

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 30, № 4, 2008

Главный редактор — Долинский А.А.

Редакционная коллегия:

Басок Б.И. — зам. главного редактора
Буляндра А.Ф.
Диденко О.И.
Дикий Н.А.
Клименко В.Н.
Носач В.Г.
Письменный Е.Н.
Платонов В.В.
Снежкин Ю.Ф.
Фиалко Н.М.
Халатов А.А.
Шморгун В.В. — ответственный секретарь
Шурчков А.В.
Эпик Э.Я.

Редакционный совет:

Алексеев С.В. (Россия)
Бигел У. (США)
Вацлавик Ю. (Польша)
Коверда В.П. (Россия)
Коновалов В.И. (Россия)
Люриг Х. (Германия)
Маджамдар А. (Канада)
Мартынченко О.Г. (Беларусь)
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

- Долинский А.А.,
Иваницкий Г.К., Ободович А.Н.**
Использование механизмов ДИВЭ
при роторно-пульсационной обработке
гетерогенных сред.....5
- Халатов А.А.,
Дашевский Ю.Я, Изгорова И.А.**
Новые вихревые технологии
аэротермодинамики
для энергетического газотурбостроения
Часть 1. Циклонное охлаждение лопаток..... 14
- Авдеева Л.Ю., Драганов Б.Х.**
Анализ процесса смешения
двухкомпонентной среды.....27

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

- Морозюк Т.В.,
Морозюк Л.И., Соколовская В.В.**
Осаждение в теплообменных аппаратах:
новый взгляд на проблему30

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА СУШКИ

- Ляшенко А.В.**
Исследование процесса сушки шлама
из органических отходов с целью получения
комплексных удобрений36

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ И СЖИГАНИЕ ТОПЛИВА

- Кучин Г.П., Пикашов В.С.,
Скрипка В.Я., Быкорез Е.И.**
К вопросу об эффективности
теплопоглощающего антикоррозионного
покрытия для экранных труб топок котлов.....40

АТОМНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

- Дмитренко Н.П., Авраменко А.А.**
Конвективный теплообмен
в каналах высокотемпературных
газоохлаждаемых реакторов44

КОММУНАЛЬНАЯ И ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

- Кепко О.И.,
Виноградов-Салтыков В.А.**
Теплотехнология замкнутой системы
отопления и вентиляции теплиц.....50

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЕКТОВ

- Басок Б.И., Беляева Т.Г.,
Рутенко А.А., Лунина А.А.**

Анализ экономической эффективности
при реализации теплонасосных систем
для теплоснабжения56

ТЕРМОДИНАМИКА И ПРОЦЕССЫ ПЕРЕНОСА

**Радченко А.Н.,
Горин В.В., Сирота А.А.**
Особенности проектирования охладителей
газа с фазовым переходом
холодильного агента64

ИЗМЕРЕНИЕ, КОНТРОЛЬ, АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

**Михайлик В.А., Снежкин Ю.Ф.,
Дмитренко Н.В., Воробьев Л.И.,
Михайлик Т.А., Надел Л.Г.**
Теплофизические характеристики
бентонитовой глины и её Na⁺-замещенной
формы (Черкасское месторождение).....72

**Басок Б.І., Воробйов Л.Й.,
Михайлик В.А., Лунина А.О.**
Теплофізичні властивості
природного ґрунту77

**Тонконогий Ю., Пядишюс А.,
Станкявичюс А., Круковский П.**
Динамическая погрешность турбинных
счетчиков газа в пульсирующем потоке85

**Корсканов В.В.,
Усенко А.А., Шморгун А.В.**
Высокобарический термоэластометр
для исследования теплофизических
свойств композиционных материалов.....93

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
INSTITUTE OF ENGINEERING
THERMOPHYSICS

INDUSTRIAL HEAT ENGINEERING

INTERNATIONAL SCIENTIFIC AND
APPLIED JOURNAL

Published bimonthly
Founded in 1979

Volume 30, № 4, 2008

Editor in Chief — **A. DOLINSKY**

Editorial Board Members:

B. Basok — Associated Editor
A. Bulyandra
O. Didenko
N. Dikiy
V. Klimenko
V. Nosach
Ye. Pysmennyy
V. Platonov
Yu. Snezhkin
N. Fialko
A. Khalatov
V. Shmorgun — Responsible Secretary
A. Shurchkov
E. Epik

Advisory Editorial Board:

S. Alekseenko (Russia)
W. Begell (USA)
J. Wazlawik (Poland)
V. Coverda (Russia)
V. Konovalov (Russia)
H. Lurig (Germany)
A. Mujumdar (Canada)
O. Martynenko (Belorussia)
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

- A. Dolinsky, G. Ivanitsky, A. Obodovich**
Using the DPEI mechanisms in rotor-pulse treatment of heterogeneous media5
- A. Khalatov, Yu. Dashevskii, I. Izgoreva**
New vortex aerothermal technologies for power gas-turbine building
Part 1. Cyclonic cooling of blades 14
- L. Avdeeva, B. Draganov**
Analysis of the process of mixing of a two-component medium27

HEAT AND MASS EXCHANGE APPARATUS

- T. Morozyuk, L. Morozyuk, V. Sokolovskaya**
Fouling in heat exchangers: a new view on the problem30

THEORY AND PRACTICE OF DRYING

- A. Lyashenko**
A study of the process of drying of slime from organic waste with the purpose of obtaining complex fertilizers36

FUEL UTILIZATION AND BURNING

- G. Kuchin, V. Pikashova, V. Skripko, E. Bikorez**
On the efficiency of a heat-absorptive rust-preventing coating for the water-wall tubes of boiler furnaces40

NUCLEAR POWER

- N. Dmitrenko, A. Avramenko**
Convective heat transfer in channels of high temperature gas cooled reactors44

DISTRICT AND INDUSTRIAL HEAT POWER

- O. Kepko, V. Vinogradov-Saltykov**
Heat technology of a closed-loop system of greenhouse heating and ventilation50

ECONOMIC EFFICIENCY OF POWER PROJECTS

- B. Basok, T. Belyaeva, A. Rutenko, A. Lunina**
Cost-effectiveness analysis for the realization of heat pump systems for heat supply56

THERMODYNAMICS AND TRANSPORT PHENOMENA

**A. Radchenko,
V. Gorin, A. Sirota**
Rational designing of gas coolers
with phase transition of the refrigerant.....64

**MEASUREMENT, CONTROL, AUTOMATION
OF THERMAL PROCESSES**

**V. Mikhailik, Yu. Snezhkin,
N. Dmitrenko, L. Vorob'ev,
T. Mikhailik, L. Nadel**
Thermophysical characteristics of bentonite
clay and its Na⁺-replaced form
(The Cherkassy deposit)72

**B. Basok, L. Vorob'iov,
V. Mykhailyk, A. Lunina**
Thermophysical properties
of natural ground77

**Yu. Tonkonogij A. Pedišius,
A. Stankevičius, P. Krukovsky**
Dynamic error of turbine gas meters
in a fluctuating flow85

**V. Korskanov,
A. Usenko, A. Shmorgun**
High-baric thermoelastometer for studying
the thermophysical properties
of composite materials.....93

УДК 541.182: 532.517

Долинский А.А., Иваницкий Г.К., Ободович А.Н.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ДИВЭ ПРИ РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ ГЕТЕРОГЕННЫХ СРЕД

Проведено аналіз механізмів ДІВЕ, що реалізуються в роторно-пульсационних апаратах під час їх роботи. Показано, що механізми вибухового скипання і кавітації, а також механізм зсувних напружень в значній мірі впливають на ефективність цих апаратів в процесі обробки гетерогенних сумішей.

Проведен аналіз механізмів ДИВЭ, которые реализуются при работе роторно-пульсационных аппаратов. Показано, что механизмы взрывного вскипания и кавитации, а также механизм сдвиговых напряжений оказывают существенное влияние на эффективность этих устройств в процессах обработки гетерогенных смесей.

We analyze the DPEI mechanisms, which are realized in the course of operation of rotor-pulse devices. It is shown that the explosive-boiling and cavitation mechanisms as well as the shear stress mechanism affect substantially the efficiency of these devices in the processes of treatment of heterogeneous mixtures.

F – сила;

G – скорость сдвига;

g – ускорение;

p – давление;

P – напряжение;

Q – объемный расход;

R – радиус;

r – радиальная координата;

v – скорость;

u_{ac} – скорость звука;

δ – ширина зазора;

μ – динамический коэффициент вязкости;

ρ – плотность;

τ – время;

ω – угловая скорость;

РПА – роторно-пульсационный аппарат;

СОЖ – смазываемо-охлаждающая жидкость.

Индексы:

l – жидкость;

r – радиальный;

sh – сдвиговой;

φ – тангенциальный.

Введение

Роторно-пульсационные аппараты находят широкое применение в различных отраслях промышленности, прежде всего при проведении базовых технологических операций измельчения, диспергирования, эмульгирования, связанных с гомогенизацией обрабатываемых многокомпонентных текучих смесей. Особенно перспективным является использование этих устройств с целью обработки продуктов растительного происхождения и сложных биологических систем для нужд пищевой, консервной и фармацевтической индустрии. Накопленный в Институте технической теплофизики НАН Украины многолетний опыт по созданию, совершенствованию и промышленной эксплуатации роторно-пульса-

ционных аппаратов (РПА) различных модификаций доказал многовекторность их практического применения и принципиальную возможность рационального и надежного использования для решения различных технологических задач [1,2].

Высокую эффективность аппараты этого типа показали при проведении операций смешения и гомогенизации высоковязких смесей, например для получения водо-мазутных, водо-топливных эмульсий и СОЖ, а также при обработке вязкопластичных материалов растительного происхождения [3–7]. На основе модифицированной конструкции РПА разработана и внедрена в производство инновационная технология приготовления гомогенизированной соевой пасты для детского питания, которая базируется на термовлажностной и роторно-пульсационной обра-

ботке бобов сои [7–9]. Микроструктурный анализ полученной по данной технологии белковой пасты показал, что в результате роторно-пульсационной обработки происходит разрушение структуры сои до клеточного уровня [7]. Это доказывает чрезвычайно высокий уровень динамических эффектов, создаваемых в аппарате.

Совершенствование технологии приготовления суслу из крахмалосодержащего сырья в спиртовом производстве с применением роторно-пульсационной обработки для сверхтонкого измельчения зерна [5,6] позволило при сокращении энергозатрат на 30% добиться существенно более высокой степени дисперсности помола по сравнению с той, которую обеспечивают традиционные измельчающие устройства (молотковые, шаровые, роliko-маятниковые дробилки). Использование РПА в данной технологии позволило создавать силовые воздействия на микроуровне, в результате чего зерна крахмала вследствие разрушения внутренних межклеточных связей приобретают свойства растворимого крахмала. Учитывая, что разрушающие усилия при сдвиговом скалывании крахмалосодержащего эндосперма зерен пшеницы, ячменя, кукурузы (основных видов сырья в данном производстве) измеряются в мегапаскалях, а при продольном сжатии – в десятках мегапаскалей [10], можно количественно оценить уровень силовых воздействий, которые инициируются в РПА.

Проведенные экспериментальные исследования кинетики процесса инверсии сахарозы при производстве глюкозо-фруктозного продукта с использованием роторно-пульсационного аппарата позволило почти в 20 раз сократить продолжительность технологического процесса и за счет этого существенно снизить энерго- и ресурсозатраты при очевидном улучшении биологических и органолептических показателей готового продукта [11]. Полученные в результате исследования данные о том, что основными факторами интенсификации процесса инверсии сахарозы при использовании РПА является температура раствора и величина сдвиговых напряжений, позволяют сделать заключение об основных физических механизмах, реализуемых в аппарате, которые обеспечивают столь высокую степень влияния на скорость протекания химических

процессов. Величина энергии разрыва межмолекулярных связей при инверсии сахарозы (1070 кДж/моль) позволяет судить о количественных величинах энергетических воздействий, который обеспечивается в аппарате при реализации конкретного механизма.

Различные модификации РПА находят широкое применение в технологиях сушки. В процессах сушки обрабатываются самые разнообразные жидкие продукты, например, в фармацевтике, пищевой и химической промышленности. На практике процесс сушки в большинстве случаев является завершающей стадией технологической цепочки. Перед подачей на вход сушильной камеры исходное сырье (зачастую, растительные и животные продукты или продукты микробиологического синтеза) подвергают предварительной обработке с целью его измельчения и увеличения удельной поверхности испарения [12, 13].

Высокая диспергирующая способность роторно-пульсационных аппаратов эффективно используется в процессах абсорбции слабо растворимых газов, прежде всего за счет создания весьма высокой удельной поверхности контакта фаз [14,15]. В качестве основного механизма диспергирования газовой фазы рассматривается дробление газовых пузырьков под действием сдвиговых напряжений в узком зазоре между ротором и статором [15].

Роторно-пульсационные аппараты, используемые преимущественно для интенсификации гидромеханических и массообменных процессов, могут применяться так же и как генераторы тепловой энергии [16]. По расчетам авторов работы коэффициент теплопроизводительности, который определяется отношением суммарного количества теплоты, выделяемой в процессе работы РПА, к затраченной энергии, достигает 1,8. Величина КПД (отношение теплоты, израсходованной на нагрев жидкости в обогревательном контуре, к энергии, поступающей на вход аппарата) составляет 60...70%. Анализируя работу роторно-пульсационного аппарата как генератора тепловой энергии, обеспечивающего экологически безопасную, экономичную, промышленную реализуемость, надежность, простоту эксплуатации, авторы рассматривают в качестве основной причины выработки теплоты механизм кавитации в каналах статора.

Хотя принцип работы аппаратов роторно-пульсационного типа известен уже на протяжении нескольких десятилетий, а теоретические и экспериментальные исследования, направленные на совершенствование его конструкции, проводятся во многих научных центрах, вопрос о природе физических механизмов, обеспечивающих высокую эффективность его работы в различных процессах, пока еще остается открытым. Считается общепризнанным, что в основе работы роторно-пульсационных аппаратов лежит принцип дискретно-импульсного ввода энергии, что обеспечивает многообразие физических механизмов, инициируемых в процессе работы аппарата, и многофакторность их воздействия на обрабатываемый продукт [1,2,16,17].

Целью настоящей статьи является анализ механизмов дискретно-импульсного ввода энергии, которые реализуются в рабочих элементах аппарата в процессе его работы, и оценка эффективности каждого из этих механизмов применительно к решению конкретных технологических задач с применением РПА.

Механизмы интенсификации гидромеханических процессов РПА

Роторно-пульсационные аппараты в качестве гомогенизирующего устройства применяются для обработки дисперсных сред: газ – жидкость, жидкость – жидкость и твердое тело – жидкость. Характерно, что непрерывной средой обрабатываемой гетерогенной смеси всегда является жидкость, что обеспечивает принципиальную возможность реализации в аппарате широкого спектра факторов гидродинамического воздействия, которые в совокупности рассматриваются как базовые механизмы ДИВЭ [18,19]. Применительно к работе роторно-пульсационных аппаратов эти факторы проявляются следующим образом.

1. Силовое воздействие со стороны непрерывной жидкой фазы на дисперсные частицы вследствие резкого торможения или ускорения потока. Это приводит к резкому перепаду давления и возникновению разрушающего продольного напряжения сжатия.

2. Инициирование явления гидродинамического удара.

3. Гидроакустическое воздействие на дисперсии вследствие периодического развития мелко-масштабных пульсаций давления, явлений взрывного вскипания и кавитации.

4. Чрезвычайно высокие скорости сдвига и, как следствие, сильные сдвиговые напряжения, действующие на дисперсную фазу.

Кроме указанных гидродинамических факторов, высокая степень диспергирования обеспечивается также механическим воздействием на частицы гетерогенной среды, которое заключается в ударных, срезающих и истирающих нагрузках при непосредственном контакте дисперсий с рабочими элементами РПА.

Рассмотрим особенности работы роторно-пульсационного аппарата применительно к решению задач гидромеханической обработки и гомогенизации дисперсных систем и основные факторы, которые используются в аппарате при решении этих задач.

В качестве базовой модели РПА используем конструкцию аппарата цилиндрического типа, состоящую из трех коаксиально размещенных цилиндрических элементов – двух статоров и вращающегося между ними ротора. Между ротором и статором существуют очень узкие кольцевые зазоры. На поверхностях статоров и ротора параллельно оси вращения с равной периодичностью расположены узкие щелевые отверстия одинаковой ширины, которые взаимно перекрываются при вращении ротора. Если внутри аппарата находится жидкость, вращение ротора обеспечивает тангенциальное движение жидкости в кольцевых зазорах и, вследствие действия центробежных сил, ее радиальное перемещение через щелевые отверстия ротора и статоров.

Конструктивные характеристики базовой модели РПА следующие [2]:

Расстояние внутренней поверхности ротора от оси вращения $R_{r1} = 30 \cdot 10^{-3}$ м.

Расстояние внешней поверхности ротора от оси вращения $R_{r2} = 34 \cdot 10^{-3}$ м.

Толщина стенок ротора и статоров $l = 4 \cdot 10^{-3}$ м.

Ширина щели на поверхности ротора и статоров $a = 4 \cdot 10^{-3}$ м.

Высота щели ротора и статоров $h = 24 \cdot 10^{-3}$ м.

Расстояние между щелями $b = 3 \cdot 10^{-3}$ м.

Ширина зазора между ротором и статорами $\delta = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м.

Количество щелевых отверстий на поверхности ротора (статора) $n = 30$.

Режимные параметры:

Объемный расход обрабатываемой смеси $Q = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Угловая скорость вращения ротора $\omega = 47,5 \text{ об/с} = 298 \text{ рад/с}$.

Тангенциальная скорость внутренней поверхности ротора $v_{\phi 1} = \omega R_{r1} = 8,95 \text{ м/с}$.

Тангенциальная скорость внешней поверхности ротора $v_{\phi 2} = \omega R_{r2} = 9,53 \text{ м/с}$.

Усредненное значение тангенциальной скорости ротора $v_{\phi} = (v_{\phi 1} + v_{\phi 2})/2 = 9,54 \text{ м/с}$.

Конструкции роторно-пульсационных аппаратов, разработанных в ИТТФ НАНУ, их динамические и энергетические характеристики, особенности распределения потоков в аппаратах, диссипативные эффекты при обработке смесей, примеры использования РПА при обработке высоковязких сред и биологических систем детально рассмотрены в работах [1,2]. В данной статье ставится задача проанализировать кратко роль базовых механизмов ДИВЭ, реализуемых в данном аппарате, с целью выбора оптимальных вариантов конструкции и технологических режимов при решении конкретных технологических задач.

Рассмотрим, каким образом указанные выше механизмы ДИВЭ реализуются в рабочих элементах роторно-пульсационного аппарата в процессе его работы.

Гидродинамические процессы в каналах внутреннего статора

Поток обрабатываемой смеси, протекающий через аппарат, многократно прерывается, благодаря взаимному перекрытию отверстий ротора и статора, с периодичностью порядка 2 кГц. При перекрытии щелей статора поверхностью ротора жидкость в щелевых каналах I статора резко тормозится.

Время от начала перекрытия отверстий до полного перекрытия $\tau_1 = a/v_{\phi} = 0,3 \text{ мс}$, длительность полного перекрытия $\tau_2 = (b-a)/v_{\phi} = 0,1 \text{ мс}$, а время раскрытия отверстий $\tau_3 = a/v_{\phi} = 0,3 \text{ мс}$.

Такой цикл изменения проходного сечения кана-

ла для движения жидкости в радиальном направлении повторяется каждые 0,7 мс, так что при работе аппарата стадия полного раскрытия канала фактически отсутствует.

При перекрытии щелевого отверстия и связанного с этим резкого торможения потока в жидкости в каналах первого (внутреннего) статора возникают высокоамплитудные пульсации давления. При этом кинетическая энергия потока периодически трансформируется в потенциальную энергию с инициированием явления гидравлического удара в качестве сопутствующего эффекта. В щелевых каналах второго статора, вследствие резкого сброса давления при закрытии канала и его быстрого последующего восстановления в процессе открытия, периодически создаются быстродействующие мощные эффекты взрывного вскипания и кавитационного схлопывания. Частота и амплитуда этих пульсаций зависит как от скорости вращения ротора, так и от количества щелей и скорости потока внутри аппарата.

Перемещение жидкости в радиальном направлении происходит в пульсирующем режиме, так что линейная скорость движения жидкости в щелевых каналах меняется от максимального значения — $v_{r \max}$ до минимального — $v_{r \min} \approx 0$. Среднее значение радиальной скорости $\bar{v}_r = Q/nah = 0,463 \text{ м/с}$ существенно меньше тангенциальной скорости потока в зазорах. Максимально достижимая радиальная скорость $v_{r \max}$ определяется условиями перекрытия канала и равна 1,08 м/с, что на порядок меньше тангенциальной скорости потока у поверхности ротора. Следствием невысоких значений линейной скорости потока является сравнительно низкий уровень развития динамических эффектов, связанных с торможением и ускорением потока и сопутствующих эффектов гидравлического удара.

Величина ускорения в канале I статора, при перекрытии и последующем раскрытии щелевых отверстий, определяется по формуле $|g_r| = (v_{r \max} - v_{r \min})/\tau_1$ и составляет $3,6 \cdot 10^3 \text{ м/с}^2$. Это намного меньше тех ускорений, которые реализуются в таких аппаратах ДИВЭ, как пульсационный диспергатор с активной диафрагмой или вакуумный эмульгатор [19].

При быстром перекрытии отверстий на выходе из каналов I статора в каждом из этих каналов

возникает эффект гидравлического удара. В момент полного открытия канала жидкость движется в канале длиной l со скоростью $v_{r \max} = 1,08$ м/с и к моменту полного перекрытия канала $\tau_1 = 0,3$ мс тормозится до значения $v_{r \min} \approx 0$. Вследствие этого в выходном сечении канала формируется импульс высокого давления Δp , который распространяется навстречу потоку к входному сечению канала со скоростью звука u_{ac} , которая зависит от свойств обрабатываемой среды. Через промежуток времени $\tau = 2l/u_{ac}$ (т.н. фаза удара) повышенное давление сменяется разрежением, и в течение времени $\tau = 2l/u_{ac}$ жидкость находится под низким давлением. Период колебаний давления в канале, связанных с инициированием явления гидравлического удара, определяется величиной $\tau = 4l/u_{ac}$.

Если непрерывной жидкой фазой является вода, период колебания давления в канале I статора равен 11,5 мкм, а фаза удара длится 5,7 мкс. За время полного перекрытия отверстия $\tau_2 = 0,1$ мс в канале успевает произойти около десяти осцилляций давления. Если время перекрытия канала превышает длительность фазы удара, происходит не прямой гидравлический удар, для которого амплитуда импульса давления зависит от соотношения фазы удара ко времени закрытия и определяется по формуле $\Delta P = 2\rho_l v_{r \max} l / \tau_1$. Для рассматриваемого аппарата величина амплитуды осцилляций равна 0,028 МПа, а частота затухающих колебаний – около 90 кГц. Характерно, что при непрямом гидравлическом ударе (в отличие от прямого) амплитуда давления не зависит от скорости звука в обрабатываемой среде.

При средней радиальной скорости $\bar{v}_r = 0,463$ м/с жидкость проходит щелевой канал I статора за время порядка 10 мс, и за этот промежуток времени осуществляется около 15 перекрытий канала и, следовательно, столько же раз каждый элемент обрабатываемой среды успевает подвергнуться действию гидравлического удара. Хотя амплитуды пульсаций давления при гидравлическом ударе сравнительно невелики, непрерывность и высокая частота этих пульсаций несомненно вносят определенный вклад в процесс гидромеханической обработки продукта.

Гидродинамические процессы в каналах внешнего статора

Качественно иные явления наблюдаются при периодическом перекрытии отверстий в канале II статора. В момент совмещения щелевых отверстий ротора и статора в канале внешнего статора скорость жидкости максимальна. При перекрытии отверстий поступление жидкости в канал статора замедляется, а затем фактически прекращается, так как ее незначительное поступление происходит только за счет транзитного течения из радиального зазора между ротором и статором. Жидкость, находящаяся в канале, стремится к выходу из канала, и инерционные силы создают в ней растягивающие напряжения. По мере опорожнения канала давление быстро снижается от нормального до давления насыщенного пара при температуре среды, что вызывает взрывное вскипание жидкости внутри канала. В течение времени $\tau_1 + \tau_2 = 0,4$ мс происходит интенсивный рост пузырьков, причем в начальной стадии скорость роста достигает 1000 м/с. При открытии отверстия в канал I статора поступает импульс высокого давления, что приводит к интенсивному схлопыванию большой совокупности пузырьков с выделением высокоамплитудного импульса давления. В результате за короткое время давление возрастает до нескольких атмосфер к моменту последующего перекрытия отверстий. Таким образом, внутри канала II статора постоянно с частотой порядка 2 кГц происходят высокоамплитудные колебания давлений, вследствие чего возникает мощный гидроакустический эффект. Кавитационные явления, происходящие в канале статора, и сопутствующие им фазовые превращения можно рассматривать как акустическую кавитацию, которая является одним из наиболее жестких механизмов ДИВЭ и которая широко используется с целью интенсификации массообменных и гидромеханических процессов в дисперсных средах [17,19,21]. Тождественность кавитационных процессов, протекающих во внешнем статоре РПА, и явления акустической кавитации подтверждают экспериментальные данные. В работе [17] приведены фотографии кавитационного кластера, образованного над ультразвуковым магнотриксционным излучателем

при статическом давлении 0,2 МПа, и фотографии кавитационного кластера в канале статора роторно-импульсного аппарата. Сходство формы и структуры обоих кластеров дает основания предполагать о тождественности механизмов их формирования и стабилизации.

Сдвиговое течение в межцилиндровых зазорах РПА

Мощные пульсационные эффекты являются одним из основных факторов, обеспечивающих высокую эффективность РПА в процессах гомогенизации и измельчения различных продуктов, прежде всего структурированных продуктов растительного и биологического происхождения. Не менее важный вклад, особенно при дроблении твердых частиц и эмульсий, вносит механизм сдвиговых напряжений в узких зазорах между ротором и статором. Величина линейной скорости обрабатываемой жидкости в зазорах изменяется от нуля на границе с поверхностью статора до значения тангенциальной скорости вращения ротора на границе с его поверхностью. В этой зоне аппарата происходит наибольшая диссипация энергии, но именно в ней происходит наиболее сильное разрушающее воздействие на дисперсные частицы.

Использование напряжений сдвига в сдвиговых течениях является одним из базовых механизмов ДИВЭ, обеспечивающих жесткое воздействие на дисперсные частицы [18]. Сила взаимодействия частицы с жидкостью пропорциональна градиенту dv_{φ}/dr . Возможность разрушения дисперсии зависит от того, насколько быстро изменяется величина тангенциальной скорости потока в зазоре вдоль координаты r . В отличие от других механизмов ДИВЭ в этом случае трансформация энергии происходит не во

временных, а в пространственных координатах [19]. Энергетическим показателем эффективности этого механизма является “скорость” изменения плотности кинетической энергии потока ε_k в радиальном направлении оси, т.е. величина $d\varepsilon_k/dr$.

Величина сдвиговой скорости, достигаемая в зазорах РПА, зависит только от технических характеристик аппарата и определяется формулой $G = R_1\omega/\delta$. Для рассматриваемого здесь образца аппарата $G \approx 600000 \text{ с}^{-1}$, что соответствует стандартным значениям этого параметра в современных промышленных аппаратах ($10^4 \dots 10^5 \text{ с}^{-1}$) [4,17]. В соответствии с законом Гука, величина действующего на частицу растягивающего напряжения $P_{sh} = F_{\zeta}/0,5S_m$, где S_m – площадь миделева сечения частицы плоскостью, перпендикулярной потоку, а $F_{\zeta} \propto \zeta\rho_l S_m^2 G^2$ – растягивающая сила. Коэффициент гидродинамического сопротивления ζ можно оценить по формуле $\zeta = 2,25(16/Re + 2,2/Re^{0,5} + 0,6)$, а число Рейнольдса для сдвиговых течений определяется соотношением $Re = \rho_l GR^2/\mu_l$.

Таким образом, величина растягивающего напряжения P_{sh} в сдвиговых течениях в зазорах РПА зависит главным образом от числа Re , и в соответствии с этим вязкость обрабатываемой жидкой смеси должна оказывать определяющее влияние на степень динамического действия.

Оценка величины сдвигового напряжения, действующего на частицу в зазорах РПА, проведена при $G = 60000 \text{ с}^{-1}$ для частиц с диаметром d в интервале от 1 до 1000 мкм при различных значениях динамической вязкости в интервале от 0,001 до 15 Па·с.

Результаты расчета представлены в табл. 1 для различных значений вязкости потока в указанном интервале значений d и μ_c .

Табл. 1. Растягивающие напряжения (в МПа), действующие в зазоре РПА на частицы различного размера при разных значениях вязкости несущей жидкости μ_c

| d , мкм | Вязкость жидкой фазы μ_l , Па·с | | | | | | | |
|--------------|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0,001 | 0,01 | 1 | 2,5 | 5 | 7,5 | 10 | 15 |
| 1 | 0,0015 | 0,020 | 0,049 | 0,092 | 0,140 | 0,182 | 0,222 | 0,36 |
| 10 | 0,0065 | 0,022 | 0,052 | 0,103 | 0,145 | 0,190 | 0,226 | 0,37 |
| 100 | 0,022 | 0,030 | 0,105 | 0,105 | 0,150 | 0,205 | 0,280 | 0,375 |
| 1000 | 0,08 | 0,122 | 0,165 | 0,230 | 0,290 | 0,349 | 0,400 | 0,680 |

При всех заданных значениях вязкости потока μ_c величина растягивающих напряжений P в интервале $1 \text{ мкм} < d < 100 \text{ мкм}$ слабо зависят от размера частиц. Для более крупных частиц величина напряжений заметно возрастает с увеличением диаметра частицы. Значения сдвиговых напряжений оказываются достаточно высокими даже для малых частиц и заметно возрастают по мере увеличения вязкости несущей фазы потока.

Для оценки размера дисперсий, разрушаемых под действием сдвиговых напряжений в промышленных РПА, необходима информация о природе разрушаемых связей и усилиях, которые необходимо приложить для разрыва этих связей в каждом конкретном случае.

Возможность разрушения твердых частиц в зазоре аппарата роторного типа исключительно под действием сдвиговых напряжений показана в работе [22], где приведены результаты экспериментальных исследований разрушения агрегатов малого размера, образованных из частиц измельченного цемента, и приводятся данные по величине связей между частицами агрегатов различного размера.

Объектом исследования выбрана суспензия измельченного цементного порошка в водо–глицериновом растворе с вязкостью в интервале от 2 до 5 Па·с. Содержание дисперсной фазы в суспензии – 2 г/л. Исследуемая смесь пропусклась через узкий зазор между двумя цилиндрами, внешний из которых с диаметром 108 мм вращался с высокой скоростью. Ширина зазора составляла 2 мм. Стенки цилиндров сплошные без целевых отверстий. Частота вращения внешнего цилиндра в эксперименте изменяется от 50 до 120 с^{-1} , что для указанной ширины зазора соответствует изменению величины сдвиговой скорости в интервале от 5200 до 13000 с^{-1} .

Испытания проводились с фракцией частиц с диаметрами в интервале 40...63 мкм, среди которых лишь 32% составляли агрегаты, которые потенциально могли быть разрушены с помощью исследуемого метода. Заметное разрушение агрегатов начиналось при частоте вращения ротора 60 с^{-1} . При частоте вращения 75 с^{-1} эффект заметно возрастал – при таком режиме в суспензии появилось свыше 10% частиц с диаметром менее 20 мкм, которых не было в исходной суспензии.

Автор отмечает, что при указанных режимах обработки материала число Рейнольдса находилось в пределах 10...20, так что режим обтекания близок к стоковскому.

Полученные в этой работе результаты доказывают возможность разрушения частиц в аппаратах роторного типа только за счет сдвиговых напряжений в зазоре без необходимости дополнительного учета каких-либо других механизмов. Кроме того, в этой работе указана природа связей частиц в агрегатах и приводятся численные значения напряжений, которые необходимы для разрушения цементных агрегаций за счет разрыва частиц. Испытания показали, что в проведенных экспериментах при указанных режимах разрушить удается только агрегаты, частицы которых связаны силами Ван-дер-Ваальса. Если частицы в агрегатах спеклись или подверглись брикетированию, силы сцепления между частицами на два порядка выше и такие образования не поддаются разрушению при условиях опыта.

В работе [22] представлена таблица, в которой по данным эксперимента показано, какие напряжения необходимо создать, чтобы разорвать связи между частицами в агрегатах различного размера и разрушить эти агрегаты. К этой таблице нами добавлены колонки, в которых по результатам проведенного нами расчета показано, какая величина сдвиговых напряжений достигается в условиях указанного эксперимента при необходимости разрушить агрегаты определенного размера (см. табл. 2).

Заключение

Проведенный анализ показал, что в аппаратах РПА рассмотренной модификации в полной мере реализуются механизмы взрывного вскипания и гидроакустической кавитации (в каналах внешнего статора) и механизм сдвиговых напряжений (в межцилиндровом зазоре). В меньшей степени используются механизмы ускорения потока и гидравлического удара (в каналах внутреннего статора). Вместе с тем трудно сделать однозначное заключение о том, какой именно механизм превалирует в каждом конкретном случае при использовании промышленных РПА для решения

Табл. 2. Анализ разрушения агрегатов цемента в аппаратах роторного типа по данным [22]

| Данные работы [22] | | Расчетные результаты по модели | | | |
|----------------------------|--|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Исходный размер частиц, мм | Напряжение разрыва связей Ван-дер-Ваальса, кПа | Сдвиговое напряжение, кПа | | | |
| | | $G = 5200 \text{ с}^{-1}$ | | $G = 13000 \text{ с}^{-1}$ | |
| | | $\mu_c = 2 \text{ Па}\cdot\text{с}$ | $\mu_c = 5 \text{ Па}\cdot\text{с}$ | $\mu_c = 2 \text{ Па}\cdot\text{с}$ | $\mu_c = 5 \text{ Па}\cdot\text{с}$ |
| 100 | <1 | 32,1 | 80,1 | 82,3 | 201,6 |
| 10 | 1... 10 | 31,5 | 78,2 | 78,3 | 195,4 |
| 1 | 100... 300 | 31,2 | 78,0 | 78,1 | 195,2 |

конкретных технологических задач [4 – 16]. Так, в работе [5] показано, что роторно-пульсационный аппарат может быть успешно использован в качестве диспергатора на стадии сверхтонкого измельчения зерна (пшеницы, ячменя, кукурузы) в спиртовом производстве. Отмечено, что крахмал, содержащийся в эндосперме зерна, при обработке в РПА теряет свойственную ему морфологическую структуру и в результате нарушения внутренних межклеточных связей приобретает свойства растворимого крахмала, что является основной задачей этой операции. Известно, что разрушающее усилие при сжатии мучнистого эндосперма пшеницы для освобождения зерен крахмала составляет 1,7 МПа, а при сдвиговом скалывании – 0,4...0,6 МПа [10]. Для зерен кукурузы эти показатели выше. Как следует из табл. 1, достижение таких показателей при использовании механизма сдвиговых напряжений возможно лишь при предельно высоких значениях вязкости среды ($\mu_c > 10 \text{ Па}\cdot\text{с}$). По-видимому, в данном случае существенный вклад вносит механизм кавитации, при котором реализуются сильные ударные воздействия и высокие значения напряжений сжатия и сдвига на микроуровне. В работе [10], в частности, приводится пример успешного силового воздействия на семена различных зерновых культур путем резкого сброса давления в камере от 0,12...0,17 МПа до 0,1 МПа. Такой перепад давления вызывает резкое изменение структуры зерна. Растительные клетки разрываются, а крахмальные зерна набухают. Возможно, что аналогичные явления должны возникать в каналах внешнего статора РПА на стадии разрежения и взрывного вскипания жидкости.

При анализе работы РПА, используемых для решения конкретных технологических задач в различных отраслях промышленности, необходимо учитывать и количественно оценивать вклад каждого механизма ДИВЭ в интенсификацию данного процесса. Это обеспечивает возможность выбора наиболее подходящей модификации аппарата и оптимальных режимных параметров с целью успешного решения поставленных задач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долинский А.А., Павленко А.М., Басок Б.И. Теплофизические процессы в эмульсиях. – К.: Наукова думка, 2005. – 263 с.
2. Накорчевский А.И., Басок Б.И. Гидродинамика и теплоперенос в гетерогенных системах и пульсирующих потоках – К.: Наукова думка, 2001. – 345 с.
3. Басок Б.И., Гартвиц А.П., Коба А.Р., Горячев О.А. Оборудование для обработки и получения высоковязких дисперсных сред // Пром. теплотехника. – 1996. – Т.18, №1. – С.50–56.
4. Ободович А.Н. Розробка різновидів роторно-імпульсних апаратів для реалізації процесів дискретно-імпульсного вводу енергії в рідинних дисперсних середовищах // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 6/5. – С. 48–50.
5. Ободович А.Н., Грабова Т.Л., Коба А.Р., Горячев О.А. Совершенствование технологии приготовления суслу из крахмалосодержащего сырья в спиртовом производстве с применением метода дискретно-импульсного ввода энергии // Пром. теплотехника. – 2007. – Т.29, №4. – С.59–63.

6. *Басок Б.И., Ободович А.Н., Пироженко И.А., Коба А.Р.* Дискретно-импульсный ввод энергии в технологии бродильного производства //Пром. теплотехника. –2003. –Т.25, №4. – С.94–96.
7. *Басок Б.И., Пироженко И.А., Булавка Д.В.* Дисперсный анализ соевой пасты, полученной при роторно-пульсационной гомогенизации //Пром. теплотехника. –2003. – Т.25, №4. – С.88–92.
8. *Грищенко А.В., Терлецкая Я.Т., Шаркова Н.А., Жукотский Э.К.* Разработка высокобелковых композиций на соевой основе для лечебно-профилактического питания //Пром. теплотехника. – 2003. – Т.25, №4. – С.115–116.
9. *Шаркова Н.О., Жукотский Е.К., Грищенко Г.В.* Особливості технології виробництва соєвих продуктів //Пром. теплотехника. – 2004. – Т.26, №6. – С. 93–96.
10. *Маринченко В.А., Цыганков П.С., Швеиц В.Н. и др.* Интенсификация спиртового производства. – К.: Техніка, 1983. – 127 с.
11. *Басок Б.И., Ободович А.Н., Давыденко Б.В.,* Экспериментальное исследование массообмена при обработке углеводосодержащих сред //В кн. Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування. –Миколаїв: НУК, – 2007. – №5. –С.88–94.
12. *Басок Б.И., Ободович А.Н., Пироженко И.А., Коба А.Р.* Энергосберегающая безотходная технология гомогенизации плодоовощного и цитрусового сырья //Пром. теплотехника. –2003. –Т.25, №4. –С.90–93.
13. *Переяславцева Е.А., Грабова Т.Л., Турчина Т.Я., Карповец А.А.* Особенности гидродинамической обработки и распылительной сушки в технологии получения новых бактериальных препаратов // Труды II Международной научно-практ. конф. “Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и тепловые процессы)” СЭТТ–2005.–М.:–МЭИ.–Т.2. –С.287–290.
14. *Долинский А.А., Басок Б.И., Шетанков О.К., Чайка А.И.* Энергосберегающие абсорбционные технологии в производстве газированных напитков //Пром. теплотехника. – 2001. –Т.23, №4–5. – С.137–140.
15. *Корнюшенко Д.А., Блиничев В.И., Бондарева Т.И.* Адсорбция диоксида углерода водой при импульсном высокоэнергетическом воздействии //Изв. ВУЗов, Химия и химическая технология. – 2003. –Т.46, вып.5. – С.14–16.
16. *Промтов М.А., Акулин В.В.* Механизмы генерирования тепла в роторном импульсном аппарате //Вестник Тамбовского гос. техн. университета. – 2006. – Т.12, №2А. – С.363–369.
17. *Промтов М.А.* Машины и аппараты с импульсными энергетическими воздействиями на обрабатываемые вещества. – М.: Машиностроение, 2004. –136 с.
18. *Долинский А.А., Иваницкий Г.К.* Теоретическое обоснование принципа дискретно-импульсного ввода энергии. I. Модель динамики одиночного парового пузырька //Пром. теплотехника. – 1995. – Т.17, №5. – С.3–28.
19. *Долинский А.А., Иваницкий Г.К.* Принципы разработки новых энергоресурсосберегающих технологий и оборудования на основе методов дискретно-импульсного ввода энергии //Пром. теплотехника. – 1997. – Т.19, №4–5. – С.24.
20. *Иваницкий Г.К.* Исследование механизма деформирования и разрушения капель в сдвиговых потоках //Материалы XX науч. конф. стран СНГ “Дисперсные системы”.–Одесса: Астропринт, 2002. – С.114–115.
21. *Кардашев Г.А.* Физические методы интенсификации процессов химической технологии. – М.: Химия, 1990. – 206 с.
22. *Scheibe W.* Formation and dispersion of agglomerates during dry fine-grindings //ZKG International. – 1991. – N2. – P.57–62.

Получено 14.07.2008 г.

УДК 532.516 : 536.24.01

ХАЛАТОВ А.А.¹,
ДАШЕВСКИЙ Ю.Я.², ИЗГОРЕВА И.А.¹¹Институт технической теплофизики НАН Украины²ГП НПКГ "Машпроект"

НОВЫЕ ВИХРЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭРОТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ГАЗОТУРБОСТРОЕНИЯ

Часть 1. Циклонное охлаждение лопаток

Надано огляд нових вихрових технологій аеротермодинаміки стосовно процесів теплообміну та газодинаміки в сучасних енергетичних газових турбінах.

Представлен обзор новых вихревых технологий аеротермодинамики применительно к процессам теплообмена и газодинамики в современных энергетических газовых турбинах.

A survey is given of the advanced vortex aerothermal technologies as applied to the heat-transfer and gas flow processes in the modern power gas turbines.

D, d – диаметр;

F – площадь;

f – коэффициент сопротивления;

Nu – число Нуссельта;

Re – число Рейнольдса;

T – температура;

η – тепловая эффективность.

Введение

Увеличение термодинамического к.п.д. газовой турбины достигается за счет увеличения температуры газа на входе в турбину, повышения степени сжатия воздуха в компрессоре и термогазодинамического совершенства всех ее элементов. В современных энергетических газовых турбинах температура газа после камеры сгорания уже достигла 1550...1600К. Так как эта температура значительно превышает температуру плавления самых лучших конструкционных материалов, то для обеспечения длительной работоспособности газовой турбины используется охлаждение ее элементов. Дальнейшее повышение входной температуры газа пока сдерживается медленным прогрессом в области материаловедения.

Впервые внутреннее охлаждение лопаток турбомашин было использовано в начале 60-х годов XX века при создании газотурбинного двигателя "Conway" (Rolls-Royce, Великобритания). В настоящее время системы охлаждения используют-

ся во всех высокотемпературных газовых турбинах энергетического и транспортного назначения. При этом относительная доля воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение, в ряде случаев достигает десяти процентов и более.

Несмотря на то, что в настоящее время известны и используются на практике более двадцати методов интенсификации теплообмена, конструкторы систем охлаждения лопаток газовых турбин используют ограниченный набор методов, который включает струйное охлаждение, плоские и разрезные ребра, штырьки, поверхностную шероховатость для внутреннего охлаждения и пленочное охлаждение (газовую завесу) — для внешнего охлаждения. Это обусловлено как малым объемом, который имеется в распоряжении конструктора для размещения внутренней системы охлаждения, так и технологическими трудностями изготовления ее элементов.

Наиболее сложной проблемой оказалось организация внутреннего охлаждения лопаток. Потенциал традиционных методов внутреннего ох-

лаждения лопаток практически исчерпан, и дальнейшее форсирование системы охлаждения стало возможным благодаря увеличению расхода воздуха, отбираемого из компрессора или уменьшения диаметра каналов охлаждения для увеличения скорости потока [1]. В первом случае потери в системе охлаждения могут быть соизмеримыми с полезным эффектом охлаждения и даже превысить его, а во втором – возникает проблема засорения мелких каналов системы охлаждения и точного изготовления ребер малой высоты (0,3...0,5 мм) методом литья. В связи с этим возникла настоятельная потребность поиска новых методов внутреннего охлаждения лопаток, обеспечивающих требуемый уровень теплообмена при малых потерях давления и исключая использование микроканалов и микроребер в канале охлаждения.

Активный поиск таких методов начался в начале 90-х годов XX века, и к настоящему времени ведущие зарубежные фирмы “General Electric”, “Pratt & Whitney”, “Solar Turbines” (все США), “Rolls-Royce” (Великобритания), SNECMA (Франция), а также университетские исследовательские центры различных стран выполнили большой объем исследований в этом направлении. Ими сформулированы основные требования к перспективным методам внутреннего охлаждения, которые состоят в следующем: высокий уровень интенсификации теплообмена ($Nu/Nu_0=5-6$), низкие потери давления в каналах охлаждения и минимально возможный расход охладителя, относительно простая и недорогая технология производства, позволяющая избежать изготовления очень мелких элементов (каналы, ребра, др.) в системе охлаждения. Исследования, выполненные в ведущих научных центрах, показали, что закрученные и поверхностно-вихревые потоки оказались тем методом гидродинамического воздействия на поток, который в достаточной степени удовлетворяет вышеперечисленным требованиям.

Охлаждение играет важную роль в обеспечении работоспособности камеры сгорания. Применяемые в настоящее время технологии базируются главным образом на использовании струйного охлаждения ее стенок, что приводит к негативным явлениям при сжигании топлива. “Замораживание” продуктов сгорания относи-

тельно холодными струями, проникающими внутрь факела, приводит к неполному сгоранию и формированию экологически вредных продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу. Создание камеры сгорания с конвективным охлаждением позволило бы избежать таких недостатков, но для этого необходимы эффективные методы конвективного охлаждения, обладающие низкими гидравлическими потерями. К ним относится техника поверхностных углублений, формирующая интенсивные мини-вихри “торнадо” с низкими потерями давления.

Для повышения КПД газотурбинной установки важное значение имеет термогазодинамическое совершенствование ее “ключевых” элементов. Особенно важно уменьшить отрывные и вторичные течения на лопатках турбины и компрессора, которые приводят к значительным потерям давления. Поверхностно-вихревые системы мини-“торнадо” могут послужить основой для создания новых вихревых технологий аэротермодинамики, в частности – для уменьшения отрывных и вторичных течений в элементах энергетических установок.

В настоящей статье дается краткий обзор некоторых последних достижений в области вихревых технологий аэротермодинамики применительно к элементам высокотемпературных газовых турбин энергетического назначения. Прогресс в этой области обеспечен совместными усилиями ученых и инженеров различных стран, причем украинскими учеными внесен серьезный вклад в развитие этой проблемы. В 2002 г. за фундаментальные исследования в области инновационных систем охлаждения лопаток газовых турбин, основанных на принципе закрученного и вихревого движения потока, ученые Украины (А. Халатов), Великобритании (Н. Сайред) и России (А. Козлов) удостоены первой международной премии Научного Комитета НАТО.

Часть 1 статьи посвящена циклонному охлаждению лопаток газовых турбин, часть 2 рассматривает применение техники поверхностных углублений для внутреннего охлаждения лопаток, в части 3 даны некоторые примеры использования вихревых технологий для совершенствования течения и теплообмена в элементах высокотемпературных газовых турбин.

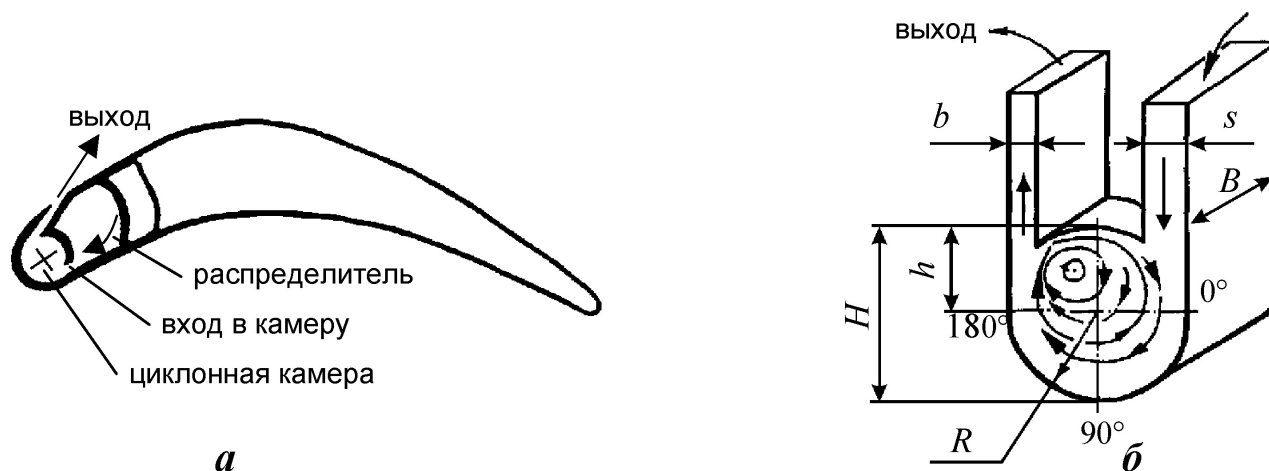


Рис. 1. Квазидвумерная схема циклонного охлаждения [3].

Часть 1. Циклонное охлаждение лопаток

Концепция закрутки потока. Внутреннее охлаждение лопатки, использующее концепцию закрученного движения охладителя, получило название циклонного охлаждения (*screw cooling* – в американской литературе). При проектировании циклонной системы одним из важнейших является вопрос правильной организации закрутки потока в канале охлаждения, которая обеспечивает максимальную интенсификацию теплообмена при заданных ограничениях по расходу охладителя и потерям полного давления. Это достигается выбором формы и размера канала, количеством тангенциальных (или других) подводов охладителя и их размещением по длине канала, соотношением площади канала охлаждения и закручивающих устройств. Исследования, выполненные в работе [2], показали, что при варьировании этих параметров в канале формируется структура закрученного потока с различным уровнем интенсификации теплообмена.

В настоящее время преимущественное развитие получили двух- и трехмерные схемы внутреннего циклонного охлаждения лопаток газовых турбин, которые рассмотрены ниже.

Двумерные схемы. В двумерной схеме создается преимущественно вращательное движение охладителя, а осевая и радиальная компоненты скорости намного меньше вращательной. Впервые конструкция аэродинамического профиля со

встроенными циклонными камерами была предложена в работе [3]. Она включает круглую циклонную камеру охлаждения в области лобовой точки профиля и две боковые камеры охлаждения около выпуклой и вогнутой поверхности. Экспериментальных данных, характеризующих эту конструкцию, в работе не представлено.

Циклонное охлаждение “лобовой” точки турбинной лопатки (рис.1) было рассмотрено в работе [4]. Охладитель подается в камеру через тангенциальную щель внутри лопатки, а выпускается на сторону разрежения через систему отверстий пленочного охлаждения (рис.1, а). Так как сечение камеры не круглое ($H \neq 2R$), то в объеме циклонной камеры формируется осциллирующее вихревое течение, способствующее разрушению пограничного слоя и интенсификации теплообмена.

Экспериментальное исследование циклонной камеры, представленной на рис. 1 б, показало, что при определенных условиях ($s/R=0,4$; $H/R<1,0$) локальный теплообмен в “лобовой” точке может даже превышать результаты, полученные для струйного охлаждения (рис. 2, а), которое широко используется в современной практике внутреннего охлаждения лопаток турбомашин. Здесь Nu , $Nu_{стр}$ – число Нуссельта для циклонной и струйной системы охлаждения.

В условиях, близких к режимам эксплуатации лопаток газовых турбин ($Re_s = 20000$; $F_{вх}/F_{вых} = 0,8$; $s/R = 0,4$; $H/R < 1,5$), средний теплообмен в области $\pm 90^\circ$ от “лобовой” точки мо-

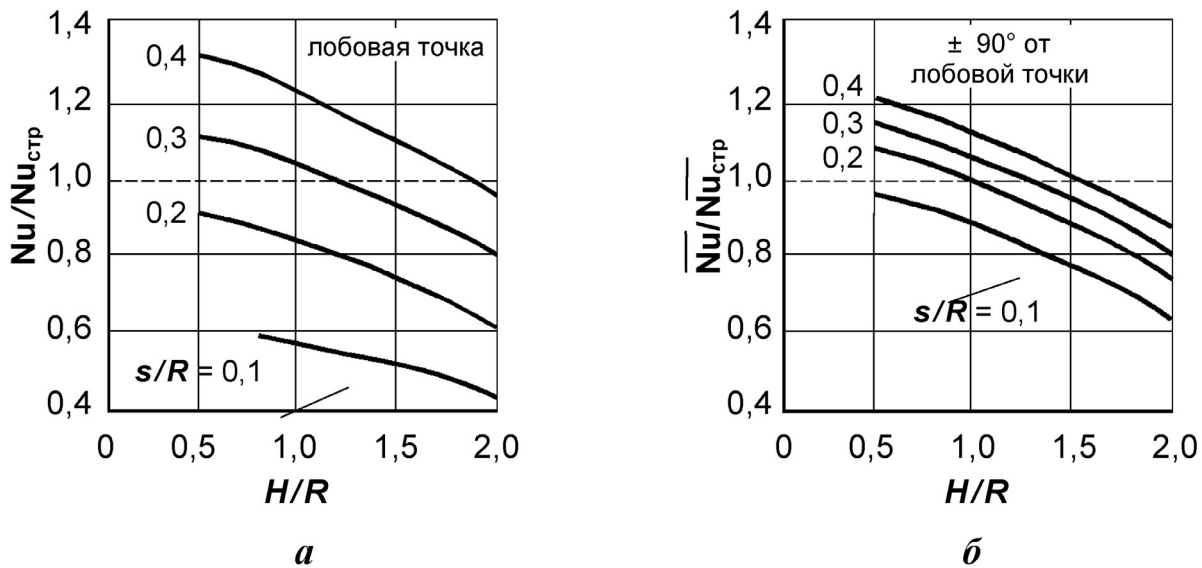


Рис. 2. Локальный теплообмен в “лобовой” точке (а) и осредненный теплообмен (б) в ее окрестности ($\pm 90^\circ$) [4]. Обозначения на рис. 1, б.

жет превышать средний теплообмен при струйном охлаждении (рис.2, б). Для расчета среднего теплообмена в области “лобовой” точки рекомендовано следующее уравнение подобия [4]:

$$\overline{Nu}_s = 0,11 Re_s^{0,8} Pr^{0,4} (T_w/T_f)^{-0,55} (x^*/s)^{-0,4} \times (F_{вх}/F_{вых})^{-0,17}. \quad (1)$$

Здесь: \overline{Nu}_s и Re_s – числа Нуссельта и Рейнольдса, построенные по высоте входной тангенциальной щели s ; x^* – расстояние по обводу циклонной камеры от среза тангенциальной щели до “лобовой” точки; $F_{вх}$, $F_{вых}$ – входная и выходная площади тангенциальной щели.

Несколько таких индивидуальных циклонных камер относительной длиной $L/D=1,0$ могут устанавливаться по высоте лопатки в области “лобовой” точки, что позволяет регулировать закон теплообмена за счет варьирования расхода охладителя через отдельные камеры. При этом торцевые стенки между камерами обеспечивают дополнительный эффект охлаждения за счет обребрения.

Экспериментальное исследование и численное моделирование теплообмена в циклонной камере с круглым поперечным сечением ($H = 2R$), представленной на рис. 1, б, выполнено в работах [5, 6]. В этих исследованиях на внутренней поверхности обнаружены два “пика” локального тепло-

обмена, что обусловлено натеканием и последующим отражением охлаждающей струи от внутренней поверхности циклонной камеры. Для расчета среднего теплообмена в циклонной камере охлаждения предложено следующее уравнение подобия:

$$\overline{Nu}_D = 0,19 Re_D^{0,64}, \quad (2)$$

где \overline{Nu}_D , Re_D – числа Нуссельта и Рейнольдса, построенные по внутреннему диаметру камеры.

Такая же конфигурация циклонной камеры, но длиной $L = 0,5D$ была экспериментально исследована в работах [7, 8]. Отношение площади входной щели к площади поперечного сечения камеры составляло 0,05, что близко к значению, обеспечивающему максимально возможную интенсификацию теплообмена в циклонной и вихревой камерах [2, 9]. Визуализация потока показала образование устойчивой системы вихрей Гертлера на вогнутой поверхности камеры за тангенциальной щелью, а также вихрей Экмана около боковых поверхностей камеры. Для числа Рейнольдса $Re_H = 3100$, построенного по средней скорости потока в тангенциальной щели и ее эквивалентному размеру, вихри Гертлера становятся максимальными на угловом расстоянии 57 градусов от среза тангенциальной щели, в дальнейшем они разрушаются и переходят в хаотиче-

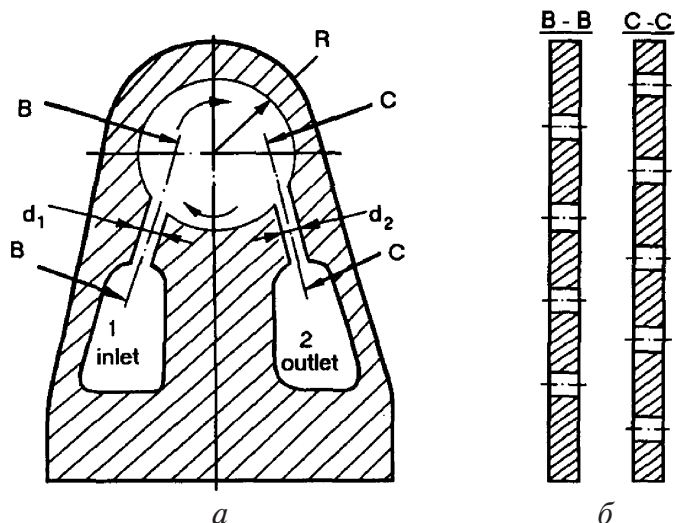


Рис. 3. Струйно-циклонное охлаждение “лобовой” точки турбинной лопатки [12, 13] (“inlet” – вход, “outlet” – выход).

ское движение. Наличие таких вихрей свидетельствует о значительной центробежной неустойчивости потока и способствует дополнительной интенсификации теплообмена.

Исследование, выполненное в работе [10], показало, что установка вихревых генераторов дельтавидной формы (*delta-wings*) в подводящем тангенциальном канале (имитация оребрения в соседнем канале охлаждения) оказывает существенное влияние на условия формирования вихрей Гертлера, их число и расстояние между ними, закономерности перехода в хаотическое движение [10]. Это означает, что интенсификация теплообмена в циклонной камере охлаждения может быть достигнута относительно простым конструктивным методом и без существенных потерь давления.

Несколько иная конфигурация циклонной камеры охлаждения рассмотрена в работе [11]. Такая камера подобна представленной на рис. 1, б, однако входная и выходная тангенциальные щели в ней смещены друг относительно друга по высоте камеры, что формирует асимметричное и осциллирующее вихревое течение, обладающее высокой интенсивностью теплообмена.

Струйно-циклонная камера охлаждения (рис. 3) рассмотрена в работах [12, 13]. В отличие от предыдущих “щелевых” конструкций в ней используется система наклонных круглых струй, охлаждающих

“лобовую” точку лопатки. Наклонные струи формируются со “ступенчатым” отрывом потока в области входных и выходных отверстий, для дополнительной интенсификации теплообмена эти отверстия смещены по высоте камеры (рис. 3, б), что способствует генерации прецессирующих вихревых структур, разрушающих пограничный слой.

Дискретный характер подвода и отвода охлаждаителя в струйно-циклонной камере приводит к неравномерному распределению теплообмена как по высоте лопатки, так и в угловом направлении, причем угловое распределение может быть несимметричным относительно линии “лобовой” точки. В работе [13] показано, что в зависимости от величины диаметра отверстий угловое распределение теплообмена может иметь “плоский” характер (без максимума) или “острый” максимум, приблизительно соответствующий внешнему распределению теплообмена. Это позволяет регулировать закон охлаждения в зависимости от режимов эксплуатации.

Средний (по углу и высоте канала) коэффициент теплоотдачи удовлетворительно описывается уравнением [13]

$$\overline{Nu}_D = 0,02 Re_D^{0,8} (d/s)^{0,2} (F_{\text{вх}}/F)^{-0,1} (T_w/T_{\text{вх}})^{-0,65}. \quad (3)$$

Здесь: d , s – диаметр камеры и эквивалентная высота тангенциальной щели; $F_{\text{вх}}$, F – площадь щели и циклонной камеры; T_w , $T_{\text{вх}}$ – температура поверхности и охлаждаителя на входе. В уравнении (3) обращает на себя внимание специфический характер влияния температурного фактора во вращающемся потоке. Особенности центробежного поля оказывают более сильное влияние на обменные процессы и теплообмен в камере охлаждения.

Тепловая эффективность струйно-циклонной системы охлаждения определяется уравнением:

$$\eta = 0,09 Re_s^{-0,2} (F_{\text{ин}}/F)^{0,7} (d/s), \quad (4)$$

где $\eta = (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}})/(T_w - T_{\text{вх}})$, T_w – средняя температура внутренней поверхности; $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вых}}$ – входная и выходная температуры охлаждаителя.

Чем меньше величина параметра η , тем более эффективно используется энтальпия охлаждаителя в системе охлаждения. Для исследованных кон-

фигураций струйно-циклонного охлаждения полученные результаты ($\eta = 0,23...0,28$) не уступают используемой в настоящее время в лопатках комбинации струйного (“душевого”) охлаждения и внутреннего поверхностного оребрения канала охлаждения.

Анализ, выполненный в работе [10], показал, что теплогидравлическая эффективность струйно-циклонного охлаждения соответствует разрезному оребрению, широко используемому в системах внутреннего охлаждения.

Трехмерные схемы. В трехмерной схеме циклонного охлаждения создается поступательно-вращательное движение закрученного потока с соизмеримым соотношением осевой и вращательной компонентами скорости потока. Радиальная компонента скорости в этом случае пренебрежимо мала по сравнению с ними.

В работе [14] изучена цилиндрическая циклонная камера охлаждения диаметром 50,8 мм и длиной 381 мм ($L/D=7,5$). Тангенциальная щель для подачи охладителя имела высоту 4,1 мм, 6,4 мм и 12,7 мм и выполнена на длине 335 мм. Вследствие нарастания массового расхода в циклонной камере, скорость потока на выходе из щели монотонно уменьшается по длине, однако локальный коэффициент потерь в щели остается примерно постоянным для всех значений числа Re_S , построенного по высоте щели s .

Измерения показали, что осредненное число Нуссельта неравномерно по длине канала, причем для щели высотой 12,7 мм оно резко уменьшается в конце канала, а для двух других щелей имеет два-три характерных “пика”. По угловой координате число Нуссельта не имеет максимума в “лобовой” точке и примерно постоянно в ее окрестности для всех исследованных щелей. Осредненное для всех щелей число Нуссельта удовлетворительно обобщается уравнением:

$$\overline{Nu}_S = 0,139 Re_S^{0,63}. \quad (5)$$

Обширное исследование теплообмена в цилиндрической циклонной камере относительной длиной $L/D = 7,5$ выполнено в работах [8, 15, 16]. Канал имел два тангенциальных завихрителя прямоугольного сечения, расположенных в начале и середине канала, а выход потока осуществ-

лялся через узкую прямоугольную щель, расположенную на боковой поверхности канала в его “глухом” конце. Отношение площади поперечного сечения завихрителей к площади поперечного сечения канала составляло 0,05.

Так же как и в работе [9], при поступательно-вращательном движении потока на боковой поверхности цилиндрического канала обнаружены парные вихри Гертлера, которые существуют достаточно долго, производя несколько “винтовых” оборотов по длине циклонной камеры [8]. Обнаружено, что при поступательно-вращательном движении потока вихри Гертлера более интенсивны, чем в “чисто” вращательном движении, они характеризуются значительной трехмерностью, нестационарностью и хаотичностью. Они способствуют локальному “всплеску” теплообмена за тангенциальными завихрителями. В азимутальном направлении распределение теплообмена примерно постоянно с незначительным максимумом на расстоянии 45 градусов от “среза” тангенциального завихрителя.

Средний по углу и длине коэффициент теплообмена в исследованной циклонной камере определяется уравнением:

$$\overline{Nu}_D = 0,63(T_f/T_w)^{5,7} Re_D^{0,56}(T_w/T_f), \quad (6)$$

которое получено в интервале изменения числа Рейнольдса Re_D , построенного по диаметру камеры, от 20000 до 80000 и температурного фактора T_f/T_w – от 0,6 до 1,0.

Уравнение (6) подтверждает, что в отличие от осевого течения при увеличении температурного фактора T_w/T_f теплообмен возрастает. Для $T_f/T_w > 0,86$ уравнение (6) следует использовать, полагая $T_f/T_w = 0,86$, причем при $T_f/T_w = 0,86$ уравнение (6) переходит в более простое уравнение:

$$\overline{Nu}_D = 0,27 Re_D^{0,65}, \quad (7)$$

которое удовлетворительно согласуется с опытными данными работы [17] и уравнением (2).

В работе [18] исследована двухканальная схема циклонной камеры охлаждения с цилиндрическими каналами, поперечные сечения которых частично совмещены друг с другом. Закрученное

течение, формирующееся в первом канале, передается во второй канал через продольную узкую щель, соединяющую оба канала, индуцируя в нем вторичную закрутку потока. Обмен массой и вращательным моментом между каналами охлаждения определяется шириной щели и площадью выходного сечения обоих каналов, что позволяет регулировать интенсивность теплообмена в широких пределах. Выполненное в работе [19] численное моделирование гидродинамики закрученного потока в двухканальной системе подтвердило высокий потенциал и гибкость предложенной схемы циклонного охлаждения.

В работе [20] изучен теплообмен в цилиндрическом канале диаметром $D = 25,4$ мм и длиной $L/D = 12$ с одиночным тангенциальным отверстием круглого поперечного сечения ($d = 6,4$ мм) в средней части канала, причем закрученный поток выходит одновременно через левое и правое выходные сечения. Для сравнения изучалось “стандартное” струйное охлаждение с радиальной подачей охладителя. Сравнение показало, что в области “лобовой” точки локальный теплообмен при закрутке потока не уступает струйному охлаждению. На расстоянии одного диаметра канала от завихрителя данные по теплообмену закрученного потока уже превышают данные для струйного охлаждения, причем при $x/D = \pm 2,0$ это превышение составляет до 80%. В среднем по каналу циклонное охлаждение примерно на 20% эффективнее с тепловой точки зрения, чем струйное.

Вращение канала охлаждения оказывает существенное влияние на структуру течения. Исследование, выполненное в работе [21], показало, что при поступательно-вращательном (закрученном) движении воздушного потока в радиально-вращающемся канале важную роль играет сила Кориолиса. При закрутке потока через тангенциальную щель в сторону вращения канала средняя интенсивность теплообмена оказалась на 9% выше, чем при его вращении в обратную сторону. Это важное обстоятельство должно обязательно учитываться при проектировании лопаток с внутренним циклонным охлаждением.

Каналы внутреннего охлаждения лопаток турбин чаще всего некруглого поперечного сечения. В работе [22] рассмотрена циклонная камера по-

лусферического поперечного сечения с тангенциальной подачей охладителя через одиночное круглое отверстие. При отсутствии осевого сносящего потока максимальное значение числа Нуссельта наблюдается в сечении тангенциального завихрителя. С увеличением относительного параметра вдува $K = (\rho_c w_c) / (\rho_o w_o)$ этот максимум уменьшается по абсолютной величине и смещается “вниз” по потоку. Здесь индекс “с” соответствует закрученному потоку, а индекс “о” – сносящему потоку. Важно отметить, что влияние закрутки потока на теплообмен проявляется по обе стороны от тангенциального отверстия на длине, равной 12 диаметрам отверстия.

В исследованном случае теплообмен центральной струи без сносящего потока на 10...15% выше, чем теплообмен тангенциальной струи, что объясняется различным характером удара струи о поверхность. При отсутствии сносящего потока теплообмен несимметричный по углу, азимутальная несимметричность особенно заметна при малых значениях диаметра тангенциального отверстия, причем картина становится симметричной только при $\bar{d} > 3,0$. При значении параметра K менее 10,0 в сносящем потоке, которое наиболее характерно для реальных систем охлаждения, тангенциально-закрученная струя имеет более высокие характеристики теплообмена, что объясняется высокой устойчивостью закрученного потока в сносящем потоке.

В работе [23] исследован канал циклонного охлаждения треугольной формы, который моделирует “лобовую” область лопатки. Охладитель в канал подается через ряд тангенциальных отверстий, расположенных по длине циклонного канала с шагом 15 мм и наклоном в сторону выходного сечения. Угол их наклона изменялся от 30 до 75 градусов (90° – тангенциальный подвод). Вследствие подачи охладителя по длине треугольного канала расход и статическое давление увеличиваются к выходному сечению.

Исследования показали, что струи, подаваемые под углом 75 градусов, омывают “дно” треугольного канала, ударяются об его боковую стенку и генерируют два противоположно вращающихся вихря. При этом у левого торца возникает небольшая “мертвая” зона. На дне канала теплообмен выше, чем на его боковой поверхности, но в

обоих случаях он примерно постоянный по длине канала с уровнем интенсификации теплообмена от 4,5 до 8,3 в зависимости от числа Рейнольдса. Средний коэффициент теплообмена в треугольном канале удовлетворительно обобщается уравнением подобия степенного вида

$$\overline{Nu}_{eq} = C Re_{eq}^m \quad (8)$$

где $C = 1,89$, $m = 0,52$ – для дна канала и $C = 2,25$, $m = 0,46$ – для его боковой поверхности. Здесь \overline{Nu}_{eq} и Re_{eq} – числа Нуссельта и Рейнольдса, построенные по эквивалентному размеру канала.

Струи, подаваемые под углом 30 и 45 градусов, “отрываются” от дна треугольного канала и преобразуются в симметричное закрученное течение в центре канала. В левой части канала на длине x/D до 10 диаметров теплообмен достаточно низкий, но постепенно возрастает до максимального значения. Интенсификация теплообмена Nu/Nu_0 составляет от 4,0 до 8,0 и примерно постоянна в области $x/D > 5 \dots 10$. Среди трех исследованных случаев максимальный теплообмен на дне канала наблюдается при угле подачи охладителя 75°, а на боковой поверхности – при углах 30° и 45°. Для различных условий эксперимента значения коэффициентов C и m в уравнении (8) приведены в работе [23].

В работе [24] изучено циклонное охлаждение в прямоугольном канале с продольной разделяющей пластиной, в которой выполнены наклонные отверстия для разворота потока на 180°, что моделирует U -образный поворот в канале внутреннего охлаждения. Эти отверстия направлены на боковую стенку верхнего канала, так что после удара об эту поверхность струйное натекание формирует индуцированный вихрь. Такой вихрь обеспечивает высокий уровень теплообмена во втором канале с фактором интенсификации теплообмена Nu/Nu_0 , достигающим 8,0. Предложенная конфигурация потенциально более перспективна, чем U -образный поворот, присутствующий в петлевой схеме охлаждения лопатки, т.к. в этом случае исключаются мелкие ребра в канале охлаждения. Потери давления в этой системе примерно в два раза выше, чем в U -образном повороте, однако высокий уровень теплообмена в некоторой степени компенсирует этот недостаток.

В работе [25] рассмотрена циклонная камера охлаждения в виде узкого прямоугольного канала с выходом охладителя в одну сторону. Охладитель подается через систему тангенциальных отверстий, расположенных вдоль боковой поверхности канала, что генерирует закрученное течение. Такая схема возникает при наличии внутреннего дефлектора лопатки, повторяющего ее контур и формирующего несколько радиальных прямоугольных охлаждающих каналов вдоль контура лопатки. Экспериментальные данные для этой конфигурации пока отсутствуют, однако, как и в предыдущем случае, следует ожидать высокого уровня интенсификации теплообмена.

Схема трехканального циклонного охлаждения (ТЦО), в которой охладитель движется последовательно через три охлаждающих канала круглого профиля и два тангенциальных завихрителя рассмотрена в работе [26]. Схема ТЦО представлена на рис. 4, а упрощенная конструкция турбинной лопатки с ТЦО – на рис. 5. Экспериментальное исследование ТЦО выполнено в работе [27], а результаты численного моделирования гидродинамики представлены в [28].

ТЦО продемонстрировало высокий уровень теплообмена: для исследованной конфигурации отношение Nu/Nu_0 во втором канале изменялось от 3,4 до 4,9, а в третьем – от 2,8 до 3,8. Вследствие перестройки течения теплообмен увеличивался и в первом (распределительном) канале в области перед завихрителем, где отношение Nu/Nu_0 достигало 1,5. Численное моделирование обнаружило существенную неравномерность течения и локальную зону отрыва потока за тангенциальными завихрителями, что приводит к дополнительным потерям давления. В работе [20] трехканальная циклонная система предлагается для охлаждения хвостовой части турбинной лопатки.

Несколько иная конфигурация циклонного охлаждения лопатки (рис. 6) рассмотрена в работе [29]. Двухканальная схема основана на использовании цилиндрического канала и тангенциальных отверстий, равномерно распределенных по его длине. Охладитель выпускается в хвостовую область лопатки (рис. 6, а, б) или на сторону разреза (выпуклую поверхность) через систему отверстий пленочного охлаждения (рис. 6, в). Эта

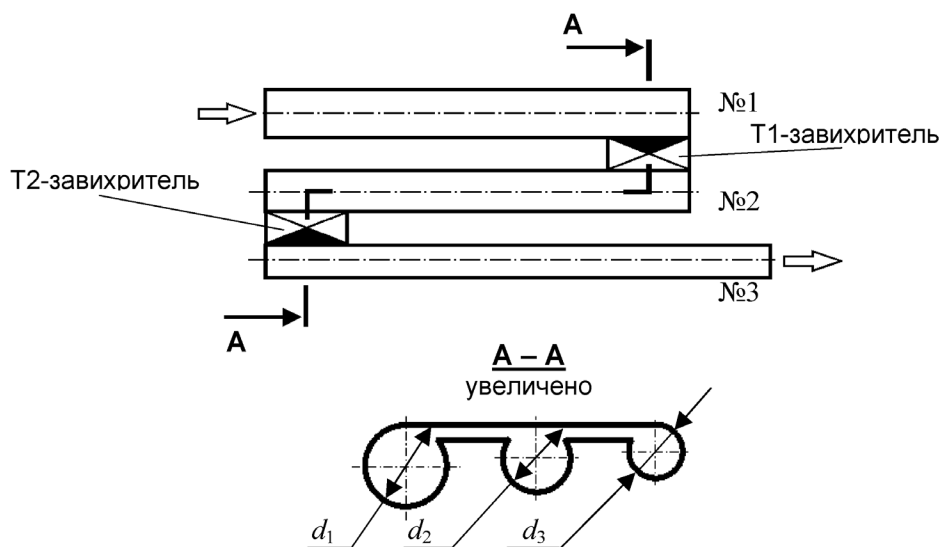


Рис. 4. Схема трехканального циклонного охлаждения.

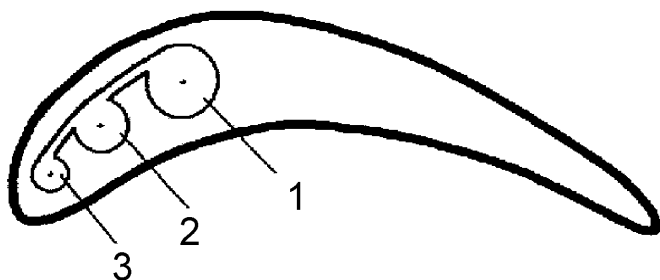


Рис. 5. Турбинная лопатка с трехканальной системой циклонного охлаждения [26]. 1 — канал распределения охладителя. 2, 3 — каналы охлаждения с закруткой потока.

схема имеет много общего со схемой циклонного охлаждения, ранее рассмотренной в работе [30].

Результаты экспериментального исследования показали высокий уровень среднего теплообмена в канале циклонного охлаждения по сравнению с «классическими» методами (рис. 7). Наилучшие условия охлаждения достигнуты в том случае, когда охладитель закручивается по всей длине передней кромки лопатки и удаляется через заднюю кромку (рис. 6, а).

В работе [21] представлено экспериментальное исследование реальной турбинной лопатки с системой охлаждения, выполненной по схеме рис. 6, а, и с оребрением в распределительном канале. Вращение лопатки не оказало влияния на среднюю температуру поверхности и эффективность ее внутреннего охлаждения. Средний теплообмен

лопатки в стационарных условиях, а также при вращении лопатки оказался примерно одинаковым и соизмеримым с данными при внутреннем струйном охлаждении исходной лопатки. Однако результаты, полученные в этой работе, не являются оптимальными, т. к. не были достигнуты лучшие результаты, полученные при исследовании в низкотемпературных (лабораторных) условиях [17].

Сравнительный анализ. На рис. 8 представлены результаты определения среднего теплообмена для различных схем циклонного охлаждения, рассмотренных выше. Экспериментальные данные, характеризующие дву- и квазидвумерные циклонные конфигурации, удовлетворительно описываются уравнением (линия 1):

$$\overline{Nu}_D = 0,49Re_D^{0,56}, \quad (9)$$

которое получено в области изменения числа Рейнольдса Re_D от 2000 до 300000. Уравнение (7) располагается выше данных для струйного охлаждения (линия 3, [20]), а результаты для трехмерной циклонной камеры (линии 4, 5) находятся выше данных для двумерной и квазидвумерной конфигураций. Линия 3а отражает опытные данные для струйного охлаждения при сносящем течении охладителя в канале. При $Re_D < 14000$ опытные данные для экспериментального участка №2 имеют некоторое отклонение от уравнения (7).

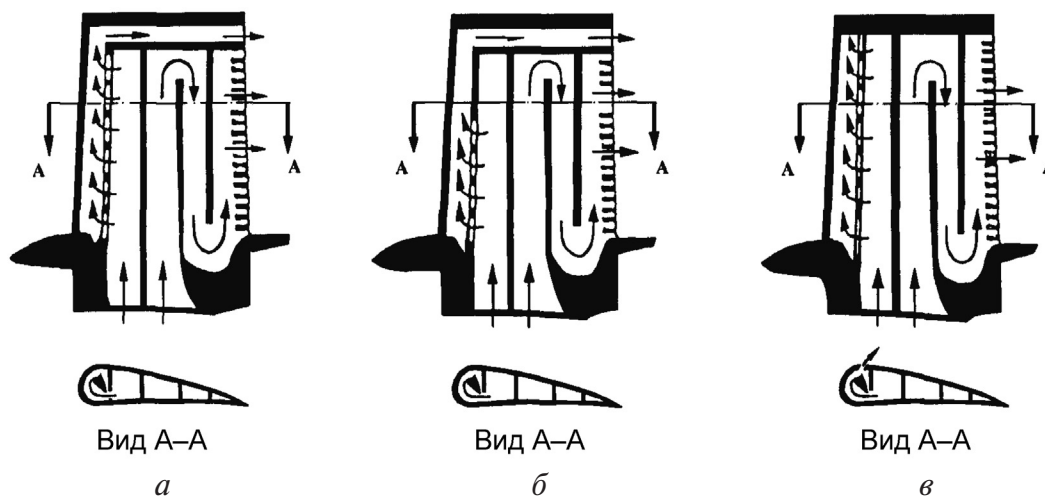


Рис. 6. Турбинная лопатка с двухканальной системой циклонного охлаждения [29].

Опубликованные в настоящее время результаты и новые конструкторские решения [26, 30, 31] демонстрируют высокий потенциал концепции закрученного потока при использовании в системе внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Прежде всего, высокий общий уровень теплообмена позволяет расширить температурный предел функционирования внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. В работе [17] указывается, что применение в конструкции турбинной лопатки трехмерной циклонной схемы (по схеме рис. 6, а) позволило расширить диапазон внутренней системы охлаждения по температуре газового потока с 1176°C до 1260°C .

Кроме высокого уровня теплообмена, концепция закрученного потока имеет несколько других важных преимуществ. Так как центробежные силы вытесняют нагретый охладитель в ядро потока, то в охлаждающем канале наблюдается постоянное “обновление” охладителя около поверхности. Вследствие увеличения статического давления на внутренней поверхности охлаждающего канала при закрутке потока следует также ожидать улучшения эффективности пленочного охлаждения внешней поверхности.

Вращение лопатки не уменьшает эффективности циклонного охлаждения [21], а элементы системы охлаждения полностью воспринимают центробежную нагрузку при вращении. Очень важной особенностью циклонного охлаждения является относительная простота изготовления

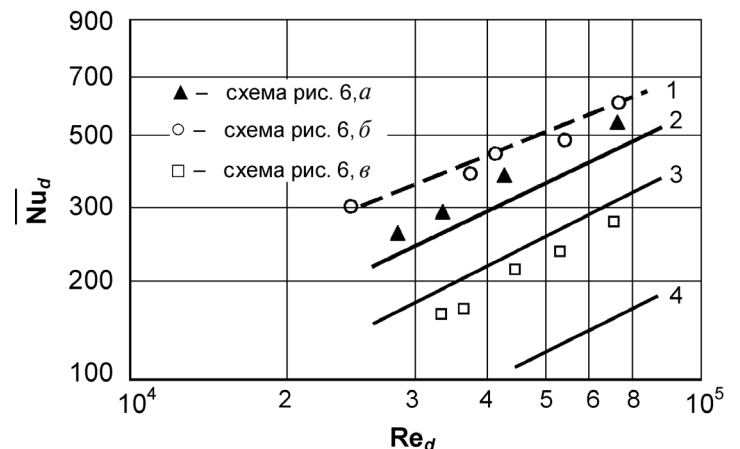


Рис. 7. Средний теплообмен в двухканальной системе циклонного охлаждения [17].
1 – струйное и пленочное охлаждение.
2 – струйное охлаждение со “сносящим” потоком. 3 – разрезные ребра. 4 – гладкий канал.

лопаток и возможность избежать изготовления малых каналов охлаждения и ребер малой высоты ($<0,4$ мм), склонных к засорению.

К настоящему времени исследования в области трехмерных схем циклонного охлаждения выполнены только для охлаждающих каналов с открытым или плоским дном, закрытым или открытым выходом, что исключает формирование концентрированных вихрей в закрученном потоке. Каналы циклонного охлаждения могут быть сконструированы так, чтобы сформировать

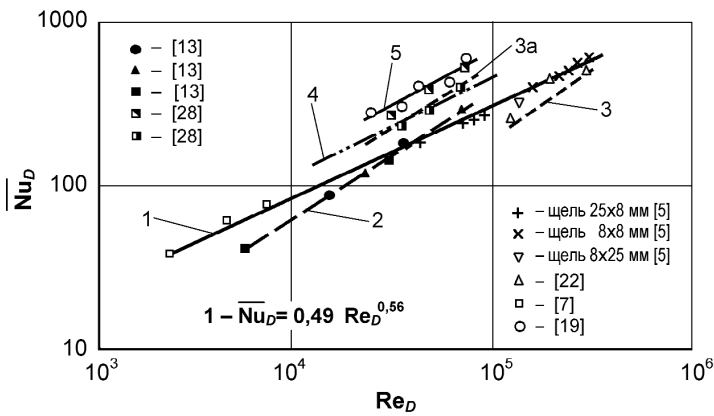


Рис. 8. Средний теплообмен в дву- и трехмерной схеме циклонного охлаждения [6].

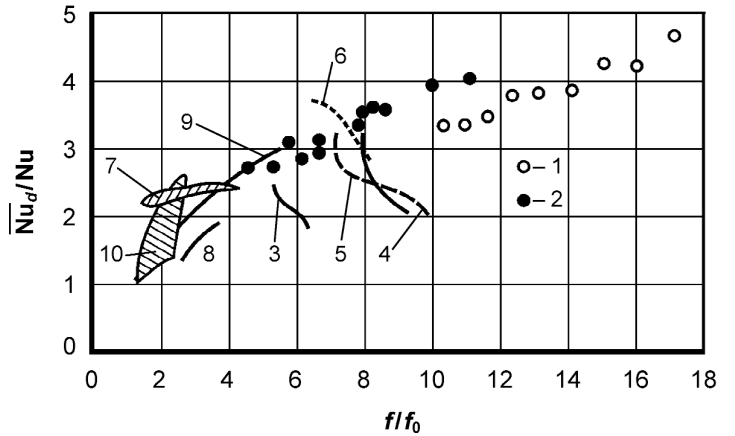


Рис. 10. Аналогия Рейнольдса в канале циклонного охлаждения [27]:

- 1 – трехканальная циклонная схема, канал № 2 (рис. 4);
- 2 – трехканальная циклонная схема, канал № 3 (рис. 4);
- 3–6 – прямые и наклонные (разрезные) ребра (60° и 90°) [34];
- 7 – поверхностные углубления [34];
- 8 – штырьки [4];
- 9 – вихревая матрица [1];
- 10 – поверхностные углубления [1].

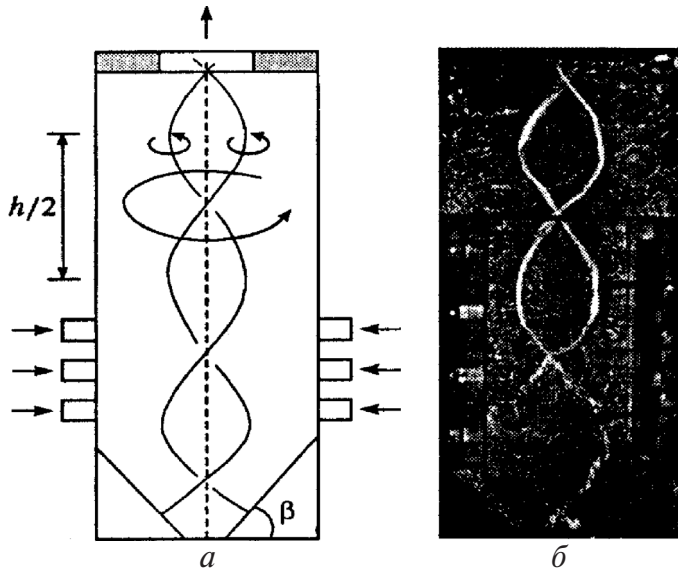


Рис. 9. Закрученный поток с двойной вихревой спиралью в круглом канале [32].

закрученный поток с концентрированными вихрями. Например, при закрутке потока в канале с центральным выходным отверстием и “глухим” профилированным дном формируется закрученный поток с двойной вихревой спиралью (рис. 9). Возможно также формирование прецессирующего вихря, колоннообразных или винтовых вихревых нитей [32]. Создание в канале охлаждения закрученного потока с вихревыми нитями является одним из перспективных направлений дальнейшей интенсификации теплообмена в каналах циклоной системы охлаждения.

Важно отметить, что использование принципа закрученного потока сопровождается дополни-

тельными потерями давления, однако некоторый конструкторский компромисс может быть допущен, т. к. высокий уровень теплообмена и хорошие теплогидравлические характеристики закрученного потока сочетаются с относительно простой и недорогой технологией изготовления охлаждающих каналов.

Теплогидравлическая эффективность. Теплогидравлическая эффективность является основной характеристикой любого метода интенсификации теплообмена [31, 33]. При анализе теплогидравлической эффективности циклонного охлаждения чаще всего используется коэффициент аналогии Рейнольдса $\eta = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)$. При этом неравенство $\eta < 1,0$ не означает ухудшения теплогидравлических свойств канала при использовании конкретного метода интенсификации теплообмена; оно лишь указывает на невозможность их улучшения при заданных значениях диаметра канала и скорости охлаждающего потока.

На рис. 10 дается сравнение циклонной системы охлаждения с другими методами, использующими принцип вихревого движения потока (вихревая матрица и поверхностные углубления). Здесь же представлены опытные данные для

штырьковой системы охлаждения, прямых и разрезных ребер, применяемых в современных системах внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Как следует, в области $f/f_0 = 4,5...8,0$ трехмерная циклонная схема не уступает вихревой матрице и разрезным ребрам, а при $f/f_0 > 8$ она обеспечивает наиболее высокий уровень интенсификации теплообмена, не достижимый всеми другими методами. Для трехмерной циклонной схемы в области $f/f_0 > 5,0$ фактор аналогии Рейнольдса изменяется от 0,28 до 0,5.

Выводы

Опубликованные результаты демонстрируют высокий потенциал концепции закрученного потока при ее использовании в системе внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. Закрутка потока обеспечивает высокий уровень теплообмена в тракте охлаждения при приемлемых потерях давления, в ряде случаев в области “лобовой” точки ее данные превышают результаты, полученные для струйного охлаждения. Это позволяет надеяться на использование конвективной системы охлаждения в условиях, когда традиционные методы внутреннего охлаждения уже не обеспечивают требуемых условий охлаждения. При равных условиях более перспективной выглядит трехмерная схема циклонного охлаждения, результаты которой превышают данные для двумерной и квазидвумерной конфигураций.

Кроме высокого уровня теплообмена, концепция закрученного потока имеет несколько других важных преимуществ. В охлаждающем канале наблюдается постоянное “обновление” охладителя около поверхности, а вследствие высокого статического давления на внутренней поверхности канала следует ожидать улучшения эффективности пленочного охлаждения внешней поверхности. Вращение канала не уменьшает эффективности системы охлаждения, причем элементы циклонной системы охлаждения полностью воспринимают центробежную нагрузку при ее вращении. Несомненным преимуществом циклонной системы является более простая технология производства, позволяющая избежать изготовления охлаждающих каналов малого диаметра с микроребрием.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Нагога Г.П.* Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М.: Изд. Московского авиационного института, 1996. – 100 с.
2. *Халатов А.А.* Теория и практика закрученных потоков. – К.: Наукова думка, 1989. – 198 с.
3. *Smith N.* Cooled Compound Elements of Airfoil // Patent of United Kingdom. №2202907, 416/96R. – 1988.
4. *Гелетуха Г.Г., Халатов А.А.* Струйно-циклонная система охлаждения // Патент Украины № 20116А. – 1997.
5. *Al-Ajmi R., Syred N., Bowen P. & Khalatov A.A.* Evaluation of Vortex Cooling System for Turbine Blade // Proceedings of FEDSM'98. – 1998. – ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. – Paper № FEDSM'98-4996.
6. *Khalatov A., Syred N., Bowen P. & Al-Ajmi R.* Enhanced Cyclone Cooling Technique for High Performance Gas Turbine Blades // Heat Transfer. – 2002. – Proceedings of the 12th International Heat Transfer Conference. – Grenoble, France. – P. 626–672.
7. *Ligrani P., et al.* Flow Phenomena in Swirl Chambers // ASME Paper № 97 – GT-530. – 1997.
8. *Ligrani P., Hedlund C., Babinchak B., Thambu R., Moon H-K, & Glezer B.* Flow Phenomena in Swirl Chambers // Experiments in Fluids. – 1998. – Vol. 24, – P. 254–264.
9. *Шукин В.К., Халатов А.А.* Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
10. *Thambu R., Babinchak B., Ligrani P., Moon H.-K. & Glezer B.* Flow in a Simple Swirl Chamber with and Without Controlled Inlet Forcing // Experiments in Fluids. – 1999. – Vol. 26. – P. 347–357.
11. *Варганов И.И., Халатов А.А., Митрахович М.М.* Охлаждаемая лопатка соплового аппарата // Патент Украины №10515А. – 1996.
12. *Халатов А.А., Варганов И.С.* Охлаждаемая лопатка соплового аппарата // Патент Украины № 58309А. – 2003.
13. *Khalatov A., Syred N., Bowen P. & Al-Ajmi R.* Quasi Two-Dimensional Cyclone-Jet Cooling

Configuration: Evaluation of Heat Transfer and Pressure Losses // ASME Paper № GT2000–230. – 2000.

14. Moon H-K, O' Connel T., & Glezer B. Heat Transfer Enhancement in a Circular Channel Using Lengthwise Continuous Tangential Injection // Heat Transfer-98. Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference.–1998. – Kyongju. – South Korea.

15. Hedlund C., Ligrani P., Glezer B. & Moon H-K. Heat Transfer in a Swirl Chamber at Different Temperature Ratios and Reynolds Numbers // International Journal of Heat and Mass Transfer.– 1999.– Vol. 42. – P. 4081–4091.

