ISSN 1727-2769

ДОКЛАДЫ **академии наук высшей школы** российской федерации

№ 4 (57) ОКТЯБРЬ–ДЕКАБРЬ 2022



ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Журнал публикует статьи о новых конкретных результатах законченных оригинальных и особенно имеющих приоритетный характер исследований в области инноваций, а также в области физико-математических и технических наук по группам специальностей (в соответствии с распоряжением Минобрнауки России от 28.12.2018 № 90-р):

Физико-математические науки

- 1.3.8-Физика конденсированного состояния
- 1.3.14-Теплофизика и теоретическая теплотехника
- 2.2.13 Радиотехника, в том числе системы и устройства телевидения
- 2.2.14-Антенны, СВЧ устройства и их технологии
- 2.2.15-Системы, сети и устройства телекоммуникаций
- 2.2.16-Радиолокация и радионавигация

<u>Технические науки</u>

- 1.3.8 Физика конденсированного состояния
- 1.3.11-Физика полупроводников
- 1.3.14-Теплофизика и теоретическая теплотехника

05.09.01-Электромеханика и электрические аппараты

2.2.13 – Радиотехника, в том числе системы и устройства телевидения

- 2.2.14-Антенны, СВЧ устройства и их технологии
- 2.2.15-Системы, сети и устройства телекоммуникаций

2.2.16-Радиолокация и радионавигация

Все рукописи рецензируются, по результатам рецензирования редколлегия принимает решение о целесообразности опубликования материалов. Для авторов публикация является бесплатной.

Редакция журнала «Доклады АН ВШ РФ» просит авторов при подготовке статей строго соблюдать правила, доступные по адресу http://journals.nstu.ru/doklady/rules. Статьи, оформленные с нарушением правил, отклоняются без рецензирования.

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

ДОКЛАДЫ АКАДЕМИИ НАУК ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

2022

октябрь – декабрь

№ 4 (57)

Выходит четыре раза в год ISSN 1727-2769

Учредитель

Новосибирский государственный технический университет

Главный редактор

А.Г. Вострецов, д-р техн. наук, проф., засл. деятель науки РФ

Заместитель главного редактора

В.Н. Васюков, д-р техн. наук, проф.

Редакционный совет

М. Грайцар, PhD, проф. (Словакия) Д.В. Винников, д-р техн. наук, проф. (Эстония) А. Загоскин, PhD (Великобритания) Е.В. Ильичев, д-р физ.-мат. наук, проф. (Германия) М.Н. Клымаш, д-р техн. наук, проф. (Украина) К.Ю. Арутюнов, д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бурдаков, д-р физ.-мат. наук, проф. И.С. Грузман, д-р техн. наук, проф. А.О. Давидов, д-р техн. наук Г.Н. Девятков, д-р техн. наук, проф. В.П. Драгунов, д-р техн. наук, доц. С.Л. Елистратов, д-р техн. наук А.И. Легалов, д-р техн. наук, проф. И.Ф. Лозовский, д-р техн. наук, проф. В.Ю. Нейман, д-р техн. наук, проф. М.И. Низовцев, д-р техн. наук, проф. О.В. Нос, д-р техн. наук, проф. В.П. Разинкин, д-р техн. наук, проф. В.Я. Рудяк, д-р физ.-мат. наук, проф. А.А. Спектор, д-р техн. наук, проф. А.Н. Сычев, д-р техн. наук, проф. С.П. Халютин, д-р техн. наук, проф. С.А. Харитонов, д-р техн. наук, проф. В.Д. Юркевич, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь

Д.О. Соколова, канд. техн. наук

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций в 2021 г. (свидетельство ПИ № ФС 77–81374 от 30.06.2021 г.)

Адрес редакции, издателя: 630073, Новосибирск, пр. К. Маркса, 20, НГТУ, корп. 1, ком. 346, телефон: (383) 315-39-42. E-mail: danvshrf@corp.nstu.ru

© Новосибирский государственный технический университет, 2022 г.

SCIENTIFIC JOURNAL

PROCEEDINGS OF THE RUSSIAN HIGHER SCHOOL ACADEMY OF SCIENCES

2022

October - December

№ 4 (57)

Journal is published quarterly ISSN 1727-2769

Journal was established by Novosibirsk State Technical University

Chief Editor

A.G. Vostretsov, D.Sc. (Eng.), Prof., Honoured Science Worker of Russian Federation

Deputy Chief Editor

V.N. Vasyukov, D.Sc. (Eng.), Prof.

Editorial Council

M. Grajcar, PhD, Prof. (Slovakia) D.V. Vinnikov, D.Sc. (Eng.), Prof. (Estonia) A.M. Zagoskin, PhD (United Kingdom) E.V. Ilvichev, D.Sc. (Phys.&Math.), Prof. (Germany) M.M. Klymash, D.Sc. (Eng.), Prof. (Ukraine) K.Yu. Arutyunov, D.Sc. (Phys.&Math.), Prof. A.V. Burdakov, D.Sc. (Phys.&Math.), Prof. I.S. Gruzman, D.Sc. (Eng.), Prof. A.O. Davidov, D.Sc. (Eng.) G.N. Devyatkov, D.Sc. (Eng.), Prof. V.P. Dragunov, D.Sc. (Eng.), Assoc. Prof. S.L. Elistratov, D.Sc. (Eng.) A.I. Legalov, D.Sc. (Eng.), Prof. I.F. Lozovskiy, D.Sc. (Eng.), Prof. V.Yu. Neyman, D.Sc. (Eng.), Prof. M.I. Nizovtsev, D.Sc. (Eng.), Prof. O.V. Nos, D.Sc. (Eng.), Prof. V.P. Razinkin, D.Sc. (Eng.), Prof. V.Ya. Rudyak, D.Sc. (Phys.&Math.), Prof. A.A. Spector, D.Sc. (Eng.), Prof. A.N. Sychev, D.Sc. (Eng.), Prof. S.P. Khaljutin, D.Sc. (Eng.), Prof. S.A. Haritonov, D.Sc. (Eng.), Prof. V.D. Yurkevich, D.Sc. (Eng.), Prof.

Executive Secretary

D.O. Sokolova, C.Sc.(Eng.)

Editor and Publisher Address: Office 346, 20 bld. 1, K. Marx Prospect, Novosibirsk, 630073, Russian Federation. Tel: +7 (383) 315-39-42. E-mail: danvshrf@corp.nstu.ru

© Novosibirsk State Technical University, 2022

2022

октябрь – декабрь

№ 4 (57)

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Горбачев М.В., Макаров М.С., Сюзаев А.И., Терехов В.И.
Исследование процесса испарения водно-этанолового
раствора на супергидрофильной капиллярно-пористой
поверхности в условиях вынужденной конвекции7

Горбачев М.В., Терехов В.И.

Сравнительный анализ схем тепломассообменных аппаратов	
косвенно-испарительного охлаждения воздуха	18

Миськив Н.Б., Назаров А.Д., Серов А.Ф., Мамонов В.Н.

Расчет констру	ктивных пара	метров мульти	ицилиндровс	ОГО
теплового генер	ратора на осно	ове течения Ку	уэтта-Тэйлор	pa29

Мухин Д.Г., Степанов К.И., Елистратов С.Л.	
Перспективы применения российских абсорбционных	
термотрансформаторов на ПГУ-ТЭЦ	.39

Низовцев М.И., Летушко В.Н., Стерлягов А.Н.	
Повышение теплопроводности фазоизменяемого материала	
графеновыми нанотрубками)

PROCEEDINGS OF RUSSIAN HIGHER SCHOOL ACADEMY OF SCIENCES

 2022
 October – December
 № 4 (57)

CONTENTS

TECHNICAL SCIENCES

Gorbachev M.V., Makarov M.S., Syuzaev A.I., Terekhov V.I.
Study of the evaporation process of aqueous-ethanol solution on
a superhydrophilic capillary-porous surface under the conditions
of forced convection7

Gorbachev M.V., Terekhov V.I.

Comparative analysis of heat and mass transfer apparatus schemes	
for indirect-evaporative air cooling	18

Miskiv N.B., Nazarov A.D., Serov A.F., Mamonov V.N.

Calculation of the structural parameters of a multi-cylinder ther-	
mal generator based on the Couette-Taylor flow	29

Mukhin D.G., Stepanov K.I., Elistratov S.L.	
Prospects for application of russian absorption thermal	
transformers at CCGT-CHPP	.39

Nizovtsev M.I., Letushko V.N., Sterlyagov A.N.	
Increasing the thermal conductivity of the phase-change material	
graphene nanotubes)

ДОКЛАДЫ АН ВШ РФ

октябрь-декабрь

<u>№</u> 4 (57)

_____ ΤΕΣ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 536.246

2022

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИСПАРЕНИЯ ВОДНО-ЭТАНОЛОВОГО РАСТВОРА НА СУПЕРГИДРОФИЛЬНОЙ КАПИЛЛЯРНО-ПОРИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ В УСЛОВИЯХ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

М.В. Горбачев¹, М.С. Макаров^{1,2}, А.И. Сюзаев¹, В.И. Терехов^{1,2} ¹Новосибирский государственный технический университет ²Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН

Ввиду непрерывного роста показателей мирового энергопотребления, сокращения невозобновляемых источников энергии, а также увеличения выбросов парниковых газов необходимо внедрение перспективных методов увеличения значения рационального использования энергетических ресурсов в производственной, бытовой и научно-технической сферах, что позволит уменьшить количество энергии для обеспечения того же уровня энергетического обеспечения зданий или технологических процессов на производстве. В данной работе рассмотрены супергидрофильные капиллярно-пористые поверхности способные обеспечивать теплообмен за счет фазового перехода, что имеет принципиальное значение в испарительных радиаторах для космических приложений, тепловых трубках, а также в работе градирен для производства электроэнергии и тепловой энергии в централизованных системах теплоснабжения. Исследование процесса теплообмена с фазовым переходом на капиллярно-пористой поверхности происходило путем проведения экспериментов по испарению водно-этаноловой смеси различной концентрации в условиях вынужденной конвекции при различной ориентации модифицированной поверхности в пространстве. Результаты, полученные в ходе данной работы, позволяют судить об эффективности использования капиллярно-пористых структур в теплообменных аппаратах, работающих на испарительных циклах, и цикле Майсоценко, а также применимы для дальнейшего исследования тепломассобменных процессов, протекающих на супергидрофильных капиллярно-пористых поверхностях.

Ключевые слова: микроканавки, капиллярный поток, капиллярно-пористая структура, вынужденная конвекция, фазовый переход, теплообменный аппарат, цикл Майсоценко. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-7-17

Введение

По данным независимого агентства, доля ископаемого топлива к 2040-му году снизится до 78 %, при одновременном росте энергопотребления на 56 % в период с 2010 по 2040 годы, что на фоне таких глобальных проблем, как загрязнение окружающей среды, истощение невозобновляемых энергоресурсов, увеличение выбросов углекислого газа в атмосферу и глобальное потепление, влечет необходимость увеличения эффективности использования энергетических ресурсов [1].

В данной работе изучалась супергидрофильная капиллярно-пористая поверхность, способная обеспечивать пассивную подачу рабочего тела к поверхности теплообмена за счет высокого капиллярного давления, обусловленного наличием микроструктуры, и осуществлять теплообмен с фазовым переходом [2].

На сегодняшний день множество работ в области экспериментального исследования капиллярно-пористых поверхностей было направлено на изучение впи-

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ (код проекта 20-08-00717 А).

^{© 2022} Горбачев М.В., Макаров М.С., Сюзаев А.И., Терехов В.И.

тывающей способности различных модифицированных материалов однокомпонентных жидкостей в условиях свободной конвекции [3–13], изучение характера течения рабочей жидкости внутри капиллярной структуры [7–9, 14], а также влияния температуры модифицированной поверхности на динамику потока рабочей жидкости [15, 16].

В работе Makarov M. и др. [17] была рассмотрена близкая по постановке к данному исследованию задача, где были представлены дифференциальные уравнения, позволяющие рассчитать высоту подъема жидкости в капиллярах, динамику смачивания, глубину и массу жидкости в капиллярах и площадь поверхности испарения, для модифицированной поверхности плоской стенки при адиабатическом испарении жидкости в пограничный слой воздуха.

Целью данной работы является экспериментальное исследование процесса испарения с фазовым переходом водно-этанолового раствора различной концентрации на модифицированной супергидрофильной капиллярно-пористой поверхности в условиях вынужденной конвекции.

1. Объект исследования и экспериментальная установка

Объектом исследования выступала модифицированная пластина титана, на поверхности которой с помощью фемтосекундного лазерного излучения был образован массив открытых микроканавок. На рис. 1 показаны СЭМ изображения модифицированной пластины титана, полученные с помощью микроскопа Hitachi TM-3000 ЦКП ИНХ СО РАН. Регулярные вертикальные канавки имеют ровные стенки с мелкими элементами шероховатости. Среди канавок на титане не встречается закрытых поперечных перегородок, что приводит к равномерному смачиванию модифицированной области пластины. Сами микроканавки имеют характерный размер 80 мкм, а на их стенках образована развитая микроструктура с характерным размером 1...2 мкм. В качестве рабочей жидкости была использована смесь дистиллированной воды и этилового спирта, характеристика которой представлена в таблице.



Рис. 1 – Изображение модифицированного участка пластины титана с увеличением в 40 (*a*), 100 (*б*), 500 (*в*) раз

Fig. 1 – Image of a modified section of a titanium plate with a magnification of 40 (*a*), 100 (*b*), 500 (*c*) times

Для проведения экспериментов в условиях вынужденной конвекции использовалась аэродинамическая труба открытого типа, обеспечивающая равномерный по выходному сечению ламинарный поток воздуха со скоростью от 0,5 до 15 м/с, схема которой показана на рис. 2.

На рис. З показана схема рабочего участка, располагавшегося непосредственно на выходе из аэродинамической трубы и включавшего в себя блок термостабилизации рабочей жидкости и узел крепления и перемещения пластины в вертикальной плоскости.

Объем ко				
Этиловый спирт (ректификат)	Дистиллированная вода	спирта смеси К, %об		
60	40	57.3		
40	60	38.2		
20	80	19.1		
0	100	0		

Состав смеси Composition of the mixture



Рис. 2 – Аэродинамическая труба в разрезе

Fig. 2 - Aerodynamic tube in section





Fig. 3 - Schematic diagram of the working area

Температура рабочей жидкости в блоке термостабилизации контролировалась шестью термопарами хромель-алюмель, погруженными непосредственно в рабочий объем и находящимися на равноудаленном расстоянии друг от друга. Температура пластины контролировалась тремя термопарами, равномерно расположенными по высоте модифицированной области, и тепловизионной съемкой с помощью тепловизора Testo 875-2i. Для контроля скорости потока на выходе из аэродинамической трубы был установлен термоанемометр Testo 405-V1, а для контроля влажности и температуры – датчик Sensirion SHT15.

2. Методика эксперимента

В настоящей работе исследовалось изменение температуры пластины при испарении водно-этаноловой смеси с модифицированной поверхности в набегающий поток сухого воздуха. Скорость потока на протяжении всех экспериментов поддерживалась равной 3 м/с, а угол установки модифицированной пластины относительно направления вектора скорости потока составлял 90° и 45° для различных экспериментов. На протяжении всех экспериментов температура смеси в кювете стабилизировалась на уровне 18°C с помощью управляемых элементов Пельтье, расположенных на дне кюветы блока термостабилизации. На рис. 4 показано расположение основных элементов рабочего участка в ходе эксперимента.



Рис. 4 - Схема расположение основных элементов рабочего участка

Fig. 4 – Layout of the main elements of the working area

На рис. 5 приведена характерная термограмма эксперимента по выявлению влияния испарения водно-этанолового раствора на температуру поверхности пластины. Порядок проведения эксперимента был следующим:

1) на первом этапе стабилизируется температура жидкости, температура трубного сухого воздуха понижается, сухая пластина омывается потоком воздуха и принимает его температуру;

2) на втором этапе нижний край пластины окунается в жидкость, капиллярнопористая поверхность напитывается жидкостью, жидкость заполняет всю площадь модифицированного участка поверхности пластины. Пластина охлаждается до равновесной температуры между температурой жидкости и температурой набегающего потока воздуха. Термопары имеют небольшой разброс в показаниях, из-за того что канавки на поверхности заполняются не одновременно;

3) на третьем этапе пластина поднимается над жидкостью и интенсивно охлаждается за счет испарения жидкости с модифицированной части поверхности. Температура пластины опускается ниже температуры жидкости в кювете. Далее интенсивность испарения снижается, а пластина высыхает и прогревается до температуры потока. Цикл смачивания и высушивания пластины повторяется. Во всех случаях пластина находилась на одинаковой высоте от резервуара.



Рис. 5 – Характерная термограмма эксперимента по испарению водноэтаноловой смеси с модифицированной поверхности титановой пластины в поток сухого воздуха

Fig. 5- Typical thermogram of the experiment on evaporation of water-ethanol mixture from the modified surface of a titanium plate into a flow of dry air

3. Анализ результатов

На рис. 6 представлена разность между средней температурой по поверхности пластины и температурой набегающего потока воздуха в зависимости от времени начиная с момента размещения пластины в потоке и до ее полного высыхания. По мере увеличения концентрации этанола глубина охлаждения пластины увеличивается. Анализ полученных результатов показал, что увеличение концентрации этанола в растворе с 0 до 57,3 %об приводит к улучшению эффективности охлаждения пластины примерно на 70 %.

На рис. 7 представлен цикл тепловизионных изображений, иллюстрирующих порядок проведения эксперимента с явно видимыми этапами испарения жидкости с поверхности пластины, для случая объемной концентрации этанола 57,3 %об.

На рис. 8 приведен цикл испарения смеси с объемной концентрацией этанола 38,2 %об с пластины, расположенной под углом 45° по отношению к оси потока в сравнении с данными, показанными на рис. 6, для аналогичной концентрации смеси. На врезке представлено тепловизионное изображение. Как следует из приведенных данных, уменьшение угла наклона пластины приводит к увеличению продолжительности цикла испарения и увеличению глубины охлаждения поверх-

ности пластины, что выражается в увеличении эффективности процесса охлаждения примерно на 30 %. Данный эффект связывается с уменьшением теплоподвода от конвективного потока воздуха с ростом толщины пограничного слоя.



Рис. 6 – Циклы смачивания и высушивания пластины в потоке при различной объёмной концентрации этанола в растворе

Fig. 6 – Wetting and drying cycles of the plate in the stream at different volume concentration of ethanol in the solution



Рис. 7 – Тепловизионные изображения, иллюстрирующие цикл испарения смеси с концентрацией этанола 57,3 %об в поток сухого воздуха

Fig. 7 – Thermal images illustrating the evaporation cycle of a mixture with an ethanol concentration of 57,3 %vol into a stream of dry air



Рис. 8 – Циклы испарения рабочей жидкости с пластины в поток воздуха в зависимости от времени при различных углах наклона пластины относительно оси набегающего потока



Заключение

В ходе исследования процесса теплообмена с фазовым переходом на капиллярно-пористой поверхности титана путём проведения экспериментов по испарению водно-этаноловой смеси различной концентрации в условиях вынужденной конвекции было установлено, что увеличение объемной концентрации этанола в растворе с 0 %об до 57,3 %об приводит к увеличению эффективности испарительного охлаждения примерно на 70 %, а уменьшение угла наклона пластины относительно оси набегающего потока с 90° до 45° приводит к увеличению продолжительности процесса испарения и увеличению эффективности охлаждения поверхности пластины примерно на 30 %, что, вероятно, связано с уменьшением теплоподвода от конвективного потока воздуха с ростом толщины пограничного слоя. Полученные результаты применимы для дальнейшего исследования тепломассобменных процессов, протекающих на супергидрофильных капиллярнопористых поверхностях, для их применения в теплообменных аппаратах, работающих на испарительных циклах, и цикле Майсоценко.

ЛИТЕРАТУРА

- International Energy Outlook 2013. Report No. DOE/EIA-0484 (2013) / U.S. Energy Information Administration. EIA, 2013. 312 p.
- Tang J., Hu X. Evaluation of capillary wetting performance of micro-nano hybrid structures for open microgrooves heat sink // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2020. – Vol. 112. – P. 109948. – DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2019.109948.
- Vorobyev A.Y., Guo Ch. Metal pumps liquid uphill // Journal of Applied Physics. 2009. Vol. 94. – P. 224102. – DOI: 10.1063/1.3117237.

- Vorobyev A.Y., Guo Ch. Laser turns silicon superwicking // Optics Express. 2010. Vol. 18 (7). – P. 6455–6460. – DOI: 10.1364/OE.18.006455.
- Vorobyev A.Y., Guo Ch. Water sprints uphill on glass // Journal of Applied Physics. 2010, Vol. 108. – P. 123512. – DOI: 10.1063/1.3511431.
- Characterization of capillary performance of composite wicks for two-phase heat transfer devices / D. Deng, Y. Tang, G. Huang, L. Lu, D. Yuan // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2013. – Vol. 56 (1–2). – P. 283–293. – DOI: 10.1016/ j.ijheatmasstransfer.2012.09.002.
- Investigation on meniscus shape and flow characteristics in open rectangular microgrooves heat sinks with micro-PIV / D. Yu, X. Hu, C. Guo, T. Wang, X. Xu, D. Tang, X. Nie, L. Hu, F. Gao, T. Zhao // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 61 (2). – P. 716–727. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.042.
- Theoretical and experimental analysis of the evaporating flow in rectangular microgrooves / C. Guo, D. Yu, T. Wang, Y. Jiang, D. Tang // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2015. – Vol. 84. – P. 1113–1118. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.095.
- Experimental investigation on flow characteristics in open rectangular microgrooves using micro-PIV / D. Yu, C. Guo, N. Xie, T. Wang, X. Hu, D. Tang // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 106. – P. 906–915. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.188.
- Feng C., Yugeswaran S., Chandra S. Capillary rise of liquids in thermally sprayed porous copper wicks // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2018. – Vol. 98. – P. 206–216. – DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2018.05.031.
- Fabrication and capillary characterization of axially micro-grooved wicks for aluminium flat-plate heat pipes / H. Tang, Y. Tang, W. Yuan, R. Peng, L. Lu, Z. Wan // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 129. – P. 907–915. – DOI: 10.1016/ j.applthermaleng.2017.10.091.
- Capillary Nylon 6 polymer material produced by femtosecond laser processing / R. Fang, H. Zhu, Z. Li, W. Yan, X. Zhang, X. Zhu, V. Maisotsenko, A. Vorobyev // Optics Express. – 2019. – Vol. 27. – P. 36066–36074.
- Tang J., Hu X. Evaluation of capillary wetting performance of micro-nano hybrid structures for open microgrooves heat sink // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2020. – Vol. 112. – P. 109948. – DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2019.109948.
- Study on the characteristics of the capillary wetting and flow in open rectangular microgrooves heat sink / J. Tang, Y. Yu, X. Hu, X. Mo, W. Zhou, X. Dai, L. Shan, D. Yu // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 143. – P. 90–99. – DOI: 10.1016/ j.applthermaleng.2018.07.041.
- Temperature effect on capillary flow dynamics in 1d array of open nanotextured microchannels produced by femtosecond laser on silicon / R. Fang, H. Zhu, Z. Li, X. Zhu, X. Zhang, Z. Huang, K. Li, W. Yan, Y. Huang, V.S. Maisotsenko, A.Y. Vorobyev // Nanomaterials (Basel). 2020. Vol. 10 (4). P. 796. DOI: 10.3390/nano10040796.
- Spreading and drying dynamics of water drop on hot surface of superwicking Ti-6Al-4V alloy material fabricated by femtosecond laser / R. Fang, Z. Li, X. Zhang, X. Zhu, H. Zhang, J. Li, Z. Pan, Z. Huang, C. Yang, J. Zheng, W. Yan, Y. Huang, V.S. Maisotsenko, A.Y. Vorobyev // Nanomaterials (Basel). – 2021. – Vol. 11 (4). – P. 899. – DOI: 10.3390/nano11040899.
- Makarov M.S., Makarova S.N., Syuzaev A.I. The calculating model of microstructured flat plate wettability during evaporation into the stagnation flow // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1675. – P. 012044. – DOI: 10.1088/1742-6596/ 1675/1/012044.

STUDY OF THE EVAPORATION PROCESS OF AQUEOUS-ETHANOL SOLUTION ON A SUPERHYDROPHILIC CAPILLARY-POROUS SURFACE UNDER THE CONDITIONS OF FORCED CONVECTION

Gorbachev M.V.¹, Makarov M.S.^{1,2}, Syuzaev A.I.¹, Terekhov V.I.^{1,2}

¹Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia ²Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia

In view of the continuous growth of global energy consumption, reduction of non-renewable energy sources, as well as increasing greenhouse gas emissions, it is necessary to introduce promising methods to increase the importance of rational use of energy resources in the industrial, domestic and scientific and technical fields, which will reduce the amount of energy to provide the same level of energy supply of buildings or technological processes in production. This paper considers superhydrophilic capillary-porous surfaces capable of providing heat exchange through phase transition, which is of fundamental importance in evaporative radiators for space applications, heat pipes, as well as in the operation of cooling towers for electricity and heat production in centralized heat supply systems. The study of the heat exchange process with phase transition on the capillary-porous surface was carried out by conducting experiments on evaporation of water-ethanol mixture of different concentration under conditions of forced convection at different orientation of the modified surface in space. The results obtained in this work allow us to judge about the effectiveness of capillary-porous structures in heat exchangers operating on evaporation cycles and the Maisotsenko cycle, and are also applicable to further study of heat and mass transfer processes occurring on superhydrophilic capillary-porous surfaces.

Keywords: capillary flow, open capillary microchannels, microgrooves, microstructures, forced convection, phase transition, heat exchange apparatus, Maisotsenko cycle.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-7-17

REFERENCES

- U.S. Energy Information Administration. *International Energy Outlook 2013*. Report No. DOE/EIA-0484 (2013). EIA, 2013. 312 p.
- Tang J., Hu X. Evaluation of capillary wetting performance of micro-nano hybrid structures for open microgrooves heat sink. *Experimental thermal and fluid science*, 2020, vol. 112, p. 109948. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2019.109948.
- Vorobyev A.Y., Guo Ch. Metal pumps liquid uphill. *Journal of Applied Physics*, 2009, vol. 94, p. 224102. DOI: 10.1063/1.3117237.
- Vorobyev A.Y., Guo Ch. Laser turns silicon superwicking. *Optics Express*, 2010, vol. 18 (7), pp. 6455–6460. DOI: 10.1364/OE.18.006455.
- 5. Vorobyev A.Y., Guo Ch. Water sprints uphill on glass. *Journal of Applied Physics*, 2010, vol. 108, p. 123512. DOI: 10.1063/1.3511431.
- Deng D., Tang Y., Huang G., Lu L., Yuan D. Characterization of capillary performance of composite wicks for two-phase heat transfer devices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, vol. 56 (1–2), pp. 283–293. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.002.
- Yu D., Hu X., Guo C., Wang T., Xu X., Tang D., Nie X., Hu L., Gao F., Zhao T. Investigation on meniscus shape and flow characteristics in open rectangular microgrooves heat sinks with micro-PIV. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 61 (2), pp. 716–727. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.042.
- Guo C., Yu D., Wang T., Jiang Y., Tang D. Theoretical and experimental analysis of the evaporating flow in rectangular microgrooves. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, vol. 84, pp. 1113–1118. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.095.
- Yu D., Guo C., Xie N., Wang T., Hu X., Tang D. Experimental investigation on flow characteristics in open rectangular microgrooves using micro-PIV. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 106, pp. 906–915. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.188.

- Feng C., Yugeswaran S., Chandra S. Capillary rise of liquids in thermally sprayed porous copper wicks. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, vol. 98, pp. 206–216. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2018.05.031.
- Tang H., Tang Y., Yuan W., Peng R., Lu L., Wan Z. Fabrication and capillary characterization of axially micro-grooved wicks for aluminium flat-plate heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 129, pp. 907–915. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.091.
- Fang R., Zhu H., Li Z., Yan W., Zhang X., Zhu X., Maisotsenko V., Vorobyev A. Capillary Nylon 6 polymer material produced by femtosecond laser processing. *Optics Express*, 2019, vol. 27, pp. 36066–36074.
- Tang J., Hu X. Evaluation of capillary wetting performance of micro-nano hybrid structures for open microgrooves heat sink. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2020, vol. 112, p. 109948. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2019.109948.
- Tang J., Yu Y., Hu X., Mo X., Zhou W., Dai X., Shan L., Yu D. Study on the characteristics of the capillary wetting and flow in open rectangular microgrooves heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 143, pp. 90–99. DOI: 10.1016/j.applthermaleng. 2018.07.041.
- Fang R., Zhu H., Li Z., Zhu X., Zhang X., Huang Z., Li K., Yan W., Huang Y., Maisotsenko V.S., Vorobyev A.Y. Temperature effect on capillary flow dynamics in 1d array of open nanotextured microchannels produced by femtosecond laser on silicon. *Nanomaterials (Basel)*, 2020, vol. 10 (4), p. 796. DOI: 10.3390/nano10040796.
- Fang R., Li Z., Zhang X., Zhu X., Zhang H., Li J., Pan Z., Huang Z., Yang C., Zheng J., Yan W., Huang Y., Maisotsenko V.S., Vorobyev A.Y. Spreading and drying dynamics of water drop on hot surface of superwicking ti-6al-4v alloy material fabricated by femtosecond lase. *Nanomaterials (Basel)*, 2021, vol. 11 (4), p. 899. DOI: 10.3390/nano11040899.
- Makarov M.S., Makarova S.N., Syuzaev A.I. The calculating model of microstructured flat plate wettability during evaporation into the stagnation flow. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, vol. 1675, p. 012044. DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012044.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Горбачев Максим Викторович – родился в 1982 году, канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой технической теплофизики Новосибирского государственного технического университета. Область научных интересов: тепломассообмен, испарительное охлаждение потоков воздуха, численное моделирование. Опубликовано более 80 научных работ. (Адрес: 630073, Россия, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. E-mail: m.gorbachev@corp.nstu.ru).

Gorbachev Maksim Victorovich (b. 1982) – Candidate of Sciences (Eng.), senior researcher, head of Technical Thermal Physics Department. His research interests are currently focused on heat-mass transfer, evaporation cooling of air flow, numeraical modeling. He is author of 80 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: m.gorbachev@corp.nstu.ru).

Макаров Максим Сергеевич – родился в 1979 году, канд. физ.-мат. наук, старший научный сотрудник, лаборатория термохимической аэродинамики, ИТ СО РАН. Область научных интересов: тепломассообмен в пограничных слоях переменного состава. Опубликовано 144 научные работы. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. Е-mail: msmakarov@itp.nsc.ru).

Makarov Maksim Sergeevich (b. 1979) – Candidate of Sciences (Phys.&Math.), senior researcher, laboratory of thermochemical aerodynamic, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat- and masstransfer into complex composition boundary layers. He is author of 144 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: msmakarov@itp.nsc.ru).

Сюзаев Алексей Игоревич – родился в 2000 году, студент, НГТУ (НЭТИ). Область научных интересов: капиллярные течения. Опубликована одна научная работа. (Адрес: 630073, Россия, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. E-mail: alekseysyuzaev@mail.ru).

Syuzaev Aleksei Igorevich – student, NSTU (NETI). His research interests are currently focused on capillary flows. He is author of 1 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: alekseysyuzaev@mail.ru).

Терехов Виктор Иванович – родился в 1944 году, д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник лаборатории термогазодинамики, ИТ СО РАН. Область научных интересов: теория тепломассообмена, теплофизика, турбулентность, экспериментальные и численные методы. Опубликовано около 500 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru).

Terekhov Viktor Ivanovich (b. 1944) – Doctor of Sciences (Eng.), Professor, Chief Researcher, Thermogasodynamics Laboratory, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat- and mass transfer theory, thermal physics, turbulence, experimental and numerical modeling. He is author of 500 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru).

> Статья поступила 20 сентября 2022 г. Received September 20, 2022

To Reference:

Gorbachev M.V., Makarov M.S., Syuzaev A.I., Terekhov V.I. Issledovanie protsessa ispareniya vodno-etanolovogo rastvora na supergidrofil'noi kapillyarno-poristoi poverkhnosti v usloviyakh vynuzhdennoi konvektsii [Study of the evaporation process of aqueous-ethanol solution on a superhydrophilic capillary-porous surface under the conditions of forced convection]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 7–17. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-7-17.

ДОКЛАДЫ АН ВШ РФ

октябрь-декабрь

№ 4 (57)

ТЕХНИЧ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 536.242

2022

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

М.В. Горбачев¹, В.И. Терехов^{1,2}

¹Новосибирский государственный технический университет ²Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН

В настоящей работе проводится сравнительный анализ схем тепломассообменных аппаратов косвенно-испарительного типа. Данные аппараты представляют собой семейство плоско-параллельных каналов, в одном из которых происходит процесс испарения пленки воды. Математическое моделирование тепломассообменных аппаратов выполнено на основе решения системы дифференциальных уравнений, представляющих собой уравнения теплового баланса для каждого из каналов. Численные исследования проведены в широком диапазоне изменения входных параметров: температуры от 15 до 50 °C, относительной влажность воздуха от 20 до 100 %, числа Рейнольдса в диапазоне 50...1500. Расчеты проведены при атмосферном давлении.

Ключевые слова: тепломассообмен, испарительное охлаждение, температура мокрого термометра, температура точки росы, эффективность, моделирование.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-18-28

Введение

Теплообменные аппараты, в каналах которых реализуется испарительное охлаждение, являются одними из простых и достаточно эффективных способов снижения температуры потоков воздуха либо воды. Одним из потенциальных и колоссальных источников энергии, который имеется практически в любой точке мира, является энергия влажного атмосферного воздуха, который состоит из смеси сухих газов и водяного пара. При адиабатическом испарении воды происходит понижение температуры газа. Температурная неравновесность в виде психрометрической разности температур сухого и мокрого термометров может быть использована в качестве энергетического ресурса, как возобновляемого источника энергии.

В известной литературе различают два способа испарительного охлаждения в каналах: прямое (рис. 1, *a*) и косвенно-испарительное (рис. 1, *б*, *в*) [1–8]. При прямом испарительном охлаждении поток газа непосредственно контактирует с поверхностью воды. При этом происходит уменьшение температуры потока и увеличение его влагосодержания. Минимально достижимой является температура мокрого термометра ($t_{M,T}$). При косвенно-испарительном охлаждении (рис. 1, *б*), поток рабочего воздуха протекает во вспомогательном канале, который контактирует с пленкой воды через разделяющую пластину. При этом влагосодержание в рабочем канале остается неизменным, что является основным положительным фактором. При организации противоточной схемы течения теплоносителей (рис. 1, *б*) минимально достижимой является, так же как и для случая прямого испарительного охлаждения, температура мокрого термометра.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ (код проекта 20-08- 00717 А).

^{© 2022} М.В. Горбачев, В.И. Терехов



Puc. 1 – Принципиальные схемы и *i-d* диаграммы испарительных аппаратов: *a* – одноканальный; *б* – противоточная схема; *в* – *By-pass*

Fig. 1 – Principal diagrams and i-d diagrams of evaporators:

 $a - \text{single-channel}; \delta - \text{counter-current scheme}; e - By-pass$

На рис. 1, *в* показана схема регенеративного двухканального тепломассообменного аппарата (ТМОА), в котором часть потока воздуха из рабочего канала направляется во влажный. Такая схема течения теплоносителей известна в литературе как схема *By-pass*. В ТМОА косвенно-испарительного типа предельной величиной охлаждения является температура «точки росы». В настоящее время тепловые характеристики устройств, реализующие косвенно-испарительное испарение, активно изучаются теоретически [1–5] и экспериментально [3, 6–8].

Изучение закономерностей процессов тепло- и массопереноса в каналах тепломассообменных аппаратов является важным шагом в исследовании более сложных косвенно-испарительных аппаратов. В настоящей работе рассматриваются вопросы моделирования процессов тепломассопереноса в тепломассообменных аппаратах косвенно-испарительного типа противоточной и регенеративной схем течения теплоносителей и их сравнение.

1. Математическая модель

Расчетная схема тепломассообменных аппаратов показана на рис. 2. Данные аппараты представляет собой два параллельных канала одинаковой высоты H = 6 мм и длиной L = 50 H. В ТМОА по регенеративной схеме течения теплоносителей (*By-pass*) часть потока воздуха из сухого канала с пониженной температурой направляется в канал с увлажняемыми стенками. Тем самым удается получить температуру на выходе из него ниже температуры мокрого термометра.

Допущения, приятые при моделировании тепломассообменных аппаратов, принимались следующими:

 – режим течения воздуха в каналах – ламинарный и стационарный, течение стабилизированное;

 с внешних сторон каналов пластины теплоизолированы, стенки влажного канала смачиваются тонкой пленкой воды;

- термическим сопротивлением пластин и пленки воды пренебрегалось;

– лучистый теплообмен, вязкая диссипация и эффекты Дюфо и Соре не учитывались.



Рис. 2 – Расчетная схема тепломассообменных аппаратов

Fig. 2 - Calculation diagram of heat and mass exchange apparatuses

Система уравнений, которая позволила определить основные параметры в ТМОА, выглядит следующим образом:

– уравнение теплового баланса рассматриваемого дифференциального элемента в сухом канале:

$$G_{\rm cyx}c_P\left(T_{\rm cyx}^{\rm BX} - T_{\rm cyx}^{\rm Bbix}\right) = \alpha_{\rm cyx}(T_{\rm cyx} - T_{\rm III})dx , \qquad (1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, *G* – массовый расход воздуха. Уравнение (1) показывает, что полное изменение энтальпии потока воздуха в этом канале равно общему теплопереносу между сухим и влажным каналами;

 – закон сохранения энергии для воздуха во влажном канале выглядит так же, как и в сухом:

$$G_{\rm BJ}c_P\left(T_{\rm BJ}^{\rm BX} - T_{\rm BJ}^{\rm BbIX}\right) = \alpha_{\rm BJ}(T_{\rm BJ} - T_{\rm IJJ})dx.$$
⁽²⁾

Физический смысл уравнения (2) отражает тот факт, что изменение энтальпии воздуха во влажном канале равно общему переносу энергии путем конвективного теплопереноса между потоком воздуха и пленкой воды;

- закон сохранения массы пара во влажном канале:

$$G_{\rm BJ}\left(d_{\rm BJ}^{\rm BbIX} - d_{\rm BJ}^{\rm BX}\right) = \beta(d_{\rm Hac} - d_{\rm BJ})dx, \qquad (3)$$

где d – влагосодержание потока воздуха. Левая часть уравнения (4) представляет собой изменение влагосодержания потока воздуха во влажном канале, а правая часть характеризует конвективный массоперенос между потоком воздуха и плен-кой воды;

- закон сохранения энергии на разделительной стенке можно записать как

$$\alpha_{\rm cyx} (T_{\rm cyx} - T_{\rm III}) dx + \alpha_{\rm BII} (T_{\rm BII} - T_{\rm III}) dx = r\beta (d_{\rm Hac} - d_{\rm BII}) dx .$$
(4)

Выражение (3) означает, что изменение энтальпии потока воздуха в сухом канале равно изменению энтальпии потока воздуха во влажном канале.

Коэффициенты теплопередачи и массоотдачи в (1)-(4) рассчитывались по зависимостям, приведенным в [1-3]. Соотношение расходов в сухом и влажном

каналах оценивается выражением $m = G_{\text{сух}} / G_{\text{вл}}$ и может изменяться в пределах m = 0...1.

Значения удельных тепловых потоков можно оценить по следующим выражениям:

– тепловой поток, отводимый за счет конвекции от воздуха в сухом канале:

$$q_{c,cyx} = \alpha_{cyx} (T_{cyx} - T_{\Pi\Pi})$$

– тепловой поток, отводимый водяной пленке от воздуху во влажном канале за счет конвекции:

$$q_{C,BJ} = \alpha_{BJ} (T_{\Pi J} - T_{BJ});$$

 – тепловой поток, отводимый водяной пленке от воздуху во влажном канале за счет конвекции:

$$q_{C,B\Pi} = \beta r (d_{HAC} - d_{B\Pi}),$$

где *r* – скрытая теплота парообразования.

Математическая модель тепломассообменных аппаратов основана на численном методе расчета основных параметров потоков воздуха, таких как температура, влагосодержание и относительная влажность. Шаг дискретизации системы уравнений (1)–(4) принимался равномерным. Влияние числа узлов сетки на изменение температур на выходе из сухого и влажного каналов приведено на рис. 3.



Рис. 3 – Влияние числа узлов сетки:

а – противоточная схема; δ – *By-pass* (Re = 100, $t_{\text{вх}}$ = 30°C, $\varphi_{\text{вх}}$ = 0)

Fig. 3 – Effect of the number of grid nodes:

a – counter-current scheme; δ – *By-pass* (Re = 100, t_{BX} = 30°C, φ_{BX} = 0)

Сравнительный анализ показывает, что увеличение числа узлов сетки более 200 не приводит к заметному изменению результатов расчета, а только увеличивает время счета программы. Таким образом, для дальнейших параметрических исследований за оптимальный принимается размер сетки в 200 узлов.

Тестирование численного кода производилось путем сравнения полученных данных с результатами численных [9] (рис. 4, a, δ) и экспериментальных [2, 10] (рис. 4, e, c) исследований.

Сравнительный анализ графических зависимостей свидетельствует об адекватности математической модели разработанной численной программы. При этом максимальные относительные отклонения составляют: по температуре менее 1,5 °C, по влагосодержанию – менее 1 г/кг с.в. Некоторые отклонения температур разработанной модели и экспериментальных данных можно объяснить тем, что математическая модель не учитывает изменение коэффициентов тепло- и массоотдачи на начальном участке канала.

2. Обсуждение результатов

Результаты расчетов изменения параметров воздуха по длине ТМОА для сухого и влажного каналов для рассматриваемых схем показано на рис. 5. Видно, что температура воздуха в сухом канале за счет теплообмена с влажным каналом, где происходит испарение воды, интенсивно понижается по длине. Кроме того, в распределении температуры по длине во влажном канале имеется минимум, который обусловлен отводом теплоты на фазовый переход, а с другой стороны – подводом теплоты из сухого канала (рис. 5, ∂ , e). Указанный характер изменения температур наблюдается как для противоточной, так и для регенеративной схемы течения теплоносителей. При этом следует иметь в виду, что влагосодержание воздуха в сухом канале остается без изменений. Снижение температуры в сухом канале к его выходу является основным положительным фактором рассматриваемых схем тепломассообменных аппаратов косвенно-испарительного типа.



Рис. 4 - Тестирование расчетной модели:

а – противоточная схема (Re = 100, t_{ixx} = 30 °C, φ_{ixx} = 30 %); б – By-pass (Re = 100, t_{ixx} = 30 °C, φ_{ixx} = 30 %, m = 0.5); в – By-pass (u_{ixx} = 2,1 м/с, t_{ixx} = 32,6 °C, d_{ixx} = 14 г/кг, m = 0.32); г – By-pass (u_{ixx} = 2,4 м/с, m = 0.33)

Fig. 4 – Testing the computational model:

a – countercurrent circuit (Re = 100, t_{tx} = 30 °C, φ_{tx} =30 %); *b* – *By-pass* (Re = 100, t_{tx} = 30 °C, φ_{tx} = 30 °C, φ_{tx} = 30 %, *m* = 0,5); *b* – *By-pass* (u_{tx} = 2,1 M/c, t_{tx} = 32,6 °C, d_{tx} = 14 г/кг, m = 0,32); *c* – *By-pass* (u_{tx} = 2,4 M/c, *m* = 0,33)

Основным недостатком регенеративной схемы тепломассообменного аппарата является уменьшение массового потока сухого воздуха на выходе аппарата на величину $m = G_{\rm cyx} / G_{\rm BJ}$. Из рис. 5, δ также следует, что температура воздуха в сухом канале принимает значения существенно ниже температуры мокрого термометра и стремится к значению температуры «точки росы», что является термодинамическим пределом охлаждения для данной схемы. При этом влагосодержание потока во влажном канале увеличивается. Таким образом, можно сделать вывод о том, что тепломассообменные аппараты косвенно-испарительного типа целесообразно использовать не только в качестве охладителей, но и как увлажнителей. Следует также отметить, что для организации вышеуказанных процессов затрачивается только механическая энергия на привод вентиляторов для продувки воздухом соответствующих каналов.





a, *s*, *d* – противоточной; *б*, *c*, *e* – регенеративной схемы течения теплоносителей (Re = 100, $t_{\rm nx}$ = 30 °C, $\varphi_{\rm nx}$ = 30 %, *m* = 0,5)

Fig. 5 – Variation of parameters along the cooling path for: *a*, *b*, ∂ – countercurrent; δ , *c*, *e* – regenerative scheme of coolant flow (Re = 100, t_{nx} = 30 °C, ϕ_{nx} = 30 %, *m* = 0,5)

Изменение термодинамических параметров потоков при вариации входных параметров показано на рис. 6. Значения входных параметров в каналы варьировались в пределах: температура $t_{\rm BX} = 20...50$ °C, относительная влажность $\phi_{\rm BX} = 0...100$ %, число Рейнольдса Re = 50...1500.



Рис. 6 – Влияние исходных параметров на выходную температуру (Re = 100, t_{Ex} = 30 °C, φ_{Ex} = 30 %, m = 0,5)

Fig. 6 – Influence of initial parameters on the output temperature (Re = 100, t_{EX} = 30 °C, φ_{EX} = 30 %, m = 0,5)

Видно, что для противоточной и регенеративной схем тепломассообменных аппаратов изменения параметров имеют качественно схожий характер. В то же время в регенеративной схеме при одинаковых входных условиях удается получить более низкий уровень температур на выходе из сухого канала по сравнению с противоточной подачей теплоносителей. Следует отметить, что во всем диапазоне изменения $t_{\rm BX}$ для регенеративной схемы ТМОА температура на выходе принимает значения ниже температур мокрого термометра. Увеличение относительной влажности воздуха на входе в тепломассообменные аппараты характеризуется увеличением массовой концентрации паров воды во влажном канале, следовательно, уменьшением интенсивности испарительных процессов, и, как следствие, увеличением температуры рабочего потока воздуха $t_{\rm Bыx}$ на выходе их канала (рис. 6, δ).

Увеличение числа Рейнольдса, как это наглядно следует из рис. 6, *в* вызывает снижение удельных затрат тепловой энергии, расходуемых на испарение во влажных каналах, в результате чего эффективность охлаждения воздуха снижается. При Re < 200 температура $t_{вых}$ в регенеративном TMOA становится ниже температуры мокрого термометра и монотонно стремится к температуре точки росы $(t_{r,p})$. Следовательно, при данной геометрии каналов для получения более низких температур выходного воздуха необходимо уменьшать скорость течения в них. В области высоких чисел Рейнольдса (Re > 800) характеристики противоточной и регенеративной схем практически совпадают между собой.

Особо стоит рассмотреть влияние коэффициента расхода m на выходную температуру из регенеративного ТМОА. Из рис. 6, c видно, что при $m \approx 0, 25$ температура на выходе становится ниже температуры мокрого термометра. И при дальнейшем увеличении коэффициента расхода $t_{\rm вых}$ стремится к температуре «точки росы». Увеличение значения m соответствует уменьшению расхода полезно используемого воздуха, что приведет к уменьшению холодопроизводительности ТМОА регенеративного типа.

При расчете любого теплообменного аппарата актуальным является вопрос о влиянии входных параметров теплоносителей на его тепловую эффективность. Так как рассматриваемые схемы тепломассообменных аппаратов состоят из каналов, в одном из которых происходит охлаждение газа (сухой канал), а в другом его насыщение (влажный), то данные аппараты можно применять как для охлаждения потока воздуха, так и для его увлажнения. В результате эффективность работы тепломассообменных аппаратов можно оценить с помощью коэффициентов тепловой эффективности. Тепловую эффективность ТМОА можно рассчитывать по среднемассовой температуре на выходе из сухого канала и использовать в качестве характерной температуру мокрого термометра и температуру «точки росы» соответственно:

$$\varepsilon_{\mathrm{M,T}} = \frac{t_{\mathrm{BX}} - t_{\mathrm{BHX}}}{t_{\mathrm{BX}} - t_{\mathrm{M,T}}}, \qquad \varepsilon_{\mathrm{T,P}} = \frac{t_{\mathrm{BX}} - t_{\mathrm{BHX}}}{t_{\mathrm{BX}} - t_{\mathrm{T,P}}}.$$

Количественное изменение значений тепловых эффективностей для рассматриваемых схем приведено на рис. 7 при вариации числа Рейнольдса, температуры воздуха и его относительной влажности на входе в тепломассообменные аппараты.

Из представленных данных следует, что с увеличением числа Рейнольдса и уменьшением температуры и относительной влажности тепловые эффективности аппаратов имеют тенденцию к уменьшению соответствующих значений. Также необходимо отметить, что значения тепловой эффективности $\varepsilon_{M.T}$ превышают единицу для регенеративной схемы ТМОА. Тепловая эффективность теплообменных аппаратов косвенно-испарительного типа в 3–5 раз больше, чем у классического теплообменного аппарата. Это делает применение тепломассообменных ячеек более конкурентоспособными, чем теплообменные аппараты без применения фазовых переходов. Несмотря на указанные преимущества рассмотренных схем ТМОА, они имеют также и ряд недостатков, обусловленных прежде всего снижением холодопроизводительности при использовании воздуха с высокой относительной влажностью.



Рис. 7 – Тепловая эффективность тепломассообменных аппаратов (Re = 100, $t_{\text{вх}}$ = 30 °C, $\varphi_{\text{вх}}$ = 30 %, m = 0,5)

Fig. 7 – Thermal efficiency of heat and mass transfer apparatus (Re = 100, t_{ax} = 30 °C, φ_{ax} = 30 %, m = 0,5)

Заключение

По результатам проведенных работ можно сделать следующие выводы:

1) проведено численное исследование процессов тепломассообмена в аппаратах косвенно-испарительного типа при ламинарном режиме течения теплоносителей для противоточной и регенеративной схем подачи теплоносителей;

 тепломассообменные ячейки косвенно-испарительного типа имеют высокую экономичность, низкую удельную стоимость, небольшие эксплуатационные затраты, конструктивную простоту. Получаемый эффект охлаждения в ячейках косвенно-испарительного типа может быть достаточно высоким и сравнимым с традиционными схемами кондиционирования воздуха, в том числе с парокомпрессионными холодильными машинами;

3) несмотря на преимущества рассмотренных схем течения теплоносителей в тепломассообменных аппаратах, они имеют ряд недостатков, обусловленных прежде всего снижением холодопроизводительности при использовании воздуха с повышенной влажностью;

4) выбор конкретной конструктивной схемы течения потоков воздуха зависит от назначения и требуемых тепловых и влажностных выходных параметров ТМОА.

ЛИТЕРАТУРА

- Kashyap S., Sarkar J., Kumar A. Proposal and month-wise performance evaluation of a novel dual-mode evaporative cooler // Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 55 (12). – P. 3523–3536.
- Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration / J. Lin, K. Thu, T.D. Bui, R.Z. Wang, K.C. Ng, K.J. Chua // Energy Conversion and Management. – 2016. – Vol. 109. – P. 153–165.
- Pakari A., Ghani S. Regression models for performance prediction of counter flow dew point evaporative cooling systems // Energy Conversion and Management. – 2019. – Vol. 185. – P. 562–573.
- Горбачев М.В., Терехов В.И. Численное моделирование двухканального тепломассообменного аппарата косвенно-испарительного типа // XXXV Сибирский теплофизический семинар: тезисы докладов. – Новосибирск, 2019. – С. 329.
- Горбачев М.В., Кхафаджи Х.К., Терехов В.И. Численное исследование тепломассообменного аппарата косвенно-испарительного охлаждения воздуха // Седьмая Российская национальная конференция по теплообмену: труды РНКТ-7: в 3 т. – М., 2018. – Т. 2. – С. 329–332.
- Experimental and numerical investigation of a high-efficiency dew-point evaporative cooler / Y. Liua, Y.G. Akhlaghi, X. Zhao, J. Li // Energy and Buildings. – 2019. – Vol. 197. – P. 120–130.
- On the exergy analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler / J. Lin, T.D. Bui, R. Wang, K.J. Chua // Energy. – 2018. – Vol. 165. – P. 958–971.
- On the fundamental heat and mass transfer analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler / J. Lin, T.D. Bui, R. Wang, K.J. Chua // Applied Energy. – 2018. – Vol. 217. – P. 126–142.
- 9. Кхафаджи Х.К. Тепломассообмен в энергоэффективных системах косвенно-испарительного охлаждения: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2017. – 22 с.
- Riangvilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system // Energy and Buildings. – 2010. – Vol. 42. – P. 637–644.

COMPARATIVE ANALYSIS OF HEAT AND MASS TRANSFER APPARATUS SCHEMES FOR INDIRECT-EVAPORATIVE AIR COOLING

Gorbachev M.V.¹, Terekhov V.I.^{1,2}

¹Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia ²Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia

In this paper, a comparative analysis of schemes of heat and mass transfer devices of indirect evaporation type is carried out. These devices are a family of plane-parallel channels, in one of which the evaporation of water film takes place. Mathematical modeling of heat and mass transfer devices is based on solving a system of differential equations that represent the heat balance equations for each of the channels. Numerical studies are carried out in a wide range of input parameters: temperature from 15 to 50 °C, relative air humidity from 20 to 100 %, and Reynolds number 50...1500. The calculations are carried out at atmospheric

Keywords: evaporation cooling, wet bulb temperature, dew point temperature, efficiency, numerical modeling.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-18-28

REFERENCES

- 1. Kashyap S., Sarkar J., Kumar A. Proposal and month-wise performance evaluation of a novel dual-mode evaporative cooler. *Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 55 (12), pp. 3523–3536.
- Lin J., Thu K., Bui T.D., Wang R., Ng K.C., Chua K.J. Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 109, pp. 153–165.

- Pakari A., Ghani S. Regression models for performance prediction of counter flow dew point evaporative cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 2019, vol. 185, pp. 562–573.
- Gorbachev M.V., Terekhov V.I. [Numerical simulation of a two-channel heat and mass exchange apparatus of indirect evaporation type]. XXXV Sibirskii teplofizicheskii seminar [XXXV Siberian thermophysical seminar]. Abstracts, Novosibirsk, 2019, p. 329. (In Russian).
- Gorbachev M.V., Khafaji H.Q., Terekhov V.I. [Numerical study of heat and mass transfer apparatus for indirect evaporative air cooling]. *Sed'maya Rossiiskaya natsional'naya konferentsiya po teploobmenu: trudy RNKT-7* [Seventh Russian national conference on heat transfer]. Moscow, 2018, vol. 2, pp. 329–332. (In Russian).
- Liua Y., Akhlaghi Y.G., Zhao X., Li J. Experimental and numerical investigation of a highefficiency dew-point evaporative cooler. *Energy and Buildings*, 2019, vol. 197, pp. 120–130.
- 7. Lin J., Bui T.D., Wang R., Chua K.J. On the exergy analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler. *Energy*, 2018, vol. 165, pp. 958–971.
- 8. Lin J., Bui T.D., Wang R., Chua K.J. On the fundamental heat and mass transfer analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler. *Applied Energy*, 2018, vol. 217, pp. 126–142.
- 9. Khafaji H.Q. *Teplomassoobmen v energoeffektivnykh sistemakh kosvenno-isparitel'nogo okhlazhdeniya*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Heat and mass transfer in energy efficient systems of indirect evaporative cooling. PhD eng. sci. diss.]. Novosibirsk, 2017. 22 p.
- Riangvilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42, pp. 637–644.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Горбачев Максим Викторович – родился в 1982 году, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой технической теплофизики Новосибирского государственного технического университета. Область научных интересов: тепломассообмен, испарительное охлаждение потоков воздуха, численное моделирование. Опубликовано более 80 научных работ. (Адрес: 630073, Россия, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. E-mail: m.gorbachev@corp.nstu.ru).

Gorbachev Maksim Victorovich (b. 1982) – Candidate of Sciences (Eng.), senior researcher, head of Technical Thermal Physics Department. His research interests are currently focused on heat-mass transfer, evaporation cooling of air flow, numeraical modeling. He is author of 80 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: m.gorbachev@corp.nstu.ru).

Терехов Виктор Иванович – родился в 1944 году, д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник лаборатории термогазодинамики, ИТ СО РАН. Область научных интересов: теория тепломассообмена, теплофизика, турбулентность, экспериментальные и численные методы. Опубликовано около 500 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru).

Terekhov Viktor Ivanovich (b. 1944) – Doctor of Sciences (Eng.), Professor, Chief Researcher, Thermogasodynamics Laboratory, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat- and mass transfer theory, thermal physics, turbulence, experimental and numerical modeling. He is author of 500 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru).

> Статья поступила 20 сентября 2022 г. Received September 20, 2022

To Reference:

Gorbachev M.V., Terekhov V.I. Sravnitel'nyi analiz skhem teplomassoobmennykh apparatov kosvenno-isparitel'nogo okhlazhdeniya vozdukha [Comparative analysis of heat and mass transfer apparatus schemes for indirect-evaporative air cooling]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 18–28. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-18-28.

ДОКЛАДЫ АН ВШ РФ октябрь-декабрь

№ 4 (57)

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 620.92, 536.6

2022

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МУЛЬТИЦИЛИНДРОВОГО ТЕПЛОВОГО ГЕНЕРАТОРА НА ОСНОВЕ ТЕЧЕНИЯ КУЭТТА–ТЭЙЛОРА

Н.Б. Миськив, А.Д. Назаров, А.Ф. Серов, В.Н. Мамонов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН

Основой конструкции эффективного ветротеплогенератора являются два ротора, вложенных в кольцевые зазоры друг друга и образующих систему цилиндрических коаксиальных кольцевых каналов, заполненных вязкой рабочей жидкостью. Роторы приводятся во встречное вращение ветродвигателями. При встречном вращении роторов в кольцевых каналах конструкции возникает течение Куэтта-Тэйлора, в котором за счет интенсивных касательных напряжений, возникающих в рабочей жидкости, происходит диссипация механической энергии ветродвигателей и превращение этой энергии в тепло. В зависимости от свойств рабочей жидкости, частоты вращения роторов, количества кольцевых каналов и их геометрии существуют сочетания параметров для оптимальной конструкции ветротеплогенератора. Предлагаемый метод подбора конструктивных параметров коаксиальных многоцилиндровых роторов позволяет непосредственно выбирать оптимальную конструкцию этих роторов для заданной мощности теплогенератора и свойств вязкой рабочей жидкости. Агрегат, состоящий из двух роторных ветродвигателей, установленных перпендикулярно к потоку воздуха, позволяет преобразовывать энергию ветра в тепловую энергию в широком диапазоне частоты вращения роторов. Конструкция многоцилиндровой системы теплогенератора, в котором используется кольцевое течение Куэтта-Тэйлора, представлена в виде эквивалентного одиночного кольцевого зазора, что позволило обобщить результаты исследований таких генераторов, проведенных с различными рабочими жидкостями при различных условиях, в виде единой зависимости безразмерной мощности теплогенератора от числа Рейнольдса. Полученная зависимость хорошо аппроксимируется линейной функцией в экспериментально исследованном диапазоне чисел Рейнольдса 700 < Re < 20 000. На основе полученной аппроксимации предложен алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости. В качестве примера приведены расчеты конструктивных размеров девяти вариантов теплогенераторов для трех значений мощности: 10, 20 и 50 кВт.

Ключевые слова: ветротеплогенератор, течение Куэтта–Тэйлора, диссипация энергии, момент сопротивления вращению, тепловая мощность, расчет конструктивных параметров теплогенератора.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-29-38

Введение

Анализ ветровых ресурсов России показывает огромный технический потенциал использования энергии ветра [1]. В частности, в Новосибирской области этот показатель в среднем равен 350 МВт · ч/год, а в более северных регионах (например, Красноярский край, Якутия, ЯНАО, Чукотский АО) может достигать более 2000 МВт · ч/год, при средней скорости ветра около 5 м/с. Освоение и использование этих ресурсов имеет большие перспективы для развития новой

© 2022 Н.Б. Миськив, А.Д. Назаров, А.Ф. Серов, В.Н. Мамонов

Работа по созданию экспериментального стенда выполнена в рамках государственного задания ИТ СО РАН. Работа по расчету конструктивных параметров теплогенератора выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (мегагрант № 075-15- 2021-575).

области альтернативной энергетики – ветровой теплогенерации. Причины поиска и развития альтернативных источников энергии связаны с ростом мирового энергопотребления, низким риском причинения вреда экологии, с отсутствием традиционных источников или сложностью их реализации на местах. Переход к возобновляемым источниками энергии также необходим для смягчения последствий глобального потепления и обеспечения национальной энергетической безопасности.

Ветрогенераторы в настоящее время в основном используются для получения электроэнергии. Анализ энергопотребления на различных объектах, в частности в домашнем хозяйстве, показывает, что энергопотребление в странах с холодным климатом в виде электроэнергии составляет около 25 % от общей потребности в энергии. Основная часть энергии потребляется в виде теплоты на отопление и горячее водоснабжение зданий и сооружений. Таким образом, в практическом плане достаточно актуальной является возможность прямого преобразования механической энергии ветра в тепловую. Среди всех существующих методов прямого преобразования механической энергии ветра в тепло наиболее эффективным и доступным [2] является использование диссипативных свойств вязкой жидкости, характеризующих ее способность превращать энергию упорядоченного движения в тепловую энергию.

В частности, представляет интерес рассмотреть в качестве такого генератора тепла устройство, в котором тепло выделяется в объеме жидкости, находящейся в системе узких кольцевых зазоров между коаксиальными, вращающимися навстречу друг другу цилиндрами (круговое течение Куэтта–Тэйлора).

Конструктивно рабочая часть теплогенератора состоит из двух мультицилиндровых роторов, вложенных друг в друга и образующих систему кольцевых коаксиальных каналов [3]. В работе [4] были представлены результаты экспериментального исследования развиваемой таким тепловым генератором мощности в случае, когда его роторы вращались независимо друг от друга с одинаковой угловой скоростью во встречных направлениях. Этот вариант может быть легко реализован при использовании двух ветровых колес без дополнительной редукции или же с одним колесом, но с раздачей вращательного движения на оба ротора [5].

В [4] был рассмотрен вопрос об обобщении полученных экспериментальных данных с помощью замены реальной мультицилиндровой (многощелевой) конструкции теплогенератора эквивалентной моделью с двумя оппозитно вращающимися цилиндрами (одиночный эквивалентный зазор). На основе такого моделирования предлагается алгоритм расчета геометрических параметров мультицилиндрового теплогенератора заданной мощности.

В настоящей работе на основе результатов, полученных в [4], подробно изложена методика расчета геометрических параметров теплогенератора заданной мощности с заданной относительной скоростью вращения роторов. Приведены примеры расчетов параметров теплогенераторов различной мощности, предназначенных для работы с рабочими жидкостями, имеющими широкий диапазон вязкости. Для цельности изложения материала кратко приведены основные результаты, полученные в [4].

Работа продолжает цикл работ авторов [3–5] по исследованию теплогенераторов, в конструкции которых используется кольцевое течение Куэтта–Тэйлора.

1. Экспериментальный теплогенератор и методы измерений

Экспериментальная установка представляла собой устройство, в котором два низкооборотных электропривода с регулируемым числом оборотов (имитация двух роторных ветродвигателей) приводят во вращение роторы макета теплогенератора.

Теплогенератор (рис. 1) состоял из двух однотипных роторов, вложенных в кольцевые зазоры друг друга и образующих систему цилиндрических коаксиальных кольцевых каналов диаметром от $D_{\min} = 0,196$ м до $D_{\max} = 0,304$ м. Каждый ротор имел семь цилиндрических колец, изготовленных из полос алюминиевого сплава высотой 0,05 м и толщиной 1,5 мм. Образующаяся коаксиальная мультицилиндровая система состояла из 13 кольцевых цилиндрических каналов: семи каналов шириной 2 мм и шести каналов шириной 3,6 мм. Объем, занятый жидкостью в кольцевых каналах теплогенератора, был равен 1,4·10⁻³ м³. Конструкция теплогенератора имела массу 17 кг.



Puc. 1 - Эскиз конструкции роторов теплогенератора*Fig.*<math>1 - Schematic design of heat generator rotors

Схема экспериментальной установки с макетом теплогенератора представлена на рис. 2. Установка позволяла исследовать влияние вязкости рабочей жидкости и угловой скорости вращения роторов на величину сопротивления их встречному вращению. Все измерения проведены в диапазоне скоростей вращения реально существующих роторных ветродвигателей, частота вращения которых не превышает 5 Гц.





Fig. 2 - Scheme of the experimental setup with a heat generator model

При проведении экспериментов выделяемая генератором тепловая мощность (1) определялась на основании измеренного момента сопротивления вращению роторов теплогенератора по формуле

$$N = M\Omega, \tag{1}$$

где N – мощность, Вт; M – измеренный момент сопротивления вращению роторов, Н · м; Ω – относительная угловая скорость вращения роторов, рад/с.

Измерение момента сопротивления вращению роторов осуществлялось следующим образом: статор нижнего привода 3 (см. рис. 2) был заторможен, а статор верхнего привода 2 был подвешен на свободно вращающейся оси подвески. Момент сопротивления вращению передавался через плечо рычага длиной h = 0,115 м на тензометрический датчик системы регистрации момента сопротивления 7. Данные регистрировались цифровым осциллографом PC-Lab2000SE в режиме записи момента сопротивления вращению.

Скорость вращения нижнего 3 и верхнего 2 электроприводов изменялась независимо друг от друга с помощью блоков управления 4, а частота их вращения измерялась с помощью двух датчиков оборотов 10.

Внутренний объем теплогенератора 1 был последовательно включен в замкнутый гидравлический контур, основным элементом которого была термостатированная емкость 14. Гидравлический контур был заполнен рабочей жидкостью. Режимы циркуляции рабочей жидкости обеспечивались насосом 13 и запорнорегулирующей арматурой 6. Система термостатирования емкости 14 (на рис. 2 не изображена) позволяла поддерживать постоянное, заданное для проведения конкретного эксперимента значение температуры циркулирующей в гидравлическом контуре рабочей жидкости с погрешностью $\pm 0,2$ °C. Датчик температуры 8с электронным блоком 9 обеспечивал измерение температуры рабочей жидкости во внутреннем объеме теплогенератора с погрешностью $\pm 0,1$ °C. Информация с тензодатчика 7, электронного блока 9 термометра 8, тахометров 10 и расходомера 12 поступала для обработки в микропроцессорный блок 11, а затем передавалась в компьютер для архивирования и хранения. В качестве рабочей жидкости использовались дистиллированная вода и водоглицериновые растворы различных концентраций.

2. Обобщение экспериментальных данных

В ходе исследований, подробно описанных в работе [4], были получены экспериментальные данные для конкретной геометрии и размеров макета теплогенератора. Эти данные трудно использовать для анализа работы теплогенераторов иной геометрии и размеров. Одним из возможных подходов к обобщению полученных данных является представление конструкции теплогенератора в виде одиночного эквивалентного кольцевого канала между двумя коаксиальными цилиндрами. В качестве базисных величин такого эквивалентного канала было принято, что:

– радиус внутреннего цилиндра равен среднему значению радиуса мультицилиндровой системы (рис. 1) $R_{2} = R_{cp} = 0,124$ м;

– высота эквивалентного канала равна сумме высот всех каналов теплогенератора $L_2 = \sum L = 13 \cdot 0,05 = 0,65$ м;

– объем эквивалентного канала равен сумме объемов кольцевых зазоров теплогенератора $V = \sum V_i = 1, 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;

– ширина эквивалентного канала (зазора между двумя цилиндрами) равна $\delta = V / (2\pi R_2 L) = 0,0027$ м;

– радиус внешнего цилиндра эквивалентного канала $R_0 = R_2 + \delta$.

Такой подход полностью оправдал себя. Он позволил представить приведенные в [4] экспериментальные данные в виде единой безразмерной зависимости в виде функции от числа Рейнольдса:

$$N_{\rm E} = f({\rm Re}) \,. \tag{2}$$

Эта зависимость может являться основой для проведения расчетов геометрических параметров теплогенераторов заданной мощности при заранее заданных скоростях вращения роторов теплогенератора и вязкости рабочей жидкости.

Рассмотрим безразмерную зависимость (2) более подробно. Здесь безразмерный комплекс

$$N_{\rm b} = N / m v \Omega^2 \tag{3}$$

интерпретируется как безразмерная мощность: N, Вт – мощность теплогенератора (1); m, кг – масса рабочей жидкости в кольцевых зазорах теплогенератора; v, m^2/c – кинематическая вязкость рабочей жидкости; Ω , рад/с – относительная угловая скорость вращения роторов теплогенератора.

Безразмерный комплекс

$$\operatorname{Re} = R_{2} \delta \Omega / \nu \tag{4}$$

представляет собой традиционную форму числа Рейнольдса, принятую при исследованиях течения Куэтта–Тэйлора [6]. Здесь R_9 – радиус внутреннего цилиндра эквивалентного кольцевого канала, который равен среднему значению радиуса мультицилиндровой системы, м; v – кинематическая вязкость рабочей жидкости м²/с; δ – ширина эквивалентного кольцевого канала м; Ω – относительная угловая скорость вращения роторов теплогенератора, рад/с.

На рис. З полученные экспериментальные данные представлены в виде обобщенной безразмерной зависимости $N_{\rm E} = f({\rm Re})$.



Fig. 3 - Generalized dimensionless dependence

Как видно из графика, все экспериментальные данные, полученные в экспериментах, существенно отличающихся по условиям их проведения (переменная

частота вращения роторов теплогенератора, разная вязкость и температура рабочей жидкости) хорошо обобщаются единой зависимостью. Эта зависимость в практически важном диапазоне чисел Рейнольдса вполне удовлетворительно аппроксимируется линейной зависимостью:

$$N_{\rm E} = 0,0027\,{\rm Re} + 0,55\,. \tag{5}$$

3. Методика расчета параметров теплогенератора

Безразмерная зависимость (5) дает возможность рассчитать геометрические конструктивные параметры многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритные размеры этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости.

Приведем пример расчета нескольких вариантов геометрических параметров теплогенератора мощностью 10, 20 и 50 кВт, у которых максимальная частота вращения каждого ротора составляет f = 5 Гц. Выполним для каждого значения мощности генератора три варианта расчета, которые отличаются друг от друга значениями вязкости рабочей жидкости v, шириной кольцевого зазора δ , средним радиусом кольцевого зазора R_3 и конструктивной высотой колец роторов тепло-генератора L. Эти варианты значений исходных параметров рассчитываемого теплогенератора приведены в табл. 1.

Таблица 1 / Table 1

Исходные данные для расчета геометрических параметров теплогенератора Initial data for calculating the heat generator geometric parameters

Номер	Ν,	<i>f</i> ,	$v \cdot 10^{-6}$,	ρ,	R_{2} ,	δ,	δ _{ст} ,	<i>L</i> ,
варианта	кВт	Гц	м ² /с	кг/м ³	М	ММ	MM	MM
1	10	5	5	1100	0,20	3	1	200
2	10	5	10	1130	0,20	4	1	150
3	10	5	15	1160	0,25	5	1	100
4	20	5	5	1100	0,25	3	1	300
5	20	5	10	1130	0,30	4	1	200
6	20	5	15	1160	0,35	5	1	100
7	50	5	5	1100	0,25	3	1	500
8	50	5	10	1130	0,30	4	1	400
9	50	5	15	1160	0,35	5	1	300

Расчет параметров вариантов теплогенератора производится в следующей последовательности.

1. По формуле (4) вычисляем число Рейнольдса Re. Так как для дальнейших расчетов используется экспериментально полученная безразмерная зависимость $N_{\rm E} = f({\rm Re})$, то рекомендуется выбирать исходные параметры для расчета теплогенератора таким образом, чтобы полученные расчетные значения числа Рейнольдса находились в линейной части экспериментально исследованной области зависимости $N_{\rm E}$ (рис. 3). Например, это может быть область 1000 < Re < 10 000. Такое ограничение введено для того, чтобы проводимый расчет не выходил за рамки проведенных экспериментальных исследований. Вполне возможно, что методика расчета будет работать и вне этих рамок. Такое допущение требует дополнительных исследований. 2. По формуле (5) вычисляем значения безразмерного комплекса N_Б.

3. Используя формулу (3), вычисляем значения массы рабочей жидкости, которая должна находиться в кольцевых зазорах рассчитываемого теплогенератора:

$$m = N / N_{\rm E} v \Omega^2$$

4. Используя заданные в табл. 1 значения плотностей рабочей жидкости ρ , вычисляем значения объема рабочей жидкости в кольцевых зазорах рассчитываемого теплогенератора: $V = m / \rho$.

5. Вычисляем высоту эквивалентного кольцевого зазора L_3 по формуле $L_3 = V / 2\pi R_3 \delta$. Здесь $2\pi R_3 \delta$ – площадь поперечного сечения эквивалентного кольцевого зазора.

6. Вычисляем количество кольцевых каналов (зазоров) n в многоцилиндровой конструкции теплогенератора: $n = L_3 / L$, где L – заданная высота системы кольцевых зазоров теплогенератора. Полученные дробные значения величин n округляются до целых значений (в сторону увеличения n).

7. Учитывая заданные значения ширины кольцевых зазоров δ , толщины стенок между ними δ_{ct} и вычисленное значение количества кольцевых зазоров n, рассчитываем минимальный D_{min} и максимальный D_{max} диаметр расчетных вариантов многоцилиндровых кольцевых систем теплогенератора по формулам:

$$D_{\min} = 2(R_{9} - n/2(\delta_{cT} + \delta)),$$
$$D_{\max} = 2(R_{9} + n(\delta_{cT} + \delta)).$$

Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 2 / Table 2

Номер	Re	N,	$N_{\rm b}$	m,	V,	L ₃ ,	n,	D _{min} ,	D _{max} ,
варианта		KDT		KI	M	M	шт.	М	M
1	7536	10	33,6	15,1	13,7	3,64	18	0,327	0,473
2	5024	10	22,8	11,1	9,8	1,96	13	0,335	0,465
3	5233	10	23,7	7,1	6,2	0,78	8	0,453	0,547
4	9420	20	41,7	24,3	22,1	4,70	16	0,437	0,562
5	7536	20	33,6	15,1	13,4	1,77	9	0,556	0,644
6	7327	20	32,7	10,3	8,9	0,81	8	0,651	0,749
7	9420	50	41,7	60,8	55,3	11,74	23	0,406	0,594
8	7536	50	33,6	37,7	33,4	4,43	11	0,545	0,655
9	7327	50	32,7	25,9	22,3	2,03	7	0,659	0,741

Результаты расчета геометрических параметров теплогенератора Calculation results of the heat generator geometric parameters

Выводы

Представление конструкции многоцилиндровой системы теплогенератора, в котором используется кольцевое течение Куэтта–Тэйлора, в виде эквивалентного одиночного кольцевого зазора позволило обобщить результаты исследований таких генераторов, проведенных с различными рабочими жидкостями при различных условиях, в виде единой зависимости безразмерной мощности теплогенератора от числа Рейнольдса: $N_{\rm E} = f({\rm Re})$

Полученная зависимость хорошо аппроксимируется линейной функцией в экспериментально исследованном диапазоне чисел Рейнольдса 700 < Re < 20 000 .

На основе полученной аппроксимации предложен алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости.

В качестве примера приведены расчеты конструктивных размеров девяти вариантов теплогенераторов для трех значений мощности: 10, 20 и 50 кВт.

ЛИТЕРАТУРА

- Атлас ресурсов возобновляемой энергии на территории России / Т.И. Андреенко, Т.С. Габдерахманова, О.В. Данилова и др. – М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2015. – 160 с.
- State of the art of windthermal turbines: a systematic scoping review of direct wind-to-heat conversion technologies / M. Neumeier, M. Cöster, R. Adriano, R.A. Marques Pais, S. Levedag // Journal of Energy Resources Technology. – 2021. – Vol. 144. – P. 040802. – DOI: 10.1115/1.4052616.
- Experimental investigation of energy dissipation in the multi-cylinder Couette-Taylor system with independently rotating cylinders / A.F. Serov, A.D. Nazarov, V.N. Mamonov, V.I. Terekhov // Applied Energy. – 2019. – Vol. 251. – P. 113362. – DOI: 10.1016/ j.apenergy.2019.113362.
- 4. Генерация тепла в мультицилиндровой системе Куэтта-Тэйлора / В.Н. Мамонов, Н.Б. Миськив, А.Д. Назаров, А.Ф. Серов, В.И. Терехов // Теплофизика и аэромеханика. – 2019. – Т. 26, № 5. – С. 729–739.
- Патент № 2774137 Российская Федерация. Многощелевой оппозитный ветротеплогенератор на эффекте Куэтта–Тэйлора с распределителем вращательного момента от вала удаленного ветроколеса: зарег. 15.06.2022 / Серов А.Ф., Назаров А.Д., Миськив Н.Б., Мамонов В.Н., Терехов В.В.
- 6. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.

CALCULATION OF THE STRUCTURAL PARAMETERS OF A MULTI-CYLINDER THERMAL GENERATOR BASED ON THE COUETTE-TAYLOR FLOW

Miskiv N.B., Nazarov A.D., Serov A.F., Mamonov V.N.

Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS, Novosibirsk, Russia

Direct conversion of wind energy into heat is a relevant direction for the development of alternative heat power engineering. The paper considers an efficient wind heat generator that consists of two rotors nested in each other's annular gaps and forming a system of cylindrical coaxial annular channels filled with a viscous working fluid. Depending on the properties of the working fluid, the velocity of the rotors, the number of annular channels and their geometry, there are combinations of parameters for the optimal design of the heat generator. The proposed method for selecting the design parameters of coaxial rotors makes it possible to directly select the optimal design of rotors for a given power of the heat generator and the properties of a viscous working fluid. The design of the multi-cylinder system of the heat generator, which uses the annular Couette–Taylor flow, is presented in the form of an equivalent single annular gap, which made it possible to generalize the results of investigations carried out with different working fluids under various conditions, in the form of a single dependence of the dimensionless power of the heat generator on the number Reynolds. The obtained dependence is well approximated by a linear function in the experimentally studied range of Reynolds numbers. An algorithm for calculating the geometric design parameters of a multi-cylinder annular system is proposed. As an example, calculations of the structural dimensions of nine variants of heat generators for three power values are given: 10 kW, 20 kW and 50 kW.

Keywords: wind-heat generator, Couette-Taylor flow, energy dissipation, moment of resistance to rotation, thermal power, calculation of heat generator design parameters.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-29-38

REFERENCES

- Andreenko T.I., Gabderakhmanova T.S., Danilova O.V., et all. *Atlas resursov vozobnovlyaemoi energii na territorii Rossii* [Atlas of renewable energy resources in Russia]. Moscow, RKhTU im. D.I. Mendeleeva Publ., 2015. 160 p.
- Neumeier M., Cöster M., Marques Pais R.A., Levedag S. State of the art of windthermal turbines: a systematic scoping review of direct wind-to-heat conversion technologies. *Journal* of Energy Resources Technology, 2021, vol. 144, p. 040802. DOI: 10.1115/1.4052616.
- Serov A.F., Nazarov A.D., Mamonov V.N., Terekhov V.I. Experimental investigation of energy dissipation in the multi-cylinder Couette–Taylor system with independently rotating cylinders. *Applied Energy*, 2019, vol. 251, p. 113362. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.113362.
- Mamonov V.N., Miskiv N.B., Nazarov A.D., Serov A.F., Terekhov V.I. Heat generation in a Couette–Taylor flow multicylinder system. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2019, vol. 26, no. 5, pp. 683–692. DOI: 10.1134/S0869864319050068. Translated from *Teplofizika i aeromekhanika*, 2019, vol. 26, no. 5, pp. 729–739.
- Serov A.F., Nazarov A.D., Miskiv N.B., Mamonov V.N., Terekhov V.I. *Mnogoshchelevoi* oppozitnyi vetroteplogenerator na effekte Kuetta-Teilora s raspredelitelem vrashchatel'nogo momenta ot vala udalennogo vetrokolesa [Multi-gap opposing wind heat generator based on the Couette-Taylor effect with a torque distributor from the shaft of a remote wind wheel]. Patent RF, no. 2774137, 2022.
- Schlichting H. *Teoriya pogranichnogo sloya* [Boundary-layer theory]. Moscow, Nauka Publ., 1974. 712p. (In Russian).

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



Миськив Николай Богданович – родился в 1991 году, младший научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: альтернативная теплоэнергетика, спрейное охлаждение, капельное испарение наножидкостей, автоматизация научных исследований. Опубликовано 22 научные работы. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. E-mail: nikerx@gmail.com).

Miskiv Nikolay Bogdanovich (b. 1991) – junior researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on alternative heat power engineering, spray cooling, nanofluid droplet evaporation, automation of scientific research. He is author of 22 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: nikerx@gmail.com).



Назаров Александр Дмитриевич – родился в 1964 году, д-р техн. наук, ведущий научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: тепломассообмен и динамические характеристики в двухфазных и газокапельных потоках, разработка методов и средств исследования физических процессов. Опубликовано 200 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. Е-mail: nazarov@itp.nsc.ru).

Nazarov Alexandr Dmitrievich (b. 1964) – Doctor of Sciences (Eng.), leading researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat and mass transfer and dynamic characteristics in two-phase and gas-droplet flows, development of methods and means for studying physical processes. He is author of 200 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: nazarov@itp.nsc.ru).



Серов Анатолий Федорович – родился в 1938 году, д-р техн. наук, профессор, ведущий научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: экспериментальная физика. Опубликовано 300 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. E-mail: serov@itp.nsc.ru).

Serov Anatoliy Fedorovich (b. 1938) – Doctor of Sciences (Eng.), professor, leading researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on experimental physics. He is author of 300 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: serov@itp.nsc.ru).



Мамонов Валерий Николаевич – родился в 1943 году, канд. техн. наук, научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: тепломассообмен и динамические характеристики в двухфазных и газокапельных потоках, энергосберегающие технологии получения тепловой и электрической энергии. Опубликовано 150 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. Е-mail: mamonovvn@mail.ru).

Mamonov Valeriy Nikolaevich (b. 1943) – Candidate of Sciences (Eng.), researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat and mass transfer and dynamic characteristics in two-phase and gas-droplet flows, energy-saving technologies for obtaining thermal and electrical energy. He is author of 150 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: mamonovvn@mail.ru).

Статья поступила 21 сентября 2022 г. Received September 21, 2022

To Reference:

Miskiv N.B., Nazarov A.D., Serov A.F., Mamonov V.N. Raschet konstruktivnykh parametrov mul'titsilindrovogo teplovogo generatora na osnove techeniya Kuetta-Teilora [Calculation of the structural parameters of a multi-cylinder thermal generator based on the Couette-Taylor flow]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 29–38. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-29-38.

ДОКЛАДЫ АН ВШ РФ

октябрь-декабрь

<u>№</u> 4 (57)

УДК 621.57

2022

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ РОССИЙСКИХ АБСОРБЦИОННЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ НА ПГУ-ТЭЦ

Д.Г. Мухин^{1,2}, К.И. Степанов², С.Л. Елистратов¹

¹Новосибирский государственный технический университет ²Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН

Электрическая мощность энергоустановок на базе газовых турбин (ГТУ) уменьшается с ростом температуры воздуха и как следствие снижения его массового расхода на входе в компрессор. Это делает актуальным разработку методов повышения плотности воздуха за счет понижении его температуры при работе в жарких засушливых регионах и регионах с тропическим влажным климатом. Для охлаждения воздуха предложено использовать абсорбционные холодильные машины (АБХМ). Показано, что для охлаждения воздуха в сухом жарком климате достаточно использовать АБХМ с одноступенчатой абсорбцией. Для влажного тропического климата, где требуется более глубокое охлаждение воздуха с одновременным понижением его влагосодержания, предлагается использовать АБХМ с двухступенчатой абсорбцией, которые способны вырабатывать холод отрицательных температур. Для этого предложено ввести в состав стандартной промышленной конструкции АБХМ с одноступенчатой абсорбцией дополнительный блок испарения и абсорбции с периферийным оборудованием. Произведена оценка сравнительной энергетической эффективности АБХМ стандартной конструкции и АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при охлаждении воздуха на входе в компрессор ГТУ. Для таких критически важных для экономики России объектов, как газоперекачивающие станции с использованием ГТУ, предложена установка АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и отводом теплоты абсорбции водооборотными системами охлаждения на основе градирен либо при помощи аппаратов воздушного охлаждения (драйкулеров) с возможностью отключения при необходимости дополнительного блока испарения и абсорбции.

Ключевые слова: газотурбинная энергетическая установка, абсорбционная холодильная машина, двухступенчатая абсорбция, энергетическая эффективность, охлаждение воздуха, выносной блок испарения и абсорбции.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-39-49

Введение

Парогазовые электростанции (ПГУ-ТЭС) являются современным трендом развития мировой теплоэнергетики [1]. Коэффициент полезного действия по выработке электроэнергии в системе «газотурбинная установка (ГТУ) – котелутилизатор дымовых газов – паровая турбина» достигает 60 % [2]. Электрическая мощность ПГУ-ТЭС определяется массовым расходом воздуха, который зависит от плотности и температуры воздуха на входе в компрессор ГТУ. Высокая температура окружающего воздуха ограничивает массовый расход воздуха и снижает выходную мощность газовой турбины. По разным данным повышение температуры воздуха на 5 °С приводит к снижению номинальной мощности ГТУ на 3,2 % [2], а по данным [3] – на 1 % при повышении температуры воздуха на входе в ГТУ в летний период работы и особенно в тропических влажных и жарких засушливых регионах.

Оценка энергетической эффективности АБХМ для условий охлаждения дутьевого воздуха на входе в ГТУ выполнена в рамках государственного задания ИТ СО РАН АААА-А17-121031800229-1.

^{© 2022} Д.Г. Мухин, К.И. Степанов, С.Л. Елистратов

Основным техническим решением для повышения эффективности работы ГТУ в таких условиях является искусственное охлаждение воздуха на входе в компрессор. Для этого во всасывающий воздуховод устанавливается теплообменник с развитой поверхностью теплообмена со стороны воздуха и каплеуловительная система с отводом влаги. В трубное пространство теплообменника подается жидкость, охлажденная в холодильной машине.

Охлаждение может производиться с помощью электроиспользующих парокомпрессионных (ПКТТ) и теплоиспользующих абсорбционных бромистолитиевых (АБТТ) термотрансформаторов. ПКТТ для охлаждения практически не используются, так как для их работы необходимо затратить значительную часть вырабатываемой электроэнергии [3], что является их существенным недостатком. Для обеспечения работы АБТТ в режиме производства холода положительных и отрицательных температур используют высокопотенциальную тепловую энергию, источники которой имеются на тепловых электростанциях. Таким образом, применение АБТТ, работающих в режиме холодильных машин (АБХМ), является наиболее целесообразным для охлаждения воздуха на воде в ГТУ для увеличения мощности ПГУ-ТЭЦ.

1. АБТТ с одноступенчатой абсорбцией и десорбцией

Принцип работы простейшего АБТТ с одноступенчатой абсорбцией и десорбцией (рис. 1) основан на способности водного раствора бромида лития поглощать водяной пар, имеющий в равновесном состоянии более низкую температуру, чем раствор [4]. Благодаря этому возможна передача низкопотенциального тепла от охлаждаемой среды на более высокий температурный уровень, который пригоден либо для сброса в атмосферу (как в АБХМ), либо используется для нагрева жидкости, как это происходит в тепловых насосах (АБТН). Таким образом, в АБХМ полезным продуктом является вода, охлаждённая в испарителе. В АБТН продуктом является горячая вода, последовательно нагреваемая в абсорбере и конденсаторе. Внутри АБТТ давление существенно ниже атмосферного, что исключает попадание рабочего тела в охлаждаемую и нагреваемую среду. Хладагентом в этих машинах, как правило, также является вода. В качестве греющего источника в АБТТ могут быть использованы водяной пар, горячая вода, природный газ и сбросные дымовые газы.

Показателем энергетической эффективности АБТТ, работающего в режиме холодильной машины (АБХМ), является значение безразмерного холодильного коэффициента [5]:

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_h},$$

где Q_0 –холодопроизводительность, Вт; Q_h – мощность, подводимая к генератору АБТТ, Вт.

Значения коэффициента η колеблются в широких пределах в зависимости от соотношения параметров внешних теплоносителей – охлаждаемой, охлаждающей жидкостей и греющего источника. Таким образом, для оценки энергетической эффективности АБТТ в условиях охлаждения воздуха перед компрессором ГТУ необходимо определить рабочие диапазоны параметров внешних теплоносителей. Кроме того, для подбора конкретного типа АБТТ необходимо определить греющие источники, доступные на ПГУ-ТЭЦ.



Рис. 1 – Принципиальная схема АБТТ с одноступенчатой абсорбцией и одноступенчатой десорбцией водно-солевого раствора

2. Влияние температуры и относительной влажности воздуха на выбор технологии охлаждения

Одна из возможных схем охлаждения воздуха для ГТУ в составе ПГУ-ТЭЦ с помощью АБХМ представлена на рис. 2.

Согласно [3] ГТУ выдает номинальную мощность при температуре воздуха 15 °С и относительной влажности 60 %. Таким образом, вместе с задачей охлаждения воздуха актуальной является задача по поддержанию его влажности. В условиях сухого жаркого климата относительная влажность воздуха днем может быть в пределах 25...30 %. В этом случае достижение параметров воздуха, соответствующих номинальным условиям, может быть осуществлено путем прямого охлаждения в теплообменнике бесконтактного типа. Например, для исходных значений температуры атмосферного воздуха 29 °С и относительной влажности 25 % его охлаждение до 15 °С увеличивает влажность до 60 %. Принципиально важно, что конденсации влаги в воздушном потоке не наблюдается. В этом случае целесообразно применение АБТТ простейшей конструкции (рис. 1) с одноступенчатой абсорбцией и десорбцией водно-солевого раствора, обеспечивающей выработку холода положительных температур.

В условиях влажного (тропического) жаркого климата относительная влажность воздуха днем может достигать 70...80 %. Прямое охлаждение такого воздуха до температуры 15 °C приведет к тому, что его влажность достигнет 100 % и начнется конденсация водяного пара. Попадание капель влаги в воздушный тракт может привести к возникновению аварийной ситуации. В этом случае

Fig. 1 – Schematic diagram of LBATT with one-stage absorption and one-stage desorption of a water-salt solution

достижение номинальных параметров работы существенно усложняется. Необходимо понизить температуру воздуха ниже 15 °C с отводом капельной влаги, а затем при необходимости подогреть воздух до температуры 15 °C с понижением его влажности до безопасных 60 %. Оценки показывают, что воздух в данном случае необходимо первоначально охлаждать до температуры 7,0...7,5 °C в жидкостновоздушном теплообменнике. Затем от него необходимо отвести влагу в каплеотделителе и только после этого воздух при необходимости подогреть в теплообменнике за счет теплоты сбросных дымовых газов (отдельный подогреватель воздуха, как правило, уже встроен в воздуховод компрессора, так как в зимний период требуется подогревать воздух на входе в ГТУ).



Puc. 2 – Схема охлаждения воздуха на входе ГТУ с помощью AБXM *Fig. 2* – Scheme of air cooling at the inlet of the GT using ABKhM

Для определения требуемой температуры охлажденной жидкости, поступающей из АБХМ в охладитель воздуха, необходимо определить температурный напор на «холодном конце» охладителя (разность температур между охлажденным воздухом и охлажденной жидкостью на входе в охладитель противоточного типа). Данную величину можно принять по аналогии с принимаемой разностью температур при подборе мощности драйкулеров [6]. В соответствии со стандартом ENV 1048 величина температурного напора на холодном конце составляет не менее 10 °C. Безусловно, в драйкулерах можно охладить жидкость с меньшим температурным напором, однако это приведет к существенному увеличению поверхности теплообмена и соответственно к возрастанию массы аппарата и электрической мощности вентиляторов. Кроме того, имеются конструктивные ограничения для размещения воздухоохладителя в ограниченном пространстве входного воздуховода ГТУ. Увеличение размеров охладителя приведет также к росту гидравлических потерь и снижению производительности ГТУ.

Таким образом, температуру охлажденной жидкости от АБХМ на входе в охладитель воздуха для сухого климата можно принять равной 5 °C, а для влажного климата – минус 1 ... 3 °C. Во втором случае необходимо использовать более совершенные схемы АБТТ, чем представленную на рис. 1 с одноступенчатыми абсорбцией и десорбцией.

3. Выбор охлаждающих и греющих источников для АБХМ

Стандартным источником охлаждающей среды для АБХМ является градирня (рис. 2), способная охлаждать воду в летний период до температуры 26...29 °С. На ТЭЦ имеется оборотная вода, необходимая для отвода тепла конденсации после паровой турбины. Этой водой можно охлаждать аппараты АБХМ: абсорбер и конденсатор.

Однако существуют энергетические установки на базе ГТУ без паровой турбины. Это газоперекачивающие станции, имеющие существенное значение для экономики России. В этом случае полноценная оборотная система, как правило, отсутствует и для АБХМ потребуется установка индивидуальных градирен. Следует учитывать, что такие системы требуют для своей работы обессоленную подпиточную воду, которая не всегда может быть в наличии в полевых условиях (характерно для степных зон расположения газопроводов в России). Воздушное охлаждение в данном случае является базовым вариантом, обеспечивающим работоспособность АБТТ.

На ПГУ-ТЭЦ имеется в наличии несколько видов греющих источников для АБХМ (см. рис. 2). Основным греющим источником является природный газ. Этот источник имеется на большинстве российских ТЭЦ. Для выполнения задачи поддержания производительности ГТУ, особенно в период летних пиковых нагрузок, проблема экономии природного газа не стоит так остро, как зимой. Кроме того, применение этого греющего источника в АБХМ не влияет на производительность ГТУ.

Альтернативными греющими источниками для АБХМ являются сбросные дымовые газы после ГТУ и водяной пар от отборов паровой турбины. Сбросные дымовые газы можно подавать непосредственно в генератор АБХМ соответствующего типа. Можно также установить в выхлопную трубу ГТУ подогреватель воды и подавать горячую воду в АБХМ. Данные решения являются оптимальными с точки зрения энергосбережения, так как отработанные дымовые газы являются сбросным источником. Однако установка препятствий на пути выхода дымовых газов из ГТУ и котла-утилизатора может снизить производительность ГТУ. Для этого может потребоваться установка дымососа на выходе из генератора АБХМ либо подогревателя воды, а также на выхлопной трубе ГТУ, что приведет к дополнительным затратам электроэнергии. В случае использования в качестве греющего источника для АБХМ пара из отбора турбины также может быть потеряна часть мощности ПГУ.

Таким образом, при выборе греющего источника для АБХМ следует оценивать важность двух критериев: экономию потребления топлива и максимальную выработку электроэнергии для обеспечения потребностей в охлаждении в самый жаркий летний период.

4. АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и десорбцией для глубокого охлаждения воздуха на входе в ГТУ

Выше было показано, что в зависимости от исходной влажности охлаждаемого воздуха должны использоваться различные типы АБХМ. Для относительно сухого воздуха с влажностью 25...30 % могут быть использованы стандартные промышленные АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и одноступенчатой либо двухступенчатой десорбцией. АБХМ данного типа способны охлаждать жидкость до 5 °C при температуре охлаждающей воды на входе 26...28 °C. Такие простые АБХМ производятся как в России, так и за рубежом.

Для охлаждения влажного воздуха до температуры 7 °С жидкость, подаваемую в охладитель, необходимо охлаждать до минус 1...3 °С. С такой задачей может справиться АБХМ с двухступенчатой абсорбцией. Данный тип АБХМ способен охлаждать жидкость до минус 5 °С при охлаждающей воде на входе 26...28 °С. Информация о серийном производстве таких машин в мире в настоящее время отсутствует. Имеются сведения, что их ранее производили в Японии [7], однако никаких подробностей о их производстве и эксплуатации в настоящее время авторами не найдено. Однако такой тип АБХМ может быть разработан и серийно выпускаться на предприятиях Российской Федерации.

Для этого авторами предлагается оснастить стандартные промышленные АБХМ специальным дополнительным блоком испарения и абсорбции с соответствующим периферийным оборудованием. При необходимости с помощью герметичной трубопроводной арматуры этот блок может быть отключен для работы АБХМ в режиме с одноступенчатой абсорбцией (рис. 3).



АБХМ с двухступенчатой абсорбцией

Рис. 3 - Схема АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией

Fig. 3 - Scheme of LBAC with two-stage absorption and two-stage desorption

Уникальной особенностью АБХМ с двухступенчатой абсорбцией является возможность работы при большой разнице температур между охлажденной и охлаждающей жидкостями. В определенных условиях эта разница температур может достигать 50 °C. При выработке холода положительных температур от АБХМ с двухступенчатой абсорбцией можно отводить тепло при помощи аппарата воздушного охлаждения (АВО). Например, в АБХМ охлаждение жидкости до 5 °C можно производить при подаче охлаждающей жидкости с температурой 40...45 °C. Таким образом, при установке АБХМ с двухступенчатой абсорбцией можно отказаться от градирни, требующей для своей работы значительное количество обессоленной подпиточной воды. В системе газопроводов России значительная часть газоперекачивающих станций на базе ГТУ не имеет полноценных оборотных систем с градирнями оросительного типа. Авторами настоящей работы на данных объектах предлагается установка АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и с охлаждением от АВО.

5. Оценка допустимых пределов энергетической эффективности АБХМ при охлаждении воздуха на входе в ГТУ

Оптимальной схемой АБХМ, позволяющей максимально снизить потребление теплоты греющего источника, является схема с двухступенчатой десорбцией. Двухступенчатую десорбцию можно обеспечить различными способами: сжигая в генераторе (десорбере) природный газ, используя теплоту сбросных дымовых газов ГТУ с температурой свыше 275 °С или водяного пара с давлением 0,7...0,8 МПа. Для расчета цикла АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией использованы соотношения из [8], а для расчета АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией – расчетные зависимости, представленные в работах [9, 10].

На рис. 4, 5 и 6 представлены расчетные зависимости теплового коэффициента для АБХМ с одноступенчатой и двухступенчатой абсорбцией в зависимости от температур охлажденной *ts*2 и охлаждающей жидкости на входе *tw*1.

Рис. 4 – Зависимость теплового коэффициента АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией от температуры охлажденной жидкости ts2 при различных значениях температуры охлаждающей жидкости tw1 из градирни

Fig. 4 – Dependence of the thermal coefficient η of LBAC with one-stage absorption and two-stage desorption on the temperature of the cooled liquid *ts2* at various values of the temperature of the cooling liquid tw1 from the cooling tower





0,7 0.68

0,66

0,64

0.6

0,58

0,56

0,54

4

5

6

ts2, °C

c 0.62



9 10

Рис. 5 – Зависимость теплового коэффициента для АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией от температуры охлажденной жидкости ts2 при различных значениях температуры охлаждающей жидкости tw1 из АВО

Fig. 5 – Dependence of the thermal coefficient η for LBAC with two-stage absorption and two-stage desorption on the temperature of the cooled liquid ts2 at different values of the temperature of the cooling liquid tw1 from ABO



Рис. 6 – Зависимость теплового коэффициента для АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией от температуры охлажденной жидкости ts2 с отрицательными значениями при различных значениях температуры охлаждающей жидкости tw1 из градирни

Fig. 6 – Dependence of the thermal coefficient η for LBAC with two-stage absorption and two-stage desorption on the temperature of the cooled liquid *ts*2 with negative values at different temperatures of the cooling liquid tw1 from the cooling tower

Расчет достижимых значений тепловых коэффициентов η для АБХМ производился с допущениями. Принята максимально возможная зона дегазации по рабочему телу – абсорбенту водному раствору бромида лития. При этом верхнее значение концентрации раствора принято 63,5 %. Значения внутренних необратимых потерь минимизированы за счет применения эффективных пластинчатых теплообменников. Для получения отрицательных температур охлаждения в АБХМ с двухступенчатой абсорбцией в дополнительном блоке испарения и абсорбции использовался специальный хладагент – 15%-й водный раствор бромида лития, который не замерзает до минус 10 °C.

Заключение

Охлаждение дутьевого воздуха на входе в ГТУ технически возможно с помощью АБХМ. При этом для сухого климата можно применять стандартные промышленные АБХМ с одноступенчатой абсорбцией, для влажного климата целесообразно применение АБХМ с двухступенчатой абсорбцией. Тепловой коэффициент АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией варьируется в пределах от 1,15 до 1,28 в зависимости от температуры охлаждения и температуры охлаждающей воды на входе. Для АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией тепловой коэффициент примерно в два раза ниже, при этом самые низкие значения коэффициента АБХМ будут при выработке холода отрицательных температур. Несмотря на такую большую разницу в эффективности и стоимость увеличивается примерно в 1,5 раза за счет дополнительного блока испарения и абсорбции, а также периферийного оборудования), АБХМ обоих типов могут быть применены для охлаждения воздуха на входе в ГТУ. В условиях российского мелкосерийного и штучного (одна-три машины в год) производства АБХМ с двухступенчатой абсорбцией может быть изготовлена путем оснащения стандартной промышленной АБХМ дополнительной ступенью испарения и абсорбции, которая может размещаться отдельно от основной части. В этих АБХМ, при необходимости, можно отключать дополнительную ступень для повышения эффективности и холодопроизводительности. Это обусловлено тем, что параметры влажности и температуры могут меняться в течении лета, поэтому далеко не всегда необходимо вести процесс охлаждения при нулевых и отрицательных температурах.

На газоперекачивающих станциях с ГТУ, не имеющих водооборотных систем с градирнями, наиболее целесообразно применение АБХМ с двухступенчатой абсорбцией. В данном случае процесс охлаждения в АБХМ можно производить с отводом теплоты через АВО, не требующем для своей работы обессоленной подпиточной воды [10].

В дальнейших работах предполагается определение реальных значений тепловых коэффициентов АБХМ на экспериментальных стендах.

ЛИТЕРАТУРА

- Сахин В.В. Устройство и действие энергетических установок. Кн. 2. Газовые турбины. Теплообменные аппараты / Балтийский государственный технический университет «Военмех». – СПб.: БГТУ, 2015. – 133 с.
- Sarabpreet S., Kumar R. Ambient air temperature effect on power plant performance // International Journal of Engineering Science and Technology. – 2012. – Vol. 4, N 8. – P. 3916–3923.
- Mohanty B., Paloso G. Enhansing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller // Heat Recovery Systems and CHP. – 1995 – Vol. 15, N 1. – P. 41–50. – DOI: 10.1016/0890-4332(95)90036-5.
- 4. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М.: Энергия, 1967. 336 с.
- 5. Абсорбционные преобразователи теплоты: монография / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.В. Долотов, А.В. Попов. СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. 338 с.
- Драйкулеры / сухие охладители Тегта. Каталог. URL: https://cht-ltd.ru/upload/iblock/ 8ba/8ba92ea27ac7582b5040715ae9584175.pdf (дата обращения: 12.12.2022).
- Uchida S., Nishiguchi A. Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant // Refrigeration. – 2006. – Vol. 81 (946). – P. 618–621.
- Анализ СОР термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при получении отрицательных температур охлаждения / К.И. Степанов, Д.Г. Мухин, О.В. Волкова, А.В. Бараненко // Вестник Международной академии холода. – 2016. – № 1. – С. 86–92.
- Степанов К.И., Мухин Д.Г. Анализ эффективности абсорбционного бромистолитиевого термотрансформатора (АБТТ) с двухступенчатой абсорбцией в составе газифицированных энергетических установок // Теплоэнергетика. – 2021. – № 1. – С. 43–51. – DOI: 10.1134/S0040363620120097.
- Stepanov K.I., Mukhin D.G. Energy efficiency of an absorption thermotransformer with two-stage absorption as part of a heat and cold supply complex based on a gas boiler house // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 2119. – P. 012105. – DOI: 10.1088/ 1742-6596/2119/1/012105.

PROSPECTS FOR APPLICATION OF RUSSIAN ABSORPTION THERMAL TRANSFORMERS AT CCGT-CHPP

Mukhin D.G.^{1,2}, Stepanov K.I.², Elistratov S.L.¹

¹Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia ²Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia

The electrical power of power plants based on gas turbines (GT) decreases with an increase in air temperature and, as a result, a decrease in its mass flow at the compressor inlet. This makes it relevant to develop methods for increasing air density by lowering its temperature when working in hot arid regions and regions with a tropical humid climate. To cool the air, it is proposed to use absorption chillers (LBAC). It is shown that for air cooling in a dry hot climate, it is sufficient to use LBAC with single-stage absorption. For a humid tropical climate, where deeper air cooling is required with a simultaneous decrease in its moisture content, it is proposed to use ABCM with two-stage absorption, which are capable of producing cold at negative temperatures. To do this, it is proposed to introduce an additional evaporation and absorption unit with peripheral equipment into the standard industrial design of the LBAC with single-stage absorption during air cooling at the GT compressor inlet has been evaluated. For such critical facilities for the Russian economy as gas pumping stations using gas turbines, an LBAC unit with two-stage absorption and removal of absorption heat by water-circulating cooling systems based on cooling towers, or using air

coolers (drycoolers) with the ability to turn off an additional evaporation unit if necessary, is proposed. and absorption.

Keywords: gas turbine power plant, absorption chiller, two-stage absorption, energy efficiency, air cooling, remote evaporation and absorption unit.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-39-49

REFERENCE

- Sakhin V.V. Ustroistvo i deistvie energeticheskikh ustanovok. Kn. 2. Gazovye turbiny. Teploobmennye apparaty [The device and operation of power plants. Bk. 2. Gas turbines]. St. Petersburg, BSTU "Voenmeh" Publ., 2015. 133 p.
- Sarabpreet S., Kumar R. Ambient air temperature effect on power plant performance. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 2012, vol. 4, no. 8, pp. 3916–3923.
- Mohanty B., Paloso G. Enhansing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller. *Heat Recovery Systems and CHP*, 1995, vol. 15, no. 1, pp. 41–50. DOI: 10.1016/0890-4332(95)90036-5.
- Sokolov E.Ya., Brodyanskii V.M. Energeticheskie osnovy transformatsii tepla i protsessov okhlazhdeniya [Energy bases of heat transformation and cooling processes]. Moscow, Energiya Publ., 1967. 336 p.
- Baranenko A.V., Timofeevskii L.S., Dolotov A.V., Popov A.V. *Absorbtsionnye preobrazovateli teploty* [Absorption heat converters]. St. Petersburg, SPbGUNiPT Publ., 2005. 338 p.
- Dry coolers/dry coolers Terma. Catalog. (In Russian). https://cht-ltd.ru/upload/iblock/8ba/ 8ba92ea27ac7582b5040715ae9584175.pdf (accessed 12.12.2022).
- Uchida S., Nishiguchi A. Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant. *Refrigeration*, 2006, vol. 81 (946), pp. 618–621. (In Japanese).
- Stepanov K.I., Mukhin D.G., Volkova O.V., Baranenko A.V. Analiz COP termodinamicheskogo tsikla ABKhM s dvukhstupenchatoi absorbtsiei pri poluchenii otritsatel'nykh temperatur okhlazhdeniya [Analysis of COP thermodynamic cycle LBAC with two-level absorption when obtaining negative temperatures of cooling]. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda = Journal of International Academy of Refrigeration*, 2016, no. 1, pp. 86–92.
- Stepanov K.I., Mukhin D.G. Analiz effektivnosti absorbtsionnogo bromistolitievogo termotransformatora (ABTT) s dvukhstupenchatoi absorbtsiei v sostave gazifitsirovannykh energeticheskikh ustanovok [Efficiency of a lithium bromide absorption thermotransformer with two-stage absorption in the structure of gasified power plants]. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, 2021, no. 1, pp. 43–51. DOI: 10.1134/S0040363620120097. (In Russian).
- Stepanov K.I., Mukhin D.G. Energy efficiency of an absorption thermotransformer with twostage absorption as part of a heat and cold supply complex based on a gas boiler house. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 2119, p. 012105. DOI: 10.1088/1742-6596/2119/1/012105.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



Елистратов Сергей Львович – родился в 1954 году, д-р техн. наук, доцент, профессор, кафедра ТЭС, НГТУ. Область научных интересов: теплоэнергетика, тепловые насосы, энергосбережение, термодинамика тепломассообмен. Опубликовано 150 научных работ. (Адрес: Россия, 630073, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. Е-mail: elistratov.sl@yandex.ru).

Elistratov Sergey Lvovich – born in 1954, Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of «Thermal Power Stations», NSTU. Research interests: thermal power engineering, heat pumps, energy saving, thermodynamics, heat and mass transfer. Published 150 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: elistratov.sl@yandex.ru).



Мухин Дмитрий Геннадьевич – родился в 1979 году, аспирант, кафедра ТЭС, НГТУ. Область научных интересов: абсорбционные тепловые насосы и холодильные машины, энергосбережение, вакуумные выпарные установки, аппараты мгновенного вскипания. Опубликовано 20 научных работ. (Адрес: Россия, 630073, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. E-mail: mukhindg@mail.ru).

Mukhin Dmitry Gennadievich – born in 1979, post-graduate student, Department of «Thermal Power Stations», NSTU, NSTU. Research interests: absorption heat pumps and chillers, energy saving, vacuum evaporators, flashing devices. Published 20 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: mukhindg@mail.ru).



Степанов Константин Ильич – родился в 1986 году, канд. техн. наук, главный инженер, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук (ИТ СО РАН). Область научных интересов: абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы, энергосбережение, вакуумные выпарные установки, аппараты мгновенного вскипания, теплообменное оборудование, тепломассоперенос. Опубликовано 17 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. Е-mail: stepanov_ki@mail.ru).

Stepanov Konstantin Ilyich – born in 1986, Ph.D., Candidate of Sciences (Eng.), Kutateladze Institute of Thermophysics of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (IT SB RAS). Research interests: absorption refrigeration machines and heat pumps, energy saving, vacuum evaporators, flashers, heat exchange equipment, heat and mass transfer. Published 17 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: stepanov_ki@mail.ru).

Статья поступила 31.10.2022 г. Received October 31, 2022

To Reference:

Mukhin D.G., Stepanov K.I., Elistratov S.L. Perspektivy primeneniya rossiiskikh absorbtsionnykh termotransformato-rov na PGU-TETs [Prospects for application of Russian absorption thermal transformers at CCGT-CHPP]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 39–49. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-39-49.

<u>ДОКЛА</u>ДЫ АН ВШ РФ

октябрь-декабрь

<u>№</u> 4 (57)

УДК 536.42:536.248.2

2022

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ФАЗОИЗМЕНЯЕМОГО МАТЕРИАЛА ГРАФЕНОВЫМИ НАНОТРУБКАМИ

М.И. Низовцев, В.Н. Летушко, А.Н. Стерлягов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН

В работе приведены результаты экспериментальных исследований применения графеновых нанотрубок для повышения теплопроводности фазоизменяемого материала. Методом ультрозвуковой обработки в расплавленном парафине диспергировали графеновые нанотрубки в количестве 0,1...0,5 мас. %. Полученные образцы парафина с графеновыми нанотрубками исследовали на сканирующем калориметре. Все образцы с различным содержанием нанотрубок при нагреве и охлаждении на ДСК-кривых имели два пика, соответствующих фазовым переходам основных углеводородов, входящих в состав парафина. Наличие нанотрубок в парафине существенно не влияло на форму ДСК-кривых. Эксперименты с нагревом образцов в термостате по времени задержки в изменении температуры образцов свидетельствовали о повышении коэффициента теплопроводности парафина в твердом состоянии при добавлении в него графеновых нанотрубок и снижении – в жидком. Данные эффекты усиливались с ростом массового содержания нанотрубок. Методом стационарного теплового потока определен коэффициент теплопроводности образцов фазоизменяемого материала с нанотрубками. По результатам измерений максимальное увеличение коэффициента теплопроводности парафина в твердом состоянии составило 22 % при концентрации нанотрубок 0,5 мас. %. Проведено сопоставление коэффициентов теплопроводности различных материалов с «контрастными» включениями по результатам расчетов и экспериментов.

Ключевые слова: фазоизменяемый материал, графеновые нанотрубки, парафин, коэффициент теплопроводности, сканирующий калориметр, экспериментальное исследование.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-50-65

Введение

В разных технических приложениях, связанных с тепловыми процессами, возникают задачи аккумулирования тепловой энергии и последующего ее выделения, снижения перегрева оборудования, уменьшения амплитуды температурных колебаний. При решении этих задач в настоящее время активно начинают применяться фазоизменяемые материалы. Под фазоизменяемыми материалами понимают материалы, в которых в результате тепловых процессов происходят обратимые фазовые переходы с поглощением или выделением тепловой энергии.

Фазоизменяемые материалы (ФИМ) за счет высоких значений теплоты фазовых переходов от 90 до 330 кДж/кг [1] находят широкое применение в различных технических приложениях. Одна из проблем при эксплуатации гибридных и электрических автомобилей касается батарейных систем, которые наиболее критические и быстро выходящие из строя. Высокие токи в этих батареях приводят к значительному выделению тепла при их работе. Для длительной и надежной работы автомобильных батарей необходима их температурная стабилизация в заданном температурном диапазоне. ФИМ окружают ячейки работающих батарей и стабилизируют изменение температуры [2, 3].

Работа выполнена при поддержке мегагранта Министерства науки и высшего образования Российской Федерации № 2020-220-08-1436 (номер договора № 075-15-2021-575).

^{© 2022} М.И. Низовцев, В.Н. Летушко, А.Н. Стерлягов

Органическое вещество н-эйкозан, входящее в состав парафина, применяется в качестве ФИМ для утилизации тепла в электронных приборах. Вещество с температурой плавления 36,5 °C остается в твердом состоянии при обычных температурах, пока температура электронных приборов не превышает данного предела. Н-эйказан имеет достаточно высокую теплоту фазового перехода 237,4 кДж/кг, которая позволяет регулировать температуру электронных устройств [4].

Эффективность работы солнечных батарей падает при повышении их температуры. ФИМ располагают на обратной стороне батареи для снижения ее температуры и повышения эффективности работы [5].

Широкое применение получили ФИМ в строительной отрасли [6]. Используют добавки ФИМ в цемент при производстве бетона для повышения его теплоинерционных свойств в определенном температурном диапазоне [7]. Фирма «BASF» освоила выпуск панели «Micronal PCM Smartboard», в состав которой входит парафин с температурой плавления 23 °C [8]. По теплоинерционным свойствам такая панель эквивалентна теплоинерционности 9 см бетона или 12 см кирпичной кладки. ФИМ используют в виде добавок в легкие теплоизоляционные материалы для повышения теплоинерционных свойств стеновых конструкций [9–12]. Проводятся исследования применения ФИМ в ограждающих конструкциях зданий для предотвращения перегрева внутренних помещений в летний период [13, 14].

Обычно в ФИМ используют фазовый переход «твердое тело – жидкость» или переход первого рода, но такой переход сопровождается плавлением и изменением объема вещества, что ограничивает его применение в ряде технических приложений. Проводятся исследования ФИМ с переходами второго рода «твердое – твердое». Среди подобных ФИМ полиэтиленгликоль представляет интерес благодаря возможности его модификаций и относительно низкой стоимости [15, 16].

Для герметизации обычных ФИМ в конструкции их вводят в макрокапсулированном виде, помещая в специальные контейнеры или формы [5, 14], либо в материалы с особой пористой структурой [17, 18], либо с использованием микрои нанокапсулирования [7, 19]. В качестве наружной оболочки ФИМ при микрои нанокапсулировании используют различные полимерные материалы [20].

Органические ФИМ, используемые на практике, как правило, представлены парафинами и жирными кислотами. Основной недостаток данных материалов при применении в качестве ФИМ заключается в их низкой теплопроводности. Низкие коэффициенты теплопроводности ФИМ приводят к длительному времени протекания в них тепловых процессов [21]. Для повышения коэффициентов теплопроводности применяют проволочные каркасы, металлические ребра, углеродные волокна, различные графитовые включения [19, 22–24], но эффективность всех этих средств недостаточна для ряда практических приложений. Поэтому активно проводятся исследования с целью интенсификации теплообменных процессов в ФИМ.

В последнее время ведутся работы по исследованию влияния на теплопроводность ФИМ углеродных волокон, а также многостенных и одностенных углеродных нанотрубок. Углеродные нанотрубки имеют высокий потенциал интенсификации теплообменных процессов, в то же время они устойчивы к различным химическим веществам и коррозии [22, 25, 26]. Исследованию влияния нанотрубок на повышение теплопроводности органических ФИМ и посвящена данная работа.

1. Результаты экспериментальных исследований

В работе изучалась возможность повышения коэффициента теплопроводности ФИМ при введении в его состав одностенных углеродных нанотрубок. Почему было обращено внимание на одностенные углеродные нанотрубки в качестве перспективного аддитива? Из проведенных ранее исследований была получена информация, что введение графеновых нанотрубок начинает существенно влиять на свойства материалов при значительно меньших концентрациях по сравнению с другими аддетивами (рис. 1) из-за особенностей их структуры и состава.



Рис. 1 – Начало влияния на свойства материалов различных аддитивов в мас. % (информация с сайта https://tuball.com)

Fig. 1 – The beginning of the influence on the properties of materials of various additives in wt.% (information from https://tuball.com)

Графеновые нанотрубки «TUBALL», которые использовались в данной работе, представляют собой свернутую графеновую плоскость наружным диаметром 1,6 нм, длиной около 5 мкм. Коэффициент теплопроводности графена в 3 раза выше, чем коэффициент теплопроводности алмаза (коэффициент теплопроводности алмаза 900...1200 Вт/мК). Учитывая уникальные свойства графеновых нанотрубок, изучалось влияние их добавок в количестве 0,01...0,5 % в парафин марки П2 на его тепловые свойства. Графеновые нанотрубки «TUBALL» для исследований были получены от компании «OCSiAL» (рис. 2) в форме жгутов тонких нитей.



Puc. 2. – Графеновые нанотрубки «TUBALL» *Fig. 2* – Graphene nanotubes «TUBALL»

Образцы для проведения тепловых исследований готовились сотрудниками Института химии твердого тела и механохимии СО РАН следующим образом. Парафин марки П2 расплавлялся на водяной бане. В расплавленный парафин добавляли графеновые нанотрубки «TUBALL» в количестве 0,1...0,5 мас. %.

Для диспергирования нанотрубок применяли метод ультразвуковой обработки. В качестве источника ультразвука использовали ультразвуковой диспергатор УЗД2-0.1/22 с рабочей частотой 22 кГц. Вводимая мощность составляла 0,5 Вт/мл, время обработки – 20 мин. Обработку проводили при постоянной температуре 70 °С.

Полученные образцы парафина с графеновыми нанотрубками исследовались на дифференциальном сканирующем калориметре «NETZ5CH DSC 200F3» в среде Ar при массе навески 18,9 мг, темпе изменения температуры 2 К/мин и количестве 10 измерений в минуту. Все образцы с различным содержанием нанотрубок при нагреве и охлаждении на ДСК-кривых имели два пика, которые соответствовали фазовым переходам основных углеводородов, входящих в состав парафина марки П2 (рис. 3).



 $\label{eq:Puc.3-ДСК-кривые:} a$ – парафин П2; б
 – парафин П2 с 0,5 мас. % графеновых нанотрубок

Fig. 3 – DSC curves:

a – paraffin P2; b – paraffin P2 with 0,5 wt.% carbon nanotubes

Так при нагреве (нижняя ДСК-кривая на рис. 3, б) меньший из пиков соответствовал температуре 36,5 °С, а больший – 57 °С. Наличие нанотрубок существенно не влияло на форму ДСК-кривых, что следует из сравнения ДСК-кривых на рис. 4 при нагреве образца парафина П2 с 0,5 мас. % графеновых нанотрубок и без нанотрубок.

Рис. 4 – Сравнение ДСК-кривых при нагреве парафина П2 с 0,5 мас. % графеновых нанотрубок и без нанотрубок

Fig. 4 – Comparison of DSC curves during heating of paraffin P2 with 0,5 wt.% graphene nanotubes and without nanotubes



Полученные образцы парафина с графеновыми нанотрубками с концентрацией от 0 до 0,5 мас. % в стеклянных пробирках, по 25 г в каждой (рис. 5) помещались в термостат, где сначала нагревались от 5 до 90 °C, а затем охлаждались.





Fig. 5 - P2 paraffin samples with different concentrations of graphene nanotubes, prepared for installation in a thermostat

В центре каждого из образцов устанавливалась термопара, сигнал с которой через АЦП поступал в компьютер. На рис. 6 показаны временные зависимости изменения температуры в одном из опытов при нагреве в термостате двух образцов: парафина П2 и парафина П2 с 0,5 мас. % графеновых нанотрубок.



На рис. 7. приведена обработка результатов подобных экспериментов по нагреву (рис. 7, a) и охлаждению (рис. 7, δ) образцов в термостате в виде временной зависимости задержки повышения температуры в образце парафина без нанотрубок по сравнению с образцом, содержащим 0,5 мас. % нанотрубок.

Согласно результатам экспериментов, когда основная масса парафина была в твердом состоянии, температура образца парафина с нанотрубками изменялась быстрее, чем образца парафина без нанотрубок. Это свидетельствовало о повышении коэффициента теплопроводности парафина при добавлении в него графеновых нанотрубок. Наоборот, когда основная масса парафина была расплавлена, температура в образце с графеновыми нанотрубками изменялась медленнее, чем в образце без нанотрубок, что очевидно связано, как отмечалось ранее [5], с преобладающим влиянием на теплообменные процессы повышения вязкости жидкого парафина при добавлении наночастиц. Данные эффекты усиливались с ростом массового содержания графеновых нанотрубок.

На следующем этапе для определения влияния на коэффициент теплопроводности парафина добавки графеновых нанотрубок были изготовлены два образца размером 100×100×15 мм: один из парафина П2 с добавлением нанотрубок, а второй без добавления нанотрубок (рис. 8).



Рис. 7 – Временная разница задержки в изменении температуры образца П2 и образца с 0,5 % нанотрубок:

а – нагрев, б – охлаждение

Fig. 7 – Time difference in the delay in temperature change of the P2 sample and the sample with 0,5% nanotubes:

a – heating, b – cooling



Рис. 8 – Образцы для испытаний 100×100×15 мм: *а* – парафин с 0,5 % мас. нанотрубок; *б* – парафин П2

Fig. 8 – Test specimens $100 \times 100 \times 15$ mm: *a* – paraffin with 0,5 % wt. nanotubes; *b* – P2 paraffin

Коэффициент теплопроводности каждого образца измерялся три раза методом стационарного теплового потока, результаты измерений приведены на рис. 9. Согласно результатам измерений средний коэффициент теплопроводности парафина П2 составил 0,212 Вт/мК, а парафина П2 с 0,5 мас. % графеновых нанотрубок – 0,258 Вт/мК. Таким образом, добавление графеновых нанотрубок «TUBALL» в количестве 0,5 мас. % привело к повышению коэффициента теплопроводности парафина парафина марки П2 в твердом состоянии на 22 %.

Возникает резонный вопрос: является ли повышение коэффициента теплопроводности парафина максимальным при добавлении 0,5 мас. % графеновых нанотрубок? Обратимся к анализу микрофотографий. На рис. 10 приведены микрофотографии формы исходного материала, в котором предоставляются нанотрубки «TUBALL» производителем. Согласно микрофотографии (рис. 10, *a*) (при 200-кратном увеличении) исходный материал представлен в виде жгутов длиной 0,3...1,0 мм и диаметром 5...10 мкм. При более высоком 800-кратном увеличении (рис. 10, δ) видно, что крупные жгуты состоят из более мелких, длиной около 50 мкм и диаметром около 1 мкм.



Рис. 10 – Фотографии исходного материала с нанотрубками при увеличении: *a* – 200-кратном, *б* – 800-кратном

Fig. 10 – Photographs of the starting material with nanotubes under magnification: a - 200 times, b - 800 times

На рис. 11 показаны микрофотографии тонкого среза образца парафина с 0,5 мас. % нанотрубок, приготовленных введением материала «TUBALL» в жидкий парафин с последующим ультразвуковым диспергированием в жидкой фазе. Следует отметить, что на данных микрофотографиях крупных жгутов не наблюдается, но более мелкие образования длиной около 50 мкм и диаметром 1 мкм, как и в исходном материале, сохранились. Кроме того, видна неравномерность распределения этих структур в парафине, имеются отдельные участки с линейным размером до 0,2 мм, свободные от них.

В продолжение исследований для более равномерного распределения нанотрубок в парафине были использованы предварительно приготовленные концентраторы на основе графеновых нанотрубок, выпускаемых компанией «Оксиал».



Рис. 11 – Фотографии поверхности парафина с добавлением 0,5 мас. % графеновых нанотрубок при увеличении:

а – 200-кратном, *б* – 800-кратном

Fig. 11 – Photographs of the paraffin surface with the addition of 0,5 wt. % of graphene nanotubes under magnification:

a - 200 times, b - 800 times

Образцы готовились следующим образом. Был взят парафин марки П2 из другой партии, что использовалась в первой серии экспериментов, с коэффициентом теплопроводности по результатам измерений $\lambda = 0,272$ Вт/мК. Парафин расплавлялся, в него вводился определенный концентратор нанотрубок в количестве, необходимом для получения образца с 0,5 мас. % графеновых нанотрубок. С применением диссольвера «Dispermat CN20» проводилось перемешивание состава в течение 20 минут с последующим вакуумным обезгаживанием. Полученная масса заливалась в специальную форму для получения образца размерами $100 \times 100 \times 20$ мм.

Взвешиванием образцов и измерением размеров определялась их плотность. Электронным измерителем теплопроводности «ИТП-МГ4» методом стационарного теплового потока три раза проводилось измерение коэффициента теплопроводности каждого образца, определялось среднее значение коэффициента теплопроводности и его отличие от коэффициента теплопроводности парафина П2, который использовался для приготовления образцов. Было изготовлено пять образцов с различными концентраторами нанотрубок. Результаты измерения плотности и коэффициента теплопроводности образцов приведены в таблице.

По результатам измерений получено, что введение графеновых нанотрубок в парафин марки П2 0,5 мас. % с применением различных концентраторов нанотрубок и использованием для перемешивания диссольвера с последующим вакуумным обезгаживанием приводило к повышению коэффициента теплопроводности парафина в твердом состоянии на 5...17 %. Наибольшее значение 17 % получено с применением концентратора «Matrix 821 beta» в составе: сложный эфир монтановых кислот с многофункциональными спиртами – 90 мас. %, нанотрубки – 10 мас. %.

На рис. 12 приведены фотографии тонкого среза образца с концентратором нанотрубок «Matrix 821 beta». Из анализа приведенных на рисунке фотографий, как и других фотографий образцов с концентраторами нанотрубок, следует, что с использованием данных концентраторов полной однородности распределения нанотрубок в парафине получить не удалось.

№ п/п	Марка концентрата Парафин П-2 по ГОСТ 23683–2021	Плотность образца, кг/м ³ 892,68	Теплопро- водность образца, Вт/мК 0,273 0,272 0,272 0,272 0,272	Относительное увеличение коэф- фициента тепло- проводности, %
2	Matrix 821 beta (Сложный эфир монтановых кислот с многофунк- циональными спиртами – 90 %, нанотрубки – 10 %)	900,468	0,317 0,316 0,319 0,317	17
3	Matrix 815 (полиэтиленовый воск – 90 %, нанотрубки – 10 %)	896,056	0,294 0,294 0,299 0,296	9
4	Matrix 610 (парафиновое масло – 85 %, этиленпропиленовый каучук – 10 %, нанотрубки – 5 %)	892,153	0,302 0,311 0,300 0,307	13
5	PD 0643 (стеариновая кислота – 90 %, наотрубки – 10 %)	904,970	0,301 0,307 0,308 0305	11
6	Matrix 803 (минеральное масло – 90 %, нанотрубки – 10 %)	892,422	0,289 0,280 0,289 0,286	5

Плотность и теплопроводность образцов с концентраторами нанотрубок Density and thermal conductivity of samples with nanotube concentrates



Рис. 12 – Фотографии тонких срезов образцов парафина П2 с концентратором нанотрубок «Matrix 821 beta» при увеличении:

а – 80-кратном, *б* – 800-кратном

Fig. 12 – Photographs of thin sections of paraffin samples P2 with a nanotube concentrator «Matrix 821 beta» under magnification:

a - 80 times, b - 800 times

2. Анализ и обсуждение полученных результатов

Графеновые нанотрубки являются контрастным материалом по отношению к парафину, так как их коэффициент теплопроводности на четыре порядка превышает коэффициент теплопроводности парафина. Сложные дисперсные среды, которые содержат включения с различными термическими свойствами, обычно характеризуют эффективными коэффициентами теплопроводности. Первые аналитические выражения для определения эффективных коэффициентов теплопроводности при разной концентрации включений и их различной «контрастности», под которой понимают отношение коэффициента теплопроводности включений к коэффициенту теплопроводности основного материала, приведены в работах Максвелла, Бругтемана, Мередита и др. [27–29]. В современной литературе предложены более сложные выражения, учитывающие форму включений, их ориентацию, хотя и в ограниченных диапазонах [30, 31]. Разработаны различные численные методы гомогенизации для определения эффективных коэффициентов теплопроводности, краткий обзор которых можно найти в [32].

Сопоставим полученный результат повышения теплопроводности парафина при введении графеновых нанотрубок с результатами расчетов по аналитическим выражениям, численным расчетам и экспериментальным исследованиям. На рис. 13 сплошными линиями 1, 2 и 3 показаны результаты расчета зависимости относительной эффективной теплопроводности с объемным содержанием включений 1, 6,4 и 11,6 % от «контрастности» включений по модели Максвелла:

$$\lambda_e^* = \left(2 + \lambda_d^* - 2\xi(1 - \lambda_d^*)\right) / \left(2 + \lambda_d^* + \xi(1 - \lambda_d^*)\right),$$

где $\lambda_e^* = \lambda_e / \lambda_o$, $\lambda_d^* = \lambda_d / \lambda_o$ и ξ – объемная доля включений; λ_o и λ_d – коэффициент теплопроводности основного материала и включений.



Рис. 13 – зависимость относительной эффективной теплопроводности от контрастности включений

Fig. 13 – Dependence of the relative effective thermal conductivity on the contrast of inclusions

Экспериментальные точки 6 и 7 рисунка взяты из [32] и соответствуют эффективному коэффициенту теплопроводности при хаотическом расположении стальных шаров диаметром 3 мм для точки 6 в затвердевшем растворе гипса при объемной доле шаров 11,6 % («контрастность» $\lambda_d^* = 243$), а для точки 7 в спеченном порошке оргстекла при объемной доле шаров 6,4 % ($\lambda_d^* = 750$). Пунктирными линиями 5 и 4 показаны результаты расчетов с использованием многомасштабного метода: 4 – при объемной доле шаров 6,4 %, 5 – при объемной доле 11,6 % [32].

Результаты экспериментальных исследований повышения эффективных коэффициентов теплопроводности материалов с контрастными включениями сфериче-

ской формы с относительно высокой «контрастностью» включений $\left(\lambda_{d}^{*}>100\right)$

показали, что их повышение в 1,6...1,8 раза больше, чем у значений, полученных по модели Максвелла (1). Результаты расчетов, с использованием многомасштабного метода существенно лучше согласуются с экспериментальными результатами. В то же время как расчеты по модели Максвелла, так и расчеты многомасштабным методом, показали, что при высокой «контрастности» включений и их объемной доле до 12 % эффективный коэффициент теплопроводности материалов с сферической формой включений практически не зависит от «контрастности» включений выше $\lambda_d^* = 100$ для повышения теплопроводности материала с сферической формой включений до 12 % объемных концентраций включений.

Точка 8 на рис. 13 соответствует значению $\lambda_e^* = 1,22$, полученному в данной работе при введении 0,5 мас. % графеновых нанотрубок в парафин марки П2. По оценке 0,5 мас. % графеновых нанотрубок в парафине соответствует 1 % объемного содержания. Полученное значение повышения эффективной теплопроводности в 7,3 раза превышает результат расчета по модели Максвелла, что значительно больше, чем полученное ранее превышение в 1,6...1,8 раза для сферических частиц. Связано ли это с существенной анизотропией формы графеновых нанотрубок, несмотря на их хаотическое расположение в парафине? Будет ли при высокой «контрастности» включений для такой значительной анизотропии формы «контрастность» влиять на теплопроводность материала с включениями? Для ответов на эти вопросы необходимо проведение дальнейших экспериментальных и расчетных исследований.

Выводы

Выполнено комплексное экспериментальное исследование введения в фазоизменяемый материал, в качестве которого в работе использовался парафин марки П2, графеновых нанотрубок с целью повышения его теплопроводности.

Методом ультразвукового перемешивания в расплавленном парафине диспергировались графеновые нанотрубки. В результате были получены образцы парафина с графеновыми нанотрубками при их концентрации 0,1...0,5 мас. %.

Исследование образцов на сканирующем калориметре показало, что наличие нанотрубок существенно не влияло на форму ДСК-кривых парафина П2. При нагреве на ДСК-кривых фиксировалось два пика, меньший из пиков соответствовал температуре 36,5 °C, а больший – 57 °C.

Эксперименты с нагревом образцов в термостате по времени задержки в изменении температуры образцов свидетельствовали о повышении коэффициента теплопроводности парафина в твердом состоянии при добавлении в него графеновых нанотрубок и снижении – в жидком. Данные эффекты усиливались с ростом массового содержания нанотрубок.

Методом стационарного теплового потока был определен коэффициент теплопроводности парафина П2 без графеновых нанотрубок и при добавлении в него нанотрубок. Добавление графеновых нанотрубок в количестве 0,5 мас. % привело к повышению теплопроводности парафина на 22 %.

Выполненное микрофотографирование тонких срезов образцов показало, что полного диспергирования нанотрубок в парафине добиться не удалось, наблюдались образования длиной 50 мкм и диаметром 1 мкм при неравномерности распределения этих структур в парафине при наличии свободных от них участков с линейными размерами до 0,2 мм.

Были изготовлены образцы парафина П2 с графитовыми нанотрубками с использованием предварительно приготовленных концентраторов нанотрубок. По результатам измерений получено, что введение графеновых нанотрубок в парафин в количестве 0.5 мас. % с применением различных концентраторов нанотрубок приводило к повышению коэффициента теплопроводности парафина в твердом состоянии на 5–17 %. Наибольшее значение 17 % получено при применении концентратора «Matrix 821 beta». Анализ полученных микрофотографий тонких срезов образцов с концентраторами нанотрубок показал, что с использованием отобранных концентраторов полной однородности распределения нанотрубок в парафине получить не удалось.

Выполненный сравнительный анализ по влиянию включений с высокой контрастностью тепловых свойств привел к выводу, что влияние существенной анизотропии формы графеновых нанотрубок на свойства материалов при их использовании в качестве включений требует дальнейших экспериментальных и расчетных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

- Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications / B. Zalba, J.M. Marin, L.F. Cabeza, H. Mehling // Applied Thermal Engineering. – 2003. – Vol. 23. – P. 251–283. – DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00192-8.
- Phase-change materials (PCM) for automotive applications: A review / J. Jaguemont, N. Omar, P. Van den Bossche, J. Mierlo // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 132. – P. 308–320.
- Dincer I., Hamut H.S., Nader J. Thermal management of electric vehicle battery systems. Chichester, West Sussex: Wiley, 2017. – 480 p.
- An experimental study of enhanced heat sinks for thermal management using n-eicosane as phase change material / A. Arshad, H.M. Ali, W.-M. Yan, A.K. Hussein, M. Ahmadlouydarab // Applied Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 132. – P. 52–66.
- Parametric studies on packed bed storage unit filled with PCM encapsulated spherical containers for low temperature solar air heating applications / S. Karthikeyan, G. Ravikumar Solomon, V. Kumaresan, R. Velraj // Energy Conversion and Management. 2014. Vol. 78. P. 74–80.
- Souayfane F., Fardoun F., Biwole P.H. Phase change materials (PCM) for coolingapplications in buildings: a review // Energy and Buildings. – 2016. – Vol. 129. – P. 396–431.
- The behavior of self-compacting concrete containing micro-encapsulated phase change materials / M. Hunger, A.G. Entrop, I. Mandilaras, H.J.H. Brouwers, M. Founti // Cement and Concrete Composites. – 2009. – Vol. 31. – P. 731–743.
- Heat transfer study of phase change materials with graphene nanoparticle for thermal energy storage / K. Kant, A. Shukla, A. Sharma, P.H. Biwole // Solar Energy. – 2017. – Vol. 146. – P. 453–463.

- Thermographic analysis of polyurethane foams integrated with phase change materials designed for dynamic thermal insulation in refrigerated transport / A. Tinti, A. Tarzia, A. Passaro, R. Angiuli // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 70. – P. 201–210.
- Effect of microencapsulated phase change material in sandwich panels / C. Castellón, M. Medrano, J. Roca, L.F. Cabeza, M.E. Navarro, A.I. Fernández, A. Lázaro, B. Zalba // Renewable Energy. – 2010. – Vol. 35. – P. 2370–2374.
- 11. Borodulin V.Yu., Nizovtsev M.I. Heat-inertial properties of walls of lightweight thermal insulation with phase change materials // Journal of Physics: Conference Series. 2018. Vol. 1105. P. 012108.
- Anand A., Shukla A., Sharma A. Recapitulation on latent heat hybrid buildings // International Journal of Energy Research. – 2020. – Vol. 44. – P. 1370–1407.
- 13. Singh S.P., Bhat V. Performance evaluation of dual phase change material gypsum board for the reduction of temperature swings in a building prototype in composite climate // Energy and Buildings. 2018. Vol. 159. P. 191–200.
- Experimental assessment of position of macro encapsulated phase change material in concrete walls on indoor temperatures and humidity levels / X. Shi, S.A. Memon, W. Tang, H. Cui, F. Xing // Energy and Buildings. – 2014. – Vol. 71. – P. 80–87.
- Yang Y., Kong W., Cai X. Solvent-free preparation and performance of novel xylitol based solid-solid phase change materials for thermal energy storage // Energy and Buildings. – 2018. – Vol. 158. – P. 37–42.
- A facile synthesis of solid-solid phase change material for thermal energy storage / W. Kong, X. Fu, Z. Liu, C. Zhou, J. Lei // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 117. – P. 622–628.
- Thermal conductivity enhancement of phase change materials using a graphite matrix / A. Mills, M. Farid, J.R. Selman, S. Al-Hallaj // Applied Thermal Engineering. – 2006. – Vol. 26. – P. 1652–1661.
- Распространение тепла в фазоизменяемом материале при постоянном тепловом потоке / М.И. Низовцев, В.Ю. Бородулин, В.Н. Летушко, В.И. Терехов, В.А. Полубояров, Л.К. Бердникова // Теплофизика и аэромеханика. – 2019. – Т. 26, № 3. – С. 337–350.
- Wang Y., Chen Z., Ling X. An experimental study of the latent functionally thermal fluid with micro-encapsulated phase change material particles flowing in microchannels // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 105. – P. 209–216.
- Hayat M.A., Chen Y. A brief review on nano phase change material-based polymer encapsulation for thermal energy storage systems // Energy and Sustainable Futures: Proceedings of 2nd ICESF 2020. – Cham: Springer, 2021. – P. 19–26. – (Springer Proceedings in Energy).
- Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications / B. Zalba, J.M. Marín, L.F. Cabeza, H. Mehling // Applied Thermal Engineering. – 2003. – Vol. 23. – P. 251–283.
- A review on thermophysical properties of nanoparticle dispersed phase change materials / M.A. Kibria, M.R. Anisur, M.H. Mahfuz, R. Saidur, I.H.S.C. Metselaar // Energy Conversion and Management. – 2015. – Vol. 95. – P. 69–89.
- 23. Review on nanoencapsulated phase change materials: preparation, characterization and heat transfer enhancement / C. Liu, Z. Rao, J. Zhao, Y. Huo, Y. Li // Nano Energy. 2015. Vol. 13. P. 814–826.
- 24. Nurten S., Fois M., Paksoy H. Improving thermal conductivity phase change materials a study of paraffin nanomagnetite composites // Solar Energy Materials and Solar Cells. 2015. Vol. 137. P. 61–67.
- 25. The experimental exploration of carbon nanofiber and carbon nanotube additives on thermal behