили такий варіант національної системи перевірки (Бельгія, Чеська Республіка, Естонія, Німеччина, Литва, Нідерланди, Швеція).

2. Система включає як ДСС, так і принцип «самозвітування» зобов'язаними сторонами (головним чином – постачальниками біомаси, виробниками біопалив). Самозвітування означає,

що постачальник/виробник може самостійно подавати «докази» виконання критеріїв сталості до відповідального адміністративного органу, а не через застосування ДСС. Близько 12 країн ЄС дозволяють принцип самозвітування у своїх національних системах (Австрія, Хорватія, Данія, Франція, Угорщина, Ірландія, Італія, Латвія, Мальта, Португалія, Румунія, Словаччина, Великобританія).

Наразі найбільш розповсюдженим варіантом демонстрації відповідності критеріям сталості є використання добровільних схем сертифікації, визнаних Європейською Комісією. Певна ДСС може бути визнана Єврокомісією, якщо її принципи задовольняють наступним умовам:

- виробництво біомасової сировини відповідає критеріям сталості;
- вся інформація щодо характеристик сталості ретельно задокументована і простежується до джерела сировини;
- перед подачею документів на ДСС компанії проходять аудит, а також регулярно виконуються аудити, що мають зворотну силу;
- аудитори є зовнішніми та незалежними, а також мають загальні та спеціальні кваліфікації, що стосуються критеріїв сталості певної схеми.

На сьогодні Європейською Комісією визнано 19 добровільних схем сертифікації, період визнання становить 5 років. Повний перелік схем сертифікації можна знайти на веб-сайті Європейської Комісії [7], порівняльний аналіз найбільш розповсюджених ДСС представлений в роботі [8]. Всі схеми сертифікації мають свої особливості, переваги та недоліки, тому до вибору оптимальної ДСС необхідно підходити індивідуально в кожному конкретному випадку.

У 2012 році було прийнято загальноєвропейський стандарт EN 16214: Критерії сталості для виробництва біопалив та біорідин для енергетичного використання – принципи, критерії, показники та верифікація [9]. Стандарт складається з чотирьох частин: 1 – Термінологія, 2 – Оцінка відповідності, включаючи ланцюжок постачання та масовий баланс (цю частину було оновлено у 2014 р.), 3 – Біорізноманіття та аспекти, пов'язані із захистом довкілля, 4 – Методи розрахунку балансу емісії парникових газів з використанням оцінки життєвого циклу.

Вимоги сталості до твердих та газоподібних біопалив в секторі виробництва електроенергії, теплової енергії та холоду.

Якщо вимоги сталості для моторних біопалив та для біорідин вже є обов'язковими для виконання в ЄС, то критерії сталості для твердих та газоподібних біопалив в секторі виробництва електроенергії, теплової енергії та холоду ще мають рекомендаційний характер.

Згідно вимог Директиви 2009/28/ЄС, Європейська Комісія у 2010 році підготувала звіт Раді та Європарламенту [10], в якому проаналізовано, які саме вимоги сталості потрібно застосовувати для твердих/газоподібних біопалив для виробництва електроенергії, теплової енергії та холоду, і чи мають вони бути обов'язковими. У звіті зазначено, що чинне законодавство Європейського Союзу щодо сільського та лісового господарства (наприклад, Єдина сільськогосподарська політика, Стратегія ЄС в секторі лісового господарства) та деякі інші документи (наприклад, матеріали Міністерської Конференції по захисту лісів в Європі) певною мірою забезпечує сталість отримання біомаси у цих секторах. Але є необхідність у єдиній системі сталості, яка сприятиме подоланню «міжкордонних» бар'єрів в ЄС при впровадженні біоенергетичних проектів.

У звіті Європейської Комісії визначено чотири аспекти забезпечення сталості використання твердих та газоподібних біопалив для виробництва електроенергії, теплової енергії та холоду [10]:

1. Сталість виробництва біомаси (землепорядкування, вирощування та збирання біомаси). Зокрема, це стосується захисту екосистем з високим рівнем біорізноманіття та великим запасом вуглецю (наприклад, ліси). В ЄС ризик несталого виробництва біомаси наразі оцінюється як низький, оскільки більша частина біомаси походить з відходів лісового господарства та деревообробної промисловості, а лісокористування відповідає стандартам високого рівня. Однак розширення ресурсної бази за рахунок біопалив, отриманих поза межами ЄС, вимагає підвищення пильності до аспекту сталості.

2. Проблема зниження запасу вуглецю через зміну виду землекористування та збезлісення. Необхідно забезпечити належний облік емісії ву-

гледцю, пов'язаної з цими процесами.

3. Баланс парникових газів може бути розрахований згідно методології оцінки життєвого циклу. Оскільки ця методологія є досить гнучкою і дає можливість визначати межі окремо для кожного конкретного дослідження, це може вплинути на результати розрахунку балансу парникових газів для біоенергетичних технологій. Тому вважається доцільним дотримуватися методологічних рекомендацій ОЖЦ, наведених для моторних біопалив та для біорідин в Директиві 2009/28/ЄС. Проте, через деяку відмінність ланцюжків життєвого циклу рідких та твердих/газоподібних біопалив, необхідно розширити межі прийнятої Директивою 2009/28/ЄС методології ОЖЦ для врахування конверсії біопалива в електроенергію, теплову енергію чи холод.

Досвід Європи показує, що при використанні твердих біопалив, отриманих в ЄС з відходів сільського або лісового господарства, зниження викидів парникових газів у порівнянні із застосуванням викопних палив становить зазвичай більше 80 %. Цей показник набагато вищий, ніж для моторних біопалив, оскільки типова технологічна операція виробництва твердого біопалива (наприклад, гранулювання) як правило менш енергоємна, ніж операції отримання транспортних біопалив.

4. Ефективність енергетичної конверсії. Зниження енергоспоживання та підвищення ефективності виробництва енергії є одними з пріоритетних цілей Євросоюзу. Беручи до уваги поточні ККД енергоустановок на біомасі (побутові пічки та котли 10...95 %, ТЕЦ та котельні системи централізованого теплопостачання 80...90 %, ТЕС 10...35 %), можна констатувати, що існує великий потенціал зменшення енергоспоживання за рахунок підвищення ефективності енергоконверсії. Розглядаючи сировину, для якої можливі кілька варіантів енергоконверсії, необхідно віддавати перевагу технології з найвищою ефективністю перетворення енергії.

Європейська Комісія рекомендує наразі застосовувати вимоги сталості до установок на твердій біомасі тільки потужністю $\geq 1 \text{ МВт}_t$ або 1 МВт_e . Видається, що якщо вимагати підтвердження

сталості від малих біоенергетичних установок (яких дуже багато), то це призведе до створення необґрунтовано великого адміністративного тягаря, хоча й стимулюватиме покращення екологічних показників роботи установок.

Єврокомісія рекомендує країнам ЄС вести ретельний облік походження первинної біомаси, що використовується для виробництва електроенергії, теплової енергії та холоду установками потужністю $\geq 1 \text{ МВт}$. Також рекомендується відстежувати застосування біомаси у малих установках (головним чином, побутових) шляхом проведення відповідних опитувань користувачів.

На виконання настанов Єврокомісії вже близько половини країн ЄС впровадили законодавче стимулювання вискоєфективних біоенергетичних установок (наприклад, ТЕЦ). Деякі країни (Бельгія, Італія, Великобританія) прийняли критерії щодо скорочення емісії парникових газів при використанні біомаси для виробництва теплової та електричної енергії, інші запровадили критерії сталого лісокористування для лісової біомаси (Бельгія, Угорщина, Великобританія) та критерії сталого землекористування для отримання сільськогосподарської біомаси (Великобританія).

Також ряд країн прийняли правила для уникнення потенційної конкуренції енергетичного використання біомаси з іншими існуючими напрямками застосування. Так, наприклад, у Бельгії (Фламандський регіон) деревина, придатна для деревообробної промисловості, не підпадає під дію системи «зелених» сертифікатів на електроенергію. У Польщі стимулює законодавство у секторі ВДЕ не розповсюджується на стовбурову деревину більше певного діаметра.

Для деревної та сільськогосподарської біомаси Єврокомісія рекомендує принцип так званого каскадного (потокowego) використання. Його суть полягає в тому, що одна і та ж біомаса може бути використана кілька разів. Наприклад, спочатку ділова деревина застосовується в будівництві, потім деревний лом – для виробництва продукції, яка не потребує сировини високої якості, а відходи виробництва – для отримання енергії. Хоча зазвичай енергетичне використання має знаходитися внизу цієї «ієрархії», визнається,

що в ряді випадків це є єдиним економічно обґрунтованим варіантом утилізації біомасової сировини.

Критерії сталості Глобального біоенергетичного партнерства

Організація Глобальне біоенергетичне партнерство була заснована у 2006 році. Одна з її основних цілей – сприяти сталому розвитку біоенергетики, особливо у країнах, що розвиваються. Наразі ГБП включає 23 країни (у тому числі Аргентина, Бразилія, Канада, Китай, США, Німеччина, Швеція, Великобританія) та 14 міжнародних організацій (у тому числі FAO, IRENA, UNDP, UNIDO). Ще 27 країн та 12 міжнародних організацій беруть участь у ГБП як спостерігачі.

У 2008 році Глобальне біоенергетичне партнерство створило робочу групу з питань сталого виробництва та використання енергії з біомаси. Ця група розробила науково-обґрунтований набір критеріїв сталості із 24 показників, рівномірно згрупованих по трьом напрямкам: екологічний, соціальний, економічний [11]. Для кожного показника представлено опис та детальну методологію його оцінки. Автори зазначають, що показники сталості ГБП не дають відповідей на всі можливі питання щодо сталості і не дають конкретних значень для критеріїв. Натомість вони адекватно окреслюють всі проблемні аспекти сучасного виробництва та використання енергії з біомаси, які країнам необхідно оцінювати для виконання своїх національних цілей зі сталого розвитку. Застосування показників є добровільним, кожна країна має індивідуально підходити до визначення необхідного набору показників сталості ГБП, беручи до уваги свої національні законодавчі та соціально-економічні фактори.

Політика ЄС щодо сталості біоенергетики після 2020 року

У вересні 2015 р. Європейська Комісія оголосила, що до початку 2017 р. випустить нову Директиву з ВДЕ, що включатиме цілі для всіх країн-членів ЄС на період 2020-2030 рр. Метою є скорочення викидів парникових газів у Євросоюзі на 40 % відносно 2005 р. і досягнення, як мінімум, 27 % ВДЕ в енергобалансі ЄС до 2030 р., а також запровадження політики сталості

для біоенергетики [12].

В рамках консультацій Єврокомісії, які проходили протягом лютого-травня 2016 року, Європейська Асоціація Біомаси (AEBIOM), що об'єднує 29 національних асоціацій і 90 профільних компаній з усієї Європи, підготувала свої рекомендації щодо рамок сталої політики для біоенергетики. Дані рекомендації включають наступні ключові положення [13]:

- Формулювати принципи сталості, виходячи з типу і категорії біомаси, а не напрямків її кінцевого використання. Наприклад, деревна тріска може використовуватись для виробництва теплової і електричної енергії, а також біопалив 2-го покоління.

- Встановити планку зі скорочення викидів парникових газів на рівні 60 % для всього сектора біоенергетики.

- Розширити критерії сталого землекористування на всю первинну біомасу аграрного походження незалежно від напрямків її енергетичного використання.

- Враховувати ризики, пов'язані з використанням лісової біомаси, для гарантування того, що використання лісової біомаси в енергетичних цілях не несе негативного впливу на навколишнє середовище.

- Встановити поріг потужності для біоенергетичних установок, які мають доводити виконання критеріїв сталості. Це стосується установок, що виробляють теплову та/або електричну енергію з твердих біопалив. Дослідження, проведені AEBIOM, показують, що хоча всього близько 15 % всіх енергоустановок в ЄС мають потужність > 20 МВт (по паливу), саме на них припадає майже 74 % загального обсягу споживання деревної тріски і 76 % загального об'єму споживання гранул. Тому рекомендується встановити поріг потужності таким чином, що критерії сталості розповсюджуються тільки на установки ≥ 20 МВт (по паливу), що відповідає близько 6 МВт_е та 17 МВт_т. Це не стосується біогазових установок (поріг потужності має бути нижче) і до рідких біопалив (критерії сталості повинні перевірятися у всіх випадках).

- Визнати добровільні схеми сертифікації для твердих біопалив, якщо вони задовольняють вимогам Єврокомісії, за аналогією з добровільними

схемами сертифікації для рідких біопалив.

Ситуація в Україні

В Україні питання сталого розвитку біоенергетики знаходиться ще на доволі ранній стадії обговорення, усвідомлення та практичної реалізації. Але проблема виконання критеріїв сталості може стати нагальною у разі експорту біопалив або сировини для їх виробництва у ЄС, а також у подальшому процесі євроінтеграції. Це питання є актуальним для країни вже зараз з огляду на необхідність виконання національної індикативної цілі по використанню ВДЕ у транспортному секторі – 10 % у 2020 році згідно Національного плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року [14]. До виконання цієї цілі мають враховуватися тільки біопалива, вироблені з дотриманням критеріїв сталості. Треба зазначити, що у НПДВЕ вказано, що у кількісній оцінці очікуваного обсягу споживання ВДЕ на транспорті враховано біопалива, що відповідають критеріям сталості. Але ці критерії в даному документі не деталізовані, і не включено в явному вигляді вимогу про те, що для зарахування у виконання цілі 2020 року біопалива обов'язково мають відповідати критеріям сталості. Вважаємо, що цей законодавчий пробіл має бути заповнений.

У 2014 році в Україні, як члені Енергетичного Співтовариства, було розроблено і затверджено План заходів з імплементації Директиви 2009/28/ЄС [15], який, серед іншого, включає наступні пункти:

- Розробити і забезпечити оприлюднення на офіційних веб-сайтах Мінприроди, Держекоінвестагентства та Держенергоефективності методики проведення розрахунку показників скорочення обсягів викидів парникових газів для біопалив та біорідин.

- Розробити технічні вимоги до виробництва і використання біопалив та біорідин із скороченням обсягів викидів парникових газів, починаючи з 01.01.2017, не менш як на 50 %, а з 01.01.2018 – не менш як на 60 % для біопалив та біорідин, вироблених на установках, введених в експлуатацію після 1 січня 2017 року.

- Розробити критерії сталості для рідкого та газоподібного палива, що виробляється з біомаси та використовується на транспорті, а також

для рідкого палива, що виробляється з біомаси та призначається для енергетичного використання, іншого ніж транспорт, враховуючи виробництво електричної, теплової енергії та енергії на охолодження.

Критерії сталості для рідкого та газоподібного палива і для біорідин ще й досі знаходяться в процесі розробки, хоча згідно вищезазначеного Плану заходів це мало бути зроблено до кінця 2014 р.

З огляду на зазначене вище, вважаємо за необхідне:

1. Суттєво прискорити роботи по виконанню всіх пунктів Плану заходів з імплементації Директиви 2009/28/ЄС, що стосуються аспектів сталості біоенергетики.

2. Розробити національну систему верифікації біопалив на відповідність критеріям сталості або прийняти (адаптувати) для використання в Україні одну з існуючих систем добровільної сертифікації, визнаних Європейською Комісією.

3. Уповноваженим органам відслідковувати політику Євросоюзу щодо сталого розвитку сектору біоенергетики, оприлюднювати інформацію на їх офіційних веб-сайтах і оперативно реагувати шляхом розробки відповідних нормативних документів в Україні.

Висновки

В Європейському Союзі приділяється велика увага питанню сталого розвитку біоенергетики з акцентом на забезпечення сталого отримання біомасової сировини для виробництва біопалив та енергії. Деякі вимоги щодо цього вже є обов'язковими для країн ЄС (виробництво рідких біопалив та біорідин для можливості зарахування у виконання цілі 2020 року по використанню ВДЕ на транспорті та для отримання фінансової підтримки), інші ще носять рекомендаційний характер (виробництво електричної енергії, теплової енергії та холоду з твердої та газоподібної біомаси). Загалом спостерігається тенденція поступового посилення вимог щодо виконання критеріїв сталості.

В Україні питання сталого розвитку біоенергетики знаходиться ще на доволі ранній стадії практичної реалізації. Хоча в країні є організації, уповноважені виконувати

сертифікацію сталості біопалив по добровільним схемам, визнаним Єврокомісією, їх послугами наразі користується дуже мала кількість компаній. Але проблема виконання критеріїв сталості може стати нагальною у разі експорту біопалив або сировини для їх виробництва у ЄС, а також у подальшому процесі євроінтеграції. Це питання є актуальним для країни вже зараз з огляду на необхідність виконання національної індикативної цілі по використанню ВДЕ у транспортному секторі – 10 % у 2020 році згідно Національному плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року. Вважаємо за необхідне суттєво прискорити в Україні роботи по виконанню всіх пунктів Плану заходів з імплементації Директиви 2009/28/ЄС, що стосуються аспектів сталості біоенергетики.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Report of the World Commission on Environment and Development: Our Common Future*, March 1987
<http://www.un-documents.net/our-common-future.pdf>
2. *Plan of Implementation of the World Summit on Sustainable Development*
http://www.un.org/esa/sustdev/documents/WSSD_POI_PD/English/WSSD_PlanImpl.pdf
3. *Directive 2009/28/EC*
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009L0028&from=EN>
4. *Directive (EU) 2015/1513*
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=OJ:L:2015:239:FULL&from=EN>
5. *Directive 2009/30/EC*
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009L0030&from=EN>
6. *Sustainability Criteria for Biofuels: Report for Ukraine*. E4tech (UK) for the European Energy Community Secre-tariat, 2015
<https://www.energy-community.org/portal/page/>

portal/ENC_HOME/DOCS/3606186/0F835C17E1B230B4E053C92FA8C00871.PDF

7. *Voluntary schemes*
<https://ec.europa.eu/energy/en/topics/renewable-energy/biofuels/voluntary-schemes>
8. *Методичні рекомендації щодо визначення критеріїв сталості виробництва біомаси*, 2015.
<http://minagro.gov.ua/node/17694>
9. *Стандарт EN 16214*
<http://standards.globalspec.com/standards/detail?familyId=ZYGPGDAAAAAAAAAAAA>
10. *Report on sustainability requirements for the use of solid and gaseous biomass sources in electricity, heating and cooling COM(2010)11 final*, 25.2.2010
<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52010DC0011&from=EN>
11. *GBEP Sustainability Indicators for Bioenergy*
http://www.globalbioenergy.org/fileadmin/templates/gbep/images/Ylenia/Summary_table_website_12-11.pdf
12. *Biomass for electricity and heating Opportunities and challenges*, European Parliament, 2015
http://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/BRIE/2015/568329/EPRS_BRI%282015%29568329_EN.pdf
13. *AEBIOM position on “A sustainable bioenergy policy for the period after 2020”*
<http://www.aebiom.org/wp-content/uploads/2016/05/AEBIOM-position-on-a-sustainable-bioenergy-policy-for-the-period-after-2020-10.05.16.pdf>
14. *Національний план дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року*. Затверджений Розпорядженням КМУ від 01.10.2014 № 902-р.
15. *Розпорядження КМУ від 03.09.2014 №791-р «Про затвердження плану заходів з імплементації Директиви Європейського Парламенту та Ради 2009/28/ЄС»*.

ANALYSIS OF CRITERIA FOR THE SUSTAINABLE DEVELOPMENT OF BIOENERGY

**Geletukha G.G., Zheliezna T.A., Tryboi O.V.,
Bashtovyi A.I.**

Institute of Engineering Thermophysics of the
National Academy of Sciences of Ukraine,
vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

EU sustainability criteria for the production and consumption of biofuels are analyzed. The paper reviews current EU policy on sustainable bioenergy and future plans. It is shown that general trend is appearance of wider and stricter requirements for the sustainability of biofuels. Directive 2009/28/EC sets a mandatory 10 % minimum target to be achieved by all Member States for the share of renewables in transport sector by 2020. Biofuels used for compliance with the targets laid down in the Directive, and those that benefit from national support schemes, should therefore be required to fulfil sustainability criteria. In 2015, the European Commission announced that a new directive on renewable energy, which includes targets for all EU countries for the period 2020-2030, will be issued by early 2017. One of the aims is to introduce bioenergy sustainability policy. In Ukraine, the issue of sustainable bioenergy development is still at a relatively early stage of discussion, understanding and implementation. Moreover, the sector of liquid biofuels generally develops very slowly. But the issue of sustainability criteria may become urgent in the case of export of biofuels or raw materials for their production to the EU and in the further process of European integration. For Ukraine, it is recommended to significantly accelerate the work on the realization of all points of the Action Plan for the implementation of Directive 2009/28/EC related to the aspects of bioenergy sustainability.

References 15.

Key words: sustainable development, sustainability criteria, bioenergy, biomass, solid biofuel, liquid biofuel

1. *Report of the World Commission on Environment and Development: Our Common*

Future, March 1987

<http://www.un-documents.net/our-common-future.pdf>

2. *Plan of Implementation of the World Summit on Sustainable Development*

http://www.un.org/esa/sustdev/documents/WSSD_POI_PD/English/WSSD_PlanImpl.pdf

3. *Directive 2009/28/EC*

<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009L0028&from=EN>

4. *Directive (EU) 2015/1513*

<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=OJ:L:2015:239:FULL&from=EN>

5. *Directive 2009/30/EC*

<http://eurlex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009L0030&from=EN>

6. *Sustainability Criteria for Biofuels: Report for Ukraine*. E4tech (UK) for the European Energy Community Secretariat, 2015

https://www.energy-community.org/portal/page/portal/ENC_HOME/DOCS/3606186/0F835C17E1B230B4E053C92FA8C00871.PDF

7. *Voluntary schemes* <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/renewable-energy/biofuels/voluntary-schemes>

8. *Methodological recommendations on criteria sustainability of biomass production*, 2015.

<http://minagro.gov.ua/node/17694>

9. *Standard EN 16214*

<http://standards.globalspec.com/standards/detail?familyId=ZYGP GDAAAAAAAAAAAA>

10. *Report on sustainability requirements for the use of solid and gaseous biomass sources in electricity, heating and cooling COM(2010)11 final*, 25.2.2010

<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52010DC0011&from=EN>

11. *GBEP Sustainability Indicators for Bioenergy* http://www.globalbioenergy.org/fileadmin/templates/gbep/images/Ylenia/Summary_table_website_12-11.pdf

12. *Biomass for electricity and heating Opportunities and challenges*, European Parliament, 2015

http://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/BRIE/2015/568329/EPRS_BRI%282015%29568329_EN.pdf

13. *AEBIOM position on «A sustainable*

bioenergy policy for the period after 2020»
<http://www.aebiom.org/wp-content/uploads/2016/05/AEBIOM-position-on-a-sustainable-bioenergy-policy-for-the-period-after-2020-10.05.16.pdf>

14. *National renewable energy* action plan up to 2020. Approved by the Cabinet of Ministers of

Ukraine Executive Order No. 902-p of 1 October 2014.

15. *Cabinet of Ministers of Ukraine* Executive Order No. 791-p of 3 September «On the approval of the action plan for the implementation of the Directive of European Parliament and Council 2009/28/EC»

Получено 08.09.2016

Received 08.09.2016

УДК 33.013.6

СОЗДАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ СЖИГАНИЯ ТВЕРДЫХ БЫТОВЫХ ОТХОДОВ

Магера Ю.М.

ПАО «Киевэнерго», пл. И. Франко, 5, Киев, 01001, Украина

Створено розрахункову модель процесу спалювання твердих побутових відходів, що дозволяє вирішувати питання щодо необхідності спалювання додаткового палива у кожному конкретному випадку та визначати його необхідну витрату.

Создана расчетная модель процесса сжигания твердых бытовых отходов, позволяющая решать вопрос о необходимости сжигания дополнительного топлива в каждом конкретном случае и определять его требуемый расход.

Model for municipal solid wastes combustion process calculation that allows solving a problem whether burning of additional fuel in certain particular case is necessary and determining its required flow rate is created.

Библ. 8, рис. 3.

Ключевые слова: твердые бытовые отходы, сжигание в плотном слое, температурный уровень топки, стабилизация температурного уровня, механический недожог.

В мире довольно распространена технология сжигания твердых бытовых отходов (ТБО). Так число мусоросжигающих заводов существенно превышает две тысячи. При этом доминируют процессы сжигания ТБО в плотном слое на механизированных решетках, хотя в достаточной мере отработаны и другие варианты, например, сжигание ТБО в кипящем слое [1-3].

На постсоветском пространстве имеется всего лишь несколько заводов по сжиганию ТБО. В Украине это завод «Энергия» в г. Киеве, в РФ это два мусоросжигающих завода в г. Москве и один завод в г. Череповце [1].

При таком значительном количестве мусоросжигающих заводов за рубежом, очевидно, что практические аспекты их эксплуатации отработаны достаточно хорошо. Имеется ряд компаний, которые готовы провести полный комплекс работ по созданию таких предприятий: от проектирования до отладки оборудования. Что касается Украины, то, с одной стороны, в виду малого количества таких предприятий, невозможно говорить о наличии достаточного отечественного опыта, однако, с другой стороны есть научно-производственные компании, которые имеют некоторый опыт проектирования и наладки предприятий по сжиганию ТБО [3].

При этом аналитический обзор по вопросам

сжигания ТБО показал, что научное сопровождение этих технологий нуждается в дальнейшем совершенствовании. Так, например, в информационных источниках не имеется сведений о наличии адаптированных общепризнанных математических моделей, как гносеологического плана, так и упрощенных прогнозных моделей.

Одной из основных причин этой ситуации является то, что процессы сжигания ТБО необычайно сложны. Морфологический и гранулометрический составы исходного топлива настолько разнообразны, что практически невозможно выбрать представительный размер частицы ТБО, трансформации которой в топочном пространстве можно было бы отследить [1].

С другой стороны, вполне вероятно, что разработки математических моделей произведены научно-производственными компаниями, специализирующимися в данной области, и используются ими при проектировании и наладке заводов по сжиганию ТБО, однако сознательно не освещаются в открытой печати в коммерческих целях.

В условиях Украины на реализацию технологии сжигания ТБО накладывается ряд существенных особенностей, связанных с низкой и нестабильной теплотой сгорания ТБО [4]. При этом вполне вероятно, что иностранные разработки не будут в полной мере удовлетворять

украинским реалиям. Для распространения этой технологии необходимы собственные теоретические и конструкторские разработки. Так в плане моделирования необходимы разработки для поддержки проектирования устройств по сжиганию ТБО. Отдельный класс моделей необходим для наладки и возможно в перспективе для работы в качестве компонента прогнозного управления или системы диагностики.

Одной из важнейших задач при сжигании ТБО является поддержание заданной температуры горения в топке, так как при низких температурах (ниже 830...850 °С) может иметь место незавершенность химических процессов в газовой фазе, а при высоких температурах (более 850...900 °С) начинается зашлаковывание теплообменных поверхностей котла-утилизатора.

При изменении теплоты сгорания исходного ТБО может появляться необходимость в сжигании дополнительного высококалорийного топлива (обычно, природного газа). Текущие значения расхода дополнительного топлива могут быть установлены по ходу работы при помощи специальных регуляторов. Однако на стадии проектирования важно оценить ожидаемые максимальные расходы дополнительного топлива для заданной производительности топki по сжиганию ТБО и наиболее низкой теплоты сгорания ТБО. Кроме того, на стадии проектирования целесообразно выбрать рациональные значения коэффициента расхода воздуха, дать как можно более точные оценки производительностей вентилятора и дымососа.

Не менее важной задачей является создание моделей для прогнозного управления и систем диагностики, которые могли бы, работая в рамках системы АСУ ТП, параллельно с основными контурами регулирования выдавать прогноз поведения оборудования (особенно в нештатных ситуациях) и давать рекомендации по выбору рациональных технологических параметров дальнейшей работы.

Очевидно, что на первом этапе разрабатываемые модели будут основаны не на решении определенного набора дифференциальных уравнений (что, по мнению ряда исследователей, является необходимым признаком детерминированной математической модели [5]), а будут представлены

набором расчетных зависимостей, отражающих интегральные материальные и энергетические балансы для отдельных этапов процесса, и отработанным механизмом обмена данными между этими расчетными блоками [6]. В данной работе предложен вариант такой математической модели (рис. 1).

Ее структура представлена шестью взаимодействующими расчетными блоками, два из которых (Блоки №1 и №2) являются вспомогательными. С их помощью можно находить дополнительные резервы для оптимизации процесса сжигания. Содержание блоков №1 и №2 отработано на концептуальном блоке и завершилось разработкой шаблонов расчетных выражений. Для установления конкретного вида уравнений связи необходимо проведение соответствующих экспериментальных исследований и обработка их результатов. Что касается основных расчетных блоков №3 – №6 они в полной мере отработаны и протестированы для условий предприятия завод «Энергия». Ниже представлено описание всех блоков математической модели.

Блок 1. Материальный баланс предварительного бункера с учетом стока части жидкости

В качестве исходных данных задается рабочий состав ТБО, поступающего на предприятие, %: $C_{исх}^P, H_{исх}^P, N_{исх}^P, O_{исх}^P, S_{исх}^P, A_{исх}^P, W_{исх}^P$.

Для определения уменьшения влажности ТБО за счет стока части жидкости предложено использование эмпирической зависимости вида:

$$\Delta W = f(H, \tau, W_{исх}^P),$$

где H – высота слоя ТБО в предварительном бункере, м;

τ – среднее время нахождения конкретной порции ТБО в предварительном бункере (от входа до отгрузки в топочное пространство), ч.

Сам вид зависимости легко может быть установлен путем обработки данных о количестве жидкости, отводимой из промежуточного бункера, расходе ТБО и высоте слоя ТБО. Ввиду того, что данный элемент является подобным практически во всех случаях сжигания ТБО, полученный результат будет носить достаточно универсальный характер. Предположительно искомая зависимость имеет экспоненциальный вид.

После стока жидкости массовый расход ис-

ходного ТБО ($G_{исх}$, кг/ч), перед поступлением в топку уменьшается на $G_{исх} \cdot \Delta W / 100$.

Состав ТБО, поступающего в топку, определяется при помощи коэффициента пересчета $k = \frac{100}{100 - \Delta W}$ и составляет: $C_T^p = k \cdot C_{исх}^p$;

$$H_T^p = k \cdot H_{исх}^p; \quad O_T^p = k \cdot O_{исх}^p; \quad N_T^p = k \cdot N_{исх}^p;$$

$$S_T^p = k \cdot S_{исх}^p; \quad A_T^p = k \cdot A_{исх}^p; \quad W_T^p = k \cdot (W_{исх}^p - \Delta W).$$

Понижение влажности ТБО, поступающего в топку, является важным положительным результатом. С одной стороны, конкретный уровень понижения влажности необходимо учитывать при проведении расчетов, с другой, стороны, необходим поиск технологических и конструктивных параметров, позволяющих добиваться как можно большего понижения влажности ТБО.

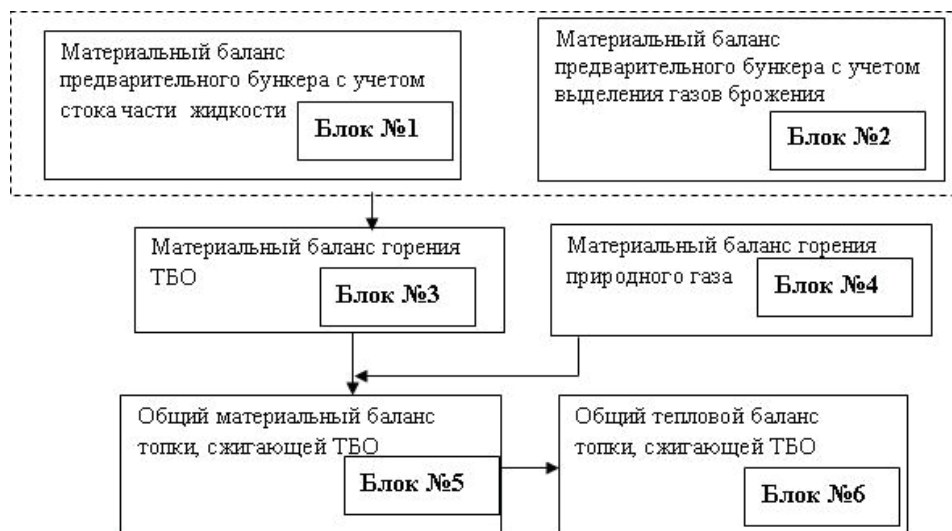


Рис. 1. Схема элементов упрощенной математической модели процессов сжигания ТБО.

Блок 2. Материальный баланс предварительного бункера с учетом выделения газов брожения

Отвод горючих газов брожения из предварительного бункера в топочное пространство и их сжигание существенно стабилизируют процессы горения ТБО. Оценку количества выделяющихся газов можно произвести при помощи эмпирических зависимостей. Одним из важнейших компонентов газов брожения является метан. Удельный выход метана, по мнению авторов, (m^3/kg) может быть описан при помощи эмпирической зависимости, типа:

$$V_{CH_4} = f(H_{исх}^p, t, \tau),$$

где $H_{исх}^p$ – содержание водорода в исходном ТБО, поступающем в предварительный бункер, %;

t – температура, при которой ТБО находится в предварительном бункере, $^{\circ}C$;

τ – среднее время нахождения конкретной порции ТБО в предварительном бункере (от входа до

отгрузки в топочное пространство), ч.

Для получения этих уравнений понадобится обработка экспериментального материала, связанного с составом газов брожения, отводимых из предварительного бункера.

Аналогичные эмпирические уравнения связи могут быть получены и для других компонентов газов брожения. Общее количество газов брожения ($V_{г.бр}$) может быть получено путем суммирования удельного выхода всех компонентов. Тогда общее количество образующихся газов составляет $V_{г.бр} \cdot G_{исх}$.

При помощи достаточно простых зависимостей имеется возможность перейти к уменьшению массы ТБО, поступающего в топку. Хотя оно, как правило, не является значительным, а интерес представляет именно определение расхода и состава газов брожения. Эти газы через специальную систему каналов поступают в топочное пространство и сгорают в газовом пространстве топки над слоем горящего ТБО, что в некоторой

мере стабилизирует условия горения.

Блок 3. Материальный баланс горения ТБО

Эта процедура выполняется с использованием зависимостей, применяемых для расчетов горения твердого топлива [7]. В ряде случаев зависимости используются в стандартном виде, а для учета эффектов, связанных с недожогом ТБО, они несколько видоизменяются.

При выполнении расчетов последовательно определяются теоретически необходимое для горения 1 кг ТБО количество кислорода; теоретически необходимое для горения 1 кг ТБО количество влажного воздуха; действительное количество влажного воздуха для горения 1 кг ТБО; выход продуктов сгорания при сжигании 1 кг ТБО; общее количество продуктов сгорания от сжигания 1 кг ТБО; составляется материальный баланс процесса горения ТБО.

В случае необходимости учета механического недожога в данной работе предлагается следующий подход. Недовыделение химической энергии связано с тем, что в шлаках и золе остается некоторое количество несгоревшего углерода $\Delta C_{\text{нед}}$. Эта величина определяется в зависимости от заданного уровня механического недожога (q_4 , %) по следующей зависимости:

$$\Delta C_{\text{нед}} = \frac{Q_{\text{нр}}^{\text{ТБО}} \cdot q_4}{33400},$$

где $Q_{\text{нр}}^{\text{ТБО}}$ – теплота сгорания ТБО, рассчитанная для его рабочего состава, кДж/кг;
33400 – теплота сгорания углерода, кДж/кг.

При этом количество углекислоты, образующейся при сжигании 1 кг ТБО, определяется не по стандартной зависимости: $V_{\text{CO}_2}^{\text{ТБО}} = 0.0187 \cdot C_{\text{Т}}^{\text{Р}}$, а как $V_{\text{CO}_2}^{\text{ТБО}} = 0.0187 \cdot (C_{\text{Т}}^{\text{Р}} - \Delta C_{\text{нед}})$, а выражение для определения количества кислорода в продуктах сгорания 1 кг ТБО записывается как:

$$V_{\text{O}_2} = k_{\text{O}_2} \cdot (\alpha - 1) \cdot \frac{V_{\text{O}_2 \text{ теор}}}{k_{\text{O}_2}} + 0.0187 \cdot \Delta C_{\text{нед}},$$

где α – коэффициент расхода воздуха;

$V_{\text{O}_2 \text{ теор}}$ – теоретически необходимое для горения 1 кг ТБО количество кислорода, м³/кг.

Важным элементом этого блока является проверка схождения материального баланса. При этом сравниваются масса веществ, вступивших в реакцию $M_{\text{прих}}^{\text{ТБО}}$, и масса продуктов реакции $M_{\text{расх}}^{\text{ТБО}}$. Материальный баланс удобно строить относи-

тельно 1 кг ТБО. Тогда:

$$M_{\text{прих}}^{\text{ТБО}} = 1 + V_{\text{вл. в. дейст}}^{\text{ТБО}} \cdot \rho_{\text{вл. в}};$$

$$M_{\text{расх}}^{\text{ТБО}} = V_{\text{пс}}^{\text{ТБО}} \cdot \rho_{\text{пс}}^{\text{ТБО}} + A_{\text{Т}}^{\text{Р}}/100 + \Delta C_{\text{нед}}/100.$$

Плотности влажного воздуха ($\rho_{\text{вл. в}}$) и продуктов сгорания ($\rho_{\text{пс}}^{\text{ТБО}}$) определяются стандартным образом в зависимости от их состава как для газовой смеси:

$$\rho_{\text{см}} = \frac{\sum_{i=1}^n C_i \cdot M_i}{22,4 \cdot 100},$$

где C_i – содержание i -го компонента, %;

M_i – молярная масса i -го компонента, кг/кмоль;

N – количество компонентов смеси.

Блок 4. Составление материального баланса горения природного газа

Для реализации этого блока используется стандартная методика, применяемая для расчета горения газовых смесей. При этом последовательно определяются теоретически необходимое для горения 1 м³ природного газа количество кислорода; теоретически необходимое для горения 1 м³ природного газа количество влажного воздуха; действительное количество влажного воздуха для горения 1 м³ природного газа; выход продуктов сгорания при сжигании 1 м³ природного газа; составляется материальный баланс процесса горения природного газа.

Блок 5. Составление общего материального баланса точки при совместном сжигании ТБО и природного газа

Эта процедура выполняется с использованием результатов, полученных в Блоках №3 и №4. Для случая совместного сжигания вводится понятие доли природного газа ξ , которая показывает, сколько добавленных кубических метров природного газа соответствует 1 кг ТБО.

Объемы компонентов продуктов сгорания определяются путем суммирования выходов компонентов при горении ТБО с выходами соответствующих компонентов при горении природного газа, умноженными на ξ . Например,

$$V_{\text{CO}_2} = V_{\text{CO}_2}^{\text{ТБО}} + \xi \cdot V_{\text{CO}_2}^{\text{ПГ}}.$$

Приходная и расходная статьи материального баланса могут быть определены при помощи следующих выражений:

$$M_{\text{прих}} = 1 + \xi \cdot \rho_{\text{ПГ}} + (V_{\text{вл.в.дейст}}^{\text{ТБО}} + \xi \cdot V_{\text{вл.в.дейст}}^{\text{ПГ}}) \cdot \rho_{\text{в.вл}}; M_{\text{расх}} = V_{\text{пс}} \cdot \rho_{\text{пс}} + A_{\text{т}}^{\text{Р}} / 100 + \Delta C_{\text{нед}} / 100.$$

**Блок 6. Составление общего
теплового баланса топki,
сжигающей ТБО**

Уравновешивание теплового баланса производится за счет определения калориметрической

температуры горения ТБО или ТБО совместно с природным газом. При этом используются результаты построения общего материального баланса топki при совместном сжигании ТБО и природного газа:

$$t_{\text{кал}} = \frac{Q_{\text{пр}}^{\text{ТБО}} \cdot (1 - q_4 / 100) + \xi \cdot Q_{\text{пр}}^{\text{ПГ}}}{0,01 \cdot (\%CO_2 \cdot c_{CO_2}(t_{\text{кал}}) + \%H_2O \cdot c_{H_2O}(t_{\text{кал}}) + \%O_2 \cdot c_{O_2}(t_{\text{кал}}) + \%N_2 \cdot c_{N_2}(t_{\text{кал}}) + \%SO_2 \cdot c_{SO_2}(t_{\text{кал}}))}, \quad (1)$$

где $\%CO_2$, $\%H_2O$, $\%O_2$, $\%N_2$, $\%SO_2$ – процентное содержание соответствующих компонентов в продуктах сгорания, %;

$c_{CO_2}(t)$, $c_{H_2O}(t)$, $c_{O_2}(t)$, $c_{N_2}(t)$, $c_{SO_2}(t)$ – теплоемкости соответствующих компонентов продуктов сгорания, вычисленные для заданного значения температуры.

Определение калориметрической температуры производится при помощи итерационной процедуры, поскольку искомая величина $t_{\text{кал}}$ входит в выражение для своего определения как аргумент для вычисления теплоемкостей компонентов продуктов сгорания. Расчетная процедура представлена следующим алгоритмом:

- предварительно задается значение $t_{\text{кал}}^*$;
- вычисляются значения теплоемкостей газовых компонентов;
- при помощи выражения (1) определяется новое значение $t_{\text{кал}}$;
- производится сравнение предварительно заданного и определенного значений $t_{\text{кал}}$. В случае совпадения этих значений в пределах заданной погрешности, расчет считается завершенным. При невыполнении этого условия определенное значение $t_{\text{кал}}$ используется в качестве заданного на первом шаге данной процедуры.

Действительное значение температуры горения в топке может быть определено при помощи выражения:

$$t_{\text{д}} = k_{\text{пир}} \cdot t_{\text{кал}},$$

где $k_{\text{пир}}$ – пирометрический коэффициент, учитывающий отличие действительного значения температуры от $t_{\text{кал}}$ по причине теплообменных процессов, протекающих в топке.

Значение $k_{\text{пир}}$ является эмпирической величиной, которая должна отдельно определяться для

каждого конкретного случая. Диапазон возможного изменения значений $k_{\text{пир}}$ составляет 0,5...0,9.

Для автоматизации расчетной процедуры по определению $t_{\text{кал}}$ и $t_{\text{д}}$ необходимо наличие функциональных зависимостей теплоемкостей компонентов продуктов сгорания от температуры. Для этой цели в современном инженерно-вычислительном пакете обработаны соответствующие табличные данные [8] и получены уравнения регрессии. Так, например, для углекислоты зависимость теплоемкости от температуры аппроксимирована полиномом второй степени и получено следующее уравнение регрессии:

$$c_{CO_2}(t) = 1.661 + 6.388 \cdot 10^{-4} \cdot t - 1.209 \cdot 10^{-8} \cdot t^2, \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}.$$

*Схема использования разработанной
математической модели*

Основное ядро модели представлено блоками №3-№6. Схема их использования представлена следующим алгоритмом:

- 1) выполняется расчет горения исключительно одного ТБО (Блок №3);
- 2) определяются калориметрическая и действительная температуры горения (Блок №6);
- 3) полученная действительная температура сравнивается с рекомендованным диапазоном 850...900 °С. В случае если она попадает в указанный диапазон, то в сжигании дополнительного топлива нет необходимости. Если она выше (что очень маловероятно) необходимо увеличить значение коэффициента расхода воздуха. Если $t_{\text{д}} < 850$ °С необходимо сжигание дополнительного топлива;
- 4) выполняется расчет горения природного газа (Блок №4);
- 5) сводится общий материальный баланс со-

вместного горения ТБО и природного газа с предварительно заданным значением доли природного газа ξ ;

б) определяются калориметрическая и действительная температуры горения (Блок №6);

7) полученная действительная температура сравнивается с рекомендованным диапазоном 850...900 °С. В случае ее непопадания в этот диапазон происходит возврат на 5-ый шаг, где корректируется значение ξ . Совокупность шагов 5-7 повторяется до тех пор, пока действительная температура в топке не войдет в заданный диапазон.

Адаптация модели.

Для достижения адекватности описания изучаемого процесса сжигания ТБО при помощи разработанной модели в конкретных условиях необходимо провести процедуру ее адаптации. Для решения этой задачи предлагается использовать процедуру начальной подстройки. При этом приведение в соответствие результатов замера и расчета одного из важнейших параметров процесса сжигания ТБО (температуры в топочном пространстве) достигается за счет коррекции значения пирометрического коэффициента. Определенные значения $k_{\text{пир}}$ в полной мере соответствуют только тому объекту и режимам эксплуатации, для которых они были получены. Так, для сжигания ТБО величина $k_{\text{пир}}$ зависит от тепловой нагрузки котла-утилизатора и понижается с ее увеличением.

В качестве первой точки, для которой проведена адаптация расчетной модели для условий котла-утилизатора, сжигающего ТБО на заводе «Энергия», были выбраны условия эксплуатации оборудования в номинальных условиях: состав ТБО, %: $C_T^r = 56$; $H_T^r = 7,5$; $N_T^r = 1$; $S_T^r = 0,5$; $A_T^c = 30$; $W_T^p = 30$; теплота сгорания ТБО – 2500 ккал/кг; массовая производительность по сжигаемому ТБО – 15 т/ч; объемный расход воздуха: первичный – 70 тыс. м³/ч, вторичный – 21 тыс. м³/ч; уровень механического недожога – 6 %; расход природного газа на подсветку отсутствует; температура подогретого воздуха, поступающего в топку – 180 °С; температура в топке – 850 °С

Согласно выполненным расчетам коэффициент расхода воздуха при таких расходных коэффициентах по топливу и окислителю составля-

ет 2,12. При помощи программы, реализующей разработанный расчетный алгоритм произведен подбор значения $k_{\text{пир}}$, при котором рассчитанное значение действительной температуры в топке составляло бы 850 °С. Для приведенного выше набора исходных данных получено значение $k_{\text{пир}} = 0,735$.

Определение $k_{\text{пир}}$ для других условий эксплуатации котла-утилизатора, сжигающего ТБО (меньшие теплоты сгорания ТБО и более низкие тепловые нагрузки котла) показали диапазон изменения $k_{\text{пир}}$ от 0,735 до 0,9.

Практические задачи, решаемые при помощи разработанной модели

Основной и очевидной задачей, решаемой при помощи разработанной модели, является решение вопроса о необходимости сжигания дополнительного топлива в каждом конкретном случае и определение его требуемого расхода. Также возможно решение задачи выбора рационального значения коэффициента расхода воздуха, предполагаемых максимальных производительностей вентилятора и дымососа, что требуется для подбора конкретного оборудования.

Ниже проиллюстрировано решение задачи определения удельного расхода природного газа на подсветку в зависимости от теплоты сгорания исходного ТБО для условий завода «Энергия» (г. Киев). Технологический процесс налажен таким образом, что при теплоте сгорания ТБО 1650 ккал/кг и более удается реализовать топочный процесс без расходования природного газа на подсветку при гарантированном поддержании температуры в топке на заданном уровне 850 °С. При дальнейшем понижении теплоты сгорания ТБО и работе с теми же значением коэффициента расхода воздуха появляется необходимость в дополнительном сжигании природного газа. Проведение вычислений для теплот сгорания от 1650 ккал/кг до 1250 ккал/кг при помощи разработанного расчетного комплекса позволило получить результаты, представленные на рис. 2.

Для дополнительного раскрытия возможностей расчетной модели проведена серия численных экспериментов по исследованию влияния величины коэффициента расхода воздуха на температуру в топке. В качестве исходной точки для расчетов выбран случай с теплотой сгорания

ТБО 1650 ккал/кг с базовым значение коэффициента расхода воздуха 2.23. Далее расчеты производились для ряда точек с пониженным значением α в диапазоне от 2,23 до 1,7 (рис. 3). При этом для понимания степени влияния α на температурное состояние топки было снято ограничение по максимальному значению температуры в топке.

Анализ результатов показывает, что изменение коэффициента расхода воздуха в допустимых пределах (гарантирующих полное сжигание ТБО и максимально возможное подавление образования вредных соединений) является эффективным инструментом для управления температурным состоянием топки.

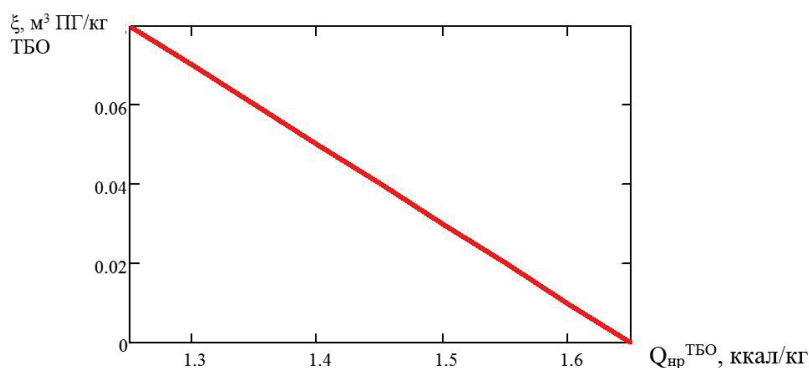


Рис. 2. Зависимость удельного расхода природного газа на подсветку от теплоты сгорания ТБО.

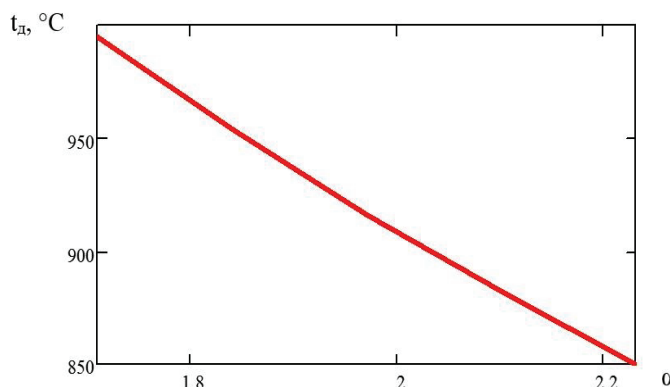


Рис. 3. Зависимость температуры в топке от значения коэффициента расхода воздуха для случая сжигания ТБО с теплотой сгорания 1650 ккал/кг без использования природного газа для подсветки.

Выводы

Обоснована необходимость создания математических (расчетных) моделей сжигания ТБО для поддержки проектирования соответствующих предприятий, а также прогнозных моделей для повышения точности управления данным процессом и реализации его диагностики.

Создана расчетная модель процесса сжигания ТБО, основными элементами которой являются блоки по построению материальных балансов сжигания ТБО, природного газа, совместного сжигания ТБО и природного газа и теплового баланса топки, сжигающей ТБО. На концептуаль-

ном уровне отработаны дополнительные блоки модели, связанные с построением материального баланса предварительного бункера с учетом стока части жидкости и материального баланса предварительного бункера с учетом выделения газов брожения.

Адаптация модели проведена для условий завода «Энергия» путем определения подстроечных значений пирометрического коэффициента для разных режимов эксплуатации. Для номинальных условий эксплуатации значение $k_{\text{пир}}$ составляет 0,735. Определение $k_{\text{пир}}$ для других условий эксплуатации котла-утилизатора, сжига-

ющего ТБО (меньшие теплоты сгорания ТБО и более низкие тепловые нагрузки котла) показали диапазон изменения $k_{\text{нпр}}$ от 0,735 до 0,9.

Одной из основных задач, решаемых при помощи разработанной модели, является решение вопроса о необходимости сжигания дополнительного топлива в каждом конкретном случае и определение его требуемого расхода. Также возможно решение задачи выбора рационального значения коэффициента расхода воздуха, предполагаемых максимальных производительностей вентилятора и дымососа, что требуется для подбора конкретного оборудования.

В результате выполнения расчетов для условий завода «Энергия» установлены требуемые удельные расходы природного газа на подсветку для стабилизации температурного состояния в топке на уровне 850 °С для теплот сгорания ТБО ниже 1650 ккал/кг. Также расчетным путем обоснована высокая степень влияния коэффициента расхода воздуха на температурное состояние топки при прочих равных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Тугов А.Н.* Исследование процессов и технологий энергетической утилизации бытовых отходов для разработки отечественной ТЭС на ТБО автореф. докт. дис. Москва, 2012.– 43 с.
2. *Тугов А.Н.* Использование энергопотенциала твердых бытовых отходов в России и за рубежом. А.Н. Тугов, Ф.В. Москвичев. Энергия: экономика, техника, экология. 2011. – №8. – С. 32–42.
3. *Меллер В.Я.* Пути использования ТБО. В.Я. Меллер. Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики. Сборник Трудов.– Киев, 2016.– С. 200–204.
4. *Магера Ю.М.* Концепция развития завода «Энергия»: ТЭЦ на ТБО. Ю.М. Магера. Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики. Сборник Трудов. – Киев, 2016. С. 208–211.
5. *Ткаченко В.Н.* Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов. В.Н. Ткаченко. Т.13. – Сер. «Задачи и методы: математика, механика, кибернетика». – Киев: Наукова думка, 2008.– 244 с.
6. *Кравцов В.В.* Теплотехника термической переработки твердых топлив: Учебное пособие/ Кравцов В.В., Бирюков А.Б., Дробышевская И.П. – Донецк: Издательство «Ноулидж», 2011. – 170 с.
7. *Бирюков А.Б.* Сжигание и термическая переработка органических топлив. А.Б. Бирюков, И.П. Дробышевская, Ю.Е. Рубан. – Донецк: Издательство «Ноулидж», 2014.– 230 с.
8. *Казанцев Е.И.* Промышленные печи: Справочное руководство для расчета и проектирования, 2-е издание дополненное и переработанное. Е.И. Казанцев.– М.: Металлургия, 1975. – 368 с.

CREATION OF MUNICIPAL SOLID WASTES COMBUSTION PROCESSES CALCULATION MODEL

Magera Y.M.

JSC “Kyivenergo”,
sq. I. Franko, 5, Kyiv, 01001, Ukraine

Calculation model for municipal solid wastes combustion process which main elements are blocks for drawing up municipal solid wastes combustion, natural gas combustion and joint combustion of these fuels material balances and thermal balance of the furnace is created. Adaptation of the model is conducted due to determining of pyrometric coefficient values for different exploitation regimes. For nominal exploitation conditions (for wastes combustion plant “Energiya”) its values is estimated as 0.735. One of the main problems solved by the model is technological challenge whether burning of additional fuel in certain particular case is necessary and determining of its required flow rate. It is also possible to solve a problem of rational values of air flow rate coefficient, maximal capacities of ventilator and exhauster estimation. As a results of calculation series required flow rates of natural gas for furnace heat state stabilization in case when municipal solid wastes heating value is lower then 1650 kcal/kg for conditions of wastes combustion plant “Energiya” are determined.

References 8, figures 3.

Key words: municipal solid wastes, combustion in stagnant layer, furnace temperature level, temperature

level stabilization, mechanical underburning.

1. *Tugov A.N.* Research of processes and technology of municipal solid wastes utilization for working out of domestic TPP using MSW , Avtoref. dokt. dis., Moskva. 2012. 43 p. (Rus.)

2. *Tugov A.N. , Moskvichev A.N.* Use of energy potential of municipal solid wastes in Russia and abroad . Energija: ekonomika, tehnika, ekologija. 2011. №8. P. 32-42. (Rus.)

3. *Meller V.Ja.* Ways of MSW use . Problemy ekologii i ekspluatacii objektov energetiki. Sbornik trudov. Kiev. 2016. P. 200–204. (Rus.)

4. *Magera Ju.M.* Concept of plant “Energiya” development: TPP using MSW . Problemy ekologii i ekspluatacii objektov energetiki. Sbornik trudov. Kiev. 2016. P. 208–211. (Rus.)

5. *Tkachenko V.N.* Mathematical modeling, identification, and control of materials heat processing technological processes . V.13. Ser. «Zadachi i metody: matematika, mehanika, kibernetika».– Kiev: Naukova dumka, 2008. 244 p. (Rus.)

6. *Kravicov V.V., Birjukov A.B., Drobyshevskaja I.P.* Heat engineering of solid fuels thermal processing: Uchebnoe posobie., Doneck: Izdatelstvo «Noulidzh», 2011. 170 p. (Rus.)

7. *Birjukov A.B., Drobyshevskaja I.P., Ruban Ju.E.* Combustion and thermal processing of organic fuels. Doneck: Izdatelstvo «Noulidzh». 2014. 230 p. (Rus.)

8. *Kazancev E.I.* Industrial furnaces: Reference for calculation and design, 2-e izdanie dopolnennoe i pererabotannoe, M.: Metallurgija, 1975. 368 p. (Rus.)

Получено 08.11.2016
Received 08.11.2016

УДК 536.27

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ СТОЧНЫХ ВОД

Басок Б.И.¹, Новицкая М.П.¹, Литвинюк Ю.Н.²

¹ Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03057, Украина

² ООО «Прогресс-ХХІ», ул. Василия Касияна 2/1, оф. 378 г. Киев, 03121, Украина

В роботі розглянуто можливість вилучення теплового потенціалу стічної каналізаційної води для теплозабезпечення будівель. Представлено приклад конструкторського розрахунку рекуперативного теплообмінного апарату, який може вилучати теплоту стічної води каналізаційного колектору. В результаті одержано, що з збільшенням швидкості стічної води за умови рівності інших показників збільшується середній коефіцієнт теплопередачі.

В работе рассмотрена возможность извлечения теплового потенциала сточных канализационных вод для теплообеспечения зданий. Представлен пример конструкторского расчета рекуперативного теплообменного аппарата, который может извлекать теплоту сточных вод канализационного коллектора. Получено что с увеличением скорости сточных вод при прочих равных условиях увеличивается средний коэффициент теплопередачи.

At this article the possibility of energy recuperation from waste water is considered. Example of calculation wastewater heat exchanger is represented. Decrease of the average heat transfer coefficient along with velocity reduction on assumption all other constant rates is obtained.

Библ. 6., табл. 2., рис. 2.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, сточные воды, утилизация теплоты.

Введение

Значительную часть энергопотребления Украины (около 40 %) составляет потребление тепловой и электрической энергии в зданиях и сооружениях. Говоря об энергосбережении в зданиях, обычно имеют ввиду их утепление либо увеличение термического сопротивления оконных конструкций, что позволяет существенно уменьшить затраты на отопление зданий. При этом часть затрат, которая приходится на горячее водоснабжение, рассматривается гораздо реже. А при современных требованиях человека к комфортному проживанию, эта часть не ограничивается только централизованным горячим водоснабжением. В современном жилье существует множество бытовых приборов генерирующих теплую воду (стиральные машины, посудомоечные машины, бойлеры горячей воды, газовые колонки и т.д.). Все это затраты тепловой энергии, прямые потери которой выбрасываются в систему канализационного водоотвода. В настоящее время возрастает интерес к системам сбора и повторного использования этой сбросной тепловой

энергии. [1-6]

Сточные канализационные воды могут служить источником энергии для теплообеспечения зданий при помощи тепловых насосов. Эта технология проста и уже достаточно опробована в мире. Исследования, проведенные в Германии и Швейцарии, показали, что около 3 % от всех зданий могут быть отоплены при помощи тепла сточных вод [1].

Системы и виды существующих систем утилизации теплоты сточных вод

Существуют разные возможности для извлечения теплового потенциала сточных вод. Во-первых, это системы, которые могут быть установлены непосредственно в домах [6]. Также теплота сточных вод может быть отобрана в канализационных коллекторах, ведущих к очистным станциям [2,6]. И в конечном итоге на очистных сооружениях, вариант из возможных проектных решений подобных систем представлен, например, в [3].

Одним из основных элементов в таких системах является теплообменный аппарат. Как

правило, в системах такого типа используются теплообменные аппараты рекуперативного типа, т.е. аппараты в которых две жидкости с различными температурами текут в пространстве, разделенном твердой стенкой. Такие теплообменные аппараты могут быть классифицированы по многим критериям, таким как геометрия аппарата, направление движения жидкости, преобладающий вид теплообмена и т.д. Расчетными параметрами таких теплообменных аппаратов являются температура и расход сточных вод, разница температур между сточными водами и отводящей теплоту жидкостью, геометрические параметры сточной трубы и теплообменного аппарата, наполненность трубы сточных вод, скорости движения обеих жидкостей и т.д.

Характеристики сточных вод, как источника энергии

Сточные воды достаточно редко используются как теплоноситель, в связи с этим в научной литературе можно найти лишь небольшое количество публикаций на эту тему. При проектировании систем энергосбережения, в первую очередь интерес представляют данные о температуре и расходах воды в коллекторах сбора сбросных вод, а также данные об их теплофизических свойствах.

В работе [4] приведены подробные экспериментальные данные о температуре и расходах системы сточных вод г. Болонья, Италия с октября 2005 г. по март 2006 г. Авторы приводят данные об изменениях температуры и расходах сточный

вод, их суточных и сезонных колебаниях. Средняя температура сбросных вод в г. Болонья составляет 20,9 °С в октябре и 13,5 °С в декабре месяце. Авторы экспериментально подтвердили тот факт, что температура сбросных вод существенно зависит от расхода сточных вод и в гораздо меньшей степени зависит от температуры окружающей среды. Существенное же снижение температуры сточных вод было отмечено в сезон дождей, т.к. в г. Болонья система сточных вод объединена с ливневой системой сбора и отвода дождевой воды.

При проектировании теплообменного аппарата в [2] использовались данные о температуре сточных вод в Северном Китае, расчетное значение температуры составляло 12 °С, при этом было отмечено, что минимальное значение в зимний период может достигать значений ниже 10 °С.

В [6] высказано мнение о том, что минимальная температура сточных вод должна быть не менее 12 °С. Также приведены данные о том, что биопленка, образующаяся на стенках трубы сточных вод, снижает коэффициент теплопередачи на 50 %, что в свою очередь становится причиной необходимости увеличить поверхность теплообмена теплообменного аппарата.

Описание исследуемого теплообменного аппарата

В данной работе рассматривается проект рекуперативного теплообменного аппарата, который может использовать теплоту сточных вод канализационного коллектора большого диаметра,

Табл. 1

№ п/п	Наименование		Величина	Значение
1	Q	Тепловая мощность	кВт	130
2	t'_1	Рабочая температура со стороны сточных вод	°С	15
3	Теплоноситель 30 % раствор воды и пропиленгликоля.			
4	t'_2	Температура 30 % раствора воды и пропиленгликоля на входе в теплообменный аппарат	°С	5
5	t''_2	Температура раствора воды и пропиленгликоля на выходе из теплообменного аппарата	°С	10

схема которого представлена на рис. 1. Особенно-стью данной модели теплообменного аппарата является возможность его установки на существующую сточную трубу путем приваривания двух секций теплообменного аппарата с последующим проведением гидравлических испытаний. Рассматриваемый теплообменный аппарат относится к типу аппаратов «труба в трубе». В аппарате сточные воды движутся внутри трубы меньшего диаметра, а охлаждающая их жидкость в межтрубном пространстве – между трубами большего и меньшего диаметров. Жидкости движутся в противоположных направлениях, поэто-

му аппарат следует относить к противоточному типу. Некоторые технические характеристики рассматриваемого аппарата приведены в табл. 1.

Для увеличения коэффициента теплопередачи от стенок металлической трубы, по которой проходит нагревающая жидкость к теплопринимающей жидкости, на поверхность трубы приваривается металлическая спираль, которая образует n витков для движения водного раствора пропиленгликоля в заданном направлении. Для подключения теплообменника предусмотрены металлические фланцы (см. рис. 1. А и Б).

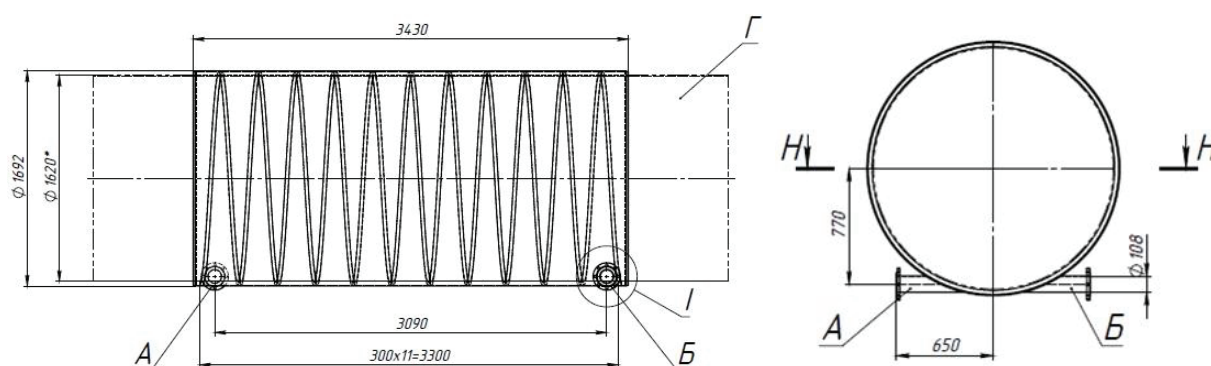


Рис. 1. Общий вид и размеры секции теплообменника.
А – штуцер подвода теплоносителя, Б – штуцер отвода теплоносителя, Г – сточные воды, I – теплообменник.

Расчетные формулы

При расчете теплообменного аппарата такого типа, основными уравнениями являются уравнения теплопередачи и теплового баланса.

$$Q = K \cdot F(t_1 - t_2),$$

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q,$$

$$\text{Где } Q = (Gc_p)\delta t_p,$$

G – расход теплоносителя, c_p – его теплоемкость, F – искомая площадь теплообменного аппарата, K – коэффициент теплопередачи.

Одной из особенностей расчета можно считать определение коэффициента теплопередачи. В данной работе рассчитывался ее осредненный вариант:

$$\bar{K} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где коэффициенты теплоотдачи α_1 – от сточных вод к стенке трубы, и α_2 – от трубы к нагреваемо-

му 30 % раствору воды и пропиленгликоля могут быть определены из уравнений, полученных на основе теории подобия, а более точные значения осредненного коэффициента теплопередачи могут быть получены на основе прямого численного теплофизического моделирования.

В рассматриваемом случае при турбулентном режиме движения в трубах некруглого сечения можно применить следующую формулу:

$$Nu_i = \frac{\alpha_i d_{экви}}{\lambda_i} = 0,021 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,43} \left(\frac{Pr_i}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_1 \varepsilon_2.$$

Эквивалентный диаметр трубы рассчитывается по формуле

$$d_{экви} = \frac{4F_i}{P_i},$$

где F_i – площадь поперечного сечения; P_i – его смачиваемый периметр; ε_1 – поправка, учитывающая изменения среднего коэффициента тепло-

отдачи по длине трубы; ε_2 – поправка, учитывающая центробежные силы.

При этом следует отметить следующую особенность: в связи с тем, что труба сточных вод проектируется таким образом, что ее наполненность варьируется от 0,3 до 0,8 (см. рис. 2.) площадь поперечного сечения трубы сточных вод

необходимо рассчитывать с учётом этого факта. В нижеприведенных таблицах даны основные расчетные данные конструкторского расчета теплообменного аппарата такого типа при различных скоростях движения сточных вод и средней наполненности трубы 0,6 (табл. 2) в трубе диаметром 1,62 м.

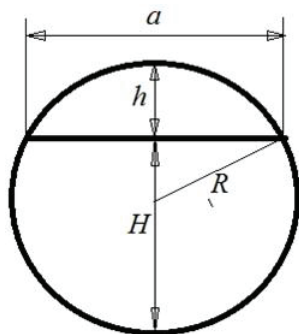


Рис. 2. Сечение трубы сточных вод.
 H – высота наполненности трубы;
 h – высота пустой части сегмента;
 R – внутренний радиус трубы;
 a – длина хорды.

Табл. 2. Данные расчета теплообменного аппарата

Наименование	Обозначение	Величина	H/D=0.6				
Скорость	v	м/с	0,5	0,7	0,9	1,2	1,5
Осредненная температура стенки со стороны сточных вод	$t_{ст1}$	°C	12,3	13,2	13,4	13,7	13,9
Число Нуссельта	Nu_1		2384	3129	3832	4834	5788
Коэффициент теплоотдачи со стороны сточных вод	α_1	Вт/м²К	1132	1487	1821	2297	2750
Осредненная температура стенки со стороны тепловоспринимающей жидкости	$t_{ст2}$	°C	6,9	7,1	7,2	7,3	7,4
Число Нуссельта	Nu_2		127	127	127	127	127
Средний коэффициент теплоотдачи стороны тепловоспринимающей жидкости	α_2	Вт/м²К	1229	1234	1233	1234	1236
Коэффициент теплопередачи	K	м²К/ Вт	341	368	386	408	416
Площадь поверхности теплообмена	F	м²	53	49	46	45	43

Выводы

1. Увеличение скорости сточных вод при прочих равных условиях увеличивает средний коэффициент теплопередачи, и, в свою очередь, уменьшает расчетную площадь теплообмена, необходимую для получения заданной тепловой мощности теплообменного аппарата.

2. Оценочный расчет площади теплообменного аппарата необходимо проводить, основываясь на минимальной скорости сточных вод.

3. Более точные значения осредненного коэффициента теплопередачи могут быть получены на основе численного теплофизического моделирования, например, с помощью коммерческих компьютерных пакетов.

ЛИТЕРАТУРА

1. *F. Schmid*. Sewage water: interesting heat source for heat pumps and chillers, Energy-engineer FH, Swiss Energy Agency for Infrastructure Plants, Zurich, Switzerland, 2009.
2. *Z. Zhuang, D.Sun*. Design and calculation of the sewage heat exchanger based on SCILAB. 2009 IEEE International Workshop on Open-source Software for Scientific Computation.(OSSC), 2009, P. 148–152.
3. *Басок Б.І.* Аналіз технічних характеристик теплонасосної станції, що використовує низькопотенційну теплоту стічних вод Бортницької станції аерації для тепlopостачання житлових мікрорайонів «Осокорки» і «Позняки» м. Києва. Б. І. Басок, М. Ю. Швець, А. А. Барило [та ін.]. Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 6. – С.58–63.
4. *S.Sipolla., M. Maglionico*. Heat Recovery from Urban Wastewater: Analysis of the Variability of Flow Rate and Temperature in the Sewer of Bologna, Italy. *Energy and Buildings* 69 (2014), pp. 122–130.
5. *L. Postrioti, G. Baldinelli, F. Bianchi, G. Buitoni, F.Di Maria, F.Asdrubali*. An experimental setup for the analysis of an energy recovery system from wastewater for heat pumps in civil buildings. *Applied Thermal Engineering* 102 (2016), P. 961–971
6. *D. Stransky I. Kabelkova, V. Bares, G. Stastna, Z. Suchorab*. Suitability of combined sewers for the installation of heat exchangers. *Ecological Chemistry and Engineering Volume* 23, Issue 1, P. 87–98.

CHARACTERISTIC OF HEAT EXCHANGER CALCULATION FOR WASTEWATER HEAT RECOVERY

Basok B.I.¹, Novitska M.P.¹, Litvinuk Y.N.²

¹ Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Zhelyabova str., Kyiv, 03057, Ukraine

² ООО «Прорпекс-XXI», 2/1. Basil Kasiyan st, Kyiv, 03121, Ukraine

At this article the possibility of energy recuperation from waste water is considered. Example of calculation wastewater heat exchanger is represented. The heat balance and heat transfer equation was used to calculate counter flow heat exchanger. The heat transfer coefficient was fined with empirical correlation equation for heat transfer. On assumption all other constant rate the decrease of the average heat transfer coefficient along with velocity reduction was obtained. References 6, tables 2, figures 2.

Key words: heat exchanger, wastewater, heat recovery.

1. *F. Schmid*. Sewage water: interesting heat source for heat pumps and chillers, Energy-engineer FH, Swiss Energy Agency for Infrastructure Plants,

Zurich, Switzerland, 2009.

2. *Z. Zhuang, D. Sun*. Design and calculation of the sewage heat exchanger based on SCILAB. 2009 IEEE International Workshop on Open-source Software for Scientific Computation.(OSSC), 2009, P.148–152.

3. *Basok B.I.* Technical parameters analysis of a heat-pump unit based on low-potential sewage waters utilization at Bortnychi aeration plant for heat supply in Osokorky and Poznyaky regions of Kyiv. *Basok B.I. at all. Promyshlennaya teplotekhnika.* – 2011. – V. 33, № 6. – P.58–63. (Ukr.)

4. *S. Sipolla., M. Maglionico*. Heat Recovery from Urban Wastewater: Analysis of the Variability of Flow Rate and Temperature in the Sewer of Bologna, Italy. *Energy and Buildings* 69 (2014). P. 122–130

5. *L. Postrioti, G. Baldinelli, F. Bianchi, G. Buitoni, F. Di Maria, F. Asdrubali*. An experimental setup for the analysis of an energy recovery system from wastewater for heat pumps in civil buildings. *Applied Thermal Engineering* 102 (2016). P. 961–971

6. *D. Stransky I. Kabelkova, V. Bares, G. Stastna, Z. Suchorab*. Suitability of combined sewers for the installation of heat exchangers. *Ecological Chemistry and Engineering* Volume 23, Issue 1, P. 87–98.

Получено 19.10.2016

Received 19.10.2016

ТЕХНОЛОГІЯ SMART GRID В СИСТЕМАХ МОНІТОРИНГУ ОБ'ЄКТІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ

Бабак В.П., член-кореспондент НАН України, Запорожець А.О., Свердлова А.Д.

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Желябова, 2а, Київ, 03680, Україна

Розглянуто основні джерела та види сигналів, що виникають під час експлуатації теплотехнічного обладнання. Розроблено узагальнену структуру інтелектуальної розподіленої багаторівневої системи моніторингу і діагностики теплотехнічного обладнання, яка узгоджується з принципами концепції «розумних мереж» Smart Grid.

Рассмотрены основные источники и виды сигналов, возникающих при эксплуатации теплотехнического оборудования. Разработана обобщенная структура интеллектуальной распределенной многоуровневой системы мониторинга и диагностики теплотехнического оборудования, которая согласуется с принципами концепции «умных сетей» Smart Grid.

Considered the main sources and types of signals that occurred during the operation of the thermotechnical equipment. Developed the generalized structure of intellectual multilevel distributed system of monitoring and diagnosis of thermotechnical equipment, which is consistent with the principles of the concept of «intelligent networks» Smart Grid.

Бібл. 11, табл. 3, рис. 3.

Ключові слова: система діагностування, теплотехнічне обладнання, розумні мережі, машинне навчання, Smart Grid.

1. Вступ

Сучасний стан теплотехнічного обладнання в країнах пострадянського простору характеризується значним терміном експлуатації і низькою ефективністю. В Україні близько 11 тисяч котлів потужністю від 0,1 Гкал/год до 1 Гкал/год знаходяться в експлуатації більше 20 років, понад 6000 котельних установок функціонують з ККД близько 70 %. Така ситуація призводить до частих неполадок та пошкоджень вузлів і елементів систем теплопостачання.

Технічний стан об'єктів теплоенергетики свідчить про необхідність забезпечення експлуатаційної надійності, довговічності і безпеки теплоенергетичного обладнання, що пов'язано з організацією достовірного контролю роботи енергоустановок та із забезпеченням оптимальних умов їх експлуатації. Для вирішення цього завдання необхідна наявність спеціальних систем моніторингу та діагностування, що дозволяють безперервно контролювати теплотехнічні процеси вироблення, транспортування та споживання теплової енергії; вимірювати основні параметри теплоенергетичних установок, облад-

нання, машин, механізмів та ін.; діагностувати і прогнозувати технічний стан установок та їх вузлів [1].

Для підвищення надійності теплоенергетичного устаткування необхідне накопичення й систематизація ретроспективної інформації про експлуатацію теплотехнічного обладнання. В електроенергетичних системах це завдання вирішується на базі концепції «розумних мереж» Smart Grid, що суттєво підвищує надійність електропостачання та забезпечує безвідмовність роботи системи [2,3].

Таким чином, актуальним завданням в області теплоенергетики є розроблення системи діагностування, контролю та моніторингу теплотехнічного обладнання з урахуванням вимог щодо двостороннього інформаційного обміну між всіма елементами «розумної мережі», а також децентралізації обчислюваних та інформаційних ресурсів.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В наукових працях [4-9] представлені різні підходи до діагностування технічного стану

енергетичного устаткування. Так, в роботі [4] проведено аналіз існуючих методів та способів діагно-стування систем електропостачання, визначені основні переваги та недоліки існуючих методів. В [5] розроблено алгоритм та систему контролю термонапруженого стану обладнання для організації оброблення експериментальної та експериментально-розрахункової інформації про процеси реального механічного навантаження елементів та вузлів конструкції в процесі експлуатації для контролю та врахування накоплених в металі пошкоджень. Використання отриманої експериментальної інформації в більшості випадків має непрямий характер. Перспективність застосування систем автоматичного керування та регулювання теплоенергетичними установками на базі мікропроцесорної техніки наведено в [6]. Проаналізовано вплив таких систем на динамічні показники генераторів теплової енергії, показники паливної економічності та токсичності відхідних газів. Значна увага приділяється методам інфрачервоної діагностики теплоенергетичного обладнання [7,8]. Актуальними є розробки систем діагностування технічного стану трансформаторного обладнання високої напруги [9]. Проводяться інтенсивні пошуки різних підходів та методів реалізації інформаційних технологій, в т.ч. використання потужних технічних комплексів включаючи технології Smart Grid [10].

Таким чином, актуальним на даний час в теплоенергетиці є проблема розроблення систем діагностування, що базуються на концепції «розумних мереж» з можливістю застосування підходів, інструментів та методів обробки струк-

турованих та неструктурованих даних.

3. Мета та завдання дослідження

Проведені дослідження мали на меті встановити підходи до розроблення багаторівневої системи діагностування теплотехнічного обладнання шляхом застосування концепції «розумних мереж» Smart Grid при генеруванні, транспортуванні та споживанні теплової енергії.

Для досягнення мети ставилися наступні завдання:

- дослідити основні інформаційні параметри теплотехнічного обладнання;
- розробити ієрархічну структуру теплоенергетичної системи, що діагностується;
- розробити структуру багаторівневої системи діагностування, що базується на застосуванні концепції «розумних мереж» Smart Grid.

4. Результати досліджень

Технічний стан кожного об'єкта характеризують різні фізичні величини – механічні, гідромеханічні, аеромеханічні, термодинамічні, електричні, електромагнітні, оптичні, акустичні та ін., аналіз яких дає змогу обґрунтувати множину діагностичних параметрів. Використання методів неруйнівного контролю дозволяє отримати значення діагностичних параметрів для визначення технічного стану без його демонтажу. Основними критеріями відбору тих чи інших фізичних величин як діагностичних параметрів є використання тих фізичних полів і явищ, які максимально чутливі до зміни стану матеріалу, умов навантаження, експлуатації та ін., можливість визначення фізичних параметрів без

Таблиця 1. Розподіл відмов обладнання енергоблоків

Елементи	Співвідношення відмов, %
Поверхні нагрівання	79,2
Додаткове устаткування	3,5
Паливоподача, газопровід	2,0
Регенеративні повітропідігрівники	0,1
Обмуровка	0,3
Арматура	4,9
Автоматика	7,4
Інше	2,6

руйнування зразків.

Дослідження основних причин несправностей котельних установок дозволило виявити вузли та їх елементи, де найчастіше виникають дефекти: поверхні нагрівання котлів, системи паливоподачі, допоміжне устаткування, автоматика та ін. До основних причин відмов котлів

можна віднести неполадки пароперегрівника (стельового, ширмового, конвективного), екранних труб (випарні екрани), економайзера, труб, що не обігріваються та інше. В табл. 1 та 2 наведені дані щодо розподілу відмов обладнання енергоблоків та елементів котлів електростанцій відповідно.

Таблица 2. Розподіл відмов елементів котлів електростанцій

Елементи	Співвідношення відмов, %
Економайзер	30...35
Випарні екрани	14...30
Пароперегрівач	20...40
Труби, що не обігріваються	3...8
Інші елементи	5...6

Інформативність ознак, сформованих на образних діагностичних параметрах, визначає сукупність вимірюваних фізичних величин, які використовуються надалі для визначення технічного стану об'єктів. Вимірювання відібраних параметрів, як діагностичних фізичних величин, є основою різних методів і засобів технічного діагностування.

До основних параметрів теплотехнічного обладнання, яке діагностується, слід віднести:

- загальні параметри – коефіцієнти економичності, пов'язані з факторами технологічного процесу;
- характеристики властивостей металоконструкцій – твердість, повзучість, тріщиностійкість, наявність дефектів типу раковин, непроварів, окалин поверхонь нагріву;
- геометричні параметри конструкцій – діаметр і товщина стінки труб, відносні зміщення окремих вузлів;
- параметри теплофізичних процесів – температура зон перегрівів поверхонь нагріву і паропроводів;
- параметри хімічних процесів та речовин – стан води охолоджуючих середовищ;
- параметри шумових процесів – поява сигналів акустичної емісії, акустичних сигналів витоку, шумів закипаючої рідини, шумів в трубопроводах та ін.;
- параметри вібрації – вібрації котла, трубопроводів, вентиляторів, димососів.

Для вирішення завдань моніторингу і діагностування великих теплоенергетичних систем доцільно використовувати методологію системного підходу. Одним з його основних положень є виділення в теплоенергетичній системі декількох рівнів ієрархії. На рис. 1 приведена ієрархічна структура теплоенергетичної системи великого промислового підприємства. Елементи V рівня самі по собі є складними установками (наприклад, парова турбіна) і можуть піддаватися подальшій деталізації на більш низьких рівнях.

До завдань ієрархічних рівнів II-IV відносяться такі, наприклад, як розподіл різних видів палива між окремими споживачами; вибір складу і профілю основного енергетичного обладнання; оптимізація параметрів і виду теплової схеми ТЕС ПП та ін. До завдань рівня V і нижчих ієрархічних рівнів відносяться вибір оптимальних термодинамічних і конструктивних параметрів конкретного теплоенергетичного обладнання з визначеними на рівнях II-IV параметрами.

Такий підхід до розгляду теплоенергетичної системи дозволяє використовувати технологію Smart Grid для діагностування окремих рівнів.

Поява і розвиток концепції Smart Grid є природним етапом еволюції теплоенергетичної системи, обумовленим з одного боку очевидними потребами і проблемами поточного теплоенергоринку, а з іншого боку технологічним прогресом, в першу чергу в області комп'ютерних та

інформаційних технологій.

Діючу теплову енергетичну систему без Smart Grid можна охарактеризувати як пасивну і централізовану, особливо в частині останнього ланцюга – від розподільних мереж до споживачів.

Саме в цій частині ланцюга постачання теплової енергії технологія Smart Grid найбільш істотно змінює принципи функціонування, пропонуючи нові підходи активної і децентралізованої взаємодії.

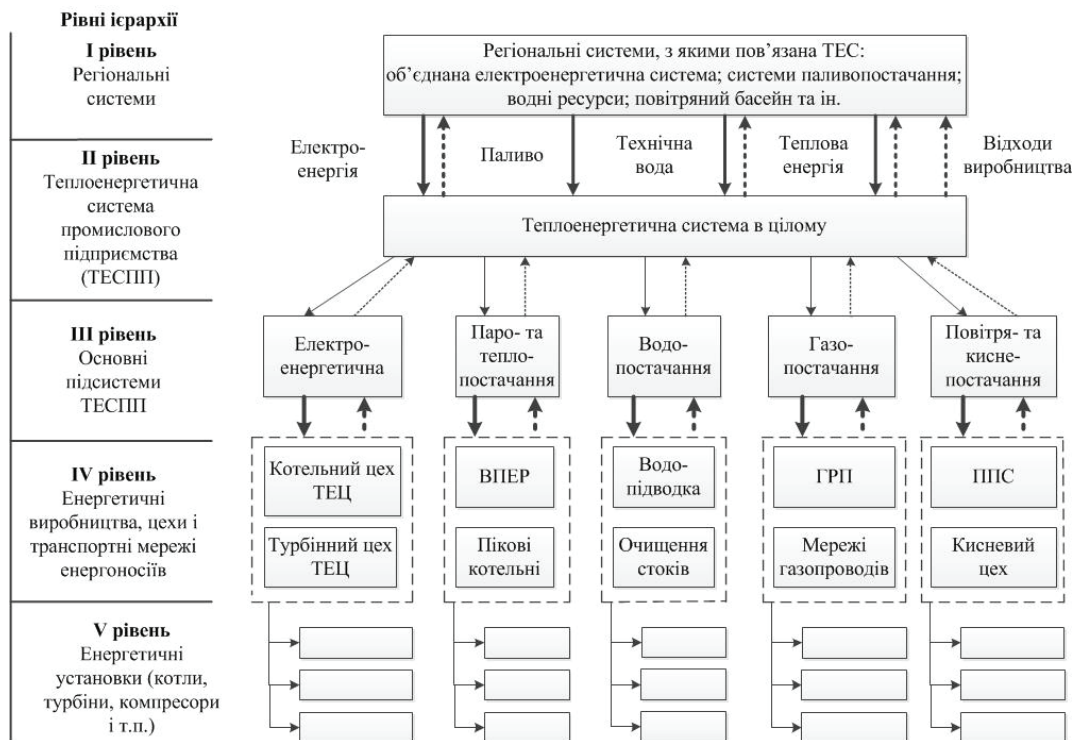


Рис. 1. Ієрархічна структура теплоенергетичної системи.

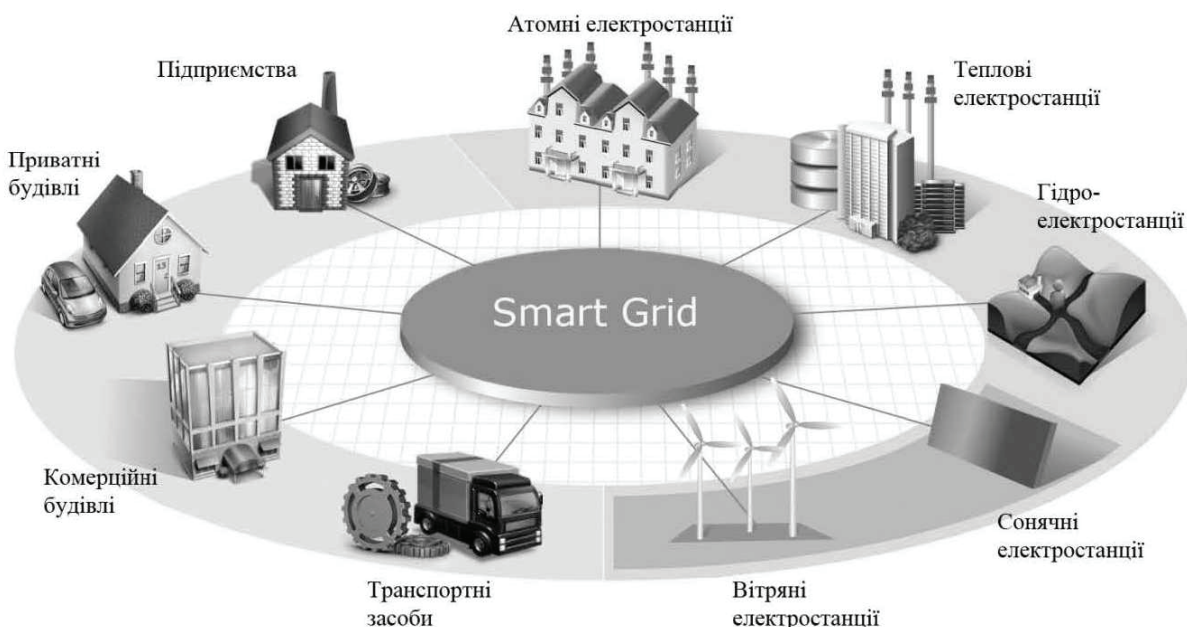


Рис. 2. Ілюстрована схема напрямів застосування технології Smart Grid.

Технологія Smart Grid (рис. 2) характеризується кількома інноваційними властивостями, що відповідають новим потребам ринку, серед яких:

1. Активна двонапрямлена схема взаємодії в реальному масштабі часу та інформаційного обміну між всіма елементами (учасниками мережі) – від виробників теплової енергії до кінцевих споживачів.

2. Охоплення всього технологічного ланцюга теплоенергетичної системи: виробників теплової енергії, розподільчих мереж і кінцевих споживачів.

3. Для забезпечення інформаційного обміну даними в Smart Grid передбачено використання цифрових комунікаційних мереж та інтерфейсів обміну даними. Однією з найважливіших цілей Smart Grid є забезпечення практично безперервного керованого балансу між попитом і пропозицією теплової енергії. Для цього елементи мережі повинні постійно обмінюватися між собою інформацією про параметри теплової енергії, режими споживання і генерації, кількість спожитої енергії і планове споживання, комерційною інформацією.

4. Smart Grid вміє ефективно захищатися і самовідновлюватися від великих збоїв, природних катаклізмів, зовнішніх загроз.

5. Технологія Smart Grid сприяє оптимальній експлуатації інфраструктури теплоенергетичної системи та розподілу теплової енергії між споживачами з урахуванням їх пріоритету.

6. З точки зору загальної економіки Smart Grid сприяє появі нових ринків, гравців і послуг.

Технологія Smart Grid функціонує через систему спеціальних «розумних» лічильників, встановлених на підприємствах і в житлових приміщеннях. Вони інформують про рівень споживання теплової енергії, що дозволяє коригувати використання теплотехнічне обладнання в часі і розподіляти теплову енергію в залежності від потреб.

При цьому загальна функція управління, що включає об'єкти генерування, транспортування та споживання теплової енергії, може бути представлена системою рівнянь [11]:

$$\begin{cases} J(t) = A(t) + M(N_{tr}, t) \rightarrow \min; \\ A(t) = \frac{(C_e + C_{ia} + C_s) \cdot \Delta t}{n_c \cdot T} + R(t) + \Delta S; \\ M(N_{tr}, t) = C_r^i(t, G_c^i) \cdot \frac{N_{tr} \cdot \Delta t}{R_i \cdot \eta_i}, \end{cases}$$

де $A(t)$ – адитивні витрати, що залежать тільки від часу, $M(N_{tr}, t)$ – мультиплікативні витрати, що залежать від потужності, N_{tr} – необхідна сумарна потужність споживачів, C_e – вартість обладнання, C_{ia} – вартість монтажу та наладки обладнання, C_s – вартість обслуговування системи за період T , n_c – кількість споживачів, $R(t)$ – надійність системи, ΔS – вартість додаткових ресурсів для забезпечення технологічних процесів та компенсації витрат, $C_r^i(t, G_c^i)$ – поточна вартість i -го енергоресурсу за звітний період, R_i – питома енергоемність i -го енергоресурсу, η – ККД процесу отримання теплової енергії.

Величина ΔS може акумулювати різні затрати, серед яких: вартість холодної води для компенсації фізичних втрат в тепловій мережі; вартість енергоресурсів, що йдуть на нагрівання холодної води до нормативної температури; вартість електроенергії, що затрачається на роботу насосів та ін.

Новітні інформаційні системи в енергетиці охоплюють великі масиви даних, Інтернет, безпроводні мережі передачі даних, «хмарні» комп'ютерні технології тощо. Зокрема, в останні роки суттєво збільшилось використання безпроводних сенсорів та іншого апаратного обладнання теплоелектричних станцій. Вони вимірюють та передають на диспетчерський пульт велику кількість інформації: дані про температуру, тиск в трубопроводній системі, вібраційні характеристики та інші. Маючи таку інформацію від безпроводних сенсорів, яку в багатьох випадках не можна отримати в інший спосіб, системи моніторингу, контролю та діагностики протягом певного періоду здатні забезпечити більш ефективне оцінювання необхідності профілактичних робіт на теплоенергетичному устаткуванні за рахунок накопичення статистичної інформації, яка відображає функціональні залежності зміни діагностичних параметрів в часі і просторі.

Виходячи з вищесказаного, концепція Smart

Grid суттєво змінює вимоги до надійності обладнання теплоенергетичних мереж, а відповідно і вимоги до засобів її забезпечення (табл. 3).

Зокрема, в рамках традиційного підходу обслуговування обладнання здійснювалося, в основному, на основі планово-попереджувальних ремонтів, а засоби технічного діагностування використовувалися для пошуку дефектів уже після виведення об'єкта з роботи. Особливо відпові-

дальне обладнання оснащене власними системами контролю та моніторингу, які забезпечують аварійну сигналізацію при виникненні нештатних ситуацій, але мають недостатньо засобів для виявлення, класифікації та локалізації дефектів. В рамках концепції Smart Grid передбачається, що обслуговування та ремонт будуть здійснюватися за фактичним станом. Для цього значно більша частина обладнання буде

Таблиця 3. Порівняння традиційного і нового підходів до обслуговування теплоенергетичного обладнання і забезпечення його надійності

В рамках традиційного підходу	В рамках концепції Smart Grid
▪ функціональне діагностування (постійно або періодично) лише для особливо відповідальних об'єктів ▪ система планово-попереджувальних ремонтів ▪ тестове діагностування (під час планових зупинок) ▪ локальні системи діагностування, захисту та автоматики для особливо відповідальних об'єктів	° діагностування та віддалений моніторинг стану для широкого класу обладнання ° обслуговування та ремонт за фактичним станом ° адаптивні розподілені системи ° забезпечення надійності (діагностування, моніторинг стану, самовідновлення де це можливо)

охоплена системами забезпечення надійності, які будуть здійснювати постійний чи періодичний контроль його фактичного технічного стану. Крім того, самі ці системи будуть мати більше можливостей: двосторонній обмін інформацією на всіх рівнях, віддалений моніторинг стану, прогнозування відмов, планування необхідності у запасних частинах, оцінка залишкового ресурсу, забезпечення можливості самовідновлення обладнання (при умові відповідного резервування).

В зарубіжній англомовній літературі перелічені вище задачі об'єднують під загальною назвою "Asset Management". Зараз активно ведуться як інженерні, так і наукові роботи в даному напрямку, причому їх автори пов'язують свої результати саме з реалізацією ключових моментів концепції Smart Grid. Провідні виробники теплоенергетичного обладнання вже зараз пропонують ряд програмних продуктів, призначених для збору та узагальнення статистичної інформації про умови експлуатації та фактичний

стан різноманітного обладнання теплоенергетичних мереж.

Потреба в оснащенні широкого кола різноманітного теплоенергетичного обладнання системами діагностування, моніторингу та контролю стану зумовлює те, що ці системи повинні бути адаптивними. Важливу роль у забезпеченні широких можливостей систем нового покоління буде відігравати розподіл обчислювальних ресурсів між різними системами діагностування, моніторингу та контролю на різних рівнях ієрархії теплоенергетичної системи.

Суть розроблюваної системи діагностування теплоенергетичного обладнання полягає в моніторингу і прийнятті діагностичних рішень на кожному з окремих ієрархічних рівнів, що дозволяє виявити, локалізувати та усунути дефекти до того, як об'єкти діагностування перейдуть до несправного стану.

Виходячи з ієрархії обладнання ТЕС, система вимірює діагностичні сигнали, які несуть інформацію про фактичний стан вузлів устат-

кування, яке діагностується. Таким чином, до складу системи можуть бути включені сенсори тих фізичних величин, які використовуються для діагностування конкретно заданої системи. Залежно від об'єкта діагностування до складу системи можуть входити:

- термопари або терморезистори – для вимірювання температури;
- акселерометри – для вимірювання параметрів вібрацій;
- вимірювальні мікрофони – для визначення рівня акустичних шумів;
- сенсори електричних величин – для вимірювання параметрів функціонування трансформаторів;
- сенсори тиску – для контролю за розрідженням в топці;
- сенсори газів – для визначення концентрації шкідливих речовин в димовому тракті;
- лічильники теплової енергії – для визначення поточного режиму роботи теплотехнічного обладнання та ін.

Сучасні системи діагностування практично завжди будуються на основі деякого цифрового засобу обчислення (мікроконтролера, персонального комп'ютера, промислової робочої станції тощо). Для системи діагностування, яка відповідає основним принципам концепції Smart Grid, ця вимога є обов'язковою, оскільки в рамках «розумних мереж» обмін інформацією здійснюється в цифровій формі. Таким чином, виміряні сигнали повинні перетворюватися в цифрову форму з метою подальшого опрацювання в обчислювальному ядрі системи. Кінцевий етап оброблення інформації в системі діагностування – це відображення отриманих результатів для користувачів різних рівнів. Для цього в структуру системи включаються відповідні засоби, які, зокрема повинні забезпечувати авторизацію користувачів системи, розподіл прав доступу, захист інформації.

Слід зазначити, що в системах діагностування складних об'єктів може вимірюватися значна кількість діагностичних сигналів, що призво-

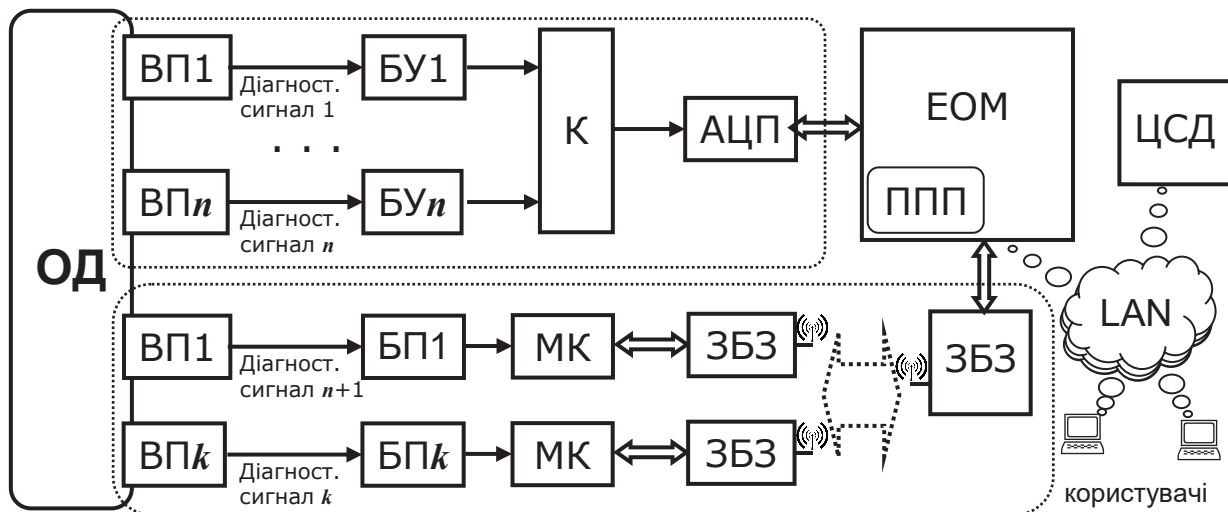


Рис. 3. Структура багаторівневої системи діагностування теплотехнічного обладнання.

дить до необхідності обміну між компонентами системи інформацією у значних обсягах. Для зменшення навантаження на канали зв'язку застосовується одним з основних принципів концепції Smart Grid – принцип децентралізації обчислювальних ресурсів.

Таким чином, структуру розроблюваної системи діагностування можна умовно розділити на

ієрархічні рівні, аналогічно тому, як це було зроблено вище щодо теплотехнічного обладнання теплоенергетичної системи (рис. 3).

Розподіл функцій між ієрархічними рівнями системи доцільно організувати таким чином:

- рівень I (вимірювальні перетворювачі (ВП)) – первинний відбір діагностичної інформації (вимірювання діагностичних сигналів,

підсилення, аналогова фільтрація, перетворення в цифрову форму);

- рівень II (дротова та бездротова місцева система діагностування (МСД)) – накопичення, повноцінна обробка і глибокий аналіз даних, швидке реагування на аварійні сигнали з нижчого рівня, прийняття діагностичних рішень по об'єкту діагностики в цілому, архівація статистичних даних, прогнозування надійності та оцінювання залишкового ресурсу обладнання, планування ремонтних робіт;

- рівень III (центральна система діагностування (ЦСД)) – представлення даних різним користувачам (у тому числі територіально віддаленим, наприклад через Web технології) з обмеженням прав доступу в залежності від службових обов'язків.

Для відображення інформації локальним користувачам (наприклад, обслуговуючому персоналу), а також для обміну інформацією з центральною системою діагностування ТЕЦ всі МСД включаються в локальну мережу, що працює на основі Ethernet.

Для надання можливості обміну інформацією із зовнішніми користувачами (це можуть бути як люди, так і пристрої, що працюють за межами даної ТЕЦ, але об'єднані в «розумну мережу»), ЦСД має зв'язок з глобальною мережею (Internet). Через це виникає ряд серйозних проблем забезпечення захисту інформації та уникнення можливих терористичних атак. Для розв'язання цих проблем використовуються спеціальні апаратні засоби захисту мережі.

Система діагностування теплотехнічного обладнання може функціонувати як із дротовою, так і з бездротовою МСД. Дротова МСД складається з блоку узгодження (БУ), комутатору (К), аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) та електронно-обчислювальної машини (ЕОМ). Бездротова МСД складається з блоку перетворення (БП), мікроконтролера (МК), засобів бездротового зв'язку (ЗБЗ) та ЕОМ. Використання як дротових, так і бездротових МСД дозволяє значно розширити клас діагностованого теплоенергетичного обладнання.

Врахування ступеня критичності дефектів на етапі розроблення системи дає можливість спростити її структуру; зменшити обсяги

інформації, які обробляються в системі і передаються між її ієрархічними рівнями; і в кінцевому підсумку знизити вартість системи за одночасного збереження на достатньому рівні її функціональності.

Головними перевагами запропонованої системи діагностування теплоенергетичного обладнання на базі технології Smart Grid є:

- надійність (Smart Grid запобігає масовому відключенню теплоенергії);

- безпека (Smart Grid постійно контролює всі елементи мережі з точки зору безпеки їх функціонування);

- енергоефективність (зниження споживання теплової енергії; оптимальне споживання призводить до зниження потреб в генеруючих потужностях);

- екологічність (досягається на рахунок зниження кількості і потужності генеруючих елементів мережі; призводить до зниження концентрації шкідливих речовин в навколишньому середовищі (CO , NO_x , C_xH_y , H_2 , S та ін.);

- фінансова економічність (зниження операційних витрат; споживачі мають точну інформацію про вартість і можуть оптимізувати свої витрати на теплову енергію; бізнес, в свою чергу, може оптимально планувати і формувати витрати на експлуатацію та розвиток генерації та розподільчих мереж).

5. Висновки

1. Проведені дослідження основних інформаційних параметрів теплотехнічного обладнання. Показано, що функціонування багаторівневої системи діагностування теплотехнічного обладнання базується на основі даних про: температуру нагрівальних поверхонь; параметри вібраційних процесів (вібрації котла, трубопроводів, вентиляторів, димососів), рівні акустичних шумів (акустичні сигнали витоку, шуми закипаючої речовини, шуми в трубопроводах), тиск в топці, концентрацію газів у димовому тракті, кількість виробленої, транспортованої та спожитої теплової енергії та ін.

2. Розроблено ієрархічну структуру теплоенергетичної системи, що дозволило застосувати концепцію «розумних мереж» (Smart Grid) для діагностування теплотехнічного

обладнання.

3. Запропоновано структуру багаторівневої системи діагностування, що базується на використанні концепції «розумних мереж» (Smart Grid). Застосування системи дозволяє проводити: первинний відбір та підготовку діагностичних сигналів, включаючи перетворення в цифрову форму; математичну обробку, прийняття проміжних діагностичних рішень, сигналізацію про можливі дефекти; накопичення, повноцінну обробку і глибокий аналіз даних, швидке реагування на аварійні сигнали з нижчого рівня, прийняття діагностичних рішень по об'єкту діагностики в цілому, архівацію статистичних даних, прогнозування надійності та оцінювання залишкового ресурсу обладнання, планування ремонтних робіт; представлення даних різним користувачам і забезпечення захисту системи та її інформації від можливих зовнішніх втручань.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Інформаційне забезпечення моніторингу об'єктів теплоенергетики*: Монографія / В.П. Бабак, С.В. Бабак, В.С. Берегун та ін.; за ред. чл.-кор. НАН України В.П. Бабака. – К.: Поліграф-Сервіс. – 2015. – 512 с.
2. *Стогній Б.С.* Основи моніторингу в електроенергетиці. Про поняття моніторингу / Б.С. Стогній, М.Ф. Сопель // *Технічна електродинаміка*. – 2013. – №1. – С. 62–69.
3. *Інтелектуальні електричні мережі: елементи та режими*: За заг. ред. акад. НАН України О.В. Кириленка. – К.: Ін-т електродинаміки НАН України, 2016. – 400 с.
4. *Ершов С.В.* Анализ методик и подходов к проблеме диагностирования технического состояния сетей электроснабжения / С.В. Ершов, А.М. Дмитриев // *Известия ТулГУ. Технические науки*. – 2014. – №8. – 88–97.
5. *Повгородний В.О.* Система диагностики энергетического оборудования / В.О. Повгородний // *Вестник двигателестроения*. – 2014. – №2. – 238–242.
6. *Марков В.А.* Направления совершенствования систем автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок / В.А. Марков, В.И. Шатров // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение»*. – 2015. – №5. – 128–148.
7. *Михайлова Н.Л.* Инфракрасная диагностика теплоэнергетического оборудования / Н.Л. Михайлова, Н.С. Черницов, Д.А. Логваль, А.А. Трофимов, А.А. Шестаков // *Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук*. – 2016. – №1–2. – 103–105.
8. *Ahmed Md.A.* Recursive construction of outputcontext fuzzy systems for the condition monitoring of electrical hotspots based on infrared thermography / Md.A. Ahmed, A.S.N. Huda, N.A.M. Isa // *Engineering Applications of Artificial Intelligence*. – 2015. – Т.39. – 120–131.
9. *Khramshin V.R.* Monitoring technical state of the power transformers is a necessary condition of the Smart-Grid technology introduction within the industrial electric networks / V.R. Khramshin, S.A. Evdokimov, A.A. Nikolaev, A.A. Nikolaev, A.S. Karandaev // *Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering Conference (EIConRusNW), 2015 IEEE NW Russia*. – St. Petersburg. – 2015. – 214–220.
10. *Mariam L.A* Review of Existing Microgrid Architectures / L. Mariam, M. Basu, M.F. Conlon // *Journal of Engineering*, vol. 2013, Article ID 937614, 2013. – 8.
11. *Бабич С.В.* Управление системой тепло-снабжения города за счет целевой оптимизации структуры технических средств / С.В. Бабич // *Автоматизация технологических и бизнес-процес-сов*. – 2015. – Т.7, №1. – 41–45.

SMART GRID TECHNOLOGY IN MONITORING OF POWER SYSTEM OBJECTS

Babak V.P., Zaporozhets A.O., Sverdlova A.V.

Institute of Engineering Thermophysics NAS of
Ukraine, Zhelyabov str., 2a, Kiev. 03570, Ukraine

Considered the modern techniques and approaches to diagnosing the technical condition of heating systems. Proposed the approach to diagnosing the heating equipment based on the using of «intelligent networks» Smart Grid. Analyzed the main causes of boilers and boiler power elements faults and set parameters of the relevant information of the thermotechnical equipment. Developed the generalized hierarchical structure of the heating system, that allowing Smart Grid concept applied to diagnose the state of the thermotechnical equipment. Developed the structure of multi-level diagnostic systems based on the application of the concept of «intelligent networks» Smart Grid. The application of the developed system can significantly reduce the installation type and location of the defect and ensure the functioning of the heating system as a whole (in case of defect) by disconnecting disabled node.

References 11, tables 3, figures 3.

Key words: diagnostic system, monitoring, heating energy, intelligent networks, Smart Grid.

1. *Informacijne zabezpechennja monitoryngu ob'ektiv teploenergetyky*: Monografija, [Information management of power system objects monitoring: Monograph], V.P. Babak, S.V. Babak, V.S. Beregun ta in.; za red. chl.-kor. NAN Ukrai'ny V.P. Babaka, K.: Poligraf-Servis, 2015, 512 p. (Ukr.)

2. *Stognij B.S, Sopel' M.F. Osnovy monitoryngu v elektroenergetycki. Pro ponjattja monitoryngu*, [Fundamentals of monitoring in electric power industry. On the concept of monitoring] *Tehnichna elektrodynamika*, [Technical electrodynamics], 2013, №1, P. 62–69. (Ukr.)

3. *Intelektual'ni elektrychni merezhi: elementy ta rezhymy* [Intelligent electricity networks: elements and modes], za zag. red. akad. NAN Ukrai'ny O.V. Kyrylenka, K.: In-t elektrodynamiky NAN

Ukrai'ny, 2016, 400 p. (Ukr.)

4. *Ershov S.V., Dmitriev S.V. Analiz metodik i podhodov k probleme diagnostirovanija tehničeskogo sostojanija setej jelektrosnabzhenija* [Analysis of the methods and approaches to the problem of diagnosing the technical condition of power supply networks], *Izvestija TulGU. Tehničeskie nauki* [Proceedings of TSU. Technical science], 2014, №8, P. 88–97. (Rus.)

5. *Povgorodnij V.O. Sistema diagnostiki jenergetičeskogo oborudovanija* [Power equipment diagnostic system], *Vestnik dvigatelestroenija* [Vestnik of engine], 2014, №2, P. 238–242. (Rus.)

6. *Markov V.A., Shatrov V.A. Napravlenija sovershenstvovanija sistem avtomatičeskogo upravlenija i regulirovanija teplojenergetičeskikh ustanovok* [Directions of perfection of automatic control and regulation of thermal power plants], *Vestnik MGTU im. N.Je. Bauman. Ser. «Mashinostroenie»* [Vestnik MSTU N.E. Bauman. Ser. "Engineering"], 2015, №5, P. 128–148. (Rus.)

7. *Mihajlova N.L., Chernicov N.S., Logval' D.A., Trofimov A.A., Shestakov A.A. Infraškrasnaja diagnostika teplojenergetičeskogo oborudovanija* [Infrared diagnostic of thermal power equipment], *Aktual'nye problemy gumanitarnyh i estestvennyh nauk* [Actual problems of the humanities and natural sciences], 2016, №1–2, P. 103–105.

8. *Ahmed Md.A., Huda A.S.N., Isa N.A.M. Recursive construction of outputcontext fuzzy systems for the condition monitoring of electrical hotspots based on infrared thermography*, *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 2015, Vol.39, P. 120–131.

9. *Khramshin V.R., Evdokimov S.A., Nikolaev A.A., Nikolaev A.A., Karandaev A.S. Monitoring technical state of the power transformers is a necessary condition of the Smart-Grid technology introduction within the industrial electric networks*, *Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering Conference (EIconRusNW)*, 2015 IEEE NW Russia, P. 214–220.

10. *Mariam L., Basu M., Conlon M.F. A Review of Existing Microgrid Architectures*, *Journal of Engineering*, Vol. 2013, 2013, P. 8.

11. *Babych S.V. Upravlenye systemoj*

teplosnabzheniya goroda za schet celevoj
optymizacyy struktury tehnyeskyh sredstv
[Management of heating city system by optimizing
the structure of the target hardware], Avtomatyzacija
tehnologichnyh i biznes-procesiv [Automation
technology and business processes], 2015, Vol. 7,
№1. P. 41–45. (Rus.)

Получено 16.11.2016

Received 16.11.2016

К 85-летию со дня рождения академика НАН Украины А.А. Долинского. № 4. С.3

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

Долинский А.А., Фиалко Н.М., Динжос Р.В., Навродская Р.А.

Температурные зависимости коэффициентов теплопроводности полимерных микро- и нанокомпозитов для теплообменных аппаратов. № 1. С.5

Авраменко А.А., Ковецкая М.М., Кондратьева Е.А., Тыринов А.И.

Теплообмен при течении воды сверхкритического давления в трубе в режимах с изменением тепловой нагрузки. №1. С.15

Ободович А.Н., Фищенко А.Н., Сидоренко В.В.
Влияние механизмов ДИВЭ на скорость массопереноса и рост микроорганизмов. № 1. С.25

Авраменко А.А., Тыринов А.И., Дмитренко Н.П., Кравчук А.В.

Влияние ионов примеси на количество одородных связей. № 2. С.20

Авраменко А.О., Тирінов А.І., Дмитренко Н.П., Кравчук О.В.

Застосування методу ґраток Больцмана до аналізу течії нанорідини в каналі між коаксіальними циліндрами. № 3. С.3

Фиалко Н.М., Пиоро И.Л., Майсон Н.В., Меранова Н.О.

Моделирование течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических давлениях. № 3. С.10

Ободович А.Н., Мудрак Т.Е., Сидоренко В.В.
Особенности гидродинамической обработки питательных сред в роторно-пульсационном аппарате. № 3. С.20

Фиалко Н.М., Пиоро И.Л., Майсон Н.В., Меранова Н.О., Шараевский И.Г.

Влияние массовой скорости потока на характеристики течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических параметрах. № 4. С.5

Воскобійник В.А., Воскобійник А.В.

Поле швидкості та вихровий рух усередині напівциліндричної траншеї. № 4. С.13

Фиалко Н.М., Пиоро И.Л., Шеренковский Ю.В., Майсон Н.В., Меранова Н.О., Шараевский И.Г.

Влияние теплового потока на стенке канала и давления воды на характеристики течения и теплообмена в гладких трубах при сверхкритических параметрах. № 5. С.5

Горбунов А.Д., Уклеина С.В., Сорохманюк А.И.

К расчету полей температур и термических напряжений при переменных коэффициенте теплообмена и температуре среды. № 5. С.14

Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Майсон Н.В., Меранова Н.О., Тимошенко А.Б.

Тепломассообменные процессы в цилиндрических горелочных устройствах с нишевыми полостями. № 6. С.3

Авраменко А.О., Тирінов А.І., Дмитренко Н.П., Кравчук О.В.

Динаміка розгінної течії в мікроциліндрі, що починає раптово обертатися. № 6. С.14

Кравчук А.В.

Монте–Карло моделирование теплообмена наножидкости в канале. № 6. С.21

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Грабов Л.М., Посулько Д.В., Степанова О.Є.

Використання методів термоконтантного нагрівання та дискретно-імпульсного введення енергії в технології одержання супозиторіїв. №1. С.31

Басок Б.И., Гоцуленко В.В.

Теплофизическая модель автоколебаний в рекуперативных теплообменниках холодильников промышленных агрегатов. № 2. С.26

Ободович А.Н., Фищенко А.Н., Сидоренко В.В.

Исследование абсорбции кислорода воздуха в ферментационном аппарате с дискретно-импульсным вводом энергии. № 2. С.33

**Долинский А.А., Ободович А.Н.,
Фищенко А.Н., Сидоренко В.В.**

Сравнение эффективности аэрации культуральной среды в массообменных установках с дискретно-импульсным вводом энергии при культивировании хлебопекарских дрожжей. № 4. С.23

Горобец В.Г., Богдан Ю.А., Троханяк В.И.

Численное моделирование и экспериментальное исследование процессов гидродинамики и теплообмена в теплообменных аппаратах новой конструкции. № 5. С.21

Абаржи И.И.

О процессах дробления в ударно-центробежных установках. № 6. С.30

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА СУШКИ

Бошкова И.Л., Волгушева Н.В.

Циклическая микроволновая сушка плотного слоя зерновых материалов. № 4. С.31

Смирнов Г.Ф., Зыков А.В., Резниченко Д.Н.

Проблема выбора лучшего технического решения для обеспечения вакуум-выпарной установки подводом тепла. № 5. С.32

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

**Халатов А.А., Сєвєрін С.Д., Кочура Ю.П.,
Бродецький П.І.**

Аналіз політропного субатмосферного термодинамічного циклу ГТУ з тепломасообмінним апаратом Майсоценка. №1. С.41

Євтушенко О.В.

Дослідження теплообмінника із заданим законом розподілення коефіцієнтів теплопередачі вздовж поверхні теплообміну. № 3. С.27

Виноградов А.Г., Яхно О.М.

Влияние процессов радиационного нагрева и испарения капель на экранирующие свойства противопожарных водяных завес. № 3. С.35

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ И СЖИГАНИЕ ТОПЛИВА

Садовенко И.А., Инкин А.В.

Перспективы использования тепловой энергии водоносных горизонтов при подземном сжигании угля. № 2. С.39

**Левтеров А.М., Авраменко А.Н.,
Мараховский В.П., Бганцев В.Н.**

Численное моделирование процессов тепло- и массообмена в бортовом кавитаторе системы поддержания стабильности автомобильных смесевых топлив. № 3. С.42

АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

**Грищенко Т.Г., Круковский П.Г.,
Коваленко Г.В., Декуша Л.В., Воробьев Л.И.,
Метель М.А., Полубинский А.С.**

Работы Института технической теплофизики в решении проблем разрушенного реактора и строящегося конфайнмента (к 30-летию аварии на Чернобыльской АЭС). № 2. С.5

**Авраменко А.А., Ковецкая М.М.,
Кравчук А.В., Ковецкая Ю.Ю.**

Перспективные исследования инновационных технологий ядерных энергетических установок. № 4. С.47

Долинский А.А., Басок Б.И., Базеев Е.Т.

Как это было... (К 30-летию аварии на Чернобыльской АЭС). № 5. С.48

**Авраменко А.А., Ковецкая М.М.,
Ковецкая Ю.Ю., Кравчук А.В., Олейник Л.В.**

Теплообмен при течении воды сверхкритического давления в тепловыделяющей сборке в нестационарных режимах. № 5. С.59

КОММУНАЛЬНАЯ И ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

**Фіалко Н.М., Навродська Р.О., Шевчук С.І.,
Пресіч Г.О.**

Аналіз ефективності систем захисту газопровідних трактів котельних установок при застосуванні теплоутилізаційних технологій. №1. С.47

**Ракитянська Н.А., Євтушенко О.В.,
Дуняк О.В., Демченко В.Г.**

Перспектива використання коаксіальних труб як новий спосіб транспортування теплоносія в теплових мережах. № 1. С.54

**Круковский П.Г., Тадля О.Ю.,
Заковоротный А.И., Дейнеко А. И.,
Склярченко Д.И.**

Некоторые пути снижения энергозатрат зданий путем регулирования теплопотребления. № 1. С.62

Степанова А.И.

Анализ работоспособности установки с комбинированной теплоутилизационной системой для подогрева воды и дутьевого воздуха котлоагрегата. № 4. С.38

Демченко В.Г., Дуняк О.В., Євтушенко О.В.

Порівняльна оцінка ефективності системи транспортування теплоносія на базі коаксіальних труб. № 5. С.39

Басок Б.И., Давиденко Б.В., Тимощенко А.В.,

Гончарук С.М.

Температурно-вологісний стан стінової конструкції з шаром утеплювача в зимовий період року. № 6. С.38

ВОЗОБНОВЛЯЕМАЯ ЭНЕРГЕТИКА

**Клименко В.М., Баштовий А.І., Зубенко В.І.
Антощук Т.О.**

Дослідження швидкого піролізу біомаси в абляційному шнековому реакторі. № 2. С.48

Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Баштовий А.І.

Аналіз енергетичних стратегій країн ЄС та світу і ролі в них відновлюваних джерел енергії. Частина 1. № 2. С.56

Кравченко І.П.

Геотермальна електрогенерація в умовах низькопотенційної геосистеми території України. № 2. С.65

Долинский А.А., Ободович А.Н., Резакова Т.А.
Развитие геотермальной энергетики в мире. № 3. С.49

Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Баштовий А.І.

Аналіз енергетичних стратегій країн ЄС та світу і ролі в них відновлюваних джерел енергії. Частина 2. № 3. С.57

Куций Д.В.

Оптимизация расстояния между скважинами системы сбора биогаза. № 3. С.67

Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Баштовий А.І.

Аналіз моделей функціонування сектору централізованого теплопостачання країн Європейського Союзу. Частина 1. № 4. С.63

Желєзна Т.А., Баштовий А.І., Гелетуха Г.Г.

Аналіз можливості отримання деревного палива з додаткових джерел в Україні. № 4. С.71

Басок Б.И., Базеев Е.Т.

Внутренняя энергия земли: новая гипотеза (обзор). № 4. С.78

Кравченко І.П., Кузнєцов М.П.

Тепломасообмінні процеси в геотермальній внутрішньо-свердловинній U-подібній циркуляційній системі при неперервному відборі теплоти. № 5. С.69

Гелетуха Г.Г., Железна Т.А., Баштовий А.І.

Аналіз моделей функціонування сектору централізованого теплопостачання країн Європейського Союзу. Частина 2. № 5. С.78

Гелетуха Г.Г., Железна Т.А., Трибой О.В., Баштовий А.І.

Аналіз критеріїв сталого розвитку біоенергетики. № 6. С.47

Магера Ю.М.

Создание расчетной модели процессов сжигания твердых бытовых отходов. № 6. С.56

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Басок Б.И., Давыденко Б.В., Тимощенко А.В., Гончарук С.М.

Расчет количества потребляемой тепловой энергии при обогреве помещения чугуном радиатором – М-140. Часть 2. Периодический режим отопления. № 1. С.68

Карпенко Д.С., Дубровская В.В., Шкляр В.И.

Анализ эффективности фотоэлектрических систем коммунального назначения. № 2. С.76

Басок Б.И., Новицкая М.П., Литвинюк Ю.Н.

Особенности расчета теплообменного аппарата для утилизации теплоты сточных вод. № 6. С.65

ТЕРМОДИНАМИКА И ПРОЦЕССЫ ПЕРЕНОСА

Безродний М.К., Кутра Д.С.

Термодинамічна ефективність рециркуляційної теплонасосної системи кондиціонування повітря в закритому плавальному басейні. № 3. С.75

ИЗМЕРЕНИЕ, КОНТРОЛЬ, АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Ковтун С.И.

Повышение точности измерения плотности теплового потока при контроле теплопотерь. № 1. С.76

Маліновський А.А., Турковський В.Г., Музичак А.З.

Розвиток методів аналізу й удосконалення режимів систем комунальної теплоенергетики. № 2. С.81

Декуша Л.В., Воробйов Л.Й., Ковтун С.І.

Нові моделі сенсорів теплового потоку для систем моніторингу та діагностики енергетичного обладнання. № 5. С.86

Бабак В.П., Запорожець А.О., Свердлова А.Д.

Технологія Smart Grid в системах моніторингу об'єктів теплоенергетики. № 6. С.71