16. Hedlund C. & Ligrani P. Local Swirl Chamber Heat Transfer and Flow Structure at Different Reynolds Numbers // Journal of Turbomachinery.– 2000.– Vol. 122. – P. 375–385.

17. Glezer B., Moon H.-K., & O'Connel T. Novel Technique for Internal Blade Cooling // ASME Paper № 96-GT-181.-1996.

18. Варганов И.С., Халатов А.А., Борисов И.И. Соплова лопатка з циклонним охолоджувачем // Патент України № 36360.-2001.

19. Khalatov A., Smith A., Syred N. & Bowen P. A CFD Study into the Flow Pattern in a Double Overlapped Cyclone Cooling Configuration // Промышленная теплотехника.– 2002. – Т.24, № 5. – С.34–45 (англ.).

20. Cheng Kian, et al. Innovative Vortex Cooling Concept and its Application to Turbine Airfoil Trailing Edge Cooling Design // The 33d AIAA/ASME/SAE/ASEE Conference. – Paper № 97 – 3013. – 1997.

21. Glezer B., Moon H-K, Kerrebrock J., et al. Heat Transfer in Rotating Radial Channel With Swirling Internal Flow // ASME Paper № 98 – GT – 214. – 1998.

22. Арсеньев Л.В., Митряев И.Б., Ковалев А.Н. Теплообмен тангенциальной одиночной струи с криволинейной поверхностью // Энергомашиностроение. – 1983. –№3. – С.6–9.

23. Hwang J. & Cheng C. Augmented Heat Transfer in a Triangular Duct by Using Multiple Swirling Jets // Journal of Heat Transfer. – 1999. – Vol. 121, № 3. – P. 683–690.

24. Pamula G., Ekkad S., & Acharya S. Influence of Cross-flow Induced Swirl and Impingement on Heat Transfer in a Two-Pass Channel Connected by Two Rows of Holes // ASME Paper № GT2000–230. – 2000.

25. Khalatov A.A. Advanced Cooling Systems for Gas Turbine Engineering. -Report of Cardiff University. – 2000. – № 2349. United Kingdom. – 54 p.

26. Варганов И.С., Халатов А.А., Борисов И.И. Охолоджувана лопатка газової турбіни // Патент України № 32100А. – 2000.

27. Khalatov A., Syred N., Bowen P., et al. Innovative Cyclone Cooling Scheme for Gas Turbine Blade: Thermal-Hydraulic Performance Evaluation // ASME Paper № GT2000–237. – 2000.

28. Khalatov A. & Lam K. CFD Simulation on the Cyclone Cooling System of the Turbine Blade.- Report of Cardiff University. – 1998. – № 1328. – United Kingdom. – 45 p.

29. Glezer B., Lin T. & Moon H.-K. An Improved Turbine Cooling System // U.S. Patent № 5603606. 416/97 R; 415/115. – 1997.

30. Халатов А.А., Варганов И.И., Борисов И.И. Лопатка газовой турбины с воздушным охлаждением // Патент Украины № 33785А. – 2001.

31. Khalatov A. & Syred N. Innovative Aerothermal Vortex Technologies in Gas Turbine Engineering // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т.24, № 2–3. – С.22–35. (англ.).

32. Алексеенко С.В., Куйбин П.А., Окулов В.Л. Введение в теорию концентрированных вихрей. – Новосибирск: Изд. Ин-та теплофизики Сиб. отд. РАН, 2003. – 478 с.

33. Khalatov A. & Syred N. Application of Swirl Flow Concept to Internal Blade Cooling // International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems. – International Centre for Heat and Mass Transfer (ICHMT). – 2000. –Turkey.

34. Chyu M-K. & Ding H. Heat Transfer in a Cooling Channel with Vortex Generators // Heat Transfer Gallery. Transaction of ASME. Journal of Heat Transfer. – 1997. – Vol. 119, № 5. – P. 545–557.

Получено 26.06.2008 г.

УДК 621.926

АВДЕЕВА Л.Ю.¹, ДРАГАНОВ Б.Х.²¹Институт технической теплофизики НАН Украины²Национальный аграрный университет

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА СМЕШЕНИЯ ДВУХКОМПОНЕНТНОЙ СРЕДЫ

Наведено метод аналізу якості змішування двох компонентів, що ґрунтується на положеннях теорії випадкових процесів.

Приведен метод анализа качества смешения двух компонентов, основанный на положениях теории случайных процессов.

We propose a method for the analysis of the quality of mixing of two components, based on the postulates of the theory of random processes.

σ^2 – предельная величина дисперсии;

S^2 – опытные значения дисперсии;

$P_{x_1}(t)$ – переходная вероятность того, что через промежуток времени t случайная величина $X_1(t)$ примет значение $x_1(t)$;

$F(t, x, y)$ – переходная плотность вероятностей, учитывающая время и координаты диффундирующих частиц;

μ – коэффициент пропорциональности, характеризующий максимальное количество частиц составляющего A , которое к моменту времени t не вошло в ассоциаты смеси AB ;

$m_{x_1x_2}(t)$ – первый начальный момент (математическое ожидание) совместного распределения двух дискретных случайных величин $x_1(t)$ и $x_2(t)$;

$m_{x_1}(t, l), m_{x_2}(t, l)$ – математическое ожидание числа объединений частиц A и B в смеси в момент t в сечении смесителя на расстоянии l ;

$F(m_{x_1}, m_{x_2})$ – изменение математического ожидания распределения двух дискретных случайных величин x_1 и x_2 под действием некоторого силового поля.

Смешение нескольких сред представляет собой случайный процесс, заключающийся в перераспределении компонентов с целью получения определенного рода смеси.

В большинстве случаев при исследовании процесса смешения исходят из случайного характера распределения компонентов. Поэтому мерой качества полученной системы должны быть параметры, характеризующие распределение случайных величин – концентраций компонентов. Как правило, используют числовые характеристики законов распределения концентрации: дисперсию, среднее квадратичное отклонение, коэффициент вариации и т.д. Некоторые авторы [1, 2] для оценки качества смешения используют критерий, основанный на сравнении величины статистической вариации, полученной экспериментальным путем, с вариацией системы со случайным рас-

пределением определяющего признака. При этом принимается, что характер распределения концентраций в случайной смеси определяется предельной величиной дисперсии σ^2 . Полученные опытные значения дисперсии S^2 сравниваются с σ^2 . Если отношение $M = \sigma^2/S^2$, называемое модулем смешения, близко к единице, считается, что рассматриваемая смесь является гомогенной.

Как указывается в [3, 4], для оценки качества смешения предпочтительны те методы, которые основываются на отношениях дисперсий и среднеквадратичных отклонений. Заметим, что в теории случайных процессов [4–6] выборочные статистики в виде моментов распределений играют решающую роль.

Рассмотрим двухкомпонентную смесь, образующуюся в результате взаимодействий двух объединений частиц компонентов A и B по схеме:

$$A + B \rightarrow AB. \quad (1)$$

Примем, что образование смеси соответствует случайному марковскому процессу. Обозначим через $X_1(t)$ и $X_2(t)$ случайные величины, характеризующие количество объединений из составляющих A и B в момент времени t в объеме смесителя, а через $x_1(t)$ и $x_2(t)$ те целочисленные значения ($x_i \geq 1$), которые эти случайные величины могут принимать. Вероятность того, что случайная величина $X_1(t)$ примет значение $x_1(t)$, обозначим через $P_{x_1}(t)$. Следовательно $P_{x_1}(t) = P\{X_1(t) = x_1(t)\}$, где $x_1 = 1, 2, \dots$.

Примем предположение, что при наличии иммиграции и эмиграции смешиваемых частей (частиц) компонентов образование смеси соответствует марковскому простому процессу гибели частиц. В таком случае вероятность P_{x_1} перехода в состояние $x_1 - 1$ за счет гибели популяции за время $t, t + \Delta t$ пропорциональна произведению чисел объединений частиц A и B в момент времени t , равному $h_{x_1} = x_1 x_2$, с коэффициентом пропорциональности μ . Отсюда следует

$$\frac{d}{dt} \sum_{x_1=1}^{x^*} x_1 P_{x_1}(t) = -\mu \sum_{x_1=1}^{x^*} h_{x_1} P_{x_1}(t). \quad (2)$$

В этом уравнении сумма в левой части выражает математическое ожидание дискретной случайной величины $x_1(t)$ — число объединений частиц A , т.е.

$$\sum_{x_1=1}^{x^*} x_1 P_{x_1}(t) = m_{x_1}(t). \quad (3)$$

Учитывая, что по определению $h_{x_1} = x_1 x_2$ и случайные величины $x_1(t)$ и $x_2(t)$ характеризуются одним законом распределения вероятностей, уравнение (3) преобразуется к виду:

$$\sum_{x_1=1}^{x^*} h_{x_1} P_{x_1}(t) = \sum_{x_1, x_2=1}^{x^*} x_1 x_2 P_{x_1}(t) = m_{x_1 x_2}(t). \quad (4)$$

Первый начальный момент $m_{x_1 x_2}(t)$ можно выразить через математические ожидания $m_{x_1}(t)$, $m_{x_2}(t)$ и корреляционный момент $x_1(t)$ и $x_2(t)$ [7]:

$$\text{cov}[x_1(t)x_2(t)] = \sum_{x_1, x_2=1}^{x^*} [m_{x_1}(t) - x_1(t)][m_{x_2}(t) - x_2(t)] P_{x_1}(t). \quad (5)$$

Корреляционный момент (ковариация) x_1 и x_2 характеризует их совместное распределение в момент времени t .

При работе смесителя наблюдать за изменением числа групп частиц невозможно. Представляли интерес изменения моментов распределения, через которые выражается качество смеси:

$$\frac{\partial m_{x_1}(t, l)}{\partial t} = -\frac{\lambda \delta^2 m_{x_1}(t, l)}{\delta t^2} + F(m_{x_1}, m_{x_2}). \quad (6)$$

Условием, гарантирующим существование случайного процесса $X(t)$ с непрерывной вероятностью 1 реализации, имеющего заданные конечномерные распределения, является условие Колмогорова [8], которое формируется следующим образом: для случайного процесса $X(t)$, определенного на интервале $[a, b]$, условия таковы, что при некоторых $\alpha > 0, \delta > 0, C < \infty$ для всех довольно малых τ выполняется неравенство

$$E |X(t + \tau) - X(t)|^\alpha < C |\tau|^{1+\delta}. \quad (7)$$

Дальнейшее развитие условия Колмогорова получило в процессе Орнштейна-Уленбека, являющимся однородным по времени марковским процессом диффузионного типа [9]. Процесс Орнштейна-Уленбека является одновременно стационарным случайным процессом, гауссовским процессом и марковским процессом. Используя теорию марковских процессов, возможно характеризовать переходную плотность вероятности $F(t, x, y)$, учитывающую случайные изменения рассматриваемой системы в зависимости от некоторого числа непрерывно меняющихся параметров (времени, координат и т. п.).

Изложенное представляет один из вариантов анализа процессов смешения двух компонентов. Особенностью анализа является то, что он основывается на методе случайных процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Vallentin F.N. // Chem. — Ing. — Techn. — 1960. — Bd.32, № 5. — P. 343–349.
2. Valdenbaum S.S. Advances in Chemical Engineering 7 th. ed. N.Y.: Acad. press, 1958.
3. Венцель А.Д. Курс теории случайных процессов. — М.: Высш. школа, 1975. — 320 с.

4. *Гихман И.И., Скороход А.В.* Введение в теорию случайных процессов. – М.: Наука, 1965. – 656 с.
5. *Розанов Ю.А.* Случайные процессы. – М.: Наука, 1971. – 288 с.
6. *Баруча-Рид А.Т.* Элементы теории марковских процессов и их приложения. – М.: Наука, 1969. – 225 с.
7. *Корн Г., Корн Т.* Справочник по математике (для научных работников и инженеров). – М.: Наука, 1977. – 832 с.
8. *Колмогоров А.Н.* // Успехи матем. наук. – 1938. – Т. 5. – С. 5–41.
9. *Uhlenbeck G.E., Ornstein L.S.* // Phys. Rev., 1936. – V. 36. – P. 823–841.

Получено 12.05.2008 г.

УДК 621.57-59; 536.1

МОРОЗЮК Т.В.¹,
МОРОЗЮК Л.И.², СОКОЛОВСКАЯ В.В.²¹Морская Академии Щецина, Польша²Одесская государственная академия холодаОСАЖДЕНИЕ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ:
НОВЫЙ ВЗГЛЯД НА ПРОБЛЕМУ

У статті розглянуто теоретичні основи, математичну модель та чисельні результати щодо аналізу дослідження шару осаду на зовнішній поверхні теплообмінних апаратів.

В статье представлены теоретические основы, математическая модель и численные результаты исследования слоя осаждения на внутренней поверхности теплообменных аппаратов.

We present the theoretical foundations, mathematical model, and numerical results for the analysis of a fouling layer on the internal surface of heat exchangers.

B_r^* – модифицированное число Бринкмана;
 Da – число Дарси;
 K – проницаемость пористого слоя;
 f – коэффициент трения в пористой структуре;
 K_r – отношение коэффициентов теплоотдачи пористого слоя к жидкости;
 q – тепловой поток;
 \vec{q} – вектор теплового потока;
 p – давление;
 r – внутренний радиус трубопровода;
 s – удельная энтропия;

s_{gen} – производство энтропии;
 T – температура;
 u – внутренняя энергия;
 v – удельный объем, (ур. (4));
 v – скорость;
 \vec{v} – вектор скорости;
 w – удельная работа;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 μ – вязкость;
 ρ – плотность;
 τ – время.

Осаждение водяного камня на теплообменной поверхности аппаратов с водяным охлаждением, рост слоев пыли, краски, масла и ржавчины на теплообменной поверхности аппаратов с воздушным охлаждением, изменение теплофизических свойств тепло- и пароизоляции трубопроводов, выпадение инея на теплообменной поверхности низкотемпературных аппаратов – воздухоохладителей, осаждение твердых частиц основного технологического процесса на теплообменной поверхности приборов охлаждения (например, сахара, масла, красителей при производстве мороженого) – это далеко не полный список проблем, возникающих в процессе эксплуатации энергетических и холодильных систем. Очевидно, что изменение эксплуатационных характеристик оборудования во времени должно быть учтено при выполнении проекта. Это позволит более корректно определить сроки

ремонтных работ (включая очистку теплообменной поверхности, удаление инея, замену изоляции и т.д.), учитывая конкретные условия эксплуатации оборудования по сравнению со среднестатистическими данными приведенными, например в [1]. В конечном итоге полученная информация способствует более точному определению стоимости работ по обслуживанию и ремонту оборудования, а следовательно, стоимости полезного эффекта системы в течение анализируемого срока эксплуатации оборудования.

Описание динамики изменения характеристик теплообменных аппаратов вследствие образования и роста различных видов осадений стало возможным, благодаря обобщению большого числа экспериментальных данных. При выборе метода экспериментальных исследований следует учитывать соотношение между затратами на проведение исследований и ценностью получае-

мой информации. Для подобных исследований возможно использовать метод аналогий в сочетании с интегральными характеристиками исследуемого элемента системы, полученными при натуральных испытаниях. Такой подход можно признать корректным только при условии, что удастся подобрать процесс, который изучен достаточно подробно во времени и наиболее близко соответствует изучаемому процессу.

Для изучения динамики формирования слоя водяного камня на теплообменной поверхности теплообменных аппаратов авторы выдвинули две гипотезы:

◆ *гипотеза 1*: слой камня является пористой структурой, подчиняющейся закону Дарси. В этом случае в качестве аналогии можно принять динамику формирования слоя инея на поверхности воздухоохладителей. Правомочность такой аналогии доказана в [2]. При использовании интегральных данных по натурным испытаниям [3] были выделены основные стадии формирования слоя накипи [4]: заполнение шероховатостей в материале трубы, формирование “камней”, срыв “пиков” водяного камня и опадание их в виде мелких частиц на внутреннюю поверхность трубы, с уплотнением слоя осаждения, повторный процесс формирования камней с последующим уплотнением вплоть до образования однородного слоя, когда осаждение перестает быть пористой структурой.

◆ *гипотеза 2*: слой камня представляет сплошной слой и не является пористой структурой. Для этой гипотезы используется предположение постепенного уменьшения во времени проходного сечения трубопровода за счет роста слоя водяного камня, теплофизические свойства которого остаются неизменными во времени. Теплотехнические расчеты теплообменных аппаратов подразумевают именно такой подход учета влияния слоя осадений, например [3,5].

Для подтверждения или опровержения выдвинутых авторами гипотез был использован численный метод математического моделирования (подробно описанный в [6]), в основе которого лежат следующие уравнения:

◆ закон сохранения массы

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = -\rho \nabla \vec{v} ; \quad (1)$$

◆ первый закон термодинамики

$$\rho \frac{\partial u}{\partial \tau} = -\nabla \vec{q} - p \nabla \vec{v} - w ; \quad (2)$$

◆ второй закон термодинамики

$$s_{gen} = \rho \frac{ds}{d\tau} + \nabla \left(\frac{\vec{q}}{T} \right) \geq 0 . \quad (3)$$

Используя выражение для определения изменения внутренней энергии

$$du = Tds - pdv = Tds - pd \frac{1}{\rho} , \quad (4)$$

или

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = T \frac{\partial s}{\partial \tau} + \frac{p}{\rho^2} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} , \quad (5)$$

выразим величину s_{gen} в виде

$$s_{gen} = -\frac{1}{T^2} \vec{q} \nabla T - \frac{w}{T} \geq 0 . \quad (6)$$

Величина теплового потока в соответствии с законом Фурье

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T . \quad (7)$$

При разделении величины производства энтропии на термическую и механическую части [2,7] первый член в ур. (6) представляет термическую составляющую роста энтропии s_{gen}^T , вызванную наличием разности температур для обеспечения процесса теплопередачи в теплообменном аппарате, второй член в ур. (6) описывает рост энтропии, вызванный наличием трения, т.е. представляет механическую составляющую роста энтропии s_{gen}^M .

Система уравнений (1–7) с различными модификациями была использована многими авторами (подробный анализ литературных источников представлен в [6]) для исследования особенностей процесса теплопередачи в пористых структурах. Применение теории роста энтропии в пористой структуре к анализу осадений на теплообменной поверхности впервые предложено и рассмотрено в [2].

Величина $s_{gen}^M = \frac{w}{T}$ (где w – удельная работа, произведенная системой) для потока несжимае-

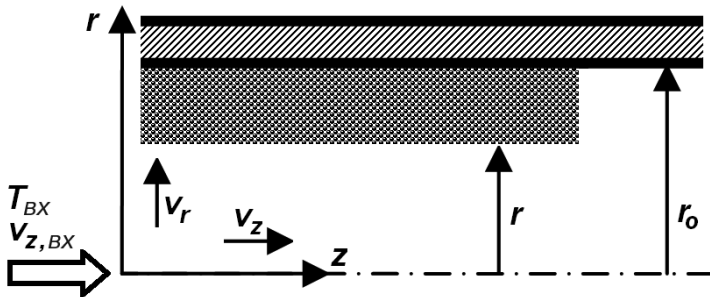


Рис. 1. Фрагмент цилиндрической теплообменной поверхности с внутренним осаждением.

мой жидкости должна быть выражена через величины динамической вязкости рабочего вещества μ , функцию диссипации вязкости потока Φ и фактора f , описывающего наличие ($f \neq 0$) или отсутствие ($f = 0$) пористой структуры.

Для цилиндрической поверхности, частично заполненной внутри пористой структурой, ур. (6) имеет вид [6]:

$$s_{gen} = s_{gen}^T + s_{gen}^M = \frac{\lambda}{T^2} [\nabla T^2] + (1-f) \frac{\mu \Phi}{T} + f \frac{\mu}{KT} [\bar{v}]^2. \quad (8)$$

На рис. 1 представлен фрагмент теплообменной поверхности цилиндрической трубы с внутренним осаждением, представленным в виде пористой структуры. Пористая структура имитируется моделью твердых шаров, в которой диаметр шаров в соединении с расстоянием между ними описывается числом Дарси. При математическом моделировании принято: некоторая часть рабочего вещества, проходящего внутри трубы, движется ламинарно (с постоянными теплофизическими свойствами) в пористом слое; толщина пористого слоя растет во времени ($\bar{r} \neq const$); поток рабочего вещества однородный по скорости и температуре на входе в трубу; температура стенки трубы $T_{ст}$ выше, чем температура входящего потока T_m ; поток рабочего вещества через пористый слой двумерный; эффект плавучести пористого слоя незначителен.

Ур. (8) для вышеперечисленных условий должно быть усложнено рассмотрением в двух направлениях: радиальном (ось r) и продольном

(ось z), в связи с чем выражение для определения Φ также должно быть рассмотрено по двум координатам:

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right]^2. \quad (9)$$

Численный метод математического моделирования позволяет рассмотреть поставленную задачу в обобщенном случае, абстрагируясь от некоторых реальных условий эксплуатации теплообменного аппарата, таких как массовые расходы основного рабочего вещества энергопреобразующей системы и воды (охлаждающей среды), теплофизических свойств этих веществ; геометрии и материала трубы, а также других теплофизических характеристик, используемых в теплотехнических расчетах теплообменных аппаратов. Для этого представим (8) в безразмерном виде, которое и будет использовано для математического моделирования численным методом

$$\bar{s}_{gen} = \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} \right)^2 + Br^* \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{r}} \right)^2 + \left(\frac{\bar{v}_r}{\bar{r}} \right)^2 + \left(\frac{\bar{v}_r}{\bar{r}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{z}} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{z}} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{r}} \right]^2 \right\} + f \frac{Br^*}{Da} [\bar{v}_r]^2, \quad (10)$$

где $\bar{T} = \frac{T - T_{BX}}{T_m - T_{BX}}$ – приведенная температура;

$\bar{r} = \frac{r}{r_0}$ – приведенный радиус; $\bar{v}_z = \frac{v_z}{v_{BX}}$ – приве-

денная скорость по длине трубы; $\bar{v}_r = \frac{v_r}{v_{BX}}$ – приведенная скорость в радиальном направлении;

$\bar{z} = \frac{z}{r_0}$ – приведенная длина трубы. Нижний

символ “о” описывает условия, при которых слой пористой структуры отсутствует.

В математической модели применены модификации Бринкмана в уравнении Дарси для анализа пористых структур [7] со следующими осесимметричными граничными условиями: при

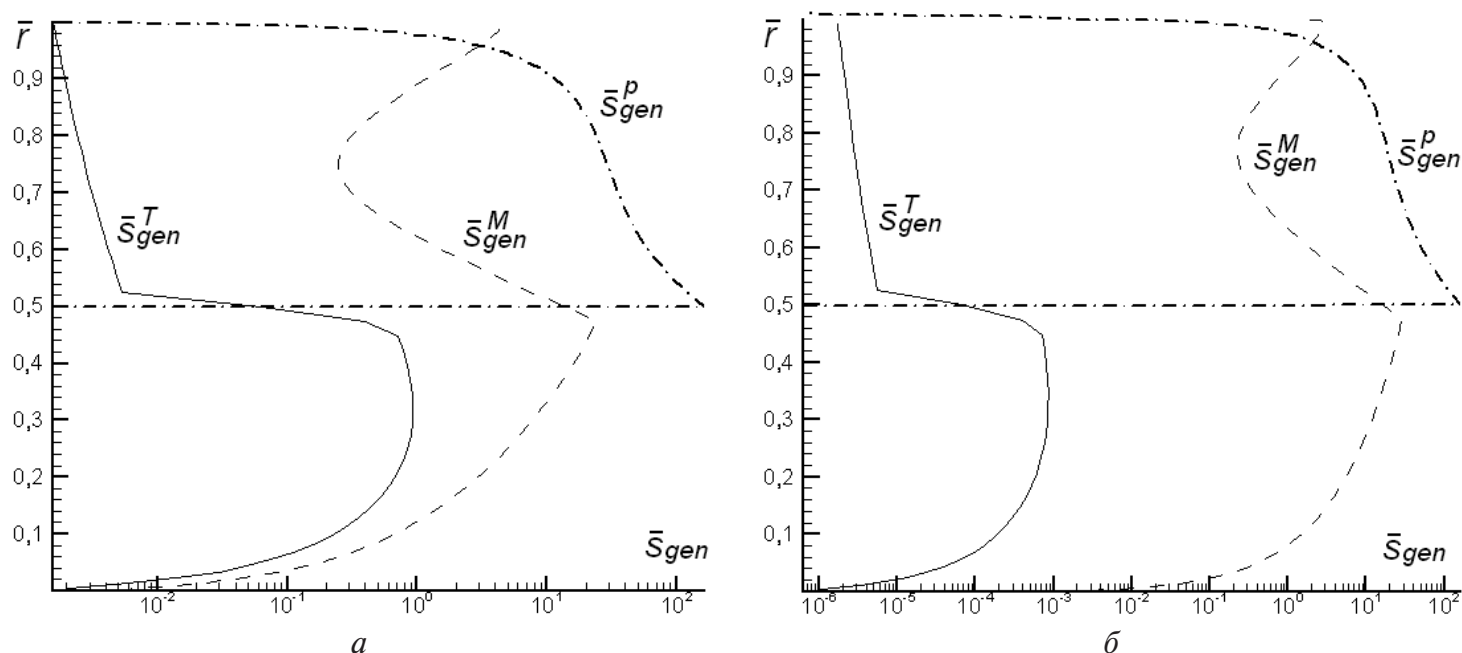


Рис. 2. Рост энтропии при $Da=10^{-2}$: а) входное сечение; б) выходное сечение.

$r = 0$ ($v_r = 0$) градиенты скорости и температуры в радиальном направлении равны нулю. Скорость $v_r = 0$, если $v_z = v_{z, \text{вх}}$ и $T = T_{\text{вх}}$ при $z = 0$. Для $z = L$ градиенты переменных в осевом направлении также приравниваются нулю. Для $r = r_{\text{вх}}$ и $0 < z < L$ дополнительные условия отсутствуют, т.е. $v_z = v_r = 0$ и $T = T_{\text{ст}}$. Предполагалось, что существует локальное тепловое равновесие между твердым скелетом пористой структуры (твердыми шарами) и жидкостью, проходящей внутри пористой структуры.

В статье рассмотрен рост энтропии в цилиндрической трубе, длина которой в 25 раз превышает диаметр. Рост энтропии, вызванный наличием внутреннего осаждения, рассмотрен в двух сечениях трубы: входном и выходном, что дает возможность сопоставить результаты моделирования и результаты натуральных испытаний, так как визуальный контроль и замеры слоя осаждения в середине трубы невозможны. Результаты расчетов представлены на рис. 2 и 3.

Аналізу были подвергнуты два структурных варианта пористого слоя. Первый, характеризуемый числом Дарси $Da=10^{-2}$, использовался авторами для имитации накипи, выпадающей из охлаждающей воды, не прошедшей предварительной деминерализации. Такой случай является распростра-

ненным для водяных конденсаторов, переохлаждающих и промежуточных охладителей (в многоступенчатых) холодильных машинах.

Второй вариант, с числом Дарси $Da = 10^{-6}$, имитировал накипь, выпадаемую из воды, прошедшей предварительную очистку. Этот случай соответствует теплообменным аппаратам, охлаждаемым водой, энергетических систем.

На рис.2 и 3 приведены результаты моделирования величин s_{gen}^T и s_{gen}^M для всего потока, а также s_{gen}^P для части потока, циркулирующей внутри пористого слоя.

Результаты расчетов для случая $Da = 10^{-2}$ показывают, что величина s_{gen}^M существенно превышает s_{gen}^T в зоне пористой структуры, а аномалии, возникающие с s_{gen}^M при $\bar{r} = 0,75$, подтверждают первую стадию формирования слоя накипи [4]. Профиль распределения s_{gen}^T и s_{gen}^M вне зоны пористой структуры качественно соответствует данным, приведенным в [7]. Естественно, что рост s_{gen}^T в зоне осаждения и s_{gen}^P при $Da = \text{const}$ протекает без аномалий. Величины s_{gen}^M и s_{gen}^P при $Da = \text{const}$ сохраняются практически неизменными для входного и выходного сечений трубы, в то время как величина s_{gen}^T уменьшается более, чем на два порядка для выходного сечения,

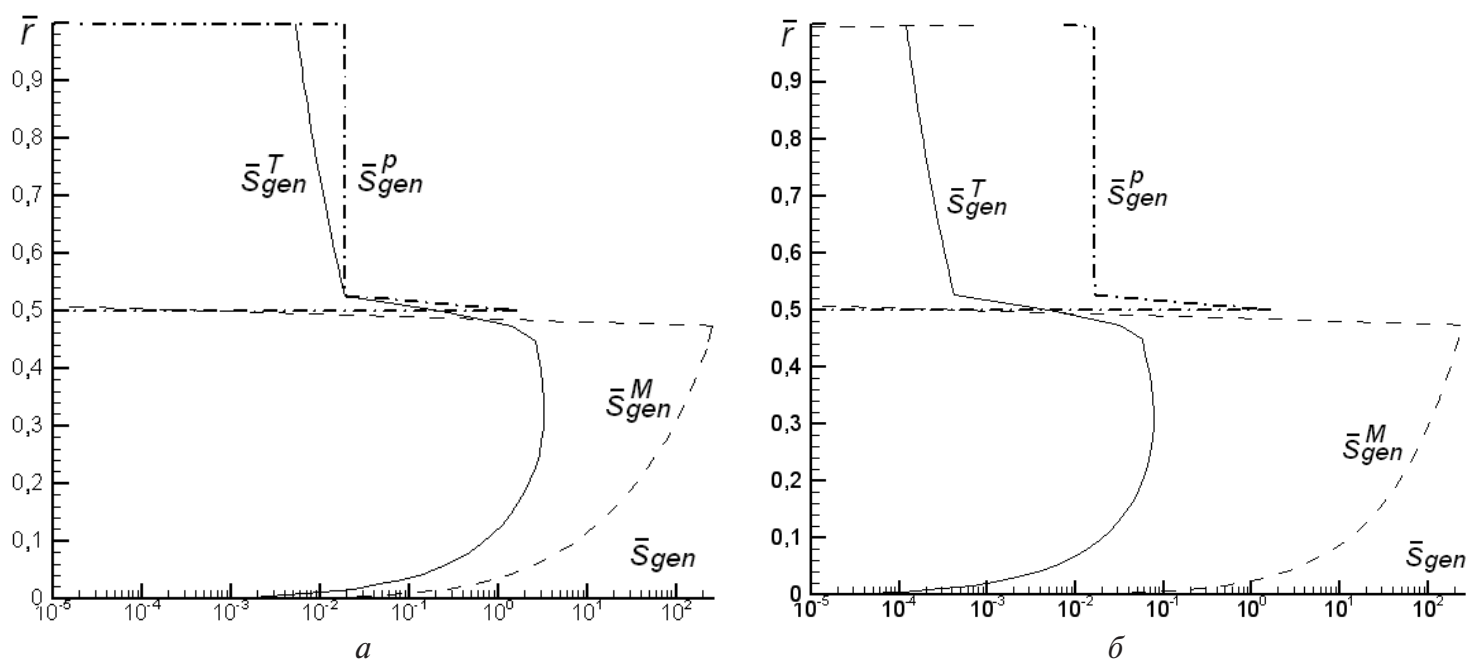


Рис. 3. Рост энтропии при $Da = 10^{-6}$: а) входное сечение; б) выходное сечение.

что демонстрирует сближение температур стенки трубы и потока на выходе из теплообменного аппарата. Результаты моделирования подтверждают адекватность математической модели и полученных результатов, так как качественно совпадают с интегральными характеристиками осадений накипи, полученными при натурных испытаниях [3].

Результаты расчетов для случая $Da = 10^{-6}$ показывают, что величина s_{gen}^M в зоне пористой структуры настолько мала (на рис. 3 отсутствует, так как проходит в непосредственной близости от оси \bar{r}), что не оказывает влияния на характер протекания процессов внутри пористой структуры, а профиль изменения s_{gen}^M вне зоны пористой структуры повторяет характер изменения этой величины для случая $Da = 10^{-2}$. В этом случае для упрощения анализа можно отказаться от использования теории пористых структур при описании слоя осадений на внутренней теплообменной цилиндрической поверхности, приравняв слой осадения к дополнительному сплошному слою.

Определению профилей распределения величин s_{gen}^T , s_{gen}^M и s_{gen}^P в осевом направлении будет посвящена отдельная публикация.

Исследования, проведенные в работе, доказали справедливость обеих гипотез, выдвинутых авторами относительно микроструктуры накипи. Таким образом, степень минерализованности охлаждающей воды является основным фактором, который должен быть учтен при анализе структуры накипи, выпадающей на теплообменной поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Эксплуатация холодильников. Энциклопедический справочник "Холодильная техника". — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 207 с.
2. Morosuk T. Porous media theory as basis for model of fouling layers formation in heat exchangers. Condenser and evaporator of refrigeration machines and heat pumps / In: Emerging Technologies and Techniques in Porous Media, Eds. Ingham, D.B. et al. — Kluwer Chapter 32. — Academic Published. — 2003. — 491–507.
3. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. — М.: Госторгиздат, 1960.
4. Морозюк Л.И., Соколовская В.В., Клименко А.А. Анализ отложений на теплообменной по-

верхности проточных конденсаторов // Холодильная техника и технология. – 2003. – № 3. – С. 25–29.

5. *Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 424 с.

6. *Morosuk T.* Entropy generation in conduits filled with porous medium totally and partially // Int.

J. Heat and Mass Transfer. – Vol. 48. – 2005. – P. 2548–2560.

7. *Bejan A.* Advanced Engineering Thermodynamics. – New York: Wiley, 1988.

Получено 20.05.2008 г.

УДК 66. 047; 541. 18. 053

Ляшенко А.В.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СУШКИ ШЛАМА ИЗ ОРГАНИЧЕСКИХ ОТХОДОВ С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ КОМПЛЕКСНЫХ УДОБРЕНИЙ

У статті представлена технологія з утилізації органічних відходів, що включає установку, яка працює за методом поєднання процесів сушки і диспергування оброблюваного матеріалу. Наведено результати експериментальних досліджень із сушки шламу, проведених в ІТТФ НАН України. Отримано нові дані для створення методики розрахунку таких установок.

В статье представлена технология по утилизации органических отходов, включающая установку, работающую по методу совмещения процессов сушки и диспергации обрабатываемого материала. Приведены результаты экспериментальных исследований по сушке шлама, проведенные в ИТТФ НАН Украины. Получены новые данные для создания методики расчета этих установок.

In this paper, we present a technology for the utilization of organic waste, including a device working according to the method of combination of the processes of drying and dispersion of the material being treated. The results of experimental investigations of waste drying carried out at the Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine are described. New data for the development of a procedure for calculating such devices were obtained.

d – величина частицы шлама;
 T – температура теплоносителя;
 V – скорость движения теплоносителя;

W – влажность шлама;
 τ – время сушки частицы шлама.

Введение

В настоящее время, по данным Госкомстата, в Украине уже накоплено (и продолжает накапливаться) большое количество органических отходов, которые необходимо подвергнуть утилизации. К ним относятся отходы птицекомбинатов, животноводческих комплексов, растениеводства, бытовые отходы муниципальных хозяйств, создающие экологические проблемы. С целью ликвидации этих проблем в мире разрабатываются различные технологии по утилизации отходов.

Наиболее перспективными являются технологии, основанные на создании биоконверсных комплексов – экобиотехнологических замкнутых систем переработки органических отходов при минимальных материально – технических и энергетических потерях с использованием возобновляемых источников энергии для создания стабильной экологической обстановки окружающей среды. В результате реализации этих технологий в энергетических целях используют либо

схему прямого сжигания отходов, либо получения из них биогаза. Биогаз может быть источником получения других видов энергии. Шламы, образующиеся после ферментативной переработки отходов, являются основой для создания полноценных комплексных удобрений. Последние можно производить и непосредственно из органических отходов.

Шламы являются коллоидными капиллярно – пористыми телами и представляют собой гомогенизированные продукты. Могут содержать основные минеральные вещества, необходимые для жизнедеятельности растений, а также микро- и макро- элементы. Количество элементов и величина начальной влажности зависят от природы отходов, а также от способа их переработки. Основная задача утилизации шламов – их обезвоживание, обогащение необходимыми дополнительными элементами, формирование в товарную продукцию [1, 2].

В ИТТФ НАН Украины ведутся исследования, направленные на создание новых технологий и

оборудования по утилизации органических отходов. Перспективной технологией для сушки органических отходов с дальнейшим их использованием в комплексных удобрениях является технология, включающая установку, работающую по способу совмещения процессов сушки и диспергации обрабатываемого материала [3]. Этот способ сушки характеризуется возможностью создания развитой удельной межфазной поверхности, малыми временем сушки и термического воздействия на материал. Высокая температура теплоносителя обеспечивает уничтожение патогенной микрофлоры, яиц гельминтов, семян сорняков и т. д. Эта технология соответствует современной тенденции развития энергосберегающей сушильной техники, заключающейся в стремлении к максимальной интенсификации процессов сушки при одновременном сохранении качества высушиваемого материала.

Экспериментальных данных по сушке шламов после станций аэрации и методик расчета описанной установки в литературе мы не нашли. Поэтому была поставлена цель исследований – получить экспериментальные данные, необходимые для разработки методики расчета установок совмещенных процессов сушки и диспергации.

Предметом исследования был выбран шлак Бортнической станции аэрации. Изучалась кинетика сушки образцов шлака в широком диапазоне изменения тепловых нагрузок и размеров частиц материала.

Изучение влияния температуры и скорости теплоносителя на исследуемый материал было проведено на экспериментальном стенде, состоящем из сушильной камеры, электропечи лабораторной SNOL 7,2/1100, участка подготовки теплоносителя, центробежного вентилятора, воздуховода с регулирующей заслонкой, щита управления, контрольно-измерительных приборов. Были проведены эксперименты при температурах теплоносителя от 70 °С до 700 °С, его скоростях от 1 м/с до 5 м/с, размерах частиц от 1 мм до 6 мм. В процессе сушки, через определенные промежутки времени частицы взвешивались на весах фирмы “AXIS” модели А500. Высушиваемый материал формировался на алюмель – копелевом термоэлектрическом преобразователе диаметром 0,3 мм, что позволяло определять и

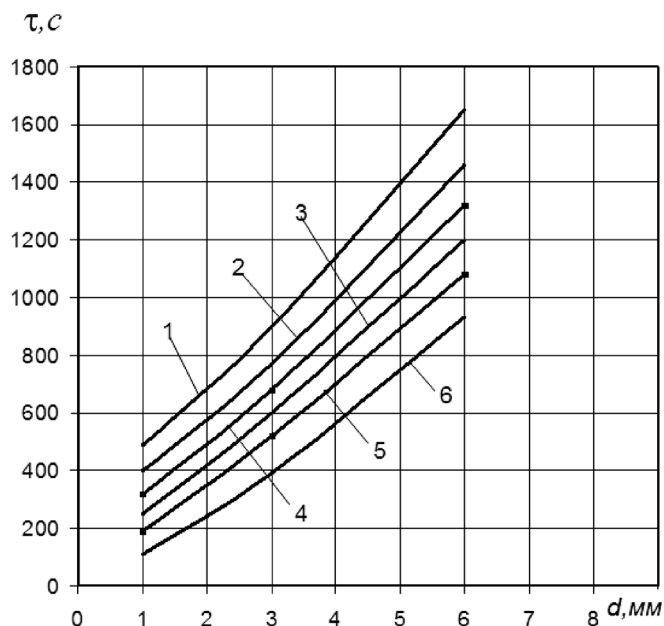


Рис. 1. Зависимость времени сушки шлама от размера частиц $\tau = f(d)$: 1 – при $T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $V = 1\text{ м/с}$; 2 – при $T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $V = 3\text{ м/с}$; 3 – при $T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $V = 5\text{ м/с}$; 4 – при $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $V = 1\text{ м/с}$; 5 – при $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $V = 3\text{ м/с}$; 6 – при $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $V = 5\text{ м/с}$.

его текущую температуру. Для этого использовался цифровой регулятор температуры фирмы “ENDA” марки ЕТС 442.

Анализ экспериментов (рис. 1) показывает, что на длительность процесса сушки влияет температура теплоносителя, его скорость и размеры частиц материала. Так, увеличение скорости теплоносителя от 1 м/с до 5 м/с при $T=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ привело к уменьшению времени сушки для частиц размером 1 мм в 1,8 раза, для частиц размером 6 мм в 1,3 раза. При увеличении скорости теплоносителя при $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$ от 1 м/с до 5 м/с привело к уменьшению времени сушки для частиц размером 1 мм в 2,75 раза, для частиц размером 6 мм в 1,46 раза. Увеличение температуры теплоносителя от 70 °С до 100 °С привело к уменьшению времени сушки при скорости теплоносителя $V = 1\text{ м/с}$ для частиц размером 1 мм в 1,36 раза, для частиц 6 мм в 1,25 раза. При $V = 5\text{ м/с}$ для частиц размером 1 мм время сушки уменьшилось в 2 раза, для частиц размером 6 мм в 1,33 раза.

При увеличении температуры теплоносителя от 200 °С до 700 °С (рис. 2), т. е. в 3,5 раза, время

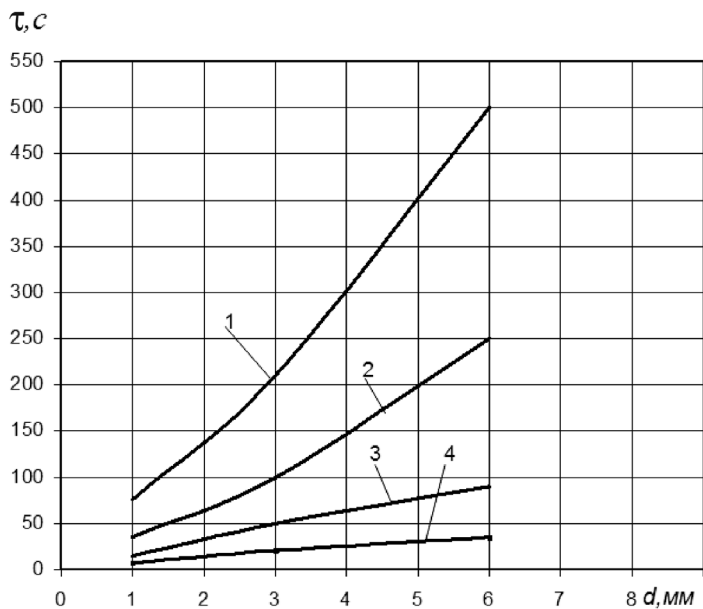


Рис. 2. Зависимость времени сушки шлама от размера частиц $\tau = f(d)$: 1 – при $T = 200\text{ }^\circ\text{C}$; 2 – при $T = 350\text{ }^\circ\text{C}$; 3 – при $T = 500\text{ }^\circ\text{C}$; 4 – при $T = 700\text{ }^\circ\text{C}$.

сушки уменьшалось для частиц всех размеров. Так, для частиц размером от 1 до 3 мм – примерно в 10 раз. Частицы больших размеров в процессе их сушки при температурах 500 °C и 700 °C начинали воспламеняться (рис. 3).

Анализ результатов исследования подтвердил, что для максимальной интенсификации процесса сушки шлама необходимо осуществлять его диспергирование на частицы, возможно, меньшей величины, в результате чего увеличивается поверхность теплообмена, уменьшается время сушки частиц, обеспечивается быстрый вывод сухих частиц потоком теплоносителя из зоны сушки. Это можно осуществить конструкцией рабочей камеры, обеспечивающей измельчение материала в процессе сушки по длине камеры.

Постоянное обновление поверхности частиц материала и тем самым поддержание его влажности, соответствующей температуре мокрого термометра, ведет к увеличению объемов влагоудержания, что уменьшает габариты установки, а следовательно, ее металлоемкость. Это подтверждают экспериментальные данные, полученные при испытании установки, в которой сушились органические отходы птицеводческого

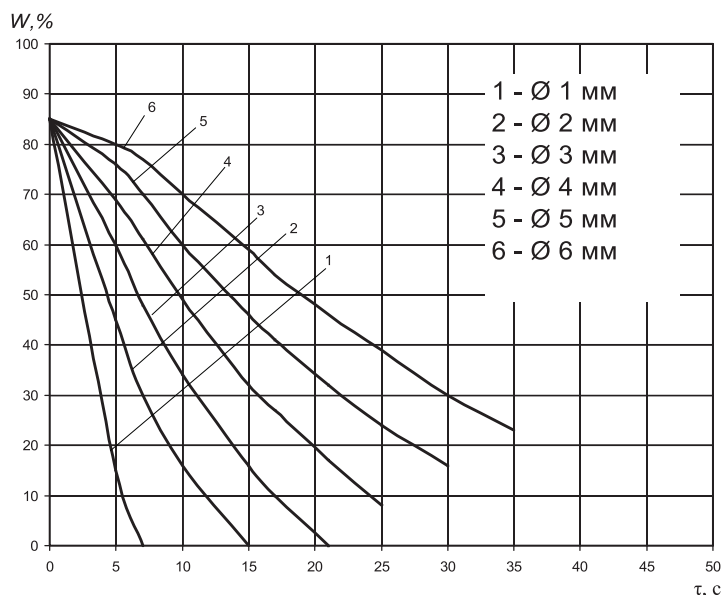


Рис. 3. Кривые сушки шлама при $T=700\text{ }^\circ\text{C}$.

производства. Снижение температуры теплоносителя от 700 °C до 120 °C по длине камеры позволяло снижать влажность материала от $W_{\text{нач.}} = 80...85\%$ до $W_{\text{кон.}} = 12...15\%$ за время его пребывания в камере в течение 3...5 сек. Величина частиц в готовом продукте – 1...3 мм. Производительность установки по сырью достигала 600 кг/ч. Технические показатели данной установки качественно выше, чем у барабанных сушилок, по таким показателям, как габариты установки, потребляемая мощность, масса установки при одинаковой производительности.

Выводы

В результате проведенных исследований получены новые данные для создания методики расчета установок, использующих метод совмещения процессов сушки и диспергации при обезвоживании шламовых отходов. Эксперименты подтвердили, что возможна реализация энергоресурсоэффективной высокотемпературной сушки шламов из органических отходов при постоянном обновлении поверхности теплообмена в закрученном потоке при температуре до 700 °C и размерах частиц до 3 мм с сохранением полезных составляющих в конечном продукте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дубровский В.С., Виестур У.Э. Метановое сбраживание сельскохозяйственных отходов. – Рига: “Зинатне”, 1988. – 204 с.

2. Єрмоленко В.О. Біологічно активні добрива. Технологія виробництва. – НВЦ СТ “Вибір”, 2002. – 151 с.

3. Ляшенко А.В., Процьшин Б.Н., Гордиенко П.В., Фищук Н.У. Интенсификация процесса тепломассообмена при сушке термолabileльных пастообразных материалов // Промышленная теплотехника. – 2008. – №1. – С. 46 – 49.

Получено 19.06.2008 г.

УДК 621.18.045:662.951.2

Кучин Г.П.¹, Пикашов В.С.²,
Скрипко В.Я.¹, Быкорез Е.И.¹¹Институт технической теплофизики НАН Украины²Институт газа НАН Украины

К ВОПРОСУ ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОПОГЛОЩАЮЩЕГО АНТИКОРРОЗИОННОГО ПОКРЫТИЯ ДЛЯ ЭКРАННЫХ ТРУБ ТОПОК КОТЛОВ

Наведено результати досліджень, спрямованих на інтенсифікацію теплообміну у топках котлів шляхом штучного підвищення поглинальної здатності верхні екранних труб.

Приводятся результаты исследований, направленных на интенсификацию теплообмена в топках котлов путём искусственного повышения поглотательной способности поверхности экранных труб.

In this article, results are presented of our investigations directed to the intensification of heat exchange in boiler furnaces by artificial rising the absorptive power of water-wall tube surface.

a – поглотательная способность;
 q – плотность теплового потока;
 T – температура;
 ΔT – разность температур;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 δ – толщина;
 $\varepsilon_{\text{г}}$ – степень черноты газов;
 η – КПД котла;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 $\sigma_{\text{в}}$ – коэффициент, определяемый степенью черноты газов $\varepsilon_{\text{г}}$, поглотательной способностью чистой стальной трубы $a_{\text{ст}}$ и угловыми коэффициентами между объемом продуктов сгорания, огнеупорными поверхностями и экранными трубами.

Индексы нижние:

г – газ;
 ст – стенка стальной трубы;
 пок – теплопоглощающее покрытие;
 р – радиационный тепловой поток;
 в – направление теплового потока от стенки к воде;
 эф – эффективная температура продуктов сгорания в топке;
 н – наружная поверхность.

Индексы верхние:

' – наружная поверхность стенки трубы;
 '' – внутренняя поверхность стенки трубы.

Основным требованием при конструировании и эксплуатации водогрейных и паровых котлов является минимальные удельные расходы топлива или максимальный КПД. Это достигается хорошей изоляцией котлов, химической и механической полнотой сгорания, снижением температуры уходящих газов. При эффективной изоляции и одинаковой полноте сжигания топлива понижение температуры уходящих газов, а следовательно, и повышение КПД котла связано с развитием поверхностей нагрева топки и конвективной части или с интенсификацией теплообмена между продуктами сгорания и поверхно-

стями нагрева. Второй путь более эффективен, так как снижает металлоёмкость котла и удешевляет капитальные затраты.

Ниже приводятся исследования, направленные на интенсификацию теплообмена в топках котлов путём искусственного повышения поглотательной способности поверхности экранных труб [1].

Как известно, основной вид переноса теплоты в топке котла – радиационный. Теплота передаётся радиацией от высокотемпературных полупрозрачных продуктов сгорания, находящихся в объёме топки, к экранным поверхностям нагре-

ва. Плотность результирующего теплового радиационного потока от продуктов сгорания, усвоенного стальными трубами топочного объёма, определяется из уравнения

$$q = \sigma_{\text{в}} (T_{\text{эф}}^4 - T_{\text{ст}}^4) . \quad (1)$$

Для анализа влияния поглощательной способности поверхности экранных труб на процесс теплообмена в топке выделяем $a_{\text{ст}}$ из $\sigma_{\text{в}}$ в уравнении (1). Учитывая также, что $T_{\text{эф}}^4 \geq T_{\text{ст}}^4$, уравнение (1) с достаточной для практических целей точностью можно записать:

$$q'_{\text{п}} = \sigma_{\text{г}} T_{\text{эф}}^4 , \quad (2)$$

где $\sigma_{\text{в}} = a_{\text{ст}} \sigma_{\text{г}}$.

Плотности тепловых потоков: переданного через стенку трубы (теплопроводностью) к переданному конвекцией от стенки теплоносителю (вода) равны:

$$q'_{\text{в}} = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} (T'_{\text{ст.н}} - T''_{\text{ст}}) , \quad (3)$$

или

$$q'_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}} (T''_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) ; \quad (4)$$

$$q'_{\text{в}} = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ст}}}} (T'_{\text{ст.н}} - T_{\text{в}}) . \quad (5)$$

Учитывая, что в реальных условиях $\frac{\sigma_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \geq \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}$ последним в расчётах можно пренебречь, тогда и формула (5) упростится:

$$q'_{\text{в}} = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}} (T'_{\text{ст.н}} - T_{\text{в}}) . \quad (6)$$

В случае нанесения на трубы покрытия с высокой поглощательной способностью $a_{\text{пок}}$ с толщиной $\delta_{\text{пок}}$ и теплопроводностью $\lambda_{\text{пок}}$ уравнения (2) и (6) запишутся следующим образом:

$$q'_{\text{п}} = a_{\text{пок}} \sigma_{\text{г}} T_{\text{эф}}^4 , \quad (7)$$

$$q'_{\text{в}} = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{пок}}}{\lambda_{\text{пок}}}} (T_{\text{пок}} - T_{\text{в}}) . \quad (8)$$

Поскольку тепловой поток, поглощенный трубами от излучения топочных газов, равен потоку, усвоенному водой, то из (2), (6) и (7), (8) получим:

$$q' = q'_{\text{п}} = q'_{\text{в}} = a_{\text{ст}} \sigma_{\text{г}} T_{\text{эф}}^4 = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}} \Delta T'_{\text{ст}} , \quad (9)$$

$$q'' = q''_{\text{п}} = q''_{\text{в}} = a_{\text{пок}} \sigma_{\text{г}} T_{\text{эф}}^4 = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{пок}}}{\lambda_{\text{пок}}}} (\Delta T_{\text{пок}} + \Delta T''_{\text{ст}}) , \quad (10)$$

где $\Delta T'_{\text{ст}} = T'_{\text{ст.пок}} - T_{\text{в}}$; $\Delta T_{\text{пок}} = T_{\text{пок}} - T'_{\text{ст.пок}}$.

Для того чтобы получить положительный эффект от применения покрытия с высокой поглощательной способностью, необходимо выполнение условия

$$q'' > q' , \quad (11)$$

или, как следует из формул (9), (10) и (11),

$$a_{\text{пок}} / a_{\text{ст}} > \frac{\Delta T_{\text{пок}} + \Delta T'_{\text{ст}}}{\Delta T''_{\text{ст}} \left(1 + \frac{\delta_{\text{пок}}}{\lambda_{\text{пок}}} \right) / \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}} . \quad (12)$$

Из анализа формул (9), (10) и (11) видно, что нанесенное покрытие с большей поглощательной способностью, чем у исходной поверхности, по разному может влиять на радиационный тепловой поток. Слой покрытия на стальной поверхности увеличивает суммарное термическое сопротивление и тем самым снижает эффект от увеличения поглощательной способности, причём, чем больше толщина покрытия и меньше коэффициент теплопроводности, тем сильнее снижение эффективности. При определенных соотношениях параметров нанесенное покрытие может уменьшить воспринятый тепловой поток по сравнению с исходной поверхностью, поэтому при разработке покрытия необходимо стремиться к тому, чтобы оно имело максимальную поглощательную способность и минимальное термическое сопротивление, т.е. максимальный

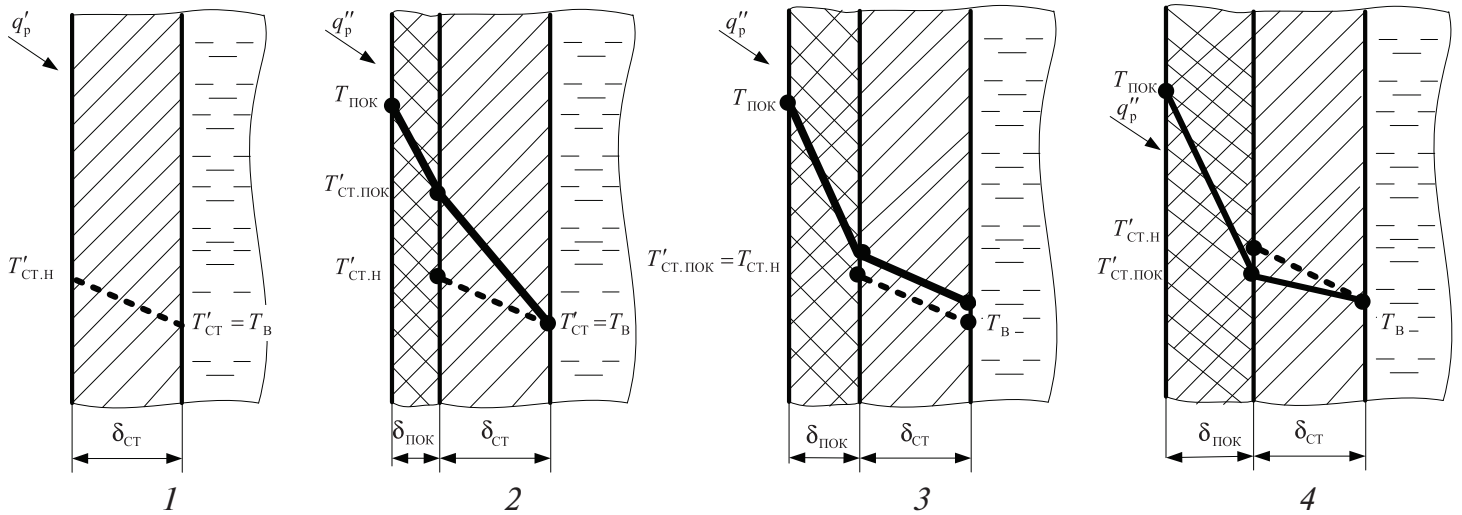


Рис. 1. Распределение температур в стенке экранной трубы при различном соотношении параметров $a_{ст}, a_{пoк}, \delta_{пoк}, \lambda_{пoк}$ (1 – без покрытия; 2,3,4 – с покрытием)
 ————— — перепад температур по толщине стенки и покрытия;
 - - - - - — начальный перепад температур.

коэффициент теплопроводности и минимальную рабочую толщину.

На рис. 1 представлена графическая интерпретация распределения температур по толщине стенки при различных вариантах, которые могут встретиться на практике. Если соблюдается условие (12), то в случае использования покрытия перепад температур по толщине стальной стенки под покрытием $\Delta T_{ст}$ будет выше, чем у такой же стенки без покрытия, т.е.

$$T_{ст.пoк} - T_в > T'_{ст.н} - T_в \quad (13)$$

Для случая, когда $\Delta T_{ст}$ не изменяется при нанесении покрытия,

$$T_{ст.пoк} - T_в = T'_{ст.н} - T_в \quad (14)$$

и обе части в формуле (12) равны, усвоенный тепловой поток не изменится (нулевой эффект), рис. 1. При знаке неравенства в (12) в противоположную сторону – эффект будет отрицательным и $\Delta T_{ст}$ понизится по сравнению с первоначальным значением, т.е.

$$T_{ст.пoк} - T_в < T'_{ст.н} - T_в \quad (15)$$

На рис. 2 приведена расчетная зависимость величины КПД котла от толщины покрытия экранных труб. При проведении расчетов прини-

малось, что поглощательная способность покрытия $a_{пoк} = 0,98$. Как видно из рис. 2, с увеличением толщины покрытия от 0 до 0,38 мм КПД котла возрастает от 0,82 до 0,847, а затем при дальнейшем увеличении толщины покрытия до 2 мм составляет 0,838.

Необходимо отметить, что в существующих котлах обычные стальные трубы не защищены от коррозии. Можно предположить, что стальные трубы, покрытые слоем окалины или ржавчины, хотя и имеют поглощательную способность более высокую, чем у неокисленной стальной поверхности, однако при определенной толщине этого слоя возникает отрицательный эффект, который может сильнее сказываться со временем при увеличении толщины слоя ржавчины. К тому же из-за коррозии уменьшается срок службы котла. Поэтому покрытие должно защищать трубы котла от коррозии, быть достаточно теплостойким при температурах работы труб котла, иметь хорошую адгезию, влагостойкость, механическую прочность.

Эффективность использования теплопоглощающего покрытия проверена на действующих котлах ПТВМ-30 и НИИСТУ-5. Покрытия изготавливались на основе пентофталеинового лака или кремнесернистого лака. В состав пигментов покрытия входили газовая канальная сажа КТО-250, окись железа с размером частиц 10...63 мкм, алю-

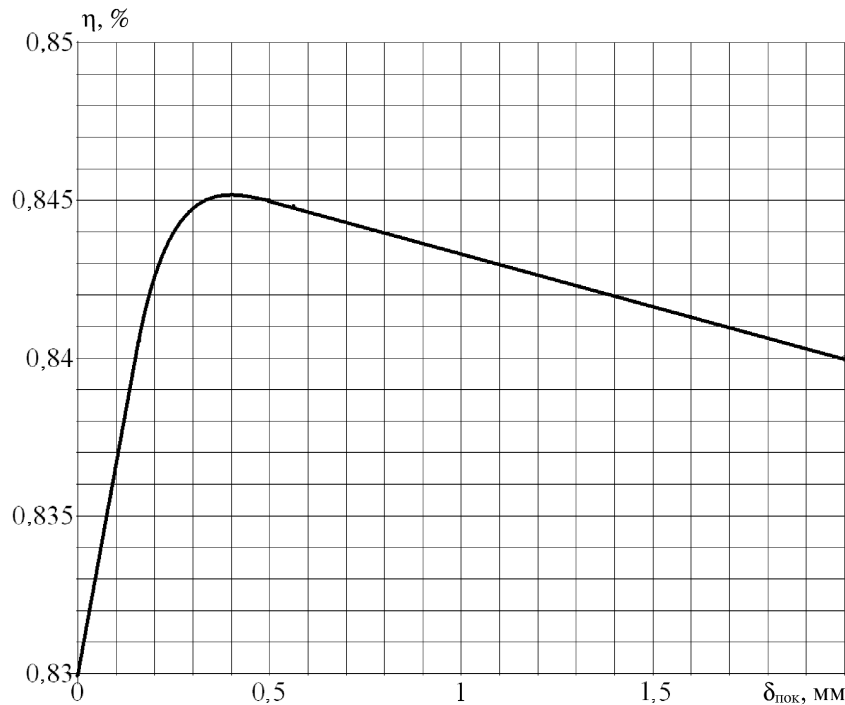


Рис. 2. Зависимость η котла НИИСТУ-5 от толщины покрытия $\delta_{\text{пок}}$ стальных труб при $a_{\text{пок}} = 0,98$.

миниевая пудра марки ПАП-1. Пигменты и связующие смешивались до получения однородной массы и наносились на экранную поверхность труб котла. Через 24 часа покрытие было готово к эксплуатации.

Выводы

1. Проведен анализ оптимальности геометрии и состава поглощающего покрытия в условиях высокотемпературного прогрева экранных труб топок котлов, что позволило применить и испытать в эксплуатации трубы с

покрытием в действующих котлах ПТВМ-30 и НИИСТУ-5.

2. Испытания показали увеличение КПД котлов от применения покрытия на 1 и 1,8% соответственно.

ЛИТЕРАТУРА

1. Власюк А.В. Підвищення ефективності використання палива в опалюваль-них котлах малої теплопродуктивності та бітумних агрегатах: Дис. канд.техн.наук: — К.: — 2002. — 172 с.

Получено 07.07.2008 г.

УДК 621.186.1

ДМИТРЕНКО Н.П., АВРАМЕНКО А.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗООХЛАЖДАЕМЫХ РЕАКТОРОВ

В статті проведено апробацію математичної моделі конвективного теплообміну в каналах високотемпературних газоохолоджувальних реакторів. Отримано розподіли температур та коефіцієнта тепловіддачі. Дано порівняльну характеристику газових теплоносіїв з точки зору ефективності їх використання.

В статье проведена апробация математической модели конвективного теплообмена в каналах высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов. Получены распределения температур и коэффициента теплоотдачи. Дана сравнительная характеристика газовых теплоносителей с точки зрения эффективности их использования.

We carry out verification of the mathematical model of convective heat transfer in channels of high-temperature gas cooled reactors. The distribution of temperatures and heat transfer coefficients are obtained. A comparative characteristic of gas heat-carriers from the point of view of the efficiency of their using is presented.

c_p – теплоемкость при постоянном давлении;
 d – диаметр;
 G – генерация турбулентной энергии;
 k – кинетическая энергия турбулентности;
 l – характерная длина;
 p – давление;
 q – плотность теплового потока;
 r, z – цилиндрические координаты;
 R – газовая постоянная;
 T – температура;
 Tu – турбулентность;
 u – скорость;
 v – объем;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 ε – скорость диссипации энергии;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 μ – динамический коэффициент вязкости;
 ν – кинематический коэффициент вязкости;
 τ – касательное напряжение;
 ρ – плотность;
 ЯЭУ – ядерная энергетическая установка;

ВТГР – высокотемпературный газоохлаждаемый реактор.

Индексы:

' – пульсации;
 г – газ;
 ст – стенка;
 тр – труба;
 eff – эффективный параметр;
 m – ось;
 t – турбулентный параметр;
 w – стенка;
 0 – начальный параметр.

Комплексы:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \text{ – число Нуссельта;}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \text{ – число Прандтля;}$$

$$Re = \frac{ud}{\nu} \text{ – число Рейнольдса.}$$

Введение

В настоящее время одним из направлений развития реакторостроения является создание высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов модульной конструкции [1, 2]. Работы по созда-

нию и совершенствованию газоохлаждаемых реакторов не прекращались с 50-х годов прошлого века. ЯЭУ с модульными реакторами соответствуют требованиям международной программы "GIF-IV" по разработкам ядерных систем четвертого поколения. В связи с этим было отобра-

но шесть концепций реакторов нового поколения, в том числе и концепции газоохлаждаемых реакторов как на тепловых, так и на быстрых нейтронах.

Возрастание интереса к реакторам на быстрых нейтронах связано с возможностью их использования для решения задач минимизации радиоактивных отходов, создания замкнутого ядерного цикла и воспроизводства ядерного топлива. Кроме того, может возникнуть необходимость в высокотемпературной теплоте для производства водорода, газификации угля, производства синтетических газов. Реакторы с водяным и жидкометаллическим охлаждением в этих областях не могут составить конкуренцию ВТГР.

Большое значение приобретают задачи нахождения путей повышения эффективности высокотемпературных газоохлаждаемых реакторов. Одним из путей решения этих задач является поиск теплоносителей, которые по своим теплофизическим и ядерным свойствам могли бы обеспечить наивысший КПД установки.

Газовые теплоносители обладают хорошими ядерными (малое сечение захвата нейтронов) и теплофизическими (теплоемкость и теплопроводность) свойствами.

Широкое использование в зарубежной практике получил углекислый газ (CO_2). Этот газ имеет малое сечение захвата нейтронов, инертен при умеренных температурах, нетоксичен и, что не менее важно, приемлем с экологической точки зрения. На английских газоохлаждаемых реакторах в течение многих лет используется CO_2 в качестве теплоносителя (20% электроэнергии производят реакторы AGR с газовым теплоносителем) [3].

Максимальная температура CO_2 как теплоносителя ограничена, это связано с тем, что, во-первых, при высоких температурах происходит реакция превращения CO_2 в CO при контакте с углеродом, во-вторых, происходит окисление углеродистых сталей при высоких температурах (выше 625 К).

Воздух как теплоноситель газоохлаждаемого реактора не находит широкого применения ввиду его агрессивности при высоких температурах, довольно высокого сечения поглощения нейтронов, возникновения наведенной активности при прохождении через активную зону реактора.

На сегодняшний день первое место в качестве теплоносителя занимает гелий [4]. Гелий как теплоноситель имеет по сравнению с другими газами ряд преимуществ: высокую теплоемкость и теплопроводность (теплопроводность гелия в 5...6 раз превышает теплопроводность большинства газов), коэффициент теплоотдачи к гелию при одинаковых Re в 5...6 раз выше, чем у других газов, термическую и радиационную стойкость, химическую стабильность и инертность к конструкционным материалам, минимальное сечение поглощения нейтронов.

Использование гелия как рабочего тела в гелиевых турбоустановках позволяет повысить КПД энергоустановки при дальнейшем повышении температуры гелия на выходе из реактора. Так, при температуре гелия 900 °С КПД (нетто) достигает 45%, при 1000 °С – 50% [2].

Получение температур гелия на выходе из реактора на уровне 1000 °С позволит в энерготехнологических установках осуществить целый ряд энергоемких процессов, требующих высокопотенциальной теплоты. Имеется несколько возможностей использования гелия с температурой 1000 °С в технологических процессах, например: для конверсии метана, получении чистого водорода, газификации бурых углей, крекинг процесса тяжелых фракций нефти, производства синтетических газов.

Химическая инертность гелия и возможность высокой степени его очистки от примесей в ВТГР дают возможность не использовать стали в качестве защитных покрытий. Это позволяет применять керамическое монокарбидное ядерное топливо с пироуглеродным и арбидокремниевым или ванадиевым защитным покрытием.

К преимуществам применения гелия как теплоносителя можно также отнести:

- возможность использования в качестве топлива карбида урана и плутония, что дает существенное увеличение коэффициента воспроизводства по сравнению с окисным топливом;
- нулевую активность гелия;
- отсутствие существенного замедления им быстрых нейтронов при прохождении через активную зону реактора;
- способность к удерживанию продуктов деления в микротрещинах с керамическими защитными

ми слоями при больших значениях глубины выгорания;

– возможность непосредственного охлаждения микротрещин газовым теплоносителем.

Все эти факторы позволяют ВТГР конкурировать с другими типами реакторов. Основным недостатком гелиевого теплоносителя – трудности отвода теплоты остаточного тепловыделения в аварийных ситуациях при потере герметичности основным контуром и трудность достижения высокой объемной плотности теплового потока при приемлемых затратах энергии на циркуляцию газового теплоносителя.

Целью данной статьи является апробирование математической модели гидродинамики и теплообмена при течении теплоносителей в цилиндрических каналах ВТГР.

Математическая модель

Математическая модель, описывающая режимы течения в круглом канале формируется несколькими уравнениями: неразрывности, движения, переноса теплоты и энергии [5].

$$\frac{\partial}{\partial z}(ru_z) + \frac{\partial}{\partial r}(ru_r) = 0; \quad (1)$$

$$\rho \left(u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\tau_{rz}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zz}); \quad (2)$$

$$\rho \left(u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r}(r\tau_{rr}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{rz}), \quad (3)$$

где $\tau_{rz} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right)$, $\tau_{rr} = (2\mu + \mu_\tau) \frac{\partial u_r}{\partial r}$,

$\tau_{zz} = 2\mu_{eff} \frac{\partial u_z}{\partial z}$ – напряжения, которые входят в

уравнения (2) и (3), $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$.

Уравнение переноса теплоты представлено следующим образом:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r u_r c_p T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z c_p T) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r q_r) + \frac{\partial}{\partial z}(q_z), \quad (4)$$

где $q_r = \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial r}$, $q_z = \lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial z}$ – плотность теплового потока, $\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t$.

Уравнение кинетической энергии турбулентности имеет вид:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r u_r k) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z k) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + G_k - \rho \varepsilon. \quad (5)$$

Последнее уравнение для замыкания математической модели – уравнение для скорости диссипации энергии:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r u_r \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z \varepsilon) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \frac{(C_1 \varepsilon G_k - C_2 \rho \varepsilon^2)}{k}, \quad (6)$$

где

$$G_k = \mu_t \left\{ 2 \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + 2 \left(\frac{u_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z} \right)^2 \right\},$$

$$\sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3, \quad C_1 = 1,40, \quad C_2 = 1,95.$$

Турбулентная вязкость k - ε – модели: $\mu_{(t)} = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$.

Уравнения состояния газов:

для воздуха и углекислого газа –

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT;$$

для гелия – $v = \frac{RT}{p} - a \left[10T_0 - T \left(1 - 11e^{b \sqrt[4]{pT}} \right) \right],$

где a и b – константы, $T_0 = 273$ К.

Граничные условия для цилиндрического канала с внутренним радиусом r задаем следующим образом:

$$u_z = u_0, \quad u_r = 0, \quad T = T_0, \quad Tu = 5 \% \text{ при } z = 0;$$

$$u_r = u_z = 0, \quad T = T_{ст}, \quad k = 0, \quad \varepsilon = \mu \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} \right)^2 \text{ при } r = r_{тр},$$

где $Tu = \frac{1}{u_0} \sqrt{k}$, $k = \frac{\overline{u_r'^2} + \overline{u_z'^2}}{2}$.

Табл. 1. Параметры реальных газов

| Газ | a , кПа·дм ⁶ /моль ² | b дм ³ /моль |
|-----------------|--|---------------------------|
| He | 3,45 | 0,0237 |
| CO ₂ | 363,7 | 0,0427 |
| Воздух | 135,8 | 0,0364 |

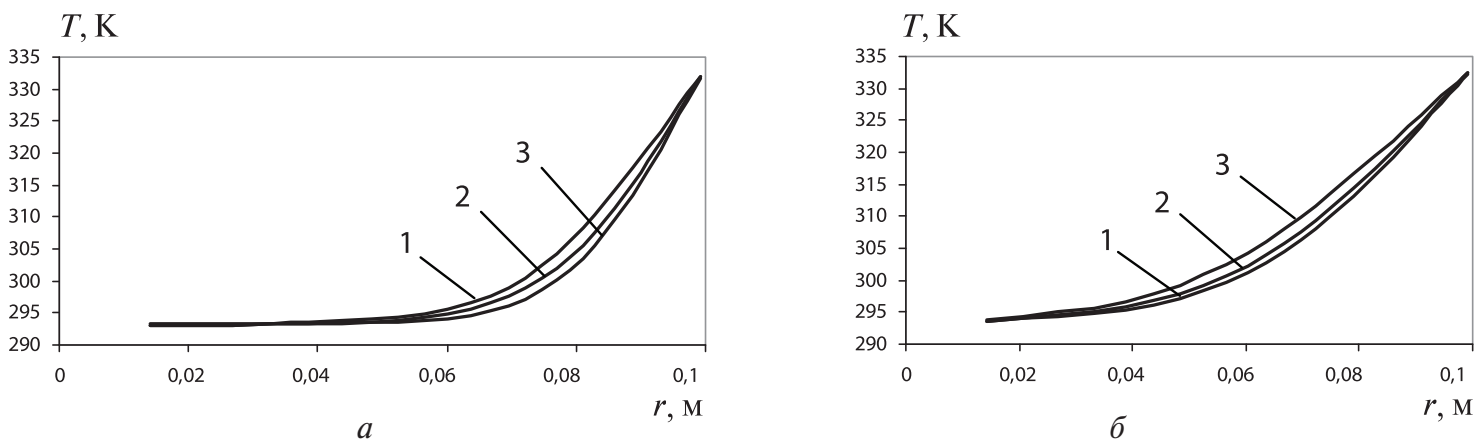


Рис. 1. Распределения температур при ламинарном режиме течения: а) $z = 1$ м, б) $z = 5$ м для разных газов: 1 – He, 2 – воздух, 3 – CO₂.

Метод расчета

Расчетным методом для данной задачи был выбран метод контрольного объема, который ближе к физике моделируемых процессов. Он базируется на физических законах макромира, а не на использовании абстракций математического аппарата непрерывных функций. И в этом его главное преимущество перед другими методами. В качестве алгоритма расчета был выбран алгоритм SIMPLER, описанный в работе [6]. Выбор этого алгоритма обусловлен следующими соображениями:

1. Решение, получаемое при реализации алгоритма, сразу является сходящимся.
2. SIMPLER строит поле давлений по заданному полю скоростей, а не использует предполагаемые давления.
3. В тех случаях, когда поле скоростей окажется точным, в алгоритме SIMPLER уравнение для давления дает точное поле давлений, и нет необходимости в дополнительных итерациях.

Результаты расчета

Расчеты для ламинарного режима течения проводились при таких численных значениях параметров:

$Re = idem = 1500$, $u_{возд} = 0,23$ м/с, $u_{He} = 1,658$ м/с, $u_{CO_2} = 0,111$ м/с, $T_{\Gamma} = 20$ °С, $T_{ст} = 220$ °С.

Результаты расчета профилей температур при ламинарном режиме течения, полученные на основе приведенной выше модели, показаны на рис. 1. Как видно из этого рисунка, по мере продвижения потока профили температур деформируются и становятся более пологими. Это обусловлено нарастанием температурных пограничных слоев. Наиболее быстрая деформация профилей температур наблюдается при течении гелия. Соответственно это приводит к тому, что профили температур на стенке имеют наибольшее значение. Это согласуется с поведением коэффициента теплоотдачи (смотри рис. 3, а).

Расчеты для турбулентного режима течения проводились при таких численных значениях параметров: $Re = idem = 20000$, $u_{возд} = 1,54$ м/с, $u_{He} = 11,36$ м/с, $u_{CO_2} = 1,48$ м/с, $T_{\Gamma} = 20$ °С, $T_{ст} = 220$ °С.

На рис. 2, а и 2, б представлены аналогичные профили температур (но в безразмерном виде) при турбулентном режиме течения. Эти данные также получены на основе математической модели, представленной выше. Безразмерная температура имеет следующий вид: $\theta = \frac{T - T_m}{T_w - T_m}$.

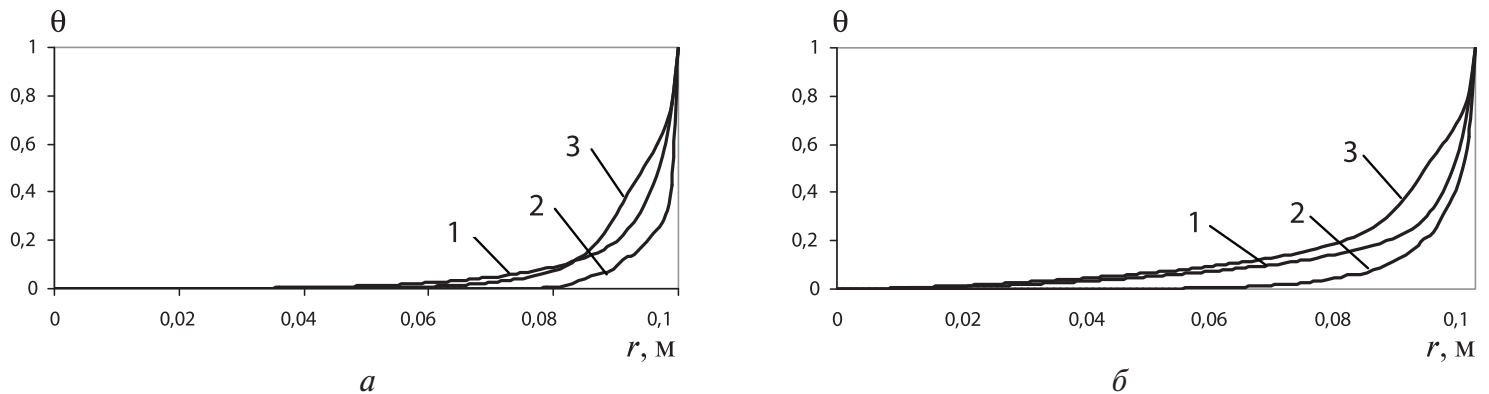


Рис. 2. Распределения температур в безразмерном виде при турбулентном режиме течения: а) $z = 1$ м, б) $z = 5$ м для разных газов: 1 – воздух, 2 – He, 3 – CO_2 .

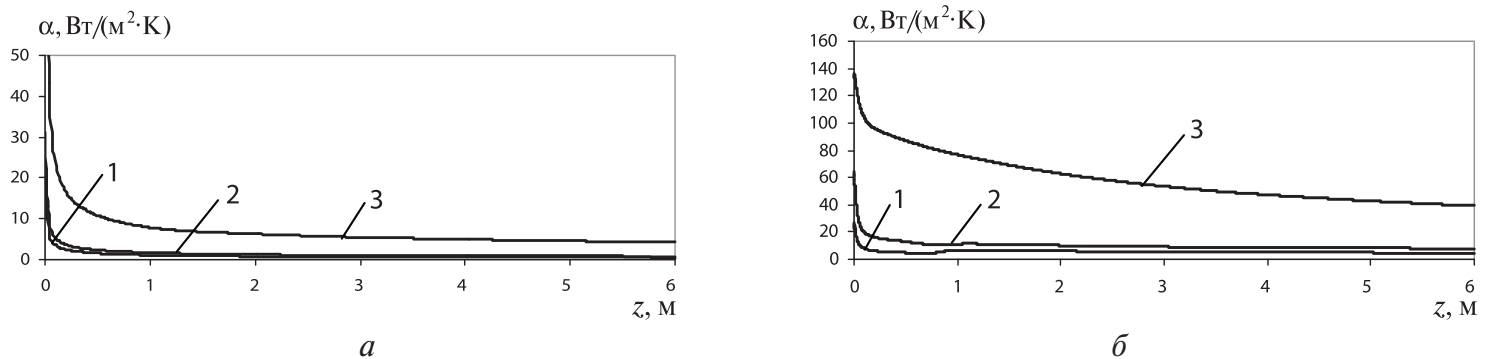


Рис. 3. Зависимости коэффициента теплоотдачи по длине цилиндрического канала при ламинарном (а) и при турбулентном (б) режимах течения для разных газов: 1 – воздух, 2 – CO_2 , 3 – He.

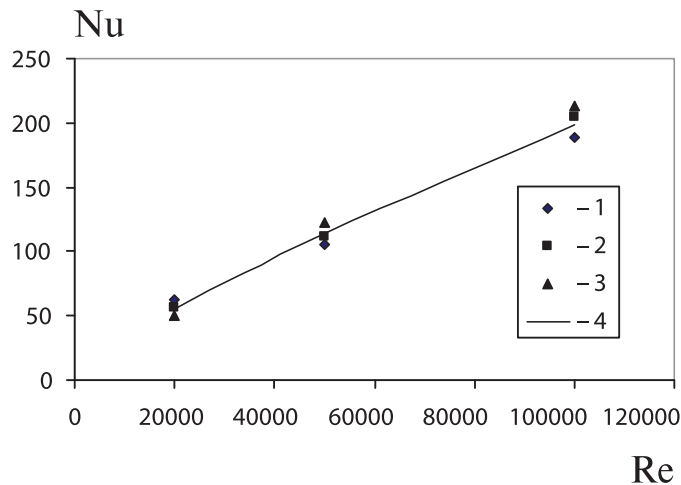


Рис. 4. Зависимость $Nu = f(Re)$ при турбулентном режиме течения разных газов: 1 – воздух, 2 – CO_2 , 3 – He, 4 – эксперимент.

Характер изменения профилей температуры по длине канала подобен поведению профилей температуры при ламинарном режиме течения, однако заполненность профилей при турбулент-

ном режиме течения намного выше. Наиболее заполненную форму имеют профили температур в случае течения гелия.

На рис. 3, а и 3, б представлены распределения коэффициентов теплоотдачи по длине канала при ламинарном и турбулентном режиме течения.

Эти распределения находятся в соответствии с динамикой распределений температур – значения величин коэффициентов теплоотдачи при ламинарном режиме течения ниже, чем при турбулентном, что обусловлено градиентами температур на стенке. Особенно это проявляется в случае течения гелия.

Обобщение результатов расчетов коэффициентов теплоотдачи для турбулентного режима течения с хорошей точностью может быть представлено следующим уравнением [7]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43} \quad (7)$$

На рис. 4 представлены экспериментальные точки, обобщенные кривой ур. 7. Эти данные по-

лучены на высокотемпературном газодинамическом стенде ИТТФ НАНУ.

Выводы

Проведенные расчеты показывают, что с теплофизической точки зрения наиболее оптимальным теплоносителем (из исследованных) является гелий, а также подтверждают тот факт, что гелий занимает доминирующее положение при использовании его в качестве рабочего тела в ВТГР. Его использование в ВТГР позволяет достигать КПД установки в пределах 45...50%.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Лабар М.П., Шеной А.С., Симон У.А., Кэмпбэлл Е.М.* ЯЭУ GT-MHR на основе модульного реактора с гелиевым теплоносителем и газовой турбиной // Атомная техника за рубежом. – 2005. – №1. – С. 22 – 28.

2. *Поплавский В.М.* Состояние и перспективы развития АЭС с реакторами на быстрых нейтронах // Теплоэнергетика. – 2004. – №8. – С. 2 – 9.

3. *Грэттон К.П.* Переоценка концепции реактора на быстрых нейтронах с газовым теплоносителем // Атомная техника за рубежом. – 2004. – №1. – С. 23 – 27.

4. *В.И. Субботин, М.Х. Ибрагимов, П.А. Ушаков и др.* Гидродинамика и теплообмен а атомных энергетических установках. – М.: Атомиздат, 1975. – 408 с.

5. *А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук.* Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил. – К., 2000. – 476 с.

6. *Патанкар С.* Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.

7. *В.П. Исаченко, В.А. Осипов, А.С. Сукомел.* Теплопередача. – М. – Л.: Энергия, 1965. – 428 с.

Получено 14.07.2008 г.

УДК 631.371:234:628.8

КЕПКО О.И.¹, ВИНОГРАДОВ-САЛТЫКОВ В.А.²

¹Уманский государственный аграрный университет

²Национальный университет пищевых технологий

ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЯ ЗАМКНУТОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ТЕПЛИЦ

Наведено результати досліджень теплообмінних та газообмінних процесів в замкнутій системі опалення та вентиляції теплиць.

Представлены результаты исследований теплообменных и газообменных процессов в замкнутой системе отопления и вентиляции теплиц.

The results of studying heat-transfer and gas-exchange processes in a closed system of greenhouse heating and ventilation are presented.

a, b, c – коэффициенты экспоненциальной регрессии;

$$C = \frac{\alpha_c S_c}{m_c c_c};$$

C_1, C_2, C_3 – постоянные решения дифференциального уравнения;

c_c – теплоемкость субстрата;

c_p – массовая теплоемкость воздуха;

C_{II} – начальное значение концентрации CO_2 ;

$C_{нов}$ – концентрация CO_2 в приточном воздухе;

$C_{менл}$ – концентрация CO_2 в приточном воздухе из теплицы;

$$D^{zp} = D_1 + k_{II} + k_{n.инф}^{zp};$$

$$D_1 = \frac{k_{ог}^m S_{ог}^m}{m_{II}^m c_p};$$

$$E = \frac{\alpha_c S_c}{m_{II}^{zp} c_p};$$

$$F_1 = \frac{\alpha_{оп}^m S_{оп}^m}{m_{II}^m c_p};$$

$G_{M.1}$ – воздухообмен между помещениями, ур-е (1);

$G_{M.2}$ – воздухообмен с внешней средой, ур-е (1);

$k_{n.инф}^{zp}$ – коэффициент воздухообмена инфильтрации грибницы;

k_{II}^{zp} – коэффициент воздухообмена между помещениями;

k_{II} – коэффициент воздухообмена между грибницей и внешней средой;

$k_{ог}^m$ – коэффициент теплопередачи через ограждение теплицы;

$k_в$ – кратность воздухообмена вентиляции;

$k_{инф}$ – кратность воздухообмена инфильтрации;

k_c – кратность воздухообмена между теплицами;
 k_1, k_2, k_3 – корни характеристического уравнения вида $k^3 + ak^2 + bk + c = 0$;

$L_{M.1.1}$ – воздухообмен между помещениями;

$L_{M.1.2}$ – воздухообмен с внешней средой, табл. 1;

$L_{инф}$ – воздухообмен инфильтрации, табл. 1;

$L_{CO_2 ep}$ – выделение CO_2 из 1 кг массы субстрата;

m_{II}^m, m_{II}^{zp} – масса воздуха соответственно в теплице и грибнице;

m – масса субстрата в грибнице;

$Q_{от.}$ – мощность системы отопления;

$Q_{m.в}$ – мощность теплопотерь через ограждения и с инфильтрационным воздухом;

$Q_{T.H.}$ – мощность теплоступлений;

$S_{ог}^m$ – площадь поверхности ограждений теплицы;

$S_{оп}^m$ – площадь поверхности отопительных приборов теплицы;

S_c – площадь поверхности субстрата, которая обдувается воздухом;

$t_c^{cm}, t_в^{m.cm}, t_в^{zp.cm}$ – установившееся значение соответственно температуры субстрата, температуры воздуха в теплице и грибнице;

$t_в$ – температура внутреннего воздуха;

t_n – температура наружного воздуха;

$\alpha_{оп}^m$ – коэффициент теплоотдачи от отопительных приборов к воздуху теплицы;

α_c – коэффициент теплоотдачи от субстрата к воздуху;

$$\lambda = D^{zp} + E + F_1 + k_{II}^{zp}$$

τ – время;

ЗСОВ – замкнутая система отопления и вентиляции теплиц;

ТН – тепловой насос.

Одной из проблем сельского хозяйства в Украине является уменьшение энергоемкости производства продукции, особенно при выращивании овощей в закрытом грунте [1]. В работе предложена замкнутая система отопления и вентиляции (ЗСОВ) теплиц, которая позволяет улучшить газовый баланс в помещениях, а также уменьшить расходы энергии на отопление и вентиляцию.

Основу работы составили исследования, выполненные в Уманском государственном аграрном университете в 1999–2005 гг. в соответствии с тематическими планами НИР университета. Работа также связана с общеукраинскими научными программами: государственной научно-технической программой „Энерго– и ресурсосберегающие технологии в сельскохозяйственном производстве”; постановлением Кабинета Министров Украины от 22.06.1994 г. № 429 «О реализации приоритетных направлений развития науки и техники»; научно-технической программой Министерства агропромышленного комплекса Украины от 30.02.1998 г. № 339 «Научно-исследовательские и исследовательско-конструкторские разработки».

Замкнутая система отопления и вентиляции теплиц предлагается впервые [2].

Цель исследований – создание энергосберегающей системы отопления и вентиляции теплиц при выращивании овощных культур и грибов в закрытом грунте.

Постановка задачи

Теоретически и экспериментально изучить тепло- и массообменные характеристики процессов в теплицах во время выращивания овощной и грибной продукции в ЗСОВ. Обосновать и разработать конструкцию замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц и разработать технологические основы ее автоматизации. Разработать методику инженерного расчета замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц, ее программное обеспечение, провести производственную проверку и определить экономическую эффективность системы.

Основной материал исследований

Основой запатентованной ЗСОВ есть система помещений (рис. 1) которая состоит из трех по-

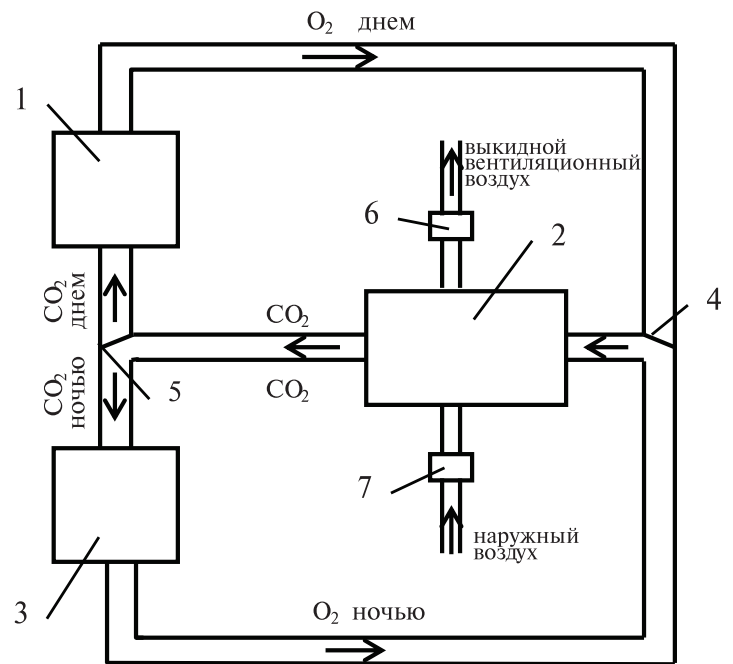


Рис. 1. Функциональная схема замкнутой системы вентиляции

1 – дневная теплица; 2 – грибница; 3 – ночная теплица; 4,5 – заслонки; 6 – испаритель ТН; 7 – конденсатор ТН.

мещений – грибницы, ночной растительной и дневной растительной теплиц [3, 4]. Принцип работы предложенной системы заключается в следующем: в дневной теплице выращиваются растения, а грибы – в грибном помещении. Между помещениями происходит перекачивание воздуха, которое проводится в светлую пору суток. Кроме того, выращивают растения в ночной теплице со светонепроницаемым покрытием в темную пору суток при искусственном освещении, и в темную пору суток перекачивают воздух между этим помещением и грибницей, а перекачивание воздуха между дневной теплицей и грибницей прекращают. При этом перекрывают воздух заслонками 1, которые поворачивают на ночь вверх, как показано на рис. 1. Тем самым прекращается подача воздуха в дневную теплицу и обеспечивается подача в помещение с искусственным освещением.

Предложенная система решает одновременно вопрос экономии тепловой энергии, поскольку теперь нет необходимости выбрасывать теплоту наружу, и при этом происходит газовая взаимоподкормка растений и грибов.

Внедрение ЗСОВ нуждается в исследовании тепломассообменных процессов во всех элементах блока „теплицы – грибница” и энергосберегающих свойств ЗСОВ при условиях соответствия параметров газовой среды, в которой выращиваются овощные растения и грибы. Для этого результаты исследований тепломассообмена нужно исследовать с помощью уравнений тепловых балансов и уравнений, описывающих содержание CO_2 в вентиляционном воздухе. ЗСОП должны быть экономически выгодными, а выбросы в окружающую среду – минимальными.

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{om.1} + Q_{m.e.1} - c_p [G_{M.1}(t_{e.2} - t_{e.1}) + G_{M.2}(t_H - t_{e.1})] = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{om.2} + Q_{m.e.2} - c_p G_{M.1}(t_{e.1} - t_{e.2}) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Решение системы уравнений приводит к определению температур в грибнице и теплице в зависимости от мощности отопительной системы (рис. 2). Зависимости приводятся для зимнего периода ($t_H = -15^\circ\text{C}$, $G_{M.1} = 0,0346$ кг/с, $G_{M.2} = 0,0194$ кг/с).

Температура субстрата и воздуха являются определяющими факторами, которые влияют на процесс выращивания грибов, одновременно температура воздуха является основным фактором во время выращивания овощных культур в теплице. Для определения функциональной зависимости между температурой субстрата и воздуха в грибнице и теплице во времени предложе-

Математическое моделирование работы такой системы дает возможность оценить эффективность работы отопительно–вентиляционного оборудования и оценить значение технологических параметров микроклимата.

Разработанная статическая математическая модель ЗСОВ представляет собой систему трех уравнений тепловых балансов помещений. Для реальных условий эксплуатации, с учетом того, что часть воздуха должна обновляться, и помещения с ЗСОВ работают попарно, система будет иметь вид:

на математическая модель в виде системы из трех дифференциальных уравнений [5], при аналитическом решении которой получены зависимости:

– для температуры субстрата –

$$t_C = C_1 \exp(k_1 \tau) + C_2 \exp(k_2 \tau) + C_3 \exp(k_3 \tau) + t_C^{cm}; \quad (2)$$

– для температуры воздуха в грибнице –

$$t_e^{gp} = \left(\frac{k_1}{C} + 1 \right) C_1 \exp(k_1 \tau) + \left(\frac{k_2}{C} + 1 \right) C_2 \exp(k_2 \tau) + \left(\frac{k_3}{C} + 1 \right) C_3 \exp(k_3 \tau) + t_e^{gp,cm}; \quad (3)$$

– для температуры воздуха в теплице –

$$t_e^m = \left(\frac{k_1^2}{Ck_{II}^{gp}} + \frac{C + \lambda}{Ck_{II}^{gp}} k_1 - \frac{E - \lambda}{k_{II}^{gp}} \right) C_1 \exp(k_1 \tau) + \left(\frac{k_2^2}{Ck_{II}^{gp}} + \frac{C + \lambda}{Ck_{II}^{gp}} k_2 - \frac{E - \lambda}{k_{II}^{gp}} \right) C_2 \exp(k_2 \tau) + \left(\frac{k_3^2}{Ck_{II}^{gp}} + \frac{C + \lambda}{Ck_{II}^{gp}} k_3 - \frac{E - \lambda}{k_{II}^{gp}} \right) C_3 \exp(k_3 \tau) + t_e^{m,cm}. \quad (4)$$

На рис. 3 приведены экспериментальные данные и кривые, построенные по зависимостям (2), (3), (4), рассчитанным для параметров, при которых проводился эксперимент.

Концентрация CO_2 является одним из главных факторов, влияющих на процесс выращивания грибов и овощных культур в теплицах. Функциональная зависимость между концентрацией углекислого газа и временем в системе „теплица –

грибница” определяется дифференциальным уравнением [6], при аналитическом решении которого получены варианты зависимостей для различных режимов работы ЗСОВ. Различные режимы работы ЗСОВ обусловлены тем, что в реальных условиях эксплуатации воздухообмена в помещениях разные. Кроме того, при циркуляции воздуха в замкнутом контуре вентиляции в нем накапливаются вредные примеси. Поэтому

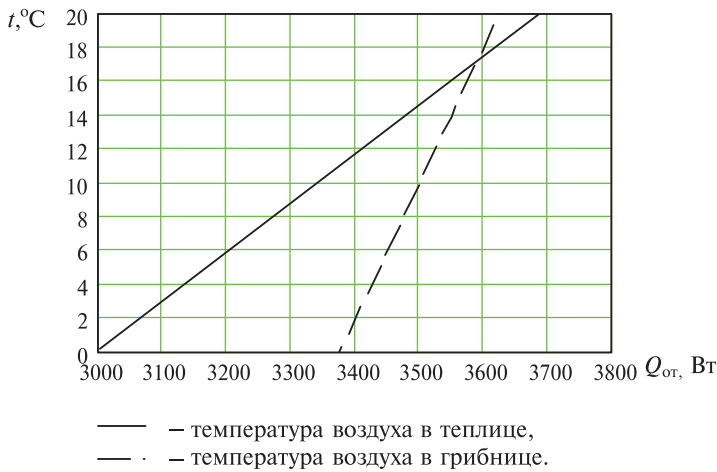


Рис. 2. Зависимость температуры воздуха в грибнице и теплице в зависимости от мощности отопительной системы.

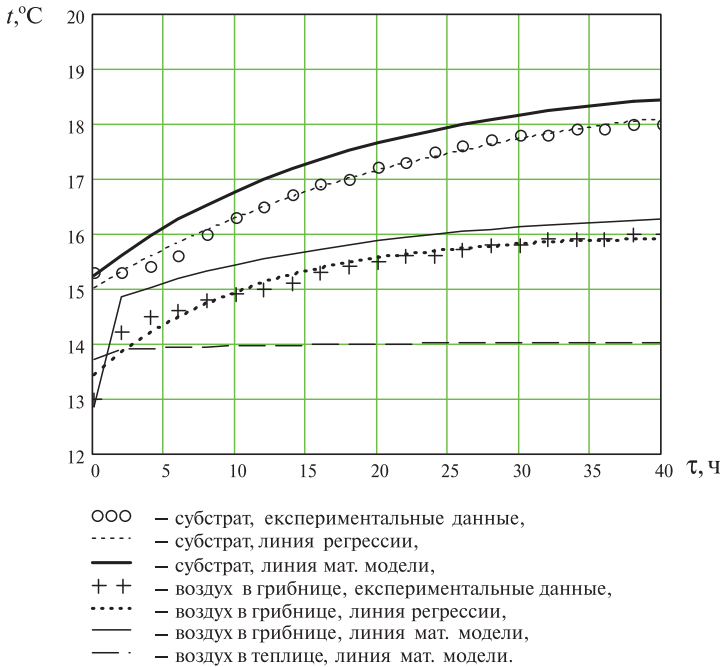


Рис. 3. Динамика изменения температуры субстрата и внутреннего воздуха в грибнице при изменении температуры воды в отопительной системе от 50 до 60 °С.

моделировалось четыре варианта динамики концентрации CO_2 в зависимости от режима работы вентиляционных систем. Первые два варианта касались режима при наличии воздухообмена с внешней средой и замкнутой и разомкнутой ЗСОВ, два других варианта – при отсутствии воздухообмена с внешней средой и замкнутой и разомкнутой ЗСОВ. Уравнение динамики концент-

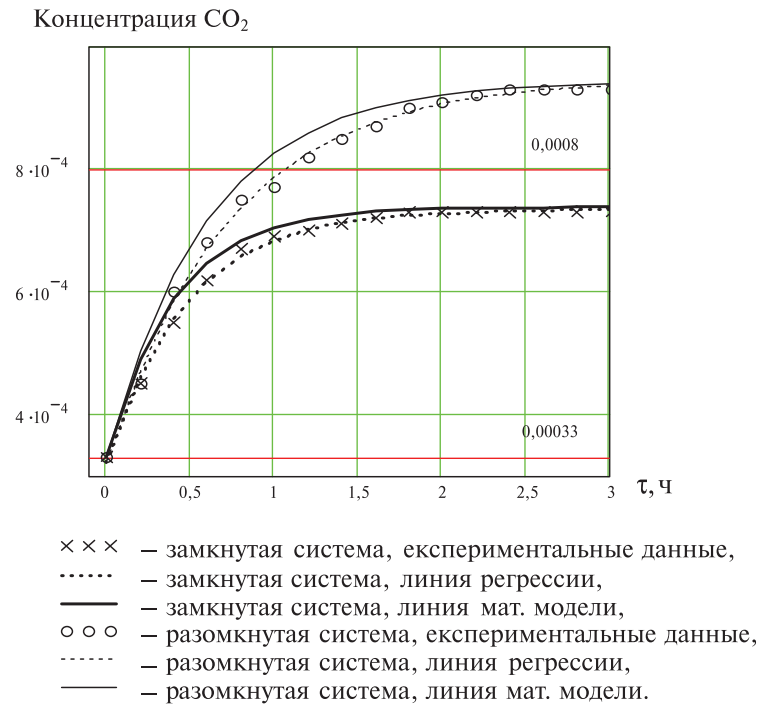


Рис. 4. Экспериментальные и расчетные характеристики концентрации CO_2 при наличии воздухообмена с внешней средой.

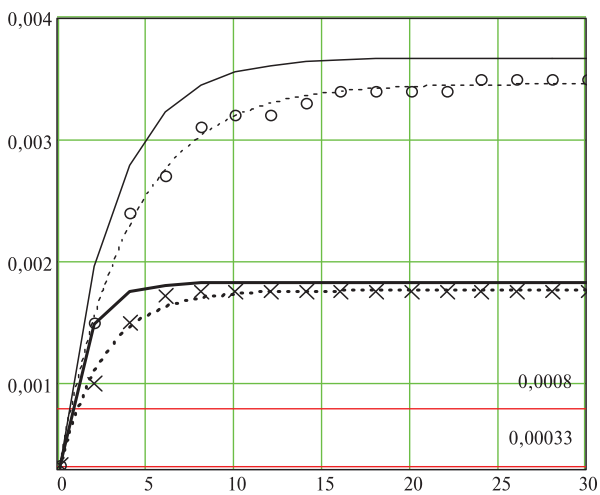
рации CO_2 приведены в табл. 1. Результаты моделирования при массе субстрата в экспериментальной грибнице 2100 кг, полезной площади теплицы 36 m^2 и параметрах, при которых проводился эксперимент, приведены на рис. 4, 5.

Целью экспериментальных исследований является проверка и уточнение полученных для замкнутой системы вентиляции аналитических зависимостей между концентрацией CO_2 , температурой воздуха и субстрата и энергетическими и технологическими параметрами системы, а также определение энергетических показателей системы для разработки методики расчета ЗСОВ теплиц.

Экспериментальные исследования предусматривали: определение статических характеристик объекта для расчета теплового баланса системы; исследование динамики изменения концентрации CO_2 в ЗСОВ; исследование динамики изменения температуры воздуха и субстрата в ЗСОВ; определение расходов энергии в системе сооружений закрытого грунта при работе вентиляции в замкнутом и разомкнутом режимах; проверка работы ЗСОВ в производственных условиях.

Табл. 1. Уравнение динамики концентрации CO₂ в зависимости от режима работы вентиляции

| Режим работы ЗСОВ | При наличии воздухообмена с внешней средой | При отсутствии воздухообмена с внешней средой |
|-------------------|---|--|
| ЗСВ замкнутая | $C = \frac{C_{нов} (L_{инф} + L_{M1.2} m) + m(C_{менл} L_{M1.1} + L_{CO_2, эп})}{L_{инф} + L_{M1.1} m + L_{M1.2} m} +$ $+ \frac{C_{нов} L_{M1.1} m - m(C_{менл} L_{M1.1} + L_{CO_2, эп})}{L_{инф} + L_{M1.1} m + L_{M1.2} m} \times$ $\times \exp(-(k_{инф} + k_г + k_c) \tau)$ | $C = \frac{L_{CO_2, эп} m + C_{нов} L_{инф} + C_{менл} L_{M1.1} m}{L_{инф} + L_{M1.1} m} +$ $+ C_{II} \frac{L_{CO_2, эп} m + C_{нов} L_{инф} + C_{менл} L_{M1.1} m}{L_{инф} + L_{M1.1} m} \times$ $\times \exp(-(k_{инф} + k_c) \tau)$ |
| ЗСВ разомкнутая | $C = C_{нов} + \frac{L_{CO_2, эп} m}{L_{инф} + L_{M1.2} m} \times (1 - \exp(-(k_{инф} + k_г) \tau))$ | $C = C_{нов} + \frac{L_{CO_2, эп} m}{L_{инф}} \times (1 - \exp(-k_{инф} \tau))$ |



- ××× – замкнутая система, экспериментальные данные,
- – замкнутая система, линия регрессии,
- — — — — замкнутая система, линия мат. модели,
- – разомкнутая система, экспериментальные данные,
- – разомкнутая система, линия регрессии,
- — — — — разомкнутая система, линия мат. модели.

Рис.5. Экспериментальные и расчетные характеристики концентрации CO₂ при отсутствии воздухообмена с внешней средой.

Методика экспериментальных исследований предусматривала проведение работ в условиях опытной теплицы кафедры садово-паркового хозяйства УГАУ. Экспериментальные данные показаны на рис. 4, 5.

Аппроксимация опытных данных произведена с помощью экспоненциальной регрессии:

$$f(x) = ae^{bx} + c, \tag{5}$$

коэффициенты экспоненциальной регрессии приведены в табл. 2.

Производственная проверка работоспособности системы по выращиванию грибов (вешенка обычная штамм НК 35) была проведена в ООО „Славута” Белоцерковского района Киевской области. Экономическая эффективность работы ЗСОВ определялась по грибному помещению следующим образом: одни сутки система вентиляция работала в замкнутом режиме, а следующие – в разомкнутом режиме, на третьи сутки – опять в замкнутом режиме и так далее. Данные по замкнутой и разомкнутой системе были статистически обработаны и сгруппированы по температурам внешнего воздуха. Экономия тепловой энергии за период проверки (30 дней) составляла 1980 кВт·ч, что позволило уменьшить расходы на отопление и вентиляцию на 10,7%.

Выводы

1. Аналитически получены и экспериментально подтверждены характеристики тепломассообменных процессов во время отопления и вентиляции растительных теплиц и грибной теплицы в ЗСОВ – статические в виде балансов теплоты и содержания CO₂, а также динамические в виде разгонных кривых по температуре и содержанию CO₂; для замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц получены регрессионные уравнения нестационарных режимов по каналам температуры и концентрации CO₂; для замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц

Табл. 2. Коэффициенты экспоненциальной регрессии в (5)

| Параметр | | Коэффициенты регрессии | | |
|--|---------------------|------------------------|----------|----------|
| | | <i>a</i> | <i>b</i> | <i>c</i> |
| Температура внутреннего воздуха | | -2,55 | -0,089 | 15,99 |
| Температура субстрата | | -3,87 | -0,041 | 18,89 |
| Концентрация CO ₂ при наличии воздухообмена с внешней средой | разомкнутая система | -0,000623 | -1,36 | 0,000947 |
| | замкнутая система | -0,000412 | -2,1 | 0,000734 |
| Концентрация CO ₂ при отсутствии воздухообмена с внешней средой | разомкнутая система | -0,00313 | -0,249 | 0,00346 |
| | замкнутая система | -0,000889 | -0,462 | 0,00121 |

предложены технологические основы автоматизации тепломассообменных процессов.

2. ЗСОВ позволяет уменьшить расходы тепловой энергии на 10...12% по сравнению с разомкнутой системой. Удовлетворительное совпадение результатов аналитического и экспериментального исследования тепло- и массообмена между воздухом и субстратом является основанием для продолжения и обобщения этих исследований.

3. Разработанные технологические основы автоматизации теплотехнических и газообменных процессов замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц являются основанием для создания соответствующей АСУТП.

4. Разработанная методика инженерного расчета замкнутой системы отопления и вентиляции теплиц позволяет использовать ее при реконструкции существующих и проектировании новых тепличных комплексов в агропромышленном комплексе.

5. Работу следует продолжить в масштабах агропромышленного комплекса Украины и других государств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гірченко М.Т., Жоров В.І., Шаповалов Л.В., Кепко О.І. Энергозбереження в приміщеннях закритого ґрунту для вирощування овочевої та вітамінної продукції. // Тези доповідей науково-технічної конференції „Енергозберігаючі технології та технічні засоби для виробництва сільськогосподарської продукції”. – Глеваха. ІМЕСГ УААН, – 1993. – С.87–89.

2. Патент № 57956 А Україна, МКВ А01G9/24. Спосіб вентиляції споруд закритого ґрунту / Гірченко М.Т., Голуб Г.А., Жоров В.І., Вдовенко С.А., Кепко О.І., Шаповалов Л.В. (Україна), – №2002021688; Опубл. 15.07.2003. Бюл. № 7.

3. Кепко О.І. Моделювання енергозберігаючих режимів роботи опалювально-вентиляційного обладнання в спорудах закритого ґрунту при вирощуванні білкової продукції. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Вип.83. – Глеваха. ННЦ ІМЕСГ, 2000. – С. 199–202.

4. Кепко О.І. Математична модель опалювально-вентиляційної системи замкнутого повітрообміну між окремими приміщеннями в закритому ґрунті // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том XV. – К., 2003. – С. 413–419.

5. Голуб Г.А., Кепко О.І. Динамічні характеристики грибного приміщення в замкнутій системі вентиляції // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – № 4(9). – 2004. – С. 51–57.

6. Кепко О.І. Динаміка зміни концентрації CO₂ в системі споруд „рослинна теплиця – грибниця” // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції Агромех–2004, 22–24 вересня 2004 р. – Львів: Львівський державний аграрний університет, 2004. – С. 97–103.

Получено 12.10.2007 г.

УДК 621.482

БАСОК Б.И., БЕЛЯЕВА Т.Г.,
РУТЕНКО А.А., ЛУНИНА А.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины

АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕПЛОНАСОСНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Наведено оцінювальний техніко-економічний аналіз витрат при використанні теплонасосної системи теплопостачання для різних споживачів у комунальному секторі та порівняльний аналіз з традиційними системами теплопостачання за рахунок використання газу та з електрообігрівом при різних тарифах на газ та електроенергію.

Приведен оценочный технико-экономический анализ затрат при использовании теплонасосной системы теплоснабжения для различных потребителей в коммунальном секторе и сравнительный анализ с традиционными системами теплоснабжения за счет использования газа и электроотопления при различных тарифах на газ и электроэнергию.

We perform an evaluative technical-economic cost analysis for the case of using heat pump systems for the heat supply of different consumers in municipal economy. We compare such systems with the traditional heat supply system based on using natural gas and resistance heating for different prices of gas and electricity.

При постоянном росте мировых цен на газ и нефть актуальным и целесообразным является максимальное использование собственных энергоресурсов для целей теплоснабжения коммунальных потребителей. Реальной альтернативой традиционным источникам тепловой энергии, а именно газовым, жидкостным и твердотопливным котлам и прямому электрическому отоплению может стать теплонасосная система теплоснабжения. Теплонасосные технологии могут использоваться и как дополнительный источник энергии для отопления, кондиционирования, горячего водоснабжения в жилых, административных, социальных и промышленных зданиях, для поддержания оптимального микроклимата в спортивных и киноконцертных комплексах, бассейнах и т.п.

В настоящее время использование теплонасосных технологий для теплоснабжения достаточно широко распространено в мире, включено практически во все энергосберегающие программы, реализуемые за рубежом. Сегодня в мире эксплуатируется более 130 млн. теплонасосных установок различного назначения. Общий объем продаж за рубежом тепловых насосов составляет 125 млрд. долл.

США. По данным Международного Энергетического Агентства, к 2020 году в развитых странах доля отопления и горячего водоснабжения за счет тепловых насосов будет составлять 75% [1].

В «Концепции развития топливно-энергетического комплекса Украины на 2006–2030 годы» прогнозируется, что производство тепловой энергии за счет тепловых насосов к 2030 году будет эквивалентно использованию 20 млн. т у.т. в год [2]. В настоящее время работают лишь единичные системы отопления, использующие теплонасосные технологии. Это связано с рядом причин как объективного характера, так и таких как отсутствие демонстрационных работающих теплонасосных установок (ТНУ), широкой рекламы их преимуществ, отсутствие государственной поддержки при разработке, исследованиях и внедрении. В то же время во всех странах мира внедрение теплонасосных технологий происходит при существенной государственной поддержке в виде введения двухставочного тарифа на электроэнергию, выделения субсидий при покупке теплонасосной техники, налоговых или кредитных льгот.

Теплонасосные системы являются относительно дорогими, и о целесообразности их при-

менения для теплоснабжения можно говорить, исходя из сравнения с традиционными альтернативными видами энергоисточников по техническим, экономическим, технологическим и экологическим факторам.

Основным преимуществом тепловых насосов является то, что можно получить тепловую энергию необходимого для практического использования потенциала за счет низкопотенциальных естественных источников теплоты или низкотемпературных вторичных энергоресурсов (ВЭР) таких, как атмосферный воздух или различные вентиляционные выбросы, вода естественных водоемов и сбросные теплые воды систем охлаждения промышленного оборудования, сточные воды и грунт.

Энергетическая эффективность преобразования энергии в тепловом насосе оценивается коэффициентом, представляющим собой отношение энергии, выработанной тепловым насосом, к энергии, затраченной для реализации цикла. Для современных тепловых насосов этот коэффициент составляет 3...5 и в значительной степени определяется рациональным сочетанием параметров источника теплоты низкого потенциала, его достаточной энергоемкостью и требуемых параметров теплоты потребителя. Так, для современной системы отопления "теплый пол" достаточна температура теплоносителя 30...35 °С, при применении фэнкойлов уровень температур составляет 45...60 °С, тогда как для традиционных систем отопления с радиаторами начальная температура теплоносителя должна быть 70...90 °С. Особенно выгодно применение тепловых насосов при использовании их для теплоснабжения и холодоснабжения (кондиционирования воздуха в помещениях) [3].

Экономические факторы должны учитывать уровень цен на электроэнергию, замещаемое топливо, цены на применяемое оборудование и его монтаж и наладку. К экологическим факторам относится отсутствие процесса сжигания топлива в цикле работы теплового насоса, уменьшение выбросов CO₂.

В данной статье изложен оценочный технико-экономический анализ затрат при использовании теплонасосной системы теплоснабжения для

различных потребителей в коммунальном секторе и сравнительный анализ с традиционными системами теплоснабжения за счет использования газа и электроотопления при различных тарифах на газ и электроэнергию.

Для анализа взята система теплоснабжения, использующая тепловой насос шведской фирмы IVT «Greenline HT Plus C» малой мощности – 17 кВт. Такая экспериментальная система для теплоснабжения помещений установлена ИТТФ НАН Украины. Тепловой насос состоит из четырех функциональных основных элементов: испарителя, компрессора, конденсатора и расширительного клапана. К испарителю подводится теплота от низкопотенциального источника (грунта) при помощи трубной системы (горизонтального коллектора или аккумулятора теплоты). В теплообменнике испарителя эта теплота передается рабочему телу (фреону), которое находится под низким давлением и при данной температуре закипает. Образовавшийся пар засасывается компрессором и сжимается. Температура пара при сжатии повышается до 90...100 °С. Затем он под давлением поступает в конденсатор – теплообменник, по внешнему контуру которого циркулируют вода, являющаяся теплоносителем для системы отопления. В конденсаторе пары фреона конденсируются на холодных поверхностях, передают свою теплоту теплоносителю внешнего контура, а сами, охлаждаясь, переходят в жидкую фазу. Далее жидкий фреон проходит через расширительный клапан, после которого его давление резко уменьшается, а температура становится ниже температуры грунта. В завершение цикла фреон снова попадает в испаритель, закипает, испаряется и т.д., и цикл автоматически повторяется. Для осуществления цикла затрачивается 4 кВт электроэнергии. Нагретый теплоноситель используется в системе отопления "теплый пол", для горячего водоснабжения, а также в системе воздушного отопления и кондиционирования помещений с помощью фэнкойлов.

Принято, что на отопление помещения расходуется мощность 82 Вт/м² (0,303 Гкал/м²), горячее водоснабжение составляет 1/4 часть от общей годовой отопительной нагрузки, кондиционирование помещения осуществляется в летнее дневное время.

Табл. 1.

| № | Наименование показателей | Единицы измерения | Показатели |
|---|--|-------------------------|-----------------------------|
| 1 | Мощность теплового насоса | кВт | 17 |
| 2 | Годовое число часов работы, в том числе: отопление горячее водоснабжение кондиционирование | ч/год | 6120 4300 1100 720 |
| 3 | Выработка теплоты и холода | кВт·ч/год (Гкал/год) | 104040 (91) |
| 4 | Потребляемая электроэнергия (средняя) | кВт | 4 |
| 5 | Коэффициент преобразования в зависимости от разности температур низкопотенциального источника и потребителя | | 3,3... 4,5 |
| 6 | Стоимость оборудования: стоимость теплового насоса стоимость грунтового коллектора и системы отопления монтажные работы | тыс. грн | 220 120 60 40 |
| 7 | Срок эксплуатации теплонасосной установки | год | 20 |

Технико-экономические показатели теплонасосной установки приведены в табл. 1.

Стоимость теплонасосной системы по укрупненным показателям установленной мощностью 17 кВт составляет 220 тыс. грн. Такая система может быть приобретена и установлена за счет собственных средств, за счет банковского кредитования и за счет средств предприятия. В зависимости от этого годовые эксплуатационные расходы будут включать разные статьи затрат.

При приобретении установки за счет собственных средств, например для отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования частного дома или коттеджа, эксплуатационные затраты включают только затраты на электроэнергию. При ныне действующих тарифах на электроэнергию для населения 0,2436 грн/кВт·ч, затраты на электроэнергию составят 5960 грн/год.

Если затраты на теплонасосную систему теплоснабжения осуществляются за счет банковского кредитования, то в эксплуатационные затраты добавляется выплата кредита. Например, кредит взят на 10 лет под 15% годовых. Величина выплаты кредита будет составлять 25300 грн/год, а общая сумма годовых эксплуатационных затрат – 31200 грн/год.

Для предприятий годовые эксплуатационные затраты включают амортизационные отчисления, затраты на обслуживание оборудования и затраты на электроэнергию. Затраты на электроэнергию рассмотрены при различных тарифах: для потребителей 1 кл. – 0,36 грн/кВт·ч, для потребителей 2 кл. – 0,494 грн/кВт·ч [4].

Принимаем, что обслуживание оборудования теплонасосной системы теплоснабжения осуществляется 1 работником по совместительству, с окладом 1500 грн, занятостью 30% рабочего времени в течение 9 месяцев. Трудовые затраты составят 4500 грн, затраты на 1 Гкал – 49,45 грн.

Величину амортизационных отчислений принимаем 12% от капитальных затрат. Сумма амортизационных отчислений составит 26400 грн в год.

В случае, когда предприятие приобретает теплонасосную установку теплоснабжения в кредит, эксплуатационные затраты увеличиваются на сумму выплаты кредита.

Так как тариф на электроэнергию так же, как и цены на топливо, постоянно растет, рассмотрим вариант для всех случаев с прогнозируемым тарифом – 0,60 грн/кВт·ч.

Табл. 2.

| № | Наименование показателей | Тариф, грн | Годовые затраты, тыс. грн | Затраты на 1 Гкал грн |
|---|--------------------------|------------|---------------------------|-----------------------|
| 1 | Для населения | 0,2436 | 5,96 | 65,500 |
| 2 | Для потребителей 1 кл. | 0,3600 | 8,81 | 96,850 |
| 3 | Для потребителей 2 кл. | 0,4940 | 12,1 | 132,96 |
| 4 | Прогнозируемый | 0,6000 | 14,7 | 161,42 |

Затраты на электроэнергию при различных тарифах приведены в табл. 2.

Изменение годовых затрат и себестоимости 1 Гкал теплоты при различных тарифах на электроэнергию, амортизационных отчислениях и кредитовании приведены в табл. 3.

Как видно из таблицы, годовые эксплуатационные затраты и затраты на 1 Гкал значительно уве-

личиваются для потребителей, выплачивающих амортизационные отчисления и кредит (за счет высоких процентов). Поэтому для развития и внедрения теплонасосных установок теплоснабжения должны на государственном уровне устанавливаться льготные кредиты и льготные отчисления для потребителей, использующих такие системы.

Табл. 3.

| Наименование показателей | Тариф на электроэнергию, грн/кВт·ч | Годовые затраты, грн | Затраты на 1 Гкал грн |
|--|------------------------------------|----------------------|-----------------------|
| 1 вариант — для населения | 0,2436 | | |
| 1.1. Установка приобретена за собственные средства: | | | |
| 1) затраты на электроэнергию | | 5960 | |
| - общие эксплуатационные затраты | | 5960 | 65,49 |
| 1.2. Установка куплена в кредит: | | | |
| 1) затраты на электроэнергию | | 5960 | |
| 2) выплата кредита | | 25300 | |
| - общие эксплуатационные затраты | | 31260 | 343,5 |
| 2 вариант — установка куплена за счет собственных средств предприятия | | | |
| 2.1. Предприятие 1 кл. цен на электроэнергию: | 0,3600 | | |
| 1) затраты на электроэнергию | | 8810 | |
| 2) амортизационные отчисления (12%); | | 26400 | |
| 3) затраты на обслуживание оборудования | | 4500 | |
| - общие эксплуатационные затраты | | 39710 | 436,3 |
| 2.2. Предприятие 2 кл. цен на электроэнергию: | 0,4940 | | |
| 1) затраты на электроэнергию | | 12100 | |
| 2) амортизационные отчисления (12%) | | 26400 | |
| 3) затраты на обслуживание оборудования | | 4500 | |
| - общие эксплуатационные затраты | | 43000 | 472,5 |

| | | | |
|--|--------|--------------|--------------|
| 3 вариант-установка куплена предприятием в кредит | | | |
| 3.1. Предприятие 1 кл. цен на электроэнергию: | 0,3600 | | |
| 1) затраты на электроэнергию | | 8810 | |
| 2) амортизационные отчисления (12%) | | 26400 | |
| 3) затраты на обслуживание оборудования | | 4500 | |
| 4) выплата кредита (15% годовых) | | 25300 | |
| - общие эксплуатационные затраты | | 65010 | 714,4 |
| 3.2. Предприятие 2 кл. . цен на электроэнергию: | 0,4940 | | |
| 1) затраты на электроэнергию | | 12100 | |
| 2) амортизационные отчисления (12%) | | 26400 | |
| 3) затраты на обслуживание оборудования | | 4500 | |
| 4) выплата кредита (15% годовых) | | 25300 | |
| - общие эксплуатационные затраты | | 68300 | 750,5 |
| 4. Прогнозируемый | 0,6000 | | |
| - общие эксплуатационные затраты: | | | |
| 1 вариант – | | | |
| 1.1. Установка приобретена за собственные средства | | 14700 | 161,5 |
| 1.2. Установка куплена в кредит | | 40000 | 436,56 |
| 2 вариант – установка куплена за счет собственных средств предприятия | | 45600 | 501,1 |
| 3 вариант – установка куплена предприятием в кредит | | 70900 | 779,12 |

Для сравнения рассмотрим затраты на топливо при производстве 1 Гкал теплоты для традиционной системы теплоснабжения, использующей газ.

Годовая выработка теплоты будет составлять, как и в случае теплонасосного теплоснабжения: $17 \cdot 6120 = 104040$ кВт·ч. Удельные затраты топлива на производство теплоты составляют 0,165 т у.т. или 144,4 м³ газа. Тогда годовое потребление топлива будет – 15,015 т у.т. или 13200 м³ газа. Годовые затраты на природный газ и затраты на производство 1 Гкал при различной стоимости газа приведены в табл. 4.

При использовании электроотопления принимаем наиболее благоприятные условия – КПД электродвигателя 95%, работа в ночном режиме с ак-

кумулятором теплоты, затраты на электроэнергию по ночному трехзонному тарифу с тарифным коэффициентом 0,25.

Тогда для получения 104040 кВт теплоты требуется затратить 109516 кВт электричества. Годовые затраты на электричество представлены в табл. 5 при различных тарифах на электроэнергию.

Сравнительные экономические показатели по стоимости 1 Гкал теплоты, произведенной теплонасосной системой, традиционной системой с использованием газа и системой электроотопления, приведены в табл. 6 и на рис.1.

Затраты топлива при разных системах теплоснабжения приведены в табл 7.

Табл. 4.

| № | Стоимость газа, грн/м ³ | Годовые затраты, грн | Затраты на 1 Гкал, грн |
|---|------------------------------------|----------------------|------------------------|
| 1 | 1000 | 13200 | 145,05 |
| 2 | 1500 | 19800 | 217,58 |
| 3 | 2000 | 26400 | 290,10 |

Табл. 5.

| № | Наименование показателей | Ночной тариф, грн | Годовые затраты, тыс. грн | Затраты на 1 Гкал грн |
|---|-------------------------------------|-------------------|---------------------------|-----------------------|
| 1 | Для населения (тариф 0,2436 грн) | 0,06 | 6669 | 73,30 |
| 2 | Предприятия 1 кл. (тариф 0,36 грн) | 0,09 | 9856 | 108,30 |
| 3 | Предприятия 2 кл. (тариф 0,494 грн) | 0,124 | 13525 | 148,63 |
| 4 | Прогнозируемый (тариф 0,60 грн) | 0,15 | 16427 | 180,52 |

Табл. 6.

| Тариф на электроэнергию, грн/кВт·ч | Годовые затраты на энергоносители, грн | | | | Экономия затрат на энергоносители тыс.грн | | | | Экономия затрат на энергоносителях на 1 Гкал, грн | | | | |
|------------------------------------|--|---|-------|-------|---|--|-------|-------|---|--|--------|--------|---------------------------------|
| | Теплонасосная установка | Система теплоснабжения при использовании природного газа различной стоимости, грн | | | Электроотопление (ночной тариф) | Система теплоснабжения при использовании природного газа при различной стоимости | | | Электроотопление (ночной тариф) | Система теплоснабжения при использовании природного газа при различной стоимости | | | Электроотопление (ночной тариф) |
| | | 1000 | 1500 | 2000 | | 1000 | 1500 | 2000 | | 1000 | 1500 | 2000 | |
| 0,2436 | 5960 | 13200 | 19800 | 26400 | 6669 | 7240 | 13840 | 20440 | 709 | 79,6 | 152,1 | 224,60 | 7,79 |
| 0,360 | 8810 | | | | 9856 | 4390 | 10990 | 17590 | 1046 | 47,5 | 120,77 | 193,30 | 11,50 |
| 0,494 | 12100 | | | | 13525 | 1100 | 7700 | 14300 | 1425 | 12,1 | 84,61 | 157,14 | 15,66 |
| 0,600 | 14700 | | | | 16427 | -1500 | 5100 | 11700 | 1727 | -16,5 | 56,04 | 128,57 | 18,97 |

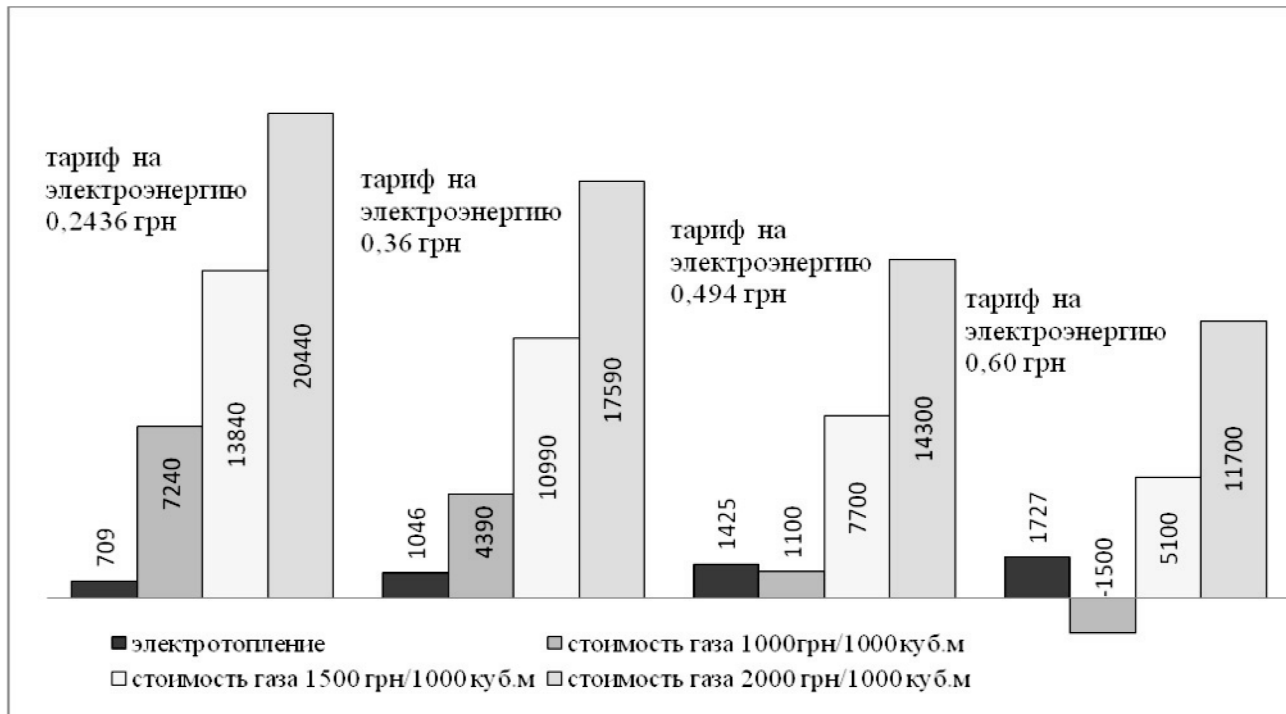
Табл. 7.

| № п/п | Наименование | Годовое потребление энергоносителя | | |
|-------|---|------------------------------------|--------|---------------------------------------|
| | | энергоноситель | т у.т. | в газовом эквиваленте, м ³ |
| 1 | Теплонасосная система теплоснабжения | 24480 кВт·ч электроэнергии | 9,058 | 7945,6 |
| 2 | Традиционная система теплоснабжения, использующая газ | 13200 м ³ газа | 15,015 | 13200 |
| 3 | Электроотопление | 109516 кВт·ч электроэнергии | 40,5 | 35530 |

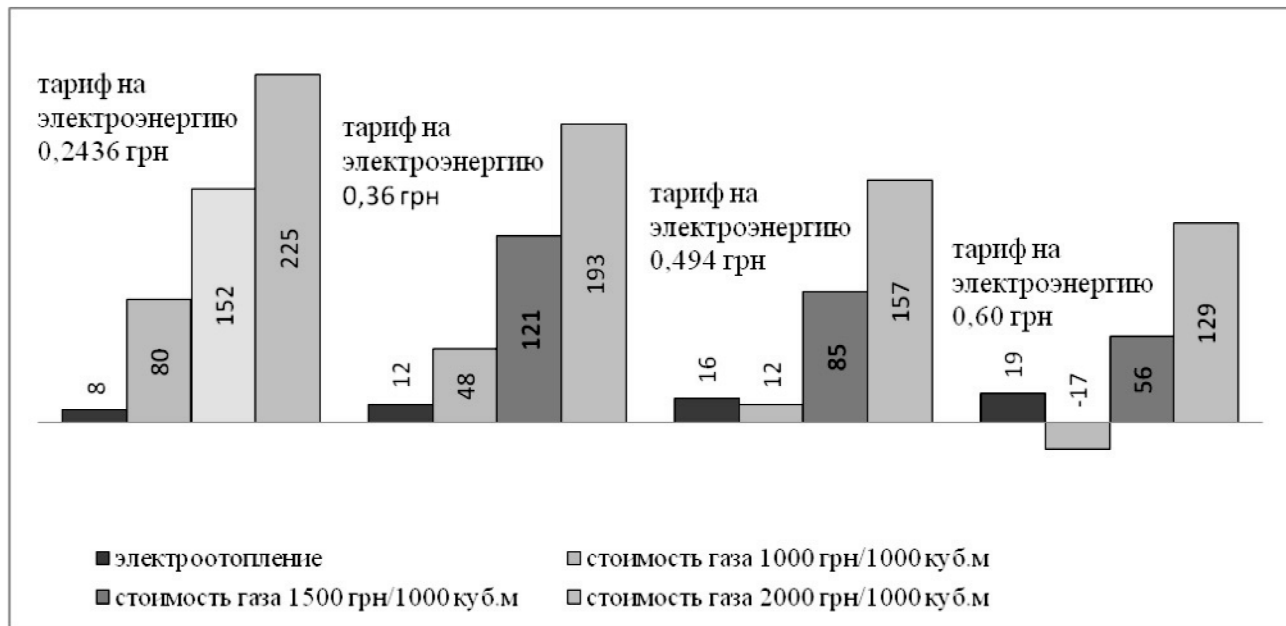
Выводы

Результаты проведенного экономического анализа показали, что действительно теплона-

сосная установка теплоснабжения является реальной альтернативой традиционному теплоснабжению и электроотоплению. Несмотря на высокие капитальные затраты, годовые затраты



а



б

Рис. 1. Экономия годовых затрат на энергоносители (а) и затрат на производство 1 Гкал теплоты (б) при использовании теплонасосной системы теплоснабжения по сравнению с электроотоплением и традиционной системой теплоснабжения при разных тарифах на электроэнергию и разной стоимости газа.

на энергоносители ниже, чем у традиционной установки теплоснабжения и чем у электроотопления, рассчитанного по самому благоприятному ночному тарифу. Наиболее рентабельно и эконо-

мически выгодно приобретать такие установки за собственные средства. С повышением цены на газ рентабельность теплонасосной системы теплоснабжения возрастает. Но главным показате-

лем преимущества теплонасосной установки теплоснабжения по сравнению с приведенными системами является значительная экономия топлива. При одинаковой небольшой выработке теплоты расход топлива в 1,7 раза ниже, чем для системы традиционного теплоснабжения с использованием газа, и в 4,5 раза меньше, чем для электроотопительной установки.

Выбранная мощность теплового насоса 17 кВт обусловлена тем, что данной мощности достаточно для оптимального отопления индивидуального здания площадью 200 м², что соответствует постройкам коттеджного типа для среднего социального класса населения. Во-вторых, импортные тепловые насосы такого диапазона мощности отопления последнее время находят все большее применение в Украине.

Безусловно, преимущество теплонасосных технологий теплоснабжения в первую очередь заключается в автономности, что особенно приемлемо для экономик, где большое место занимает атомная генерация электроэнергии. Приведенные расчеты показывают, что диапазон срока окупаемости для различных вариантов и тарифов находится в пределах 1,5–10 лет, что для установок

такой малой мощности является вполне приемлемым. При существенном увеличении мощности показатели окупаемости будут существенно уменьшаться. Этот факт требует дальнейших исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Возобновляемые источники энергии. План внедрения и продвижения технологий на период до 2007 года.* EREC, Renewable Energy House. Brussels, 2007.
2. *Дубовик В.С.* Стан комунальної теплоенергетики України. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації. – К.: – 2007. – С.22–39.
3. *Васильев Г.П.* Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев земли. – М.: Красная звезда, 2006. – 311 с.
4. *www.nerg.gov.ua* – Національна комісія регулювання теплоенергетики України. – Порядок застосування тарифів на електроенергію.

Получено 09.06.2008 г.

УДК 621.56

РАДЧЕНКО А.Н.¹, ГОРИН В.В.², СИРОТА А.А.³

¹Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

²Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

³Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ГАЗА С ФАЗОВЫМ ПЕРЕХОДОМ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

Розглянуто основні припущення та приведено результати розрахунків охолоджувачів газу з фазовим переходом холодительного агента.

Рассмотрены основные допущения и приведены результаты расчетов охладителей газа с фазовым переходом холодительного агента.

The main assumptions are discussed, and the results of calculation of gas coolers with phase transition of the refrigerant are presented.

d_0 – внутренний диаметр трубки;
 D – массовая скорость осаждения капель;
 E – массовая скорость уноса капель;
 f – коэффициент трения;
 k – коэффициент теплопередачи;
 q – плотность теплового потока;
 r – удельная теплота фазового перехода;
 Re_{Π} – число Рейнольдса для паровой фазы,
 $Re_{\Pi} = (\rho w) x d_0 / \mu_{\Pi}$;
 t – температура;
 u – осевая скорость;
 $u_{\tau} = \sqrt{\tau_i / \rho_{ж}}$ – динамическая скорость;
 x – массовое паросодержание;
 y – расстояние от стенки;
 $y^* = u y_{\tau} / v_{ж}$ – относительное расстояние от стенки;
 Z – длина трубки;
 z – продольная координата;
 α_a – коэффициент теплоотдачи;
 ΔP – падение давления;
 θ – логарифмическая разность температур;
 ρ – плотность;
 ρw – массовая скорость;
 σ – коэффициент поверхностного натяжения;
 $v^* = u / u_{\tau}$ – относительная скорость;

ν – кинематический коэффициент вязкости;
 μ – динамический коэффициент вязкости;
 δ – толщина пленки;
 $\delta^* = \delta u_{\tau} / v_{ж}$ – относительная толщина пленки;
 τ_i – касательное напряжение на границе раздела фаз;
 ГТУ – газотурбинная установка;
 ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
 ТО – теплообменник.

Индексы:

0, a – хладагент;
 1 и 2 – вход и выход;
 гл – гладкий;
 гр – граничный;
 ж – жидкость;
 ж.я – жидкость в ядре потока;
 кр – критический;
 п – пар;
 пл – пленка;
 я – ядро;
 i – граница раздела фаз;
 max – максимальный;
 opt – оптимальный;
 w – охлаждаемая среда.

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Охладители газа с фазовым переходом холодительного агента помимо традиционных областей

(воздухоохладители систем комфортного и технологического кондиционирования) находят широкое применение в контурах утилизации средне- и низкопотенциальной теплоты. В последнем случае это генераторы пара (они же ох-

ладители отработавших газов ГТУ или ДВС) в силовом цикле и испарители-охладители газа (воздуха) в холодильном. При проектировании таких теплообменников (ТО) необходимо обеспечить минимальные их габариты и аэродинамическое сопротивление, что особенно важно для генераторов пара, монтируемых непосредственно в газовыпускном тракте двигателя и определяющих противодействие и затраты мощности двигателя на его преодоление.

Рациональное проектирование ТО включает в себя определение оптимальной массовой скорости холодильного агента $(\rho w)_{\text{opt}}$ в трубках (змеевиках), обеспечивающей максимальные плотности теплового потока q_{max} и соответственно минимальные поверхности теплообмена.

Необходимость уточнения методики расчета $(\rho w)_{\text{opt}}$ обусловлена особенностью процесса внутритрубного кипения, связанной с наличием двух зон с резко отличающейся интенсивностью теплоотдачи: зоны интенсивной теплоотдачи от стенки к омывающей ее жидкости и зоны с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи от сухой стенки к пару, содержащему капли жидкости, унесенные с пристенного слоя в первой зоне. Паросодержание $x_{\text{гр}}$, соответствующее границе двух зон, принято называть граничным.

Охладители газа выполняются, как правило, из оребренных трубок. В этом случае в первой зоне интенсивность теплоотдачи к кипящему холодильному агенту в несколько раз превосходит таковую к газу. Поскольку теплопередача лимитируется последней, то даже двух-трехкратные погрешности при определении α_a не приводят к существенным расхождениям в k и, следовательно, q . Во второй зоне, наоборот, теплопередача чаще всего лимитируется теплоотдачей к дисперсной смеси как менее интенсивной по сравнению с таковой к газу. Ее вычисление производится по уравнению для теплоотдачи к пару. Существующая методология проектирования охладителей газа при вычислении q и соответствующих им ρw не учитывает соотношение протяженностей двух зон кипения, определяемое значением $x_{\text{гр}}$, и зависимость $x_{\text{гр}}$ от ρw .

Целью выполненного исследования является совершенствование методики проектирования охладителей газа путем включения в нее этапа

расчета $(\rho w)_{\text{opt}}$ с учетом значения граничного паросодержания $x_{\text{гр}}$, определяющего соотношение протяженностей двух зон кипения с резко отличающейся интенсивностью теплообмена, установление закономерностей изменения плотности теплового потока q в зависимости от ρw , а также влияния параметров работы охладителей газа на величины $(\rho w)_{\text{opt}}$ и q_{max} .

2. Основные положения методики и анализ результатов расчета

Некоторые основные положения методики проектирования охладителей газа с кипением хладагента рассмотрены на примере воздухоохладителей. При расчете граничного паросодержания $x_{\text{гр}}$ за основу был взят метод, разработанный в атомном центре в Харуэлле (Великобритания) и предполагающий отдельный учет влияния уноса и осаждения капель на толщину пристенной пленки жидкости [1]. Согласно этому методу, градиенты массовой скорости жидкости в пленке и дисперсном ядре определяются соответствующими выражениями:

– в пленке:

$$\frac{d(\rho w)_{\text{пл}}}{dz} = -\frac{4}{d_0} \left(E - D + \frac{q}{r} \right); \quad (1)$$

– в дисперсном ядре:

$$\frac{d(\rho w)_{\text{ж.я}}}{dz} = \frac{4}{d_0} (E - D).$$

Здесь массовые скорости жидкости в пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ и дисперсном ядре $(\rho w)_{\text{ж.я}}$ отнесены ко всему сечению канала $(\pi d_0^2/4)$, а массовые скорости уноса капель с пристенной пленки жидкости в паровое (дисперсное) ядро потока E и их осаждения на пленке D – к внутренней поверхности канала $(\pi d_0 Z)$. Для нахождения E и D в работе [1] предложены эмпирические зависимости.

Массовая скорость жидкости в пристенной пленке вычисляется в соответствии с профилем относительной скорости v^* :

$$(\rho w)_{\text{пл}} = \frac{4\mu_{\text{ж}}}{d_0} \int_0^{\frac{1}{2}} v_* dy_* . \quad (2)$$

Рассмотрим основные допущения и особенности усовершенствованной методики расчета $x_{гр}$ по сравнению с базовым методом [1].

При внутритрубном испарении свободная поверхность раздела жидкой и паровой фаз увлекается скоростным паровым ядром, в результате чего течение жидкости в пристенной пленке приближается к течению Куэтта – ламинаризуется. В этом отличие двухфазного потока от однофазного, заполняющего все сечение канала. Более высокие (благодаря ускорению) градиенты осевой скорости du/dy у поверхности раздела фаз по сравнению с однофазным потоком при одном и том же расстоянии y от стенки дают основание принять закон распределения скоростей в пристенной пленке у границы раздела фаз таким же, как и для буферной зоны в модели пограничного слоя Т. Кармана, т.е. исключить турбулентную зону.

В соответствии с опытными данными [2], образование волн на гладкой ламинарной пленке (следовательно, и унос капель с пристенной пленки) начинается при относительном расстоянии от стенки $y^* = 15$. Принимаем также, что и затухание волн (прекращение уноса капель) завершается при том же y^* .

Тогда профили относительных скоростей v^* для такой двухслойной модели пристенной пленки жидкости будут ограничены расстояниями y^* :

- ламинарная зона: $0 < y^* < 15$ $v^* = y^*$;
- буферная зона: $15 < y^*$ $v^* = 5 \ln y^* + 1,46$.

Соответственно выражение (2) для массовой скорости жидкости в пристенной пленке, включающей обе зоны, принимает вид

$$(\rho w)_{пл} = \frac{4\mu_{ж}}{d_0} \left[\int_0^{\delta^*=15} y_* dy_* + \int_{\delta^*=15}^{\delta} (5 \ln y_* + 1,46) dy_* \right]. \quad (3)$$

Величины $(\rho w)_{пл}$, вычисленные по уравнению (3) при некотором принятом δ^* , сравниваются со значением $(\rho w)_{пл}$, рассчитанными согласно капельному обмену с использованием формулы (1) при текущем паросодержании x с учетом содержания жидкости в паровом ядре потока $(\rho w)_{ж.я}$:

$$(\rho w)_{пл} = (\rho w)(1 - x) - (\rho w)_{ж.я}.$$

Величина $(\rho w)_{пл.i}$ при текущем паросодержании x (на i -м шаге) связана с $(\rho w)_{пл.i-1}$ на предыдущем $i-1$ шаге соотношением

$$(\rho w)_{пл.i} = (\rho w)_{пл.i-1} - d(\rho w)_{пл}/dz(dz/dx),$$

в котором градиент массовой скорости жидкости в пленке $d(\rho w)_{пл}/dz$ вычисляется по формуле (1), а приращение паросодержания dx соотносится с соответствующим приращением длины трубки dz согласно уравнению теплового баланса

$$0,25\pi d_0^2(\rho w)rdx = q\pi d_0 dz.$$

Абсолютная толщина пленки $\delta_{пл}$ находится из соотношения $\delta^* = \delta_{пл}u\tau/v_{ж}$. При этом касательное напряжение τ_i на границе раздела фаз, входящее в динамическую скорость u_τ , рассчитывается по формуле

$$\tau_i = f_i \frac{(\rho w)_я^2}{2\rho_я},$$

$$\text{где } (\rho w)_я = (\rho w)_{ж.я} + (\rho w)x; \quad \rho_я = \frac{(\rho w)_я}{\frac{(\rho w)_{ж.я}}{\rho_ж} + \frac{(\rho w)x}{\rho_п}}.$$

Коэффициент трения f_i на волновой поверхности раздела фаз определяют по уравнению, предполагающему аналогию волновой поверхности с шероховатой [3]:

$$f_i = f_п(1 + 360\delta/d_0),$$

где $f_п$ – коэффициент трения однофазного парового потока в соответствии с законом Блазиуса $f_п = 0,079Re_п^{-0,25}$.

Совпадению величин $(\rho w)_{пл}$, вычисленных двумя способами, соответствуют действительные значения относительной и абсолютной толщины пленки δ^* и δ .

Согласно уравнению (3), критическая массовая скорость жидкости в пристенной гладкой микропленке относительной толщиной $\delta^* = 15$ (при $y^* = 15$), соответствующая прекращению уноса капель, вычисляется как

$$(\rho w)_{пл.кр} = \frac{4\mu_{ж}}{d_0} \int_0^{\delta^*=15} y_* dy_* = \frac{450\mu_{ж}}{d_0}.$$

Таким образом, с учетом принятых выше допущений относительно границ и профилей скоростей в ламинарной и буферной зонах жидкой пленки, а также условия прекращения уноса ка-

пель было получено простое аналитическое выражение для нахождения $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$. Следует отметить, что найденные таким образом значения $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$ практически совпадают с соответствующими величинами, полученными из эмпирического соотношения [1]

$$\frac{(\rho w)_{\text{пл.кр}} d_0}{\mu_{\text{ж}}} = \text{Re}_{\text{пл.кр}} = \exp \left[5,8504 + 0,4249 \frac{\mu_{\text{пл}}}{\mu_{\text{ж}}} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{пл}}} \right)^{0,5} \right].$$

При достижении массовой скоростью жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ значения $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$ унос капель в паровое ядро потока прекращается.

Расчет производился по двум моделям капельного обмена. Первая модель учитывала унос и осаждение капель и соответствовала базовой модели [1]. Согласно ей осаждение капель продолжалось и на гладкой микропленке, что не совсем логично, поскольку приводило бы к деформации поверхности пленки.

Вторая модель (модель уноса) не учитывала осаждение капель. Согласно ей прекращению уноса капель по достижении пленкой некоторой критической толщины – толщины гладкой микропленки $\delta_{\text{пл.гл}}$ (ламинарного слоя с массовой скоростью $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$) соответствует так называемый кризис гидравлического сопротивления ΔP [4], при котором значение ΔP падает до минимальной величины, соответствующей однофазным потокам. Величину паросодержания принято обозначать $x_{\Delta P}$.

Протяженность испаряющейся гладкой микропленки по паросодержанию $\Delta x_{\text{гл.пл}}$ определялась соотношением $\Delta x_{\text{гл.пл}} = (\rho w)_{\text{пл.кр}} / (\rho w)$, т.е. предполагалось, что капли жидкости в паровом потоке начинают испаряться только после полного испарения пристенной пленки. Соответствующая протяженность гладкой микропленки по длине трубки испарителя $Z_{\text{гл.пл}}$ вычисляется из теплового баланса

$$0,25\pi d_0^2 (\rho w) r \Delta x_{\text{гл.пл}} = \pi d_0 q Z_{\text{гл.пл}}.$$

Граничное паросодержание находилось как $x_{\text{гр}} = x_{\Delta P} + \Delta x_{\text{гл.пл}}$. Однако полученные величины

$x_{\text{гр}}$, рассчитанные для условий работы систем кондиционирования воздуха, имели довольно низкие значения: 0,65...0,70. Если же принять их за начало зоны перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, т.е. за $x_{\text{гр}0}$, а протяженность зоны перехода $\Delta x = x_{\text{гр}} - x_{\text{гр}0}$ равной 0,2 (согласно зависимостям [5]), то завершение образования дисперсного режима течения, сопровождающееся полным осушением стенки трубки, будет иметь место при значениях $x_{\text{гр}}$, рассчитываемых как $x_{\text{гр}} = x_{\text{гр}0} + 0,2$, причем довольно близких опытным данным [6].

Очевидно, что введение в модель уноса поправки $\Delta x = 0,2$ при расчете $x_{\text{гр}}$, а с нею и некоторой переходной зоны между началом, $x_{\text{гр}0}$, и завершением, $x_{\text{гр}}$, осушения стенки можно рассматривать как корректировку модели уноса с учетом влияния осаждения капель на пристенной пленке.

На рис. 1 приведены зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{\text{пл}}$ от текущего паросодержания x для хладагента R-22 при $t_0 = 0$ °C и разных массовых скоростях двухфазной смеси ρw в трубке с $d_{\text{вн}} = 0,08$ м, вычисленные согласно модели уноса и осаждения (а) и модели одного уноса (б). Точки пересечения кривых с осью x (при $(\rho w)_{\text{пл}} = 0$) соответствуют по первой модели значениям $x_{\text{гр}}$, а по второй $x_{\text{гр}0}$. Прекращение уноса капель по достижении $(\rho w)_{\text{пл.кр}}$ (кризис гидравлического сопротивления) наступает при паросодержаниях $x_{\Delta P}$. Как видно, с увеличением ρw величина $x_{\text{гр}}$ уменьшается, что необходимо учитывать при расчетах $(\rho w)_{\text{опт}}$.

Анализ результатов расчета по обеим моделям показал, что значение $x_{\text{гр}}$, полученное без учета осаждения (см. рис. 1, б), меньше чем с его учетом (см. рис. 1, а) примерно на 0,1. Во втором случае с увеличением ρw величина $x_{\text{гр}}$ уменьшалась гораздо более высокими темпами, чем в первом. Очевидно, что действительная величина $x_{\text{гр}}$ находится между ее значениями, рассчитанными по двум моделям. Найденные величины $x_{\text{гр}}$ используются при расчете максимальной плотности теплового потока q_{max} и соответствующей ей оптимальной массовой скорости $(\rho w)_{\text{опт}}$.

Наличие максимума q обусловлено тем, что с увеличением ρw коэффициенты теплоотдачи при

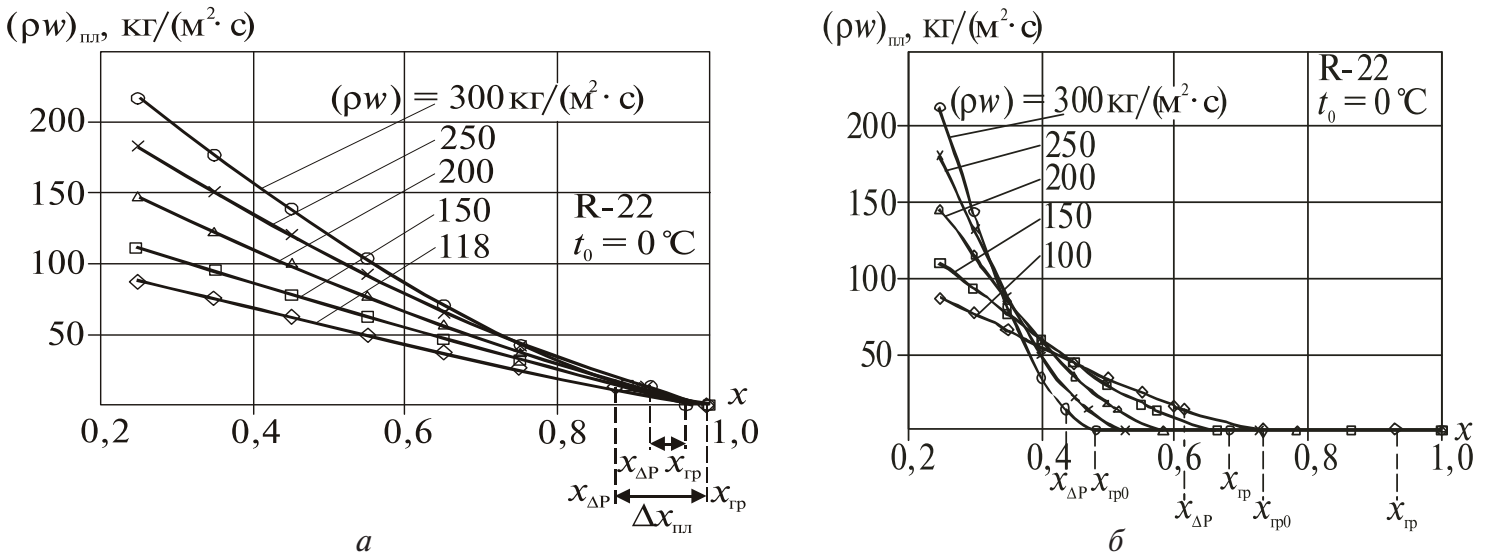


Рис. 1. Зависимости массовой скорости жидкости в пристенной пленке $(\rho w)_{пл}$ от текущего паросодержания x для R-22 при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и разных массовых скоростях двухфазной смеси ρw в трубке с $d_{вн} = 0,08$ м, согласно модели уноса и осаднения (а) и модели одного уноса (б).

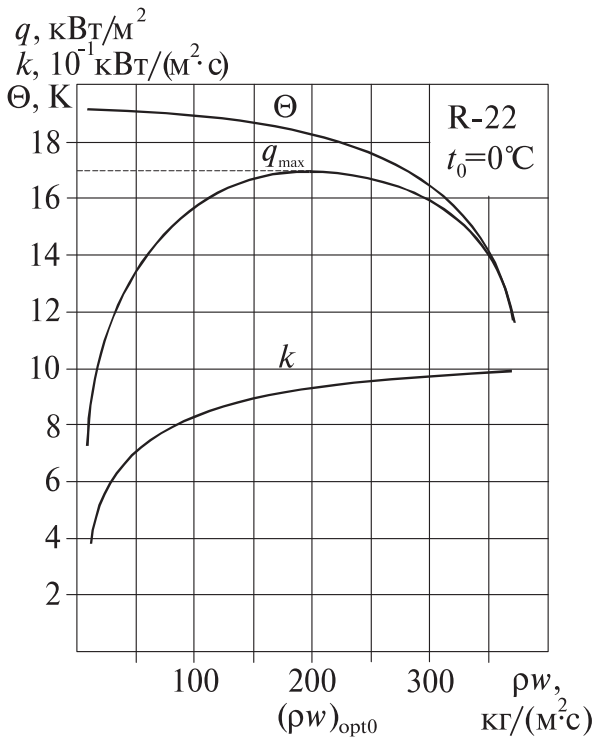


Рис. 2. К расчету $(\rho w)_{опт}$.

кипения α_a и теплопередачи k возрастают. Но при этом (при фиксированной температуре кипения на входе испарителя t_{01}) из-за увеличения гидравлического сопротивления ΔP и соответствующего падения температуры кипения на выходе из испарителя t_{02} увеличивается мощность, за-

трачиваемая компрессором (механического, струйного или другого типов) на сжатие отсасываемых из испарителя паров до давления в конденсаторе. Чтобы не решать задачу оптимизации всего цикла, в практике рационального проектирования испарителей фиксируют не t_{01} , а t_{02} . Тогда при увеличении ρw из-за возрастания ΔP повышается t_{01} и соответственно уменьшается температурный напор θ между охлаждаемым газом и кипящим холодильным агентом. Противоположное влиянием ρw на k и θ обуславливает существование максимума функции $q = k\theta$.

Расчет $(\rho w)_{опт}$ производился как по величине q_{max} , вычисляемой только для зоны интенсивного испарения (от x_1 на входе в воздухоохладитель до $x_{гр}$), так и по q_{max} для всей поверхности воздухоохладителя, включая ее долю, приходящуюся на испарение капельной влаги при сухой стенке трубки: во всем диапазоне x_1 (0...1).

Характер изменения коэффициента теплопередачи k , температурного напора θ и плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw для хладагента R-22 при параметрах воздухоохладителя: температура кипения $t_{02} = 0^\circ\text{C}$; $x_{гр} = 0,9$; температура воздуха на входе и выходе $t_{w1} = 25^\circ\text{C}$ и $t_{w2} = 15^\circ\text{C}$; степень оребрения $\beta = 16$; внутренний диаметр трубок $d_{вн} = 0,008$ м, представлен на рис. 2.

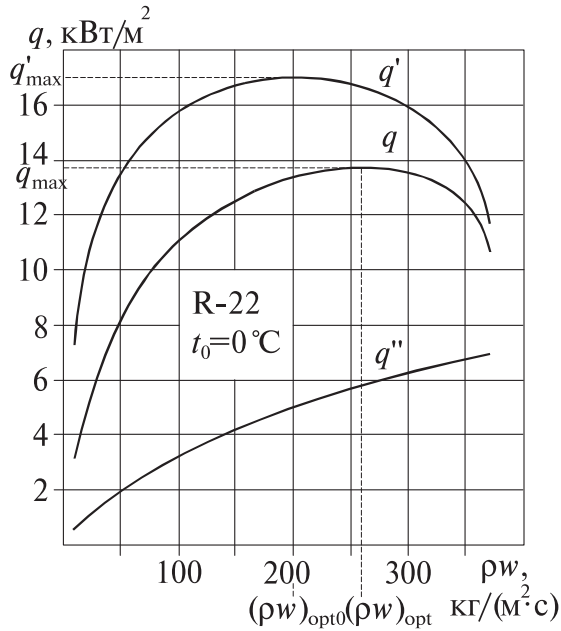


Рис. 3. Зависимость q , q' и q'' от ρw при $x_{гр} = 0,9$.

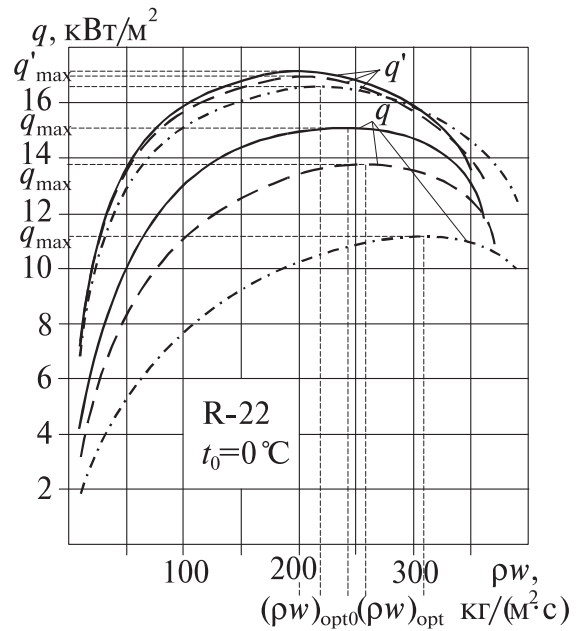


Рис. 4. Зависимость q и q' от ρw :
 — $x_{гр} = 0,95$; - - - - - $0,9$; - · - · - $0,8$.

На рис. 3 приведены значения плотности теплового потока, средние для всей поверхности воздухоохлаждителя q , зон интенсивного кипения q' и испарения капельной влаги при сухой стенке q'' . Более резкое изменение q' по сравнению с q свидетельствует о доминирующем влиянии падения давления ΔP и соответственно температурного напора θ' в первой зоне на тепловые потоки q' и q .

С увеличением $x_{гр}$ от 0,8 до 0,95 значения $(\rho w)_{opt0}$ и $(\rho w)_{opt}$, соответствующие q'_{max} и q_{max} , сближаются (рис. 4). При этом величины q'_{max} незначительно повышаются, хотя $(\rho w)_{opt0}$ остаются практически неизменными. Более высокие темпы приращения q_{max} по сравнению с q'_{max} объясняются сокращением зоны испарения капельной влаги с соответствующим приближением q_{max} к q'_{max} и свидетельствуют о необходимости знания протяженности этой зоны, определяемой значением $x_{гр}$. С повышением $x_{гр}$ характер зависимостей $q = f(\rho w)$ становится более крутым, приближаясь к таковому для $q' = f(\rho w)$, что отражает доминирующее влияние соотношения $k'\theta'$ в зоне интенсивного кипения.

Из зависимостей $q = f(\rho w)$ и $q' = f(\rho w)$ на рис. 4 видно, что величина q при $(\rho w)_{opt0}$ незначительно отличаются от q_{max} (при $(\rho w)_{opt}$), причем с повышением $x_{гр}$ это различие становится меньше. От-

сюда следует заключение о том, что в качестве $(\rho w)_{opt}$ можно принимать $(\rho w)_{opt0}$, соответствующую q'_{max} (в зоне интенсивного кипения), и q'' (в зоне испарения капельной влаги) определять при $(\rho w)_{opt0}$, т.е. производить тепловой расчет ТО с учетом зон с разной интенсивностью теплообмена.

В соответствии с экспериментальными данными ряда авторов [7] в дисперсных потоках пар перегрет по отношению к капельной жидкости. С целью установления влияния перегрева на тепловые потоки и соответственно на величину $(\rho w)_{opt}$ были проведены расчеты q и q'' при перегреве пара $\Delta t_{п} = 10$ °С. Как видно из рис. 5, перегрев вызывает дополнительное снижение q при практически неизменных $(\rho w)_{opt}$.

Таким образом, при тепловых расчетах испарителей необходимо учитывать не только значение граничного паросодержания $x_{гр}$ и его уменьшение с увеличением массовой скорости ρw , но и перегрев пара относительно температуры насыщения в дисперсном режиме течения. Величину же $(\rho w)_{opt}$ можно определять только для зоны интенсивного парообразования при смоченной поверхности стенки трубы, считая ее практически не зависящей от значений $x_{гр}$ и $\Delta t_{п}$.

Как видно из представленных на рис. 6 зависимостей, характер изменения коэффициента

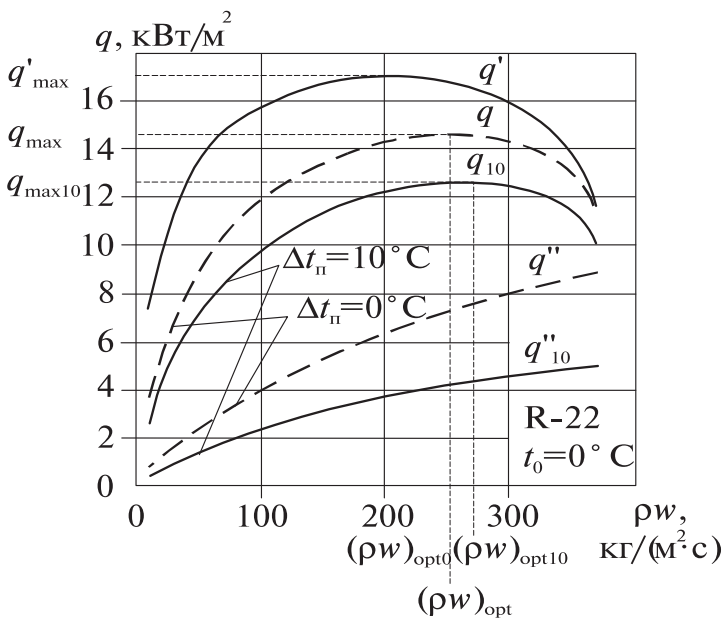


Рис. 5. Зависимость q и q' и q'' от ρw при $x_{гр} = 0,9$:
 — $\Delta t_n = 10^\circ\text{C}$; - - - - $\Delta t_n = 0^\circ\text{C}$.

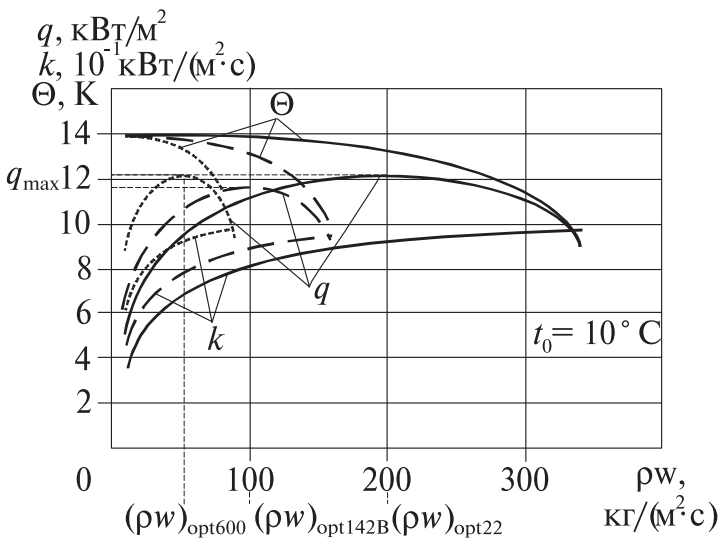


Рис. 6. Коэффициенты теплопередачи k , температурные напоры θ и плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw для хладагентов: — R-600; - - - - — R-142 B; - - - - — R-22.

теплопередачи k , температурного напора и плотности теплового потока q для хладагентов R-22, -142В и -600 (н-бутана) различный: наиболее крутой для R-600 и пологий для R-22. Соответственно и величина $(\rho w)_{opt}$ для R-600 наименьшая, а для R-22 наибольшая.

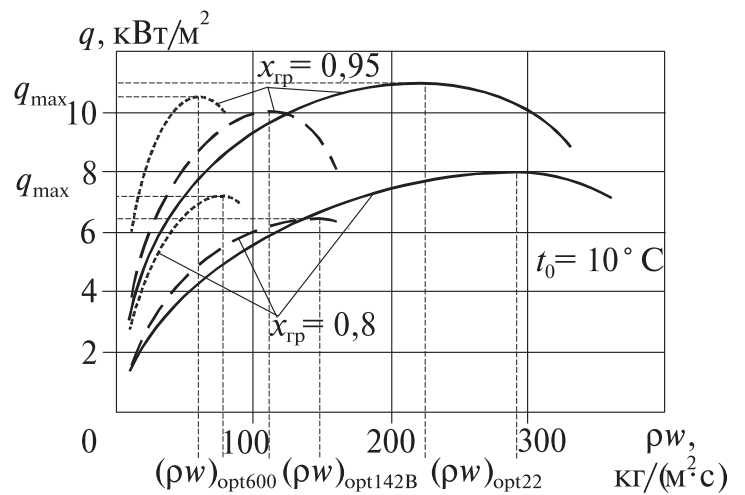


Рис. 7. Зависимости плотности теплового потока q от массовой скорости ρw при разных значениях $x_{гр}$ для хладагентов:
 — R-600; - - - - — R-142 B; - - - - — R-22.

Из приведенных на рис. 7 зависимостей плотности теплового потока q от массовой скорости ρw при разных значениях $x_{гр}$ для хладагентов R-600, -142 В и -22 видно, что установленные выше закономерности сохраняются. Разница в величинах q_{max} при $x_{гр} = 0,8$ и $0,95$ подтверждает необходимость учета соотношения протяженностей зон кипения с разной интенсивностью теплообмена, определяемого значениями $x_{гр}$.

3. Выводы и перспективы использования результатов

1. Предложена усовершенствованная методика проектирования охладителей газа, включающая расчет оптимальных массовых скоростей $(\rho w)_{opt}$ холодильного агента, кипящего в трубках, обеспечивающих максимальные плотности тепловых потоков и минимальные поверхности. Методика учитывает соотношение протяженностей двух зон кипения с резко отличающейся интенсивностью теплообмена, определяемое значением граничного паросодержания $x_{гр}$, соответствующего осушению стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному режиму течения.

2. Выявлены закономерности изменения плотностей тепловых потоков в разных зонах кипения в зависимости от массовой скорости кипящего хлада-

гента, а также влияние параметров работы охладителей газа на величины $(\rho w)_{\text{opt}}$ и q_{max} . Установлено, что характер изменения коэффициента теплопередачи k , температурного напора θ и плотности теплового потока q для хладагентов R-22, -142В и -600 (н-бутана) различный: наиболее крутой для R-600 и пологий для R-22. Соответственно и величина $(\rho w)_{\text{opt}}$ для R-600 наименьшая, а для R-22 наибольшая.

3. Показано, что при тепловых расчетах испарителей необходимо учитывать не только значение граничного паросодержания $x_{\text{гр}}$ и его уменьшение с увеличением массовой скорости ρw , но и перегрев пара относительно температуры насыщения в дисперсном режиме течения. Величину же $(\rho w)_{\text{opt}}$ можно определять только для зоны интенсивного парообразования при смоченной поверхности стенки трубы, считая ее практически не зависящей от значений $x_{\text{гр}}$ и $\Delta t_{\text{п}}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Hewitt G. F., Govan A.H.* Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase

change // *Int. J. Heat Mass Transfer.* – 1990. – Vol. 33. – P. 243–252.

2. *Тонг Л.* Теплоотдача при кипении и двухфазное течение. – М.: Мир, 1969. – 455 с.

3. *Уоллис Г.* Одномерные двухфазные течения. – М.: Мир, 1972. – 440 с.

4. *Левитан Л.Л.* Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения // *Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика.* – Л.: Наука, 1987. – С.169–186.

5. *Смирнов Г.Ф.* Теплофизические проблемы охлаждения электронного оборудования // *Холодильная техника и технология.* – 1999. – Вып.62. – С.102–107.

6. *Chaddock J.B., Varma H.K.* An experimental investigation on dry-out with R22 evaporating in a horizontal tube // *ASHRAE Transactions.* – 1979. – Vol.85. – P.105–121.

7. *Ужанский В.С.* Автоматизация холодильных машин и установок. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 304 с.

Получено 14.04.2006 г.

УДК 552.52:536.2+536.63

МИХАЙЛИК В.А.¹, СНЕЖКИН Ю.Ф.¹, ДМИТРЕНКО Н.В.¹,
ВОРОБЬЕВ Л.И.¹, МИХАЙЛИК Т.А.¹, НАДЕЛ Л.Г.²

¹Институт технической теплофизики НАН Украины

²Институт биокolloидной химии им. Ф.Д. Овчаренко НАН Украины

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕНТОНИТОВОЙ ГЛИНЫ И ЕЁ Na⁺-ЗАМЕЩЕННОЙ ФОРМЫ (Черкасское месторождение)

Методами ДСК, пластины та сферичного зонду досліджено температурні залежності питомої теплоємності та коефіцієнта теплопровідності бентонітової глини, суспензій Na⁺-заміщеної форми та їх порошоків. Наведено рівняння, що апроксимують одержані залежності.

Методами ДСК, пластины и сферического зонда исследованы температурные зависимости удельной теплоёмкости и коэффициента теплопроводности бентонитовой глины, суспензий её Na⁺-замещенной формы и их порошков. Представлены уравнения, аппроксимирующие полученные зависимости.

Using the methods of DSC, plate and a spherical sonde, we investigate the temperature dependences of specific heat and heat conductivity of bentonite clay, suspensions of its Na⁺-replaced form, and their powders. The equations approximating the obtained dependences are presented.

C – удельная теплоемкость;
 n – содержание компонента;
 R^2 – коэффициент регрессии;
 S – среднеквадратичная погрешность;
 t – температура;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 ρ – плотность;

РФА – рентгенофазовый анализ;
ДСК – дифференциальная сканирующая калориметрия.

Индексы:
см – сухой материал;
в – вода.

Введение

Украина располагает богатейшими месторождениями глинистых минералов. Одно из наиболее известных, изученных и промышленно эксплуатируемых – Черкасское месторождение бентонитовых глин, широко применяемых в газо- и нефтедобыче, химической и пищевой промышленности, металлургии, фармакологии и сельском хозяйстве. Жесткая конкуренция на рынке товаров из минерального сырья создала условия, побудившие изменить требования к качеству и ассортименту продукции, выпускаемой ОАО “Дашуковские бентониты”. В этой связи возникла необходимость в создании современных высокоэффективных, энергосберегающих технологий производства бентонитовых порошков. Однако, несмотря на огромное количество информации по физико-химическим свойствам

глин данного месторождения, изучению теплофизических свойств не уделялось достаточного внимания. В литературе практически отсутствуют данные о теплоемкости и теплопроводности, необходимые при расчете тепломассообменных процессов и оборудования. Экспериментальное определение – самый надежный и, пожалуй, единственный способ получения достоверных данных о теплоемкости и теплопроводности глин.

Экспериментальные исследования и обсуждение полученных результатов

Физико-химический анализ образцов. Для исследований проба бентонитовой породы была отобрана на Дашуковском участке месторождения. Na⁺-замещенная форма бентонита получена путем жидкого замещения обменного катионного комплекса глинистого минерала по методике [1].

Проведен физико-химический анализ бентонитовой породы и её Na^+ -замещенной формы. Установлен минеральный состав, проведена идентификация, определено количественное содержание глинистого порообразующего минерала и примесных компонентов, степень обогащения монтмориллонитом. РФА бентонитовой породы и глинистого минерала проведен на рентгеновском дифрактометре ДРОН–М1 с двумя щелями Соллера с фильтрованным $\text{CoK}\alpha$ -излучением при скорости съемки $1^\circ/\text{мин}$. Идентификацию минерального состава проводили в соответствии с картотекой ASTM [2] и работами [3, 4]. Регистрируемые на дифрактограммах образцов интенсивные отражения с межплоскостным расстоянием 1,52...1,58 нм и серия базальных рефлексов 0,447; 0,255; 0,169 нм характерны для слоистых алюмосиликатов со структурой типа 2:1 [4]. Дифракционное отражение (060), равное 0,149 нм указывает на принадлежность глинистого минерала к диоктаэдрической серии [5].

Первое дифракционное отражение Na^+ -замещенной формы бентонита смещается до 1,267 нм, что характерно для группы монтмориллонитов (1,24...1,27 нм). В хорошо высушенном образце Na^+ -замещенной формы монтмориллонита это дифракционное отражение наблюдается обычно при 1,245 нм. На дифрактограмме образца наблюдается серия базальных отражений монтмориллонита – 0,447; 0,255; 0,149 нм.

Согласно данным РФА, основным порообразующим минералом бентонитовой породы месторождения является монтмориллонит, содержание которого приближается к 80%. Сопутствующий минерал – кварц, его около 10%. В образцах породы присутствуют кальцит – 6%, анатаз и полевые шпаты – до 3% каждого, обнаружены следы каолинита.

Определение удельной теплоемкости. Измерения удельной теплоёмкости выполнены в дифференциальном сканирующем калориметре ДСМ–2М, оснащённом компьютерной системой сбора и обработки информации, в соответствии с методикой, опубликованной в [6]. В качестве эталона теплоемкости использованы сертифицированные срезы кристалла корунда. Оценена точность измерений путем определения

теплоемкости одной из образцовых мер. Средняя квадратичная ошибка отдельного измерения и относительная погрешность составили соответственно 0,155 Дж/(кг·К) и 0,67 %.

Исследованию температурной зависимости теплоемкости были подвергнуты бентонитовая порода карьерной влажности, суспензия Na^+ -замещенной формы и их порошки. Для получения порошков влажный материал подвергали сушке в течение 4 часов. При этом бентонитовую породу обезвоживали при 190°C , суспензию Na^+ -замещенной формы – при 130°C . Полученный сухой материал измельчали в агатовой ступке и рассеивали на плетеных латунных ситах. Фракцию порошка, прошедшую через сито с отверстиями 50 мкм, использовали для определения теплоемкости. При измерениях в интервале $5\text{...}95^\circ\text{C}$ образцы были герметизированы. Измерения в интервале $85\text{...}175^\circ\text{C}$ проведены только на порошкообразных материалах, образцы которых помещали в негерметические контейнеры.

Как показали исследования, теплоемкость влажного материала в большей степени зависит от содержания воды и в меньшей – от изменения температуры (рис. 1, кривые *A*, *B*, *D* и *E*). Измерения теплоемкости порошков в открытых контейнерах показали (кривые *F* и *G*), что с увеличением температуры, в связи с десорбцией воды, значения измеряемой величины уменьшаются, приближаясь к теплоемкости сухого материала. Теплоемкость при 175°C можно считать теплоемкостью сухого материала. При этой температуре, как видно из рисунка, значения удельной теплоемкости бентонитовой породы и Na^+ -замещенной формы сближаются, что свидетельствует о незначительном влиянии модифицирования на теплоемкость сухого материала бентонитовой породы.

Температурные зависимости удельной теплоемкости исследованных материалов в диапазоне $5\text{...}95^\circ\text{C}$ аппроксимированы линейными уравнениями со среднеквадратичной погрешностью S и коэффициентом регрессии R^2 :

- бентонитовая порода, влажность 20,12 % (кривая *A*):

$$C = 1,463 + 0,00163 t, \quad S = 0,015; \quad R^2 = 0,943; \quad (1)$$

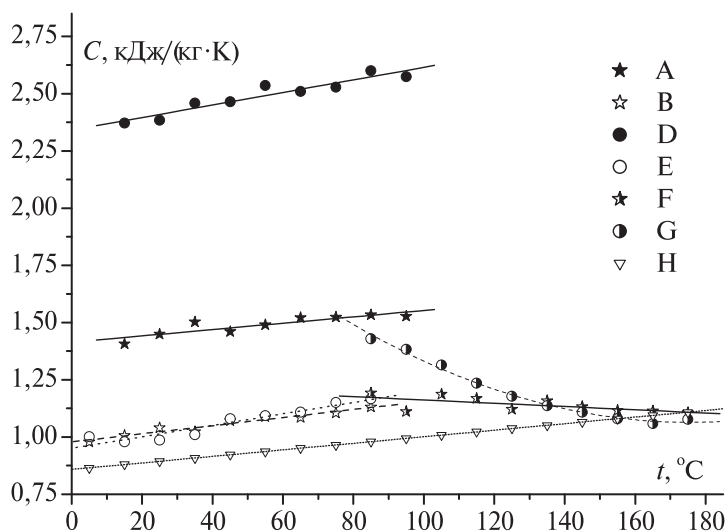


Рис. 1. Зависимости удельной теплоемкости от температуры: А – бентонитовой породы влажностью 20,12 %; В – порошка бентонитовой породы влажностью 5,89 %; D – суспензии Na⁺-замещенной формы влажностью 51,90 %; E – порошка суспензии Na⁺-замещенной формы влажностью 6,19 %; F – порошка бентонитовой породы; G – порошка Na⁺-замещенной формы; H – сухого материала бентонитовой породы.

- порошок бентонитовой породы, влажность 5,89 % (кривая B):

$$C = 1,052 + 0,00141 t, \quad S = 0,027; \quad R^2 = 0,837; \quad (2)$$

- суспензия Na⁺-замещенной формы, влажность 51,90 % (кривая D):

$$C = 2,407 + 0,00318 t, \quad S = 0,042; \quad R^2 = 0,893; \quad (3)$$

- порошок суспензии Na⁺-замещенной формы, влажность 6,19 % (кривая E):

$$C = 0,983 + 0,0025 t, \quad S = 0,025; \quad R^2 = 0,947. \quad (4)$$

Используя экспериментальные значения удельной теплоемкости образца бентонитовой породы с влажностью 20,12 % в интервале 15...95 °С (рис. 1, кривая А) и правило аддитивности, вычислили теплоемкость сухого материала. Получено уравнение зависимости удельной теплоемкости сухого материала от температуры t °С (кривая H):

$$C = 0,858 + 0,0014 t, \quad S = 0,027; \quad R^2 = 0,939. \quad (5)$$

Хотя применение уравнения (5) справедливо лишь в диапазоне температур 15...95 °С, дальнейшие исследования показали, что в пределах 3% погрешности, вполне допустимо его использование для расчета удельной теплоемкости при более высоких температурах. Так, значение теплоемкости сухого материала при 175 °С (1,108 Дж/(г·К)), рассчитанное по уравнению (5), практически совпадает с теплоемкостью порошка бентонитовой породы (рис. 1, кривая F) при той же температуре (1,106 Дж/(г·К)). Этот факт свидетельствует о том, что теплоемкость связанной воды близка теплоемкости свободной, а разница их теплоемкостей находится в пределах ошибки измерений. В технических расчетах определение теплоемкости бентонитовой породы с различной влажностью в интервале температур от 5 до 175 °С может быть осуществлено с использованием свойства аддитивности, путем сложения долей теплоемкости сухого материала, вычисленной по (5), и содержащейся воды при расчетной температуре [7]:

$$C = n C_{cm} + (1 - n) C_e. \quad (6)$$

Проведенные исследования показали, что при равных условиях, удельные теплоемкости порошков бентонитовой породы и суспензии Na⁺-замещенной формы близки. Это подтверждается уровнем абсолютных величин их теплоемкостей (рис. 1) в интервалах 5...85 °С (кривые B и E) и 155...175 °С (кривые F и G).

Определение теплопроводности. Коэффициенты теплопроводности бентонитовой породы и суспензий Na⁺-замещенной формы измеряли методом пластины [8] на приборе, оснащенный тепломерами [9, 10], а порошкообразных материалов – методом сферического зонда в неограниченной среде, расчетные соотношения которого изложены в [11]. При этом были соблюдены рекомендации по определению теплопроводности твердых материалов [12, 13].

Градуировка устройства, реализующего метод пластины, была проведена с применением эталонных образцов теплопроводности – органическое стекло марки СОЛ и оптическое стекло марки ТФ-1.

Погрешность при этом не превысила 3%. Градуировка зонда выполнена на образцах речного песка и минеральной ваты, коэффициенты теплопроводности которых определены методом пластины.

Для измерений методом пластины образцы бентонитовой породы были вырезаны из монолитного куска без нарушения сложившейся природной структуры материала, а образцы Na^+ -замещенной формы изготовлены путем плотного заполнения суспензией измерительной ячейки устройства.

Результаты определения коэффициента теплопроводности бентонитовой породы и суспензий Na^+ -замещенной формы методом пластины представлены на рис. 2. кривыми *A*, *D* и *F*. Видно, что теплопроводность есть функция как минимум двух переменных – температуры и влажности. Увеличение содержания воды в материале приводит к уменьшению его теплопроводности, которая в пределе стремится к теплопроводности чистой воды.

Значения коэффициента теплопроводности бентонитовой породы влажностью 22,0% ($\rho = 1930 \text{ кг/м}^3$ при 25 °С) в области температур от 31,0 до 86,0 °С аппроксимированы линейной зависимостью (рис. 2. кривая *A*):

$$\lambda = 0,903 + 0,00122 t, \quad S = 0,024; \quad R^2 = 0,718. \quad (7)$$

Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры суспензии Na^+ -замещенной формы бентонитовой породы с влажностью 50,0% ($\rho = 1360 \text{ кг/м}^3$ при 25 °С) в интервале 32...60 °С может быть представлена линейным уравнением (рис. 2. кривая *D*)

$$\lambda = 0,670 + 0,00202 t, \quad S = 0,025; \quad R^2 = 0,683. \quad (8)$$

Температурная зависимость коэффициента теплопроводности суспензии Na^+ -замещенной формы с содержанием воды 90% ($\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$ при 25 °С) в диапазоне температур от 30 до 89,5 °С представлена линейной зависимостью (рис. 2. кривая *F*)

$$\lambda = 0,614 + 0,0017 t, \quad S = 0,018; \quad R^2 = 0,915. \quad (9)$$

Результаты измерений коэффициента теплопроводности сухих порошков бентонитовой породы и её Na^+ -замещенной формы методом сфе-

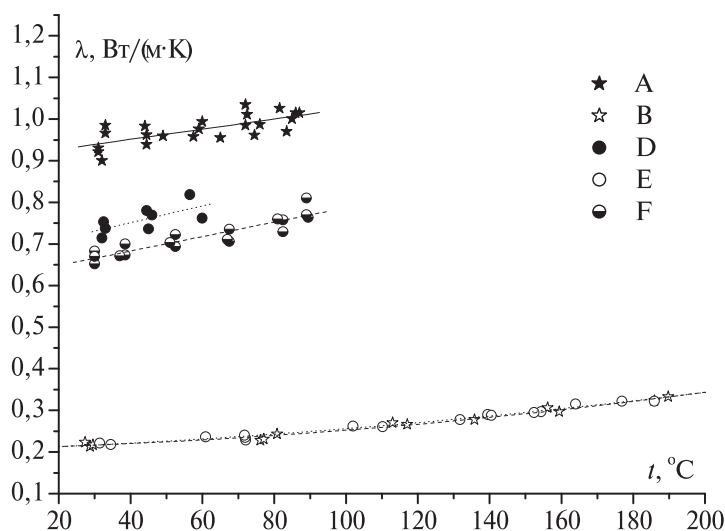


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры:
A – бентонитовой породы с влажностью 22,0%;
B – сухого порошка бентонитовой породы;
D – суспензии Na^+ -замещенной формы с влажностью 50,0%; *E* – сухого порошка Na^+ -замещенной формы;
F – суспензии Na^+ -замещенной формы с влажностью 90,0%.

рического зонда представлены на рис. 2. кривыми *B* и *E*. Перед измерениями порошки были обезвожены в измерительном устройстве при 190 °С.

Для сухого порошка бентонитовой породы с размером частичек меньше 50 мкм зависимость коэффициента теплопроводности от температуры в интервале 27,3...189,8 °С аппроксимирована квадратичной функцией (рис. 2. кривая *B*)

$$\lambda = 0,209 + 1,966 \cdot 10^{-4} t + 2,392 \cdot 10^{-6} t^2, \quad S = 0,006; \quad R^2 = 0,981. \quad (10)$$

Температурная зависимость коэффициента теплопроводности сухого порошка Na^+ -замещенной формы бентонитовой породы с размером частичек меньше 50 мкм в диапазоне от 31,4 до 185,9 °С аппроксимирована уравнением второй степени (рис. 2. кривая *E*)

$$\lambda = 0,206 + 3,227 \cdot 10^{-4} t + 1,818 \cdot 10^{-6} t^2, \quad S = 0,005; \quad R^2 = 0,985. \quad (11)$$

Найдено, что при одной и той же температуре в исследованной области экспериментальные

значения коэффициента теплопроводности сухих порошков бентонитовой породы и её Na^+ -замещенной формы совпадают, а аналитические выражения температурных зависимостей представлены однотипными уравнениями (10) и (11) с близкими значениями коэффициентов.

Как видно, замена катионов обменного комплекса глинистого минерала на Na^+ не приводит к заметному изменению теплопроводности сухого материала. Поэтому для расчета теплопроводности сухих порошков бентонитовых глин и её модифицированной Na^+ -замещенной формы можно использовать любое из уравнений (10) либо (11).

Выводы

1. Выполнен физико-химический анализ материалов, подвергнутых теплофизическим измерениям. Установлен минеральный состав, методом РФА проведена идентификация и определено количественное содержание глинистого породообразующего минерала и примесных компонентов, степень обогащения монтмориллонитом.

2. Методом ДСК определены значения удельной теплоемкости бентонитовой породы карьерной влажности и суспензии её Na^+ -замещенной формы в интервале 15...95 °С, а также их порошков в диапазоне от 5 до 175 °С.

3. Измерены коэффициенты теплопроводности бентонитовой породы, суспензий её Na^+ -замещенной формы в интервале 30...90 °С, а также обезвоженных их порошков в диапазоне от 27 до 190 °С.

4. Температурные зависимости удельной теплоемкости и коэффициентов теплопроводности аппроксимированы уравнениями. Получено уравнение зависимости удельной теплоемкости сухой бентонитовой породы от температуры, позволяющее рассчитывать теплоемкость исследованных материалов при различной влажности.

5. Результаты исследований теплоемкости и теплопроводности бентонитовой глины Черкасского месторождения и концентрированной суспензии её Na^+ -замещенной формы использова-

ны в качестве исходных данных при разработке технологической схемы и проектировании линии по производству высококачественных бентонитовых порошков на ОАО “Дашуковские бентониты”.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Овчаренко Ф.Д.* Гидрофильность глин и глинистых минералов. — К.: Издательство Академии наук УССР, 1961. — 291 с.

2. *Powder Diffraction File.* International Centre for Diffraction Data. — Swartmore, Penselvania, USA. — 1977.

3. *Brindley G.W. and Brown G.* Crystal structures of clay minerals and their X-ray identification. — London.: Miner. soc., 1980. — 495 p.

4. *Рентгенография* основных типов породообразующих минералов (слоистые и каркасные силикаты) / Под ред. В.А. Франк-Каменецкого.— Л.: Недра, 1983.— 359 с.

5. *Дриц В.А., Коссовская А.Г.* Глинистые минералы: смектиты, смешанослойные образования. — М.: Наука, 1990. — 214 с.

6. *Михайлик В.А., Снежкин Ю.Ф., Немчин А.Ф., Давыдова Е.О.* Определение теплоемкости влагонесодержащих материалов с помощью сканирующей калориметрии // Промышленная теплотехника. — 2002. — Т.24, №5. — С. 92–96.

7. *Термодинамические* свойства индивидуальных веществ: Справ. в 4-х т. — Т.1. Кн.1. — М.: Наука, 1978. — 496 с.

8. *Гинзбург А.С., Громов М.А., Красовская Г.И., В.С. Уколов.* Теплофизические характеристики пищевых продуктов и материалов. Справочное пособие. Под ред. А.С. Гинзбурга. — М.: Пищевая промышленность, 1975. — 223 с.

9. *Международный стандарт ИСО 8301:1991.* Теплоизоляция. Определение термического сопротивления и связанных с ним теплофизических показателей при стационарном тепловом режиме. Прибор, оснащенный тепломером.

10. *Бурова З.А., Гайдучек А.В., Ковтун С.И.* Проблемы измерения теплопроводности теплоизоляционных материалов // Промышленная теплотехника. — 2004. — Т.26, №6. — С. 205–209.

11. Пехович А.И., Жидких В.М. Расчеты теплового режима твердых тел. – Л.: Энергия, 1976. – 352 с.

12. Платунов Е.С., Буравой С.Е., Курепин В.В., Петров Г.С. Теплофизические измерения и приборы. – Л.: Машиностроение, 1986. – 256 с.

13. Декуша Л.В., Грищенко Т.Г., Менделеева Т.В., Воробьев Л.И. Рекомендации по проектиро-

ванию теплотеметрических приборов для определения теплопроводности твердых материалов // Наукові праці IV Міжн. наук.-техн. конф. “Метрологія та вимірювальна техніка (Метрологія - 2004)” 12-14 жовтня 2004 р. – Харків, 2004. – Т.2, С. 42–45.

Получено 16.05.2008 г.

УДК 536.2:536.3:536.6:629.7:697.34

**БАСОК Б.І., ВОРОБІЙОВ Л.Й.,
МИХАЙЛИК В.А., ЛУНІНА А.О.**

Інститут технічної теплофізики НАН України

ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРИРОДНОГО ҐРУНТУ

Наведено результати досліджень теплофізичних властивостей (коефіцієнта теплопровідності та питомої теплоємності) ґрунту в залежності від температури та вологовмісту.

Представлены результаты исследования теплофизических свойств (коэффициента теплопроводности и удельной теплоёмкости) грунта в зависимости от температуры и влагосодержания.

We present some results of investigation of the thermophysical properties (thermal-conductivity coefficient and specific heat) of ground depending on its temperature and moisture content.

C – питома теплоємність;

E – сигнали;

H – товщина;

$K(T)$ – коефіцієнт перетворення;

m – маса;

T – температура;

Y – амплітуда відхилення ДСК-кривої від базової лінії;

λ – коефіцієнт теплопровідності;

ΔT – різниця значень температури.

Скорочення:

ДСК – диференційний скануючий калориметр;

ПТ – перетворювач температури;

ИТ – вимірювач тепловий;

ПТП – перетворювач теплового потоку.

Індекси нижні:

зр – зразок;

конт – контейнер;

скл – оргскло;

r – еталон (корунд);

s – дослідний матеріал (зразок ґрунту);

1, 2 – номер ПТП.

Вступ

Одним з відновлювальних джерел низькопотенційної теплової енергії є природна теплота ґрунту, який має здатність протягом тривалого часу акумулювати та зберігати сонячну енергію. Її вилучення та подальше використання для теплопостачання приміщень базується на застосуванні теплонасосних технологій і реалізується за допомогою горизонтально і неглибоко прокладених у

землі теплообмінників (ґрунтових колекторів) або вертикально розміщених теплообмінників (ґрунтових зондів).

Колектори виготовляються з корозієстійких полімерних труб і розміщуються на глибині близько 1,5...2,5 м незабудованого ґрунтового масиву достатньо великих площ. Розмір необхідної поверхні, як і акумулюючі властивості ґрунту, залежать від його вологовмісту, теплофізичних властивостей та складу. В свою чергу, термічні влас-

тивості, а саме об'ємна теплоємність та теплопровідність, дуже сильно залежать від складу і стану ґрунту. В цьому відношенні визначальними величинами будуть перш за все частка води, склад мінеральних домішок, а також частка та розмір пор, що заповнені повітрям. Загалом можна стверджувати, що акумулюючі властивості ґрунту тим вищі, чим більше ґрунт насичений водою, чим вища частка мінеральних складових і чим менші розміри та кількість порожнин у ґрунті. Визначення необхідної площі поверхні ґрунту (ґрунтового масиву) залежить від теплоспоживання будівлі та властивостей ґрунту [1].

Метою роботи є визначення теплофізичних властивостей (коефіцієнта теплопровідності та питомої теплоємності) ґрунту в залежності від температури та вологовмісту.

Об'єктами досліджень виступили два зразки ґрунту з глибин 1,65 м (зразок № 1) та 3,65 м (зразок № 2), що були відібрані при спорудженні на території ІТТФ НАН України багатопетлевого ґрунтового колектора. Орієнтовний тип ґрунтів (виходячи з зовнішнього вигляду та консистенції) – глина з домішками піску.

Дослідження зразків з метою визначення теплофізичних властивостей виконано на установках ІТТФ НАН України. Для визначення коефіцієнтів теплопровідності використовувався метод пластини на установці ІТ-7, що оснащена перетворювачами теплового потоку [2, 3]. Дослідження питомої теплоємності здійснювалось за допомогою калориметричного комплексу на базі диференційного скануючого мікрокалориметра ДСМ-2М з комп'ютерною системою збору та обробки інформації [4].

Визначення коефіцієнтів теплопровідності зразків ґрунту

Вимірювання коефіцієнтів теплопровідності зразків ґрунту здійснено методом пластини на установці ІТ-7. Цю установку призначено для вимірювання коефіцієнтів ефективної теплопровідності і термічного опору різноманітних будівельних і теплоізоляційних матеріалів відповідно до стандартів [5, 6].

Основні технічні характеристики установки ІТ-7 такі:

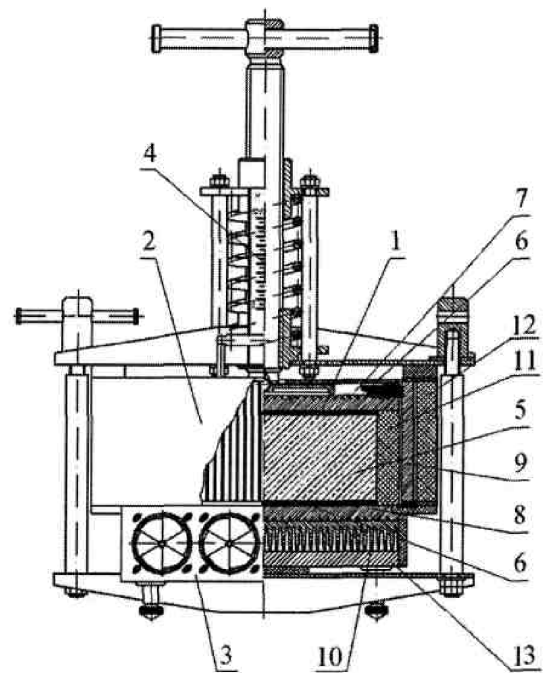


Рис. 1. Конструктивна схема теплового блоку установки ІТ-7.

1 – вимірювальна комірка; 2 – блок бічної активної теплоізоляції; 3 – блок охолодження; 4 – притискний пристрій; 5 – досліджуваний зразок; 6 – перетворювач теплового потоку; 7, 8, 9 – електричні нагрівачі; 10 – радіатор; 11, 12 – тепла ізоляція; 13 – станина.

– діапазон значень вимірюваних коефіцієнтів теплопровідності від 0,03 до 3,0 Вт/(м·К);

– межі допустимої основної відносної похибки вимірювання коефіцієнта теплопровідності $\pm 6\%$;

– діапазон значень середньої температури зразка від -40 до $+135$ °С.

До складу установки входить тепловий блок, призначений для розміщення досліджуваного зразка, завдання умов експерименту та отримання первинної вимірювальної інформації, та електронний блок, що забезпечує автоматизоване регулювання теплових режимів, збір та оброблення вимірювальної інформації і передачу результатів на персональний комп'ютер для подальшої обробки результатів вимірювання. На рис. 1 показано конструктивну схему теплового блоку установки ІТ-7.

В установці ІТ-7 досліджуваний зразок розташовується між двома плоскими перетворювачами теплового потоку (ПТП – квадратні

пластини 300×300 мм, рис. 2). В центральній зоні ПТП розміщено чутливий елемент (батарея термопар), електричний сигнал якого пропорційний густині теплового потоку. Для більш точного вимірювання різниці значень температури на поверхнях зразка між ПТП та зразком вставлено тонкі гумові пластини, на поверхнях яких розташовано спаї диференційної термопари.

Комірку зі зразком розміщено між плоскими нагрівачем та холодильником, температура яких підтримується на заданому рівні за допомогою регуляторів (на рис. 2 не показані). Для зменшення бокових тепловтрат застосовуються бокові екрани з регульованою температурою, яка задається такою, що дорівнює середній температурі зразка. При випробуванні сипких матеріалів застосовують спеціальні контейнери, які формують зразок у вигляді пластини.

Метод дослідження базувався на:

1. створенні стаціонарної різниці температур між двома поверхнями зразка матеріалу (пластини);
2. вимірюванні цієї різниці температур, густини теплового потоку крізь зразок та товщини цього зразка;
3. обчисленні коефіцієнта теплопровідності зразка за результатами вимірювань. Застосування цього методу для будівельних матеріалів нормовано згідно з [5, 6].

Перед та після проведення досліджень зразків матеріалів у комірку пристрою по чергово встановлювались робочі еталони теплопровідності (органічне скло марки СОЛ товщиною 49,28 мм та оптичне скло ЛК-5 товщиною 49,98 мм) і проводились дослідження їх теплопровідності в робочому діапазоні температур та визначались похибки вимірювань. Потім виконувалась робота з підготовки зразків ґрунту: засипання їх у пінопластову рамку, яку зверху й знизу обмежено пластинами з органічного скла товщиною 1 мм.

Зразки встановлювались в установку, де знаходились під тиском, що задається пружиною притискного пристрою. При випробуваннях тиск на поверхню зразка задавався приблизно 20 кПа. Товщина зразка вимірювалась під дією вказаного вище тиску безпосередньо в установці ИТ-7, у чотирьох точках з точністю 0,01 мм.

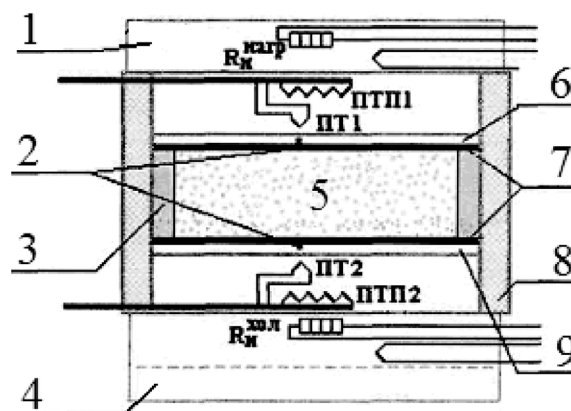


Рис. 2. Схема розміщення зразка в тепловому блоці установки ИТ-7.

- 1 – нагрівач; 2 – спаї термопар на гумових пластинках; 3 – пінопластова рамка; 4 – холодильник; 5 – зразок; 6 – гумова пластина; 7 – пластина з оргскла; 8 – боковий екран; 9 – гумова пластина.

Необхідні температури нагрівача та холодильника задавали за допомогою регуляторів (перепад температур між ними складав 6 К). Після досягнення стаціонарного режиму, про що свідчив графік зміни сигналів перетворювачів, який будовався на дисплеї комп'ютера, проводився 30-ти хвилинний запис сигналів. При обробці даних було визначено середні вихідні напруги перетворювачів у стаціонарному режимі та за формулою (1) розраховано коефіцієнти теплопровідності зразків ґрунту. Відповідна температура віднесення визначалась як середня між температурою сторін вимірювальної комірки. Вимірювання коефіцієнта теплопровідності проводились в діапазоні температур від -20 до $+35$ °С. Усі вимірювання, крім тих, що виконані за температури 35 °С, відбувались у холодильній камері.

Електричні сигнали перетворювачів теплового потоку і температури вимірювались та передавались на персональний комп'ютер для подальшої обробки. Коефіцієнт теплопровідності зразка λ визначався згідно з формулою

$$\lambda_{\text{зр}} = \frac{(H_{\text{конт}} - H_{\text{скл}})}{2\Delta T} \cdot \frac{H_{\text{скл}}}{q_1 + q_2} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{скл}}}, \quad (1)$$

де q_1, q_2 – густини теплового потоку крізь ПТП₁ та ПТП₂, що визначались відповідно як:

$$q_1 = K_1(T_1)E_{\text{ПТП}_1}, \quad (2)$$

$$q_2 = K_2(T_2)E_{\text{ПТП}_2}, \quad (3)$$

$$H_{\text{скл}} = 0,002 \text{ м.}$$

Температури T_1 та T_2 визначено перетворювачами ПТ₁ та ПТ₂, а різницю значень температури ΔT – виміряно диференційною термопарою.

Крім зазначених вище пристроїв та приладів, при вимірюваннях використовувались: холодильна камера – для проведення дослідів при температурі, нижчій за кімнатну; шафа сушильна електрична лабораторна СНОЛ – для сушіння навески зразка з метою визначення його вологості.

Визначення питомої теплоємності зразків ґрунту

Дослідження проводились за методикою експериментального визначення температурної залежності питомої теплоємності вологомістких матеріалів в диференційному скануючому калориметрі ДСМ-2М [7].

Дослідження було розпочато підбором та підготовкою до вимірювань герметичних контейнерів однакової маси (допустиме відхилення складає $\pm 0,05$ мг). Зокрема, було здійснено попередній запис залежності амплітуди відхилення ДСК-кривих зразків від базової лінії в залежності від температури та визначено оптимальні значення чутливості приладу, швидкості сканування і маси зразка ґрунту. Проведено розподіл робочого температурного діапазону на інтервали і реєстрацію в кінцевій точці кожного інтервалу амплітуди відхилення від базової лінії в процесі релаксації сигналу до базової лінії після переведення калориметра з режиму сканування в ізотермічний режим.

Під час визначення питомої теплоємності знімали такі показники:

1. Відхилення від базової лінії амплітуди відхилення ДСК-кривої, коли в обох калориметричних комірках розміщено порожні контейнери однакової маси;

2. Відхилення амплітуди відхилення ДСК-кривої еталону, коли в калориметричній комірці

розміщено еталонну речовину (корунд) з відомою теплоємністю і масою, в іншій комірці – пустий контейнер;

3. Відхилення амплітуди відхилення ДСК-кривої зразків від базової лінії, коли в робочій калориметричній комірці знаходиться один із зразків ґрунту, а в іншій комірці – пустий контейнер.

Розрахунок теплоємності здійснювався за формулою

$$C_s = \frac{(Y_s \pm Y) m_r C_r}{(Y_r \pm Y) m_s} \quad (4)$$

Тут необхідно враховувати, що якщо відхилення не співпадають за напрямком, то абсолютні значення відхилень Y_r і Y_s підсумувати з Y .

Результати досліджень

Результати досліджень коефіцієнтів теплопровідності зразків ґрунту, здійснені методом пластини на установці ИТ-7, наведено в табл. 1. Значення вологості зразків визначено методом сушіння до незмінної маси в печі за температури 140°C.

На рис. 3 і 4 наведено графіки залежності коефіцієнтів теплопровідності від температури зразків № 1 та № 2 відповідно. Зазначимо, що графіки залежності коефіцієнтів теплопровідності від температури зразків № 1 та № 2 відповідно для від'ємних і додатніх температур подано окремо, оскільки в зоні, близькій до нуля, відбувається розрив прямих внаслідок зміни агрегатного стану води, що міститься в ґрунті.

Для моделювання залежностей коефіцієнтів теплопровідності зразків ґрунту № 1 та № 2 від температури, що задані таблично, методом найменших квадратів були побудовані лінії апроксимації (рис. 3, 4), що приблизно описують даний процес. Криві мають лінійні типи апроксимуючих функцій з відповідними значеннями коефіцієнта кореляції R^2 вказаних апроксимацій:

зразок №1:

– в області з від'ємними температурами:

$$\lambda = 0,0027T + 1,17 ; R^2 = 0,97; \quad (5)$$

– в області з додатніми температурами:

Табл. 1. Результати досліджень коефіцієнтів теплопровідності

| № зразка | Товщина зразка, мм | Середня температура зразка, °С | Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К) | Відносна вологість зразка, % | Густина зразка у сухому стані, г/см ³ |
|----------|--------------------|--------------------------------|---------------------------------------|------------------------------|--|
| 1 | 50,99 | - 19,0 | 1,12 | 10,0 | 1,92 |
| | | - 9,8 | 1,14 | | |
| | | - 4,9 | 1,16 | | |
| | | 4,9 | 0,95 | | |
| | | 19,5 | 1,06 | | |
| | | 27,5 | 1,16 | | |
| | | 39,2 | 1,23 | | |
| 2 | 46,57 | - 19,5 | 2,35 | 13,5 | 2,13 |
| | | - 9,7 | 2,30 | | |
| | | - 4,9 | 2,24 | | |
| | | 4,9 | 1,70 | | |
| | | 29,5 | 1,82 | | |
| | | 39,1 | 1,82 | | |

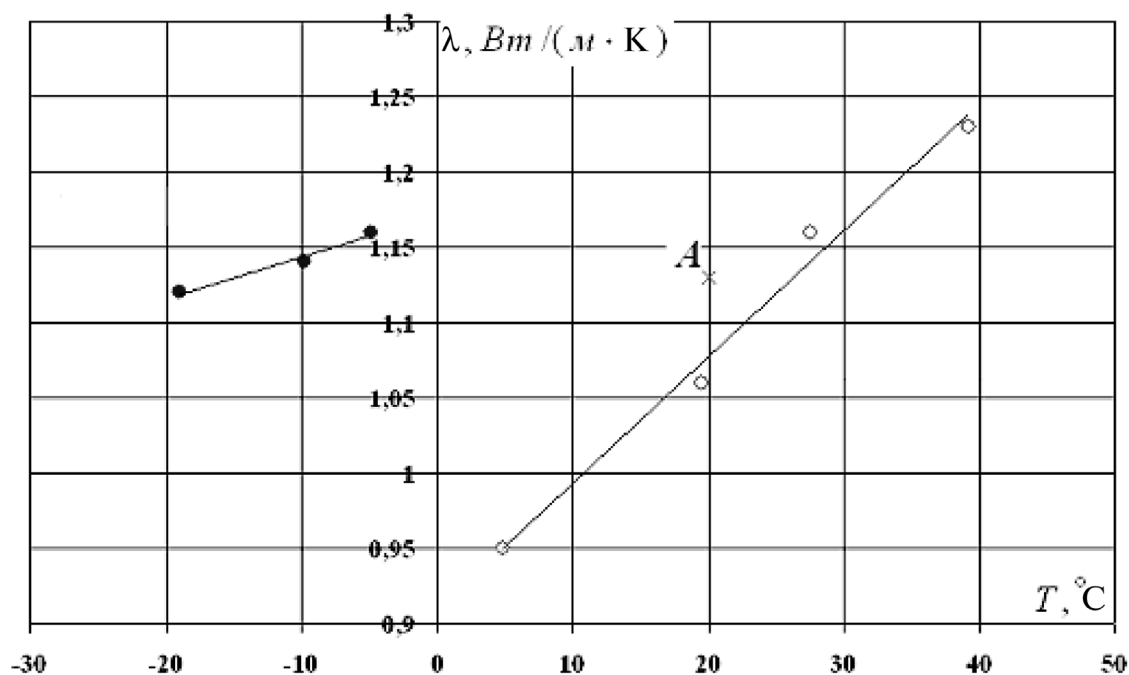


Рис. 3. Залежність коефіцієнта теплопровідності зразка №1 від температури.

$$\lambda = 0,0084T + 0,914 ; R^2 = 0,98; \quad (6)$$

— в області з додатніми температурами:

зразок №2:

$$\lambda = 0,0039T + 1,68 ; R^2 = 0,93; \quad (8)$$

— в області з від'ємними температурами:

$$\lambda = -0,0069T + 2,22 ; R^2 = 0,94; \quad (7)$$

В табл. 2 наведено результати досліджень питомої теплоємності зразків ґрунту, що проводились за методикою експериментального визначення

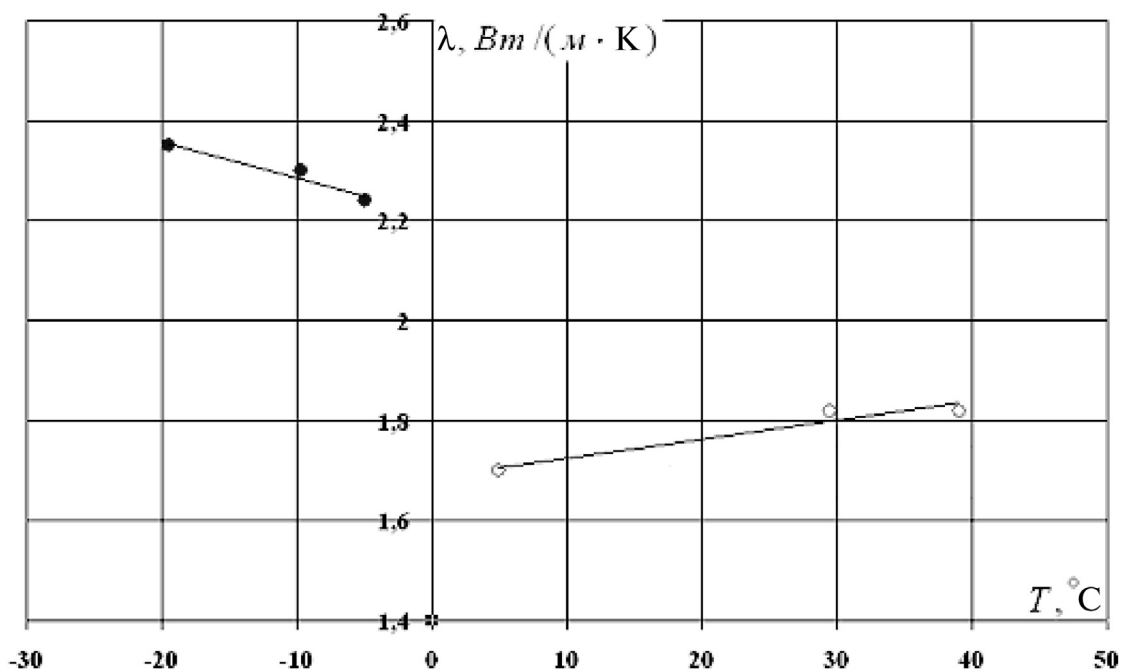


Рис. 4. Залежність коефіцієнта теплопровідності зразка № 2 від температури.

Табл. 2. Результати досліджень питомої теплоємності ґрунту

| № зразка | Температура, °C | Теплоємність, Дж/г К | Відносна вологість зразка, % |
|----------|-----------------|----------------------|------------------------------|
| 1 | 15 | 1,072 | 10,24 |
| | 25 | 1,093 | |
| | 35 | 1,091 | |
| | 45 | 1,122 | |
| | 55 | 1,127 | |
| | 65 | 1,142 | |
| | 75 | 1,164 | |
| | 85 | 1,178 | |
| | 95 | 1,212 | |
| 2 | 15 | 1,212 | 14,90 |
| | 25 | 1,244 | |
| | 35 | 1,246 | |
| | 45 | 1,272 | |
| | 55 | 1,281 | |
| | 65 | 1,283 | |
| | 75 | 1,301 | |
| | 85 | 1,309 | |
| | 95 | 1,335 | |

температурної залежності питомої теплоємності вологістких матеріалів у диференціальному скануючому калориметрі ДСМ-2М.

Графіки температурних залежностей питомої теплоємності ґрунту зразків № 1 та № 2 відповідно наведено на рис. 5. Для кожного із

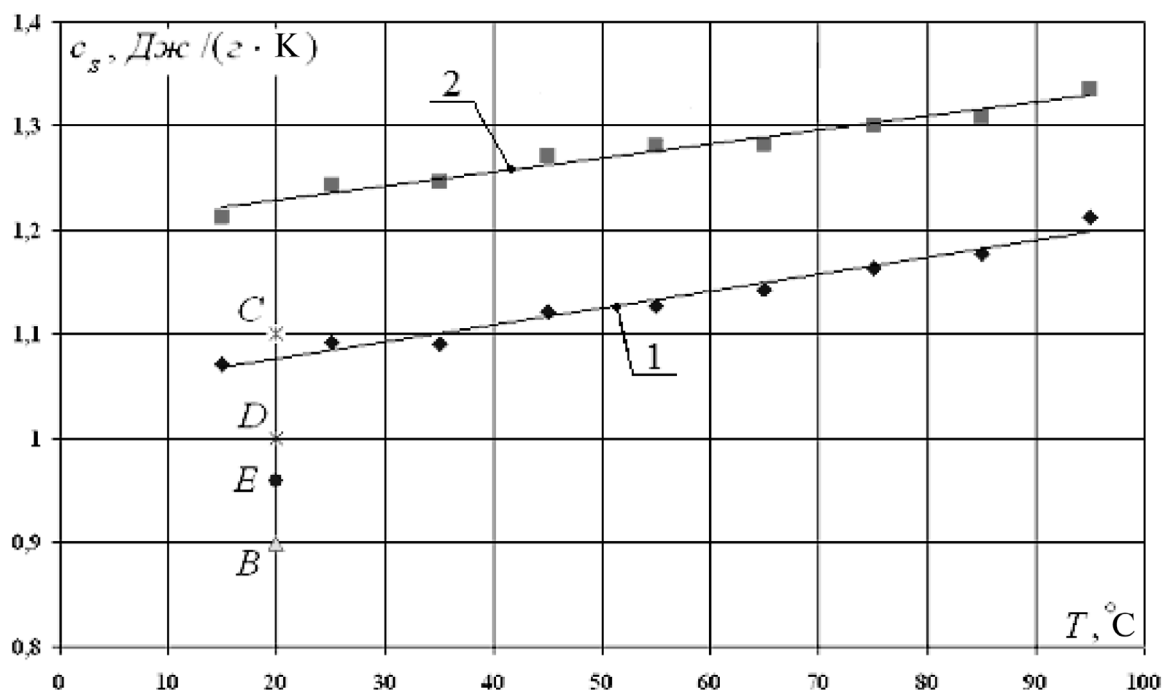


Рис. 5. Температурні залежності питомої теплоємності ґрунту зразків № 1 (1) та № 2 (2).

зразків побудовано лінії апроксимації $C_s = mT + b$ (де m – тангенс кута нахилу лінійної регресії до осі абсцис; b – координата точки перетину лінійної регресії з віссю ординат) з відповідними величинами коефіцієнтів апроксимації R^2 :

зразок №1:

$$C_s = 0,00163T + 1,044 ; R^2 = 0,98; \quad (9)$$

зразок №2:

$$C_s = 0,00135T + 1,202 ; R^2 = 0,98. \quad (10)$$

Значення величини R^2 характеризує вірогідність апроксимації. Оскільки значення $R^2 \approx 1$, то можна з впевненістю стверджувати, що лінії тренда в усіх випадках адекватно апроксимують досліджувані залежності коефіцієнтів теплопровідності та питомої теплоємності зразків ґрунту № 1 та № 2 від температури.

Аналіз результатів

Для встановлення структурного типу зразків ґрунту було проведено порівняльний аналіз літературних даних коефіцієнтів теплопровідності та питомої теплоємності робіт [8–15] з близьких за складом ґрунтів (табл. 3) в досліджуваному інтервалі температур.

Виходячи з того, що межі допустимої похибки вимірювання можуть становити 5...8% та враховуючи зовнішній вигляд зразків № 1 та № 2, з всього представленого спектра значень теплофізичних властивостей ґрунтів з [8–15] було виділено і нанесено на рис. 3 та 5 такі табличні значення коефіцієнтів теплопровідності та питомої теплоємності матеріалів, відповідно: т. *A* – пісок річний дрібний вологий [8]; т. *B* – глина [8]; т. *C* – піщаний ґрунт [9]; т. *D* – утрамбована земля [9]; т. *E* – піщаник глиновапняковий [9]. В результаті порівняння літературних даних [8–15] з отриманими експериментальними результатами встановлено, що розбіжність значень коефіцієнта теплопровідності не перевищує 4,6%, а середній розбіг значень питомої теплоємності сягає 10%. Таке задовільне узгодження підтверджує припущення щодо попередньо орієнтовно вибраного типу ґрунтів – це суміш глини з домішками піску.

Висновки

1. Проведені дослідження дали змогу експериментально: встановити характер зміни теплофізичних параметрів (коефіцієнтів теплопровідності та питомої теплоємності) реальних

Табл. 3. Значення теплофізичних величин ґрунтів з джерел [8-15]

| Джерело даних | Тип ґрунту | Температура, °С | Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К) | Теплоємність, Дж/г·К |
|---------------|---|-----------------|---------------------------------------|----------------------|
| [8] | Глина (т. В, рис. 5) | 20 | 0,9...0,7 | 0,840 |
| | Пісок річний дрібний сухий | 0...160 | 0,30...0,38 | 0,800 |
| | Пісок річний дрібний вологий (т. А, рис. 3) | 20 | 1,13 | 2,090 |
| [9] | Глина | 20 | - | 0,880 |
| | Піщаний ґрунт (т. С, рис. 5) | 20 | - | 1,1...3,2 |
| | Земля волога | 20 | - | 2,000 |
| | Земля суха | 20 | - | 0,840 |
| | Земля утрамбована (т. D, рис. 5) | 20 | - | 1,0...3,0 |
| | Піщаник глиновапняковий (т. E, рис. 5) | 20 | - | 0,960 |
| [10] | Глина | - | - | 0,795 |
| | Піщаник | 0...100 | - | 0,921 |
| | Пісок | 20...100 | - | 0,795 |
| [11] | Пісок | - | - | 0,835 |
| | Ґрунт | - | - | 0,800 |
| | Ґіпс | - | - | 1,090 |
| [12] | Глина | - | - | 0,7...0,93 |
| [13] | Глина | 0...100 | - | 0,920 |
| | Пісок сухий | 0...100 | - | 0,800 |
| [14] | Пісок сухий | - | 0,326 | - |
| | Пісок вологий | - | 1,128 | - |
| | Пісок | - | - | 0,79 |
| | Глина | - | - | 0,84...1,05 |
| [15] | Суглинки і глина (талі) | - | 1,280 | - |
| | Суглинки і глина (мерзлі) | - | 1,390 | - |
| | Супісок з домішками ґрунту (талій) | - | 1,740 | - |
| | Супісок з домішками ґрунту (мерзлий) | - | 1,860 | - |

ґрунтових масивів в залежності від температури; визначити відносну вологість зразків ґрунту; встановити тип ґрунтів: глина з вологим піском.

2. Вказані результати в подальшому було використано для розрахунків ґрунтових теплообмінників при проектуванні дослідно-промислового зразка ґрунтового горизонтального акумулятора теплонасосної системи теплопостачання приміщень 1 корпусу ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Viessmann*. Системы тепловых насосов. Инструкция по проектированию. (5829 122-2 GUS 2/2000).
2. *Грищенко Т.Г., Декуша Л.В., Воробьев Л.И., Менделеева Т.В., Бурова З.А., Шаповалов В.И.* Теплометрический прибор для определения коэффициента теплопроводности твердых материалов (в обеспечение ГОСТ 7076-99)// Тезисы XI Российской конференции по теплофизическим

свойствам веществ, окт. 2005, С.-Петербург – Т.2, – С. 134–135.

3. Бурова З.А., Гайдучек А.В., Ковтун С.И. Проблемы измерения теплопроводности теплоизоляционных и строительных материалов // Пром. теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 6. – С. 205–209.

4. Дифференциальный сканирующий микрокалориметр ДСМ-2М. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. СКБ БП АН СССР, г. Пушкино, 1978. – 40 с.

5. ГОСТ 7076-99 Материалы и изделия строительные. Метод определения теплопроводности и термического сопротивления при стационарном тепловом режиме.

6. ISO 8301:1991 Thermal insulation – Determination of steady-state thermal resistance and related properties – Heat flow meter apparatus (Теплоизоляция. Визначення теплового опору та пов'язаних із ним характеристик. Прилад із перетворювачем теплового потоку).

7. Михайлик В.А., Снежкин Ю.Ф., Немчин А.Ф., Давыдова Е.О. Определение теплоёмкости влаго-

содержащих материалов с помощью сканирующей калориметрии // Пром. теплотехника. – 2002. – Т.24, №5. – С. 92–96.

8. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. (Изд. 4, переработанное и дополненное) – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.

9. www.vactekh-holod.ru

10. Теплотехнический справочник. Том 1. – М.: Энергия, 1975. – 744 с.

11. www.ru.wikipedia.org

12. www.courses.edu.nstu.ru

13. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов. – Л.: Химия, 1987. – 587 с.

14. Енохович А.С. Справочник по физике. – М.: Просвещение, 1978. – 415 с.

15. СНиП 2.02.04-88. Основания и фундаменты на вечномерзлых грунтах.

Получено 05.03.2008 г.

УДК 681.122

Тонконогий Ю.¹, Пядишюс А.¹,
Станкявичюс А.¹, Круковский П.²

¹Литовский энергетический институт

²Институт технической теплофизики НАН Украины

ДИНАМИЧЕСКАЯ ПОГРЕШНОСТЬ ТУРБИННЫХ СЧЕТЧИКОВ ГАЗА В ПУЛЬСИРУЮЩЕМ ПОТОКЕ

Розроблено новий метод розрахунку обертання турбінного лічильника газу в перехідному режимі. Наведені приклади застосування методу.

Разработан новый метод моделирования вращения турбинного счетчика газа в нестационарном потоке. Приведены примеры применения метода.

A new method for simulation of the rotation of a turbine gas meter in a transitional flow has been developed. Examples of the application of this method are presented.

f – частота пульсации расхода;

J – момент инерции ротора;

k_Q – коэффициент расхода;

Q – расход газа;

T – постоянная времени инерции вращения;

t – время;

δ – динамическая погрешность счетчика;

ρ – плотность газа;

ω – частота вращения;
 ω_Q – частота вращения, соответствующая
 текущему расходу;
 $\Omega = (\omega - \omega_Q) / (\omega_n - \omega_Q)$ – безразмерная избыточная
 частота вращения;
 $\Delta \bar{Q} = (Q_{\max} - Q_{\min}) / 2Q_{\text{ср}}$ – безразмерная амплитуда
 пульсации;
 Δt_0 – период пульсации;
 Δt_i – шаг расчета во времени.

Нижние индексы:

к – конечный;
 н – начальный;
 макс – максимальный;
 мин – минимальный;
 пр – предельный;
 р – ротор;
 ср – средний;
 сч – счетчик.

Введение

Турбинные счетчики являются основным техническим средством учета природного газа. Они также широко применяются в качестве образцовых счетчиков в эталонных установках для воспроизведения единиц объема и расхода воздуха (газа), т.е. для калибровки рабочих счетчиков газа. Совершенствование метрологических характеристик турбинных счетчиков газа связано с экономией больших денег. По различным причинам в потоке газа всегда есть пульсации, которые вызывают характерную для турбинных счетчиков “динамическую” погрешность измерения. В процессе пульсации из-за инерционности вращающихся частей (главным образом турбинного колеса) показания счетчика, соответствующие частоте вращения турбины ω , всегда отстают от истинного моментального значению расхода газа. При этом в фазе уменьшения расхода отставание больше, чем в фазе увеличения расхода, поскольку в первом случае момент аэродинамических сил, понуждающих показания счетчика приблизиться к истинному расходу, меньше. Поэтому “сверхзарегистрированное” в фазе уменьшения расхода количество газа больше, чем “недорегистрированное” в фазе увеличения. Разница этих двух количеств и составляет динамическую погрешность, которая всегда положительна.

Проблема динамической погрешности известна уже несколько десятилетий. Одними из первых являются результаты ее расчета и прогнозирования, полученные У.Ф.Ли и др. [1]. К сожалению, в них вкралась ошибка. По данным У.Ф.Ли, при низких значениях параметра отклика счетчика динамическая погрешность становится отрицательной, чего по природе этой по-

грешности быть не должно. Н.Леманн [2] изучал зависимость динамической погрешности от частоты и амплитуды пульсаций. Его результаты получены только для прямоугольных колебаний расхода, которые на практике не встречаются. Среди влияющих параметров отсутствует параметр, характеризующий инерционность ротора счетчика. Результаты Н.Леманна включены в нормативный документ G13 РТВ (Германия) [3]. Наиболее известны работы К.Аткинсона [4], включенные в документ ИСО [5]. Принципиально они отличаются от результатов Н.Леманна тем, что получены для синусоидальных пульсаций расхода. Аналогичные результаты представлены Р.МакКи [6]. В то время, как по данным, например, Б.Ли [7], в реальных условиях пульсации потока происходят по сложным законам, все известные результаты получены только для прямоугольных или синусоидальных пульсаций потока. Они основаны на решении дифференциального уравнения движения турбины, включающего неизвестные и трудно определяемые параметры. Из-за этого результаты отдельных исследователей фрагментарны и часто не совпадают. Подробный обзор выполненных исследований по рассматриваемой проблеме выполнен в [8]. Проблема актуальна не только для турбинных счетчиков газа, но и для турбинных счетчиков жидкости [9].

Следует заметить, что исчерпывающих данных о динамической погрешности и методах ее прогнозирования в известной литературе нет.

Цель настоящей работы состояла в разработке метода численного моделирования для изучения отклика турбинного счетчика газа на пульсацию расхода при произвольном законе изменения расхода и анализ динамической по-

грешности в зависимости от всех влияющих параметров. В основе предлагаемого метода лежит применение постоянной времени инерции счетчика, которая может быть определена экспериментально путем измерения отклика счетчика на резкое изменение расхода до различных конечных значений.

Отклик турбинного счетчика на резкое изменение расхода

Измерение отклика турбинного счетчика газа на резкое изменение расхода проводилось нами на специально созданной установке [10, 11]. Установка включала 2 измерительные линии с независимо регулируемым расходом в каждой из них. При помощи системы задвижек с пневмоприводом обеспечивалось практически мгновенное (быстрее 0,1 с) переключение испытуемого счетчика из одной линии в другую с отличным от первой линии расходом воздуха, который поддерживался постоянным. В переходном процессе регистрировалось изменение частоты вращения ротора счетчика во времени.

Были исследованы 3 счетчика:

- G650 фирмы «Premagas» (Словакия) с металлической крыльчаткой G650, DN150, $Q = 20...400 \text{ м}^3/\text{ч}$.
- MZ100 фирмы «Rombach» (Германия) с металлической крыльчаткой DN100, $Q = 20...400 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- MZ100 фирмы «Rombach» (Германия) с пластиковой крыльчаткой DN100, $Q = 20...400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Некоторые результаты измерения отклика этих счетчиков на ступенчатое изменение расхода от начального Q_n до конечного Q_k представлены на рис. 1.

Анализ результатов показывает, что величина начального расхода воздуха практически не влияет на время переходного процесса. Увеличение же конечного значения расхода вызывает практически обратно пропорциональное уменьшение этого времени. Причина этого – увеличение момента аэродинамических сил, способствующее быстрейшему завершению переходного процесса, при увеличении действующего в переходном процессе (т.е. конечного) расхода.

Сравнение результатов показывает, что при одинаковом значении конечного расхода время

отклика счетчика «Premagas» G650 примерно в два раза выше, чем у MZ100 с металлической крыльчаткой и примерно в три с половиной раза выше, чем у MZ100 с пластиковой крыльчаткой. Это объясняется последовательным убыванием размеров и массы счетчиков.

Постоянная времени инерции вращения

На рис. 2 представлено в качестве примера изменение во времени безразмерной избыточной частоты вращения Ω турбинного счетчика газа MZ100 с металлической крыльчаткой, $Q_k = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ при всех начальных расходах.

Результаты для всех начальных расходов укладываются на одну общую кривую. Такая же ситуация наблюдается при всех значениях конечного расхода, а также для других исследованных счетчиков. Анализ показывает, что зависимость $\Omega = f(t)$ во всех случаях резкого изменения расхода является экспоненциальной:

$$\Omega \equiv \frac{\omega - \omega_0}{\omega_n - \omega_0} = e^{-t/T}, \quad (1)$$

где параметр T является постоянной времени инерции вращения ротора счетчика. Формула (1) аналогична формуле для изменения во времени безразмерной избыточной температуры в регулярном тепловом режиме [12], а постоянная времени инерции вращения аналогична постоянной времени тепловой инерции. Величина T может быть установлена из экспериментально полученной зависимости безразмерной избыточной частоты вращения от времени, как это показано на рис. 2. Постоянная T численно равна отрезку времени, в течение которого безразмерная избыточная частота вращения становится равной 0,368 от своего начального значения:

$$T = t \text{ при } \Omega = 0,368\Omega_n. \quad (2)$$

Постоянная времени T – очень важный параметр. В литературе для нее предлагаются зависимости типа [13]:

$$T = \frac{C_1 J}{\rho_p Q}. \quad (3)$$

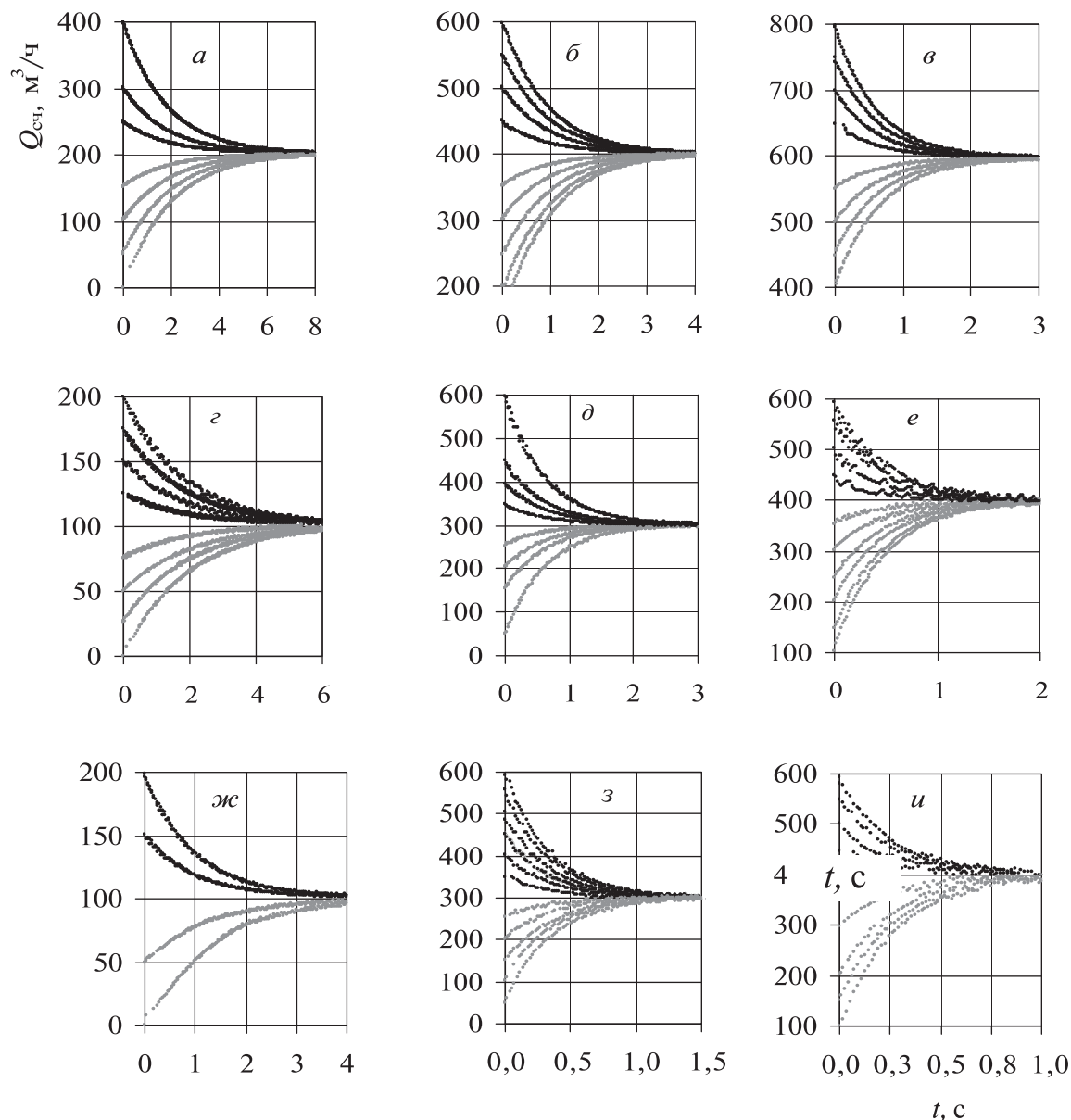


Рис. 1. Отклик турбинного счетчика на резкое изменение расхода; а, б, в – „Premagas“, $Q_k = 200, 400, 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ соответственно; г, д, е – MZ100 с металлической крыльчаткой, $Q_k = 100, 300, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$; ж, з, и – MZ100 с пластмассовой крыльчаткой, $Q_k = 100, 300, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Коэффициент C_1 в уравнении (3) зависит от вязкости протекающего через счетчик газа, особенностей аэродинамики счетчика и технического состояния счетчика, в основном от состояния подшипников. Этот коэффициент может быть определен только приблизительно, с большой неопределенностью. В этом большой недостаток всех методов расчета переходных процессов в турбинных счетчиках, основанных на уравнении (3).

Для данного счетчика при зафиксированных свойствах протекающего через счетчик газа константа T сравнительно легко и достаточно точно может быть определена экспериментальным вышеописанным методом. Зависимость постоянной времени от расхода газа имеет вид:

$$T = \frac{C}{\left(\frac{Q}{100}\right)^n} \quad (4)$$

Как пример, в табл. 1 приведены результаты определения коэффициента C и показателя степени n в уравнении (4) для 3-х исследованных турбинных счетчиков газа.

Следует заметить, что эти два параметра учитывают и заменяют все входящие в традиционные уравнения неточно и с большими трудностями определяемые параметры. Показатель степени n в уравнении (4) при расходе для находящихся в хорошем техническом состоянии счетчиков близок к 1. Уравнение (4) справедливо во всем диапазоне измерения счетчика по расходу.

Метод расчета отклика счетчика и динамической погрешности при пульсации расхода по произвольно заданному закону

Вместо решения дифференциального уравнения вращения ротора со многими неизвестными параметрами применен расчетно-экспериментальный метод, основанный на двух экспериментально подтвержденных зависимостях:

1. Экспоненциальной зависимости безразмерной избыточной частоты вращения турбины Ω от времени.

2. Экспериментально установленной зависимости постоянной времени от расхода.

Для моделирования применен метод конечных разностей. Ищется распределение частоты вращения турбины счетчика на интервале времени, равном периоду колебаний $\Delta t_0 = 1/f$, где величина Δt_0 разбивается на достаточно большое число n отрезков времени Δt_i . На каждом из отрезков величина расхода Q_i принимается постоянной, и для определения конечной для это-

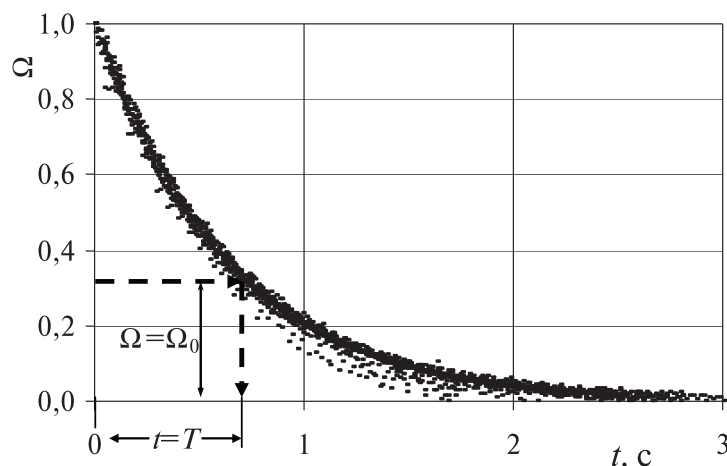


Рис. 2. Изменение во времени безразмерной избыточной частоты вращения: турбинный счетчик газа MZ100 с металлической крыльчаткой, $Q_k = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$.

го отрезка частоты ω_{ki} применяется зависимость (1):

$$(\omega_{ki} - \omega_{Qi}) / (\omega_{hi} - \omega_{Qi}) = e^{-\Delta t_i / T_i} \quad (5)$$

Фактически такое допущение означает замену произвольно заданного закона изменения расхода ступенчатым изменением расхода с длиной ступеньки Δt_i , как это показано на рис. 3.

Величина начальной частоты ω_{hi-1} равна известной из решения на предыдущем отрезке времени конечной для предыдущего участка частоте ω_{ki-1} :

$$\omega_{hi} = \omega_{ki-1} \quad (6)$$

Соответствующая фактическому текущему расходу Q_i ($\text{м}^3/\text{ч}$) частота ω_{Qi} рассчитывается по соотношению

Табл. 1. Результаты определения коэффициента C и показателя степени n в уравнении (4) для 3-х исследованных счетчиков

| Счетчик | Параметры C и n в уравнении (4) | |
|--|-------------------------------------|-------|
| | C | n |
| „Premagas“ G650 DN150 с металлической крыльчаткой | 8,616 | 1,006 |
| „Rombach“ MZ100 $Q_{max} = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ с металл. крыльчаткой | 4,242 | 0,998 |
| „Rombach“ MZ100 $Q_{max} = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ с пласт. крыльчаткой | 2,289 | 0,956 |

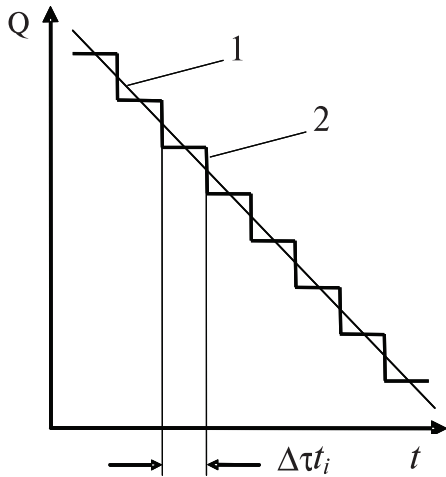


Рис. 3. Принятое ступенчатое изменение расхода с длиной ступеньки Δt_i (2) вместо произвольно заданного изменения расхода (1).

$$\omega_{Qi} = Q_i k_{\text{имп}} \quad (7)$$

Расход Q_i определяется по заданному закону его изменения $Q_i = f(t)$. Текущий расход по показаниям счетчика $Q_{\text{сч},i}$ рассчитывается по соотношению

$$Q_{\text{сч},i} = \omega / k_{\text{имп}} \quad (8)$$

Текущее значение постоянной времени инерции T_i определяется по зависимости (4). Краевое условие составляет равенство значений частоты вращения ω в начале и конце отрезка времени Δt_0 . Средний на отрезке времени Δt_0 фактический расход $Q_{\text{ср}}$ определяется как

$$Q_{\text{ср}} = (\sum Q_i) / n \quad (9)$$

средний расход по показаниям счетчика

$$Q_{\text{сч},\text{ср}} = (\sum Q_{\text{сч},i}) / n \quad (10)$$

Динамическая погрешность определяется как

$$\delta = (Q_{\text{сч},\text{ср}} - Q_{\text{ср}}) / Q_{\text{ср}} \quad (11)$$

Приведенные выше соотношения составляют математическую модель исследуемого процесса.

Результаты моделирования и их анализ

На рис. 4, как пример, представлены результаты численного моделирования отклика счетчика

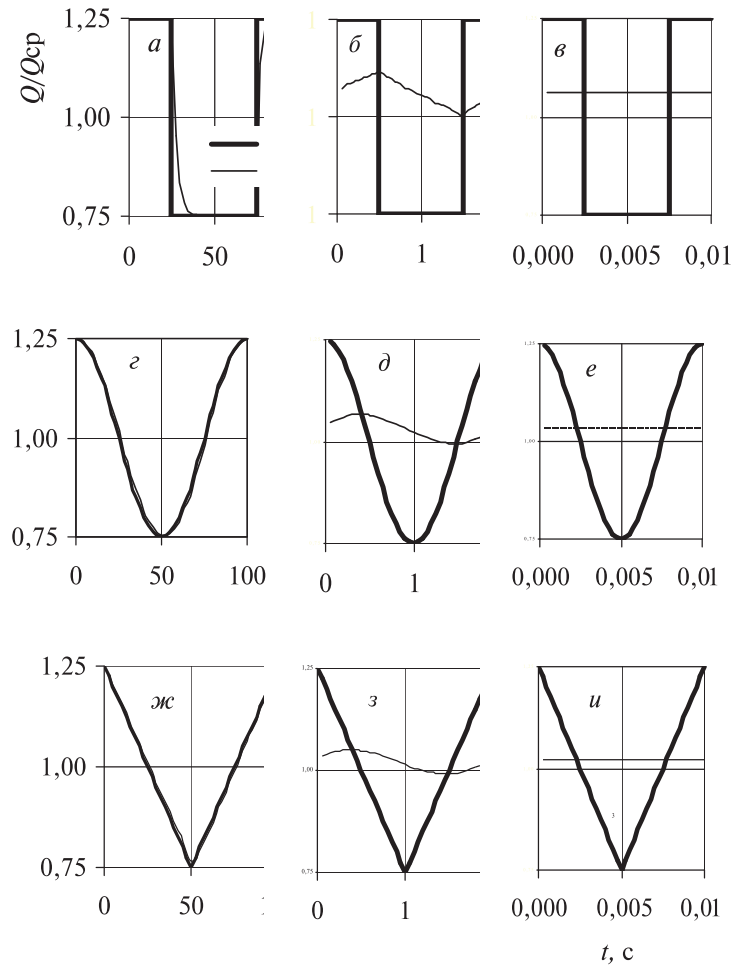


Рис. 4. Отклик счетчика MZ100 с металлической крыльчаткой на колебания расхода $\Delta \bar{Q} = 0,25$, $Q_{\text{ср}} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$; 1 – фактический расход, 2 – отклик счетчика; а, г, ж – $f = 0,01 \text{ Гц}$; б, д, з – $0,5 \text{ Гц}$; в, е, и – 100 Гц .

MZ100 с металлической крыльчаткой на колебания расхода газа с относительной амплитудой $\Delta \bar{Q} = 0,25$ при среднем расходе $Q_{\text{ср}} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$, плотности газа $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$, для трех основных законов распределения колебаний – прямоугольного, косинусоидального и треугольного. Следует заметить, что треугольный закон наиболее близок к практике. Отметим, что данные для этого закона в литературе отсутствуют. Как видно из рис. 4, показания счетчика во всех случаях колеблются с той же частотой, что и фактический расход, но с уменьшающейся по мере увеличения частоты колебаний амплитудой. При прямоугольном законе сдвига по фазе не происходит, а показания колеблются по сложному закону. При

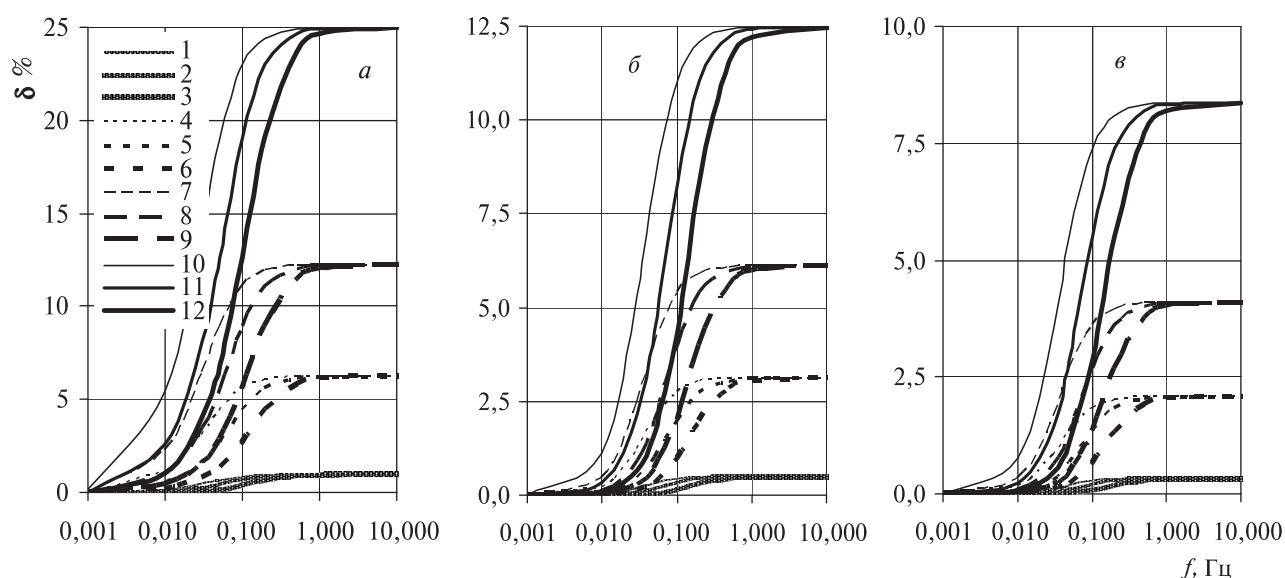


Рис. 5. Динамическая погрешность счетчика MZ100: а – прямоугольный закон колебаний; б – косинусоидальный; в – треугольный. 1, 2, 3 – $\Delta\bar{Q}=0,1$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ соответственно; 4, 5, 6 – $\Delta\bar{Q}=0,25$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$; 7, 8, 9 – $\Delta\bar{Q}=0,35$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$; 10, 11, 12 – $\Delta\bar{Q}=0,5$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

косинусоидальном законе показания счетчика колеблются по этому же закону, но со сдвигом по фазе. При треугольном законе показания счетчика колеблются по сложному линейно-косинусоидальному закону, который по мере увеличения частоты все более приближается к чисто косинусоидальному. В этом случае также наблюдается сдвиг по фазе. Во всех случаях среднее значение показаний счетчика смещается в положительном направлении относительно среднего значения расхода. Сдвиг нарастает с увеличением частоты. При достаточно большой частоте колебаний ротора и соответственно показания счетчика становятся постоянными.

На рис. 5 представлены результаты расчета зависимости динамической погрешности от частоты колебаний потока при разных законах и амплитудах для выбранного в качестве примера счетчика MZ100 с металлической крыльчаткой при трех значениях расхода.

При частотах $f < (0,01 \dots 0,001) \text{ Гц}$ погрешность практически равна нулю. С увеличением частоты сверх указанных значений погрешность возрастает вплоть до некоторого предельного значения $\delta_{\text{пр}}$, которое зависит от амплитуды и закона колебаний расхода. Рост начинается тем раньше, чем

меньше расход газа и чем больше амплитуда колебаний. Частота, при которой достигается предельное значение, примерно равна 1 Гц. Предельное значение погрешности соответствует постоянной частоте вращения ротора счетчика.

С увеличением расхода газа кривая погрешности в области ее возрастания смещается в сторону больших частот, поскольку при этом уменьшается постоянная времени инерции вращения. То же и по той же причине происходит при снижении трения во вращающихся частях, улучшении аэродинамики счетчика, снижении момента инерции ротора и увеличении плотности газа.

Зависимость предельного значения динамической погрешности от амплитуды колебаний расхода носит квадратичный характер и для косинусоидального, прямоугольного и треугольного законов описывается формулами

$$\delta_{\text{пр}} = 100 \Delta\bar{Q}^2; \quad \delta_{\text{пр}} = 50 \Delta\bar{Q}^2; \quad \delta_{\text{пр}} = 33,5 \Delta\bar{Q}^2\%.$$

Примерно так же амплитуда влияет на динамическую погрешность в области ее возрастания.

Наибольшей величины при прочих равных условиях динамическая погрешность достигает при

прямоугольных колебаниях. При косинусоидальных колебаниях она в два, а при треугольных в три раза меньше.

Полученные результаты хорошо совпадают с результатами, полученными Н.Леманном [2] и использованными в нормативном документе G13 [3] института РТВ (Германия). К сожалению, в [2] не указаны инерционные свойства счетчика, для которых проведены расчеты. К тому же в [2] получены результаты только для прямоугольного закона колебаний расхода.

Основными источниками пульсаций являются зоны отрыва в коленах, диффузорах и за решетками, а также некачественные или плохо отрегулированные регуляторы давления. В практике автора наблюдался случай, когда показания турбинного счетчика DN50, установленного в небольшой котельной перед плохо настроенным регулятором давления, были завышены на 80 %. Ситуация нормализовалась после тщательной настройки регулятора.

Проблема актуальна и для эталонных установок калибровки счетчиков, где дополнительным источником пульсаций может быть вентилятор. В отдельных случаях динамическая погрешность образцовых турбинных счетчиков газа может достигать (0,05...0,1) % и более, что составит довольно ощутимый вклад в суммарную неопределенность измерения.

Выводы

1. Предложен и реализован новый численный метод расчета динамической погрешности турбинных счетчиков газа. Метод основан на экспериментальном определении отклика счетчика на резкое изменение расхода и применим для любого закона изменения расхода.

2. Проанализировано влияние на динамическую погрешность закона колебаний расхода, их амплитуды и частоты, а также инерционных свойств счетчиков.

3. Показано, что наибольшее влияние на динамическую погрешность оказывает амплитуда колебаний. При больших значениях амплитуды, что может иметь место при неисправном регуля-

торе давления, динамическая погрешность может достигать десятков процентов.

4. Динамическая погрешность может быть существенна не только при учете газа, но и для эталонных установок с образцовыми турбинными счетчиками газа.

5. Предложенный метод и отчасти результаты применимы также к турбинным счетчикам воды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Lee W.F.Z., Kirik M.J., Millington B. Gas turbine flowmeter measurement in pulsating flow // Eng. Power, Trans. ASME. – 1975 – October. – P. 531–539.
2. Lehmann N. Dynamisches Verhalten von Turbinenradgaszahlern // Das Gas und Wasserfach - GWF- 131 Gas Erdgas. – 1990–No.4. –P 160–167.
3. Technische Richtlinien Messgerätee für Gas (PTB) G13, 1994–12.
4. Atkinson K. N. A software tool to calculate the overregistration error of a turbine meter in pulsating flow // Flow Meas. Instrum. – 1992. – V3, No 3. – P. 167–172.
5. ISO/TR 3313:1998 Measurement of fluid flow in closed conduits – Guidelines on the effects of flow pulsations on flow-measurement instruments.
6. McKee R. J. Pulsation effects on single- and two rotor turbine meters // Flow Meas. Instrum. – 1992. – V.3, No 3. – P. 151–166.
7. Cheesewright R., Atkinson K. N., Clark C., ter Horst G. J. P., Motoram R. C. and Viljeer J. Field tests of correction procedures for turbine flowmeters in pulsate flows // Flow Meas. Instrum. – 1996. – V7, No 1. – P. 7–17.
8. Lee B., Cheesewright R., Clark C. The dynamic response of small turbine flowmeters in liquid flows // Flow Meas. Instrum. – 2004 – V.15, No 5–6. – P. 239–248.
9. Roger R. Baker. Review “Turbine flowmeters: II. Theoretical and experimental published information” // Flow Meas. Instrum. – 1993 – V.4, No 3 – P. 123–142.
10. Tonkonogij J., Stankiavičius A. Investigation of Transient Processes in Turbine Gas Meters // Matavimai. ISSN 1392-1223 Kaunas, Technologija, – 2007, No.1 (39). – P. 29–33.

11. *Тонконогий Ю., А. Станкявичюс, П. Круковский.* Исследование переходных процессов в турбинных счетчиках газа // Сборник научных трудов международной Балтийской ассоциации машиностроителей BALTECHMASH-2006, Калининград. 2006 г., 20–23 июня. – С.167–175.

12. *Гухман Г., Гухман А., Зайцев А.* Обобщенный анализ. – М.: Факториал Пресс, 1998. – с.304.

13. *Sparks C.R., McKee R. J.* Method and apparatus for assessing and quantifying pulsation induced error in gas turbine flow meters. – US patent Number 5,481,924, Jan.9, 1998 – P.304.

Получено 20.05.2008 г.

УДК 532.74: 536.6: 539.3

**КОРСКАНОВ В.В.¹,
УСЕНКО А.А.¹, ШМОРГУН А.В.²**

¹*Институт химии высокомолекулярных соединений НАН Украины*

²*Черниговский государственный педагогический университет*

ВЫСОКОБАРИЧЕСКИЙ ТЕРМОЭЛАСТОМЕТР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Описано конструкцію високобаричного термоеластометра для дослідження теплофізичних властивостей композиційних матеріалів та показано можливість одночасного вимірювання питомого об'єму, теплоємності, теплопровідності та температуропровідності при підвищених тисках.

Описана конструкция высокобарического термоэластометра для исследования теплофизических свойств композиционных материалов и показана возможность одновременного измерения удельного объёма, теплоёмкости, теплопроводности и температуропроводности при повышенных давлениях.

We describe the design of a high-pressure thermoelastometer for studying the thermophysical properties of composite materials. We show the possibility of simultaneous measurement of the specific volume, specific heat, heat conductivity and thermal diffusivity under high pressure.

a – коэффициент температуропроводности;

C_p – удельная теплоёмкость;

P – давление;

T – температура;

t – время;

V – удельный объём;

ΔP – скачок давления;

ΔT – скачок температуры;

ΔV – скачок удельного объёма;

λ – коэффициент теплопроводности.

Переработка композиционных материалов в готовые изделия, т.е. придание им необходимой геометрической формы, предполагает воздействие на формуемый композит повышенных давлений и температур. Получение термодинамических параметров состояния P - V - T представляет особый интерес для оптимизации процессов переработки.

Для определения P - V - T состояния композиционных материалов и их вязкоупругих свойств в диапазонах температур 290...570 К и давлений

0,1...100 МПа предложен высокобарический термоэластометр. Конструкция прибора также позволяет фиксировать изменения температуры и удельного объёма исследуемого образца как функцию времени при скачкообразном изменении внешнего давления.

Измерения могут проводиться в изобарном и изотермическом режимах или в режиме ступенчатого либо непрерывного нагрева/охлаждения. Это даёт возможность изучать релаксационные

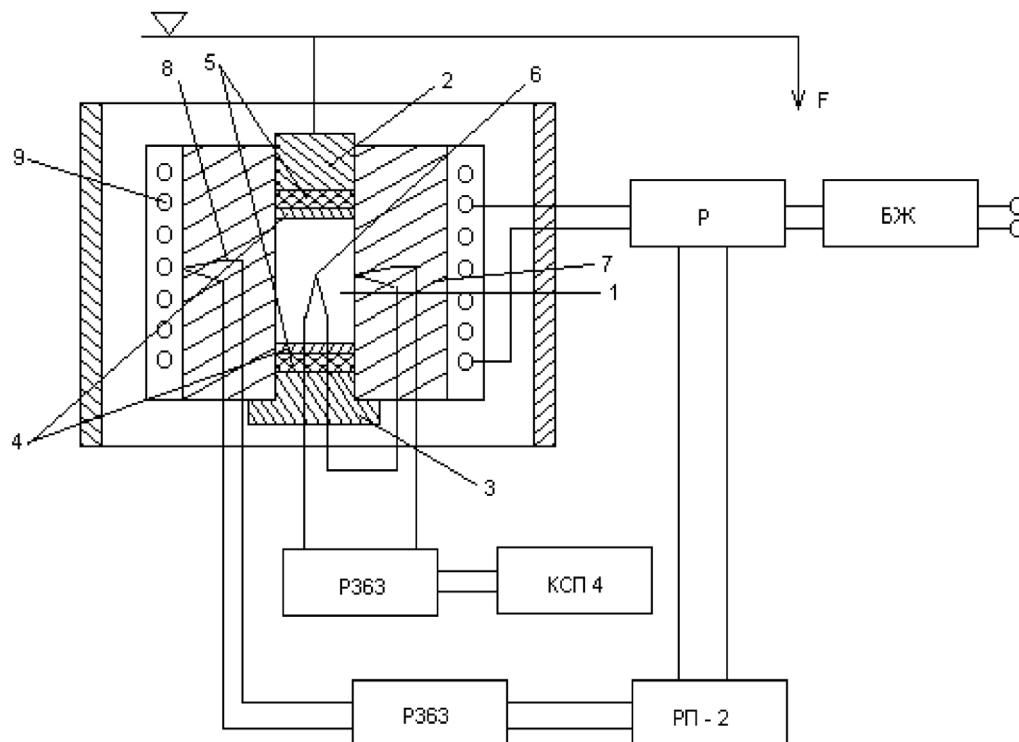


Рис.1. Блок-схема термоэластометра.

свойства композиционных материалов. Комплекс измеряемых параметров (удельный объём, объёмное термическое расширение dV/dT и изотермическая сжимаемость dV/dP) позволяет рассчитать значения теплоёмкости C_p , исходя из уравнения Томсона:

$$(dT/dP)_T = (dV/dT)_p T / C_p . \quad (1)$$

Значения коэффициента теплопроводности вычисляют в соответствии с классическим соотношением:

$$\lambda = aC_p / V . \quad (2)$$

Значения C_p и λ являются важными технологическими характеристиками конструкционных материалов.

Конструкция высокобарического термоэластометра представлена на рис. 1. Измерительная ячейка состоит из пуансона 2, гильзы высокого давления 7 с внутренним диаметром $8,5 \cdot 10^{-3}$ м, пробки 3, уплотнительных колец 4 и 5. Герметичность рабочей ячейки обеспечивается системой уплотнений, смонтированной по принципу „не-

компенсированной площади” [1]. На оси гильзы высокого давления и на ее поверхности размещены бронированные термопары (хромель-алюмель, внешний диаметр брони 1 мм), дифференциальный сигнал с которых подается на прецизионный электронный усилитель Р363 и регистрирующий прибор КСП-4 (систематическая погрешность измерения $1,12 \cdot 10^{-2}$ градуса [1–2]).

Значение удельного объёма измеряется по положению пуансона с помощью индукционного датчика перемещений и непрерывно фиксируется самопишущим прибором (систематическая погрешность измерения 0,1 мкм [1–2]).

Электронагреватель 9 измерительной ячейки через силовой переключатель напряжения Р подключен к источнику стабилизированного питания БЖ. Температура термостатирования обеспечивается с помощью задающего потенциометра Р363 и электронного регулятора температуры РП-2, включённых в сеть термопары 8. Разница ЭДС потенциометра и термопары подаётся на вход электронного регулятора температуры, который работает в режиме изотермического регулирования. Описанная схема позволяет проводить

длительные измерения в температурном диапазоне 290...570 К при погрешности термостатирования не выше 0,01 К и в интервале давлений 0,1...100 МПа. Система создания давления калибровалась с помощью эталонного динамометра ДОСМ-3. Погрешность измерения давления оценивается в 0,1 МПа. Образец в виде жидкости, порошка или гранул помещают при комнатной температуре в ячейку высокого давления 1.

Эксперимент проводят в двух режимах.

1. *Режим изобарического нагревания / охлаждения.*

Образец нагревают до температуры T_0 при номинальном давлении $P_0 = 30$ МПа, выдерживают в изотермическом режиме пятнадцать минут (чтобы избавиться от структурной „памяти” образца), нагружают до определенного давления $P_i = P_0 + \Delta P_i$ (где $\Delta P_i = 10$ МПа), пошагово охлаждают до нужной температуры. После достижения системой термодинамического равновесия ($P = \text{const}$, $T = \text{const}$, $V = \text{const}$) измеряют значение удельного объёма образца. Погрешность измерений удельного объёма оценивается в $5 \cdot 10^{-7}$ м³/кг.

Образец, предварительно охлаждённый (при номинальном давлении $P_0 = 30$ МПа), от температуры T_0 до комнатной T_k нагревают пошагово и после термостатирования при каждом шаге измеряют удельный объём. После достижения температуры T_0 внешнее давление на образец меняют на величину $\Delta P_i = 10$ МПа и повторяют цикл ($T_k \rightarrow T_0$). Далее эксперимент продолжают, наращивая давление с дискретностью 10 МПа, до достижения максимального давления 100 МПа.

2. *Режим изотермического нагружения/разгружения.*

Образец нагревают до температуры T_0 при номинальном давлении $P_0 = 30$ МПа, выдерживают 15 минут (для устранения эффекта структурной „памяти”, охлаждают до определенной температуры T_i , выдерживают 15 минут (для установления равновесия), „мгновенно” нагружают давлением ΔP_i и регистрируют изменение с течением времени дифференциального сигнала термопар в центре и на поверхности образца. Одновременно регистрируют релаксацию объёма образца до достижения равновесных значений. После завершения цикла нагружения производят обратный

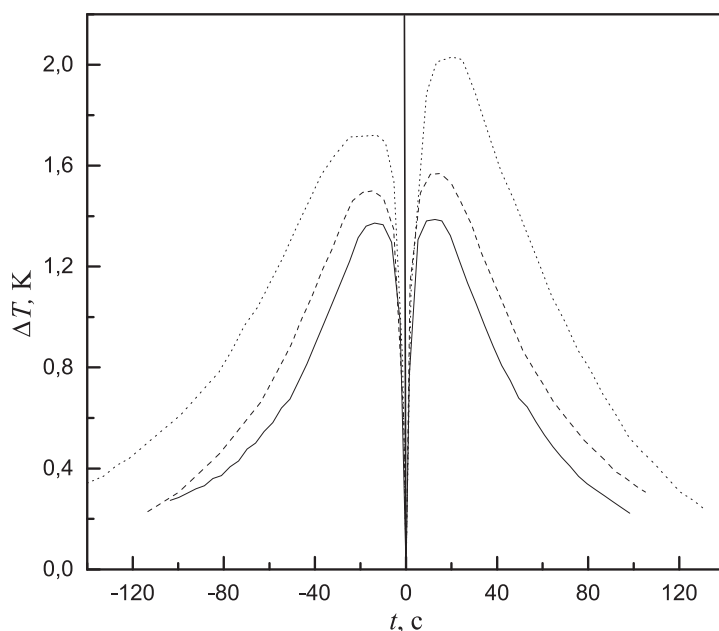


Рис. 2. Кривые вязкоупругого отклика образцов ПП (пунктирные линии), ПП+1% (штриховые линии) и ПП+20% (сплошные линии) на резкое повышение (правая часть рисунка) и понижение (левая) внешнего давления.

цикл („мгновенного” разгружения) со скачком давления ΔP_i . Релаксацию удельного объёма и температуры при каждой базовой температуре и давлении в циклах нагружение/разгружение регистрируют со временем (т.е. $\Delta V_i = f(t)$ и $\Delta T_i = f(t)$). Коэффициент температуропроводности a получают путём обработки ниспадающих участков пиков „отклика” исследуемого материала на изменение давления (экспериментальной зависимости $\Delta T_i = f(t)$, которая имеет экспоненциальный вид, рис. 2)

$$\Delta T_i \sim \exp[-(A + B\text{Fo}_R)],$$

где $\text{Fo}_R = at/R^2$ — число Фурье, $2R$ — внутренний диаметр ячейки с образцом, A и B — числовые константы.

Погрешность измерения коэффициента a зависит от амплитуды термоэластического эффекта и в среднем оценивается в 3%.

Учитывая погрешности определения скачка температуры ΔT (около 2%), скачка давления ΔP (3 ... 5)% и производной $(dV/dT)_p$ (2%), суммарная погрешность вычисления теплоёмкости рас-

Таблица. Теплофизические свойства образцов, полученные в режиме изотермического нагружения /разгрузки

| Образец | T, K | $(\Delta T/\Delta P)_T, K/MPa$ | $a \cdot 10^8, m^2 \cdot c$ | $C_p, kJ/(kg \cdot K)$ | $\lambda, (W/m \cdot K)$ |
|-----------|--------|--------------------------------|-----------------------------|------------------------|--------------------------|
| ПП | 506,3 | 2,030/1,720 | 8,94/8,06 | 2,034/2,292 | 1,383/1,337 |
| ПП+1%КНТ | 504,6 | 1,569/1,500 | 10,74/9,07 | 2,183/2,652 | 1,790/1,765 |
| ПП+20%КНТ | 502,8 | 1,526/1,372 | 12,3/11,4 | 2,528/2,804 | 2,516/2,507 |

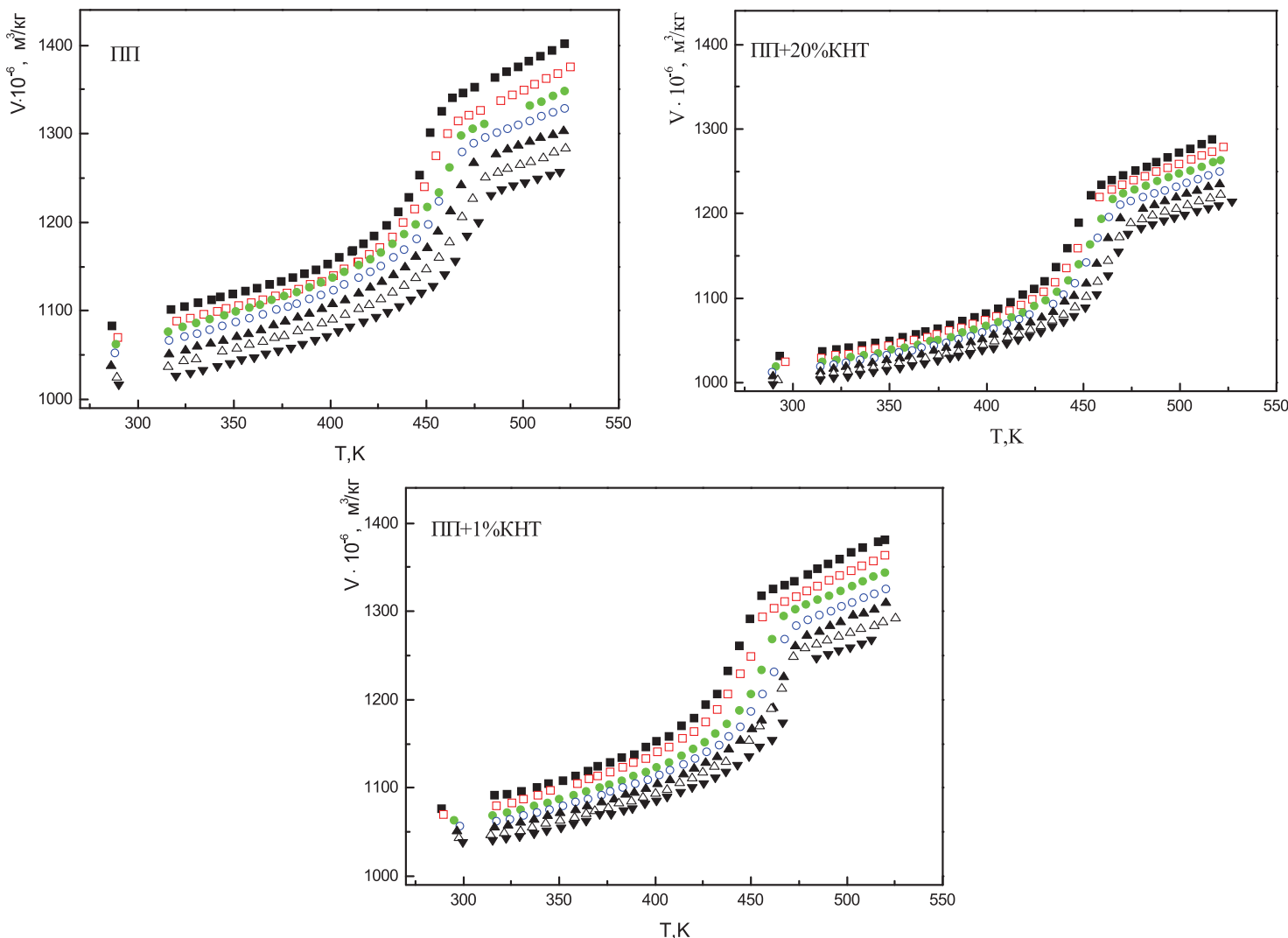


Рис. 3. Диаграммы состояния композиционных материалов на основе ПП и КНТ.

■ – давление 26,4 МПа, □ – 35,8 МПа, ● – 45,9 МПа, ○ – 55,3 МПа, ▲ – 65,4 МПа, △ – 74,9 МПа, ▼ – 84,0 МПа.

плава при повышенных давлениях в соответствии с уравнением (1) оценивается в 10%.

Таким образом, с помощью термоэластометра описанной конструкции можно произвести прямые измерения основных теплофизических

свойств материала: удельного объёма, теплоёмкости и коэффициента температуропроводности в широком диапазоне температур и давлений, а также вычислить значения коэффициента теплопроводности λ .

Принимая во внимание погрешность измерения $a - 3\%$, $C_p - 10\%$ и $V - 0,15\%$, систематическая ошибка вычислений не должна превышать 14%.

С помощью термоэластометра описанной конструкции был охарактеризован ряд аморфных полимерных композитов и полимеров, способных к кристаллизации [3–7].

Характерные пики вязкоупругого отклика образцов композиционных материалов на основе полипропилена (ПП) и карбонанотрубок (КНТ), на резкое изменение давления в режиме изотермического нагружения приведены на рис. 2. Значения параметров процессов теплопереноса представлены в таблице.

Диаграммы состояния композиционных материалов на основе полипропилена (ПП) и карбонанотрубок (КНТ), полученные в режиме изобарического нагрева, приведены на рис. 3.

Выводы

1. В исследованных композиционных материалах модуль упругости значительно выше (более чем в 7 раз), чем в полимерной матрице.

2. Температура плавления исследованных образцов значительно повышается с ростом внешнего давления.

3. Композиционные материалы ПП/КНТ имеют более высокие температуро- и теплопроводные характеристики по отношению к полимерной матрице.

ЛИТЕРАТУРА

1. Циклис Д.С. Техника физико-химических исследований при высоких и сверхвысоких давлениях. – М: Химия, 1976. – 432 с.

2. Шашков А.Г., Волохов Г.М., Абраменко Т.Н. и др. Методики измерения удельной теплоемкости и термической диффузии (под ред. А.В. Лыкова). – М.: Энергия, 1973. – 340с.

3. Privalko V.P., Korskanov V.V. Thermoelastic Behaviour of Amorphous Polymers Above and Through the Glass Transition Interval. 1. Polystyrene // Journal of Thermal Analysis. – 1999. – Vol. 55. – P. 741–750.

4. Privalko V.P., Korskanov V.V., Privalko E.G., Walter R. Composition-dependent properties of Polyethylene/kaolin composites. VI. Thermoelastic behavior in the melt state // Journal of Thermal Analysis and Calorimetry. – 2000. – Vol. 59. – P. 509–516.

5. Privalko V.P., Korskanov V.V., Dolgoshey V.B. et al. Thermodynamic properties and thermoelastic behavior of the alternating terpolymers of ethene, propene and carbon monoxide in the melt state // Journal Macromol. Sci.-Phys. – B40(1). – 2001. – P. 99–106.

6. Korskanov V.V., Usenko A.A. Effect of carbonanotubes on the thermoelastic properties of polypropylene // Тезисы конференции „Clusters and nanostructured materials (CNM'2006)” Ужгород, 9–12 октября 2006 г. – С. 78.

7. Korskanov V.V., Usenko A.A. Вплив відвищених тисків на теплофізичні властивості поліпропілену, наповненого карбонанотрубками // Тези доповідей XI Української конференції з високомолекулярних сполук, Дніпропетровськ 1–5 жовтня 2007 р. – С. 125.

Получено 07.06.2008 г.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ В ЖУРНАЛЕ «ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА»

В соответствии с Постановлением Президиума ВАК Украины от 15.01.2003 № 7-05/1 статьи, публикуемые в журнале, должны содержать следующее:

- **постановку проблемы** в общем виде, ее связь с важными научными или практическими заданиями;
- **анализ последних исследований и публикаций**, в которых начато решение данной проблемы и на которых базируется автор;
- **выделение нерешенных ранее частей общей проблемы**, которой посвящается данная статья;
- **формулирование целей статьи** (постановка задачи);
- **пример основного материала** исследования с полным обоснованием полученных научных результатов;
- **выводы по данному исследованию** и перспективы дальнейших поисков в данном направлении.

Название статьи, учреждения, в которых выполнены исследования, фамилии и инициалы авторов должны быть представлены **на русском и английском языках**.

Объем статьи не должен превышать 10 страниц формата А4. В объем входят: текст, таблицы, список литературы и подписи к рисункам.

Текст статьи должен быть тщательно отредактирован.

Формулы должны быть отделены от основного текста и пронумерованы в круглых скобках. При выборе единиц измерения необходимо придерживаться Международной системы единиц (СИ). **Латинские буквы должны печататься курсивом, греческие буквы – прямые.**

Рекомендуется использовать для набора текстовые редакторы Word для Windows, шрифт 12 размера.

Текст статьи следует печатать на лазерном или струйном принтерах с разрешающей способностью не ниже 300 dpi с одной стороны листа на качественной белой бумаге формата А4 (210×297) через 2 интервала.

Статья должна быть представлена в следующем виде:

На первой странице статьи:

1. В левом верхнем углу страницы должно быть указано **УДК...**

2. Фамилии И.О. авторов статьи, названия организаций, в которых выполнены исследования, название статьи – **на русском языке**.

3. И. Фамилии авторов, названия организаций, в которых выполнены исследования, название статьи – **на английском языке**.

На отдельных страницах:

1. **Резюме** на трех языках – украинском, русском, английском. Резюме должны быть лаконичными, по возможности без абзацев. Авторы несут ответственность за точность и качество перевода.

2. **Список условных обозначений**. Все обозначения выносятся из текста в список обозначений, дублирование обозначений в тексте не допускается; обозначения располагаются **в алфавитном порядке**, вначале латин-

ские, затем греческие, верхние и нижние индексы. При использовании в тексте сокращенных названий необходимо дать их расшифровку в списке.

3. **Рисунки**. К статье может быть приложено **не более пяти рисунков или фотографий**, включая рисунки с обозначениями «а», «б» и т.д. Качество рисунков должно обеспечивать возможность их полиграфического воспроизведения без дополнительной обработки. Все обозначения на рисунках сопровождаются пояснениями в тексте или в подписях к рисункам. Ширина рисунков не должна превышать 90 мм. Место рисунка в статье указывается на полях. Рисунки должны быть вложены в конверт, на обратной стороне рисунков мягким карандашом указываются фамилии авторов, название статьи и номер рисунка.

4. **Список подрисуночных подписей**.

5. **Таблицы**. Каждая таблица должна быть разграфлена, иметь номер (без знака №), на который дается ссылка в тексте. Место таблицы указывается на полях страниц статьи.

6. **Список литературы** (приводится в конце текста).

Список составляется в порядке упоминания цитируемого источника в тексте. В тексте статьи ссылки на литературу указываются в прямых скобках.

Список литературы оформляется следующим образом:

– **для книг** – фамилии и инициалы авторов (**курсивом**), место издания, издательство, год издания, общее количество страниц (**прямые**):

Пример: *Нигматулин Р.И.* Основы механики гетерогенных сред. – М.: Наука, 1978. – 336 с.

– **для журнальных статей** – фамилии и инициалы авторов (**курсивом**), полное название статьи, год издания, номер тома, номер выпуска, страницы начала и конца статьи (**прямые**).

Пример: *Симуни Л.М.* Численное решение задачи о неизоэнтальпическом движении жидкости в плоской трубе // Инж.-физ. журнал. – 1966. – Т. 10, №1. – С. 85–91.

Текст и графический материал представляются в **двух идентичных экземплярах**.

К статье прилагаются:

– **дискета**;

– **оригинал акта экспертизы** о возможности опубликования статьи в открытой печати для граждан Украины;

– **сведения об авторах** (Фамилия И.О., организация, адрес, **контактные телефоны, e-mail**).

Статьи со всеми приложениями должны быть отправлены по почте в адрес Института технической теплотехники НАН Украины с пометкой "В редакцию".

Редакция оставляет за собой право производить сокращения и редакционные правки статей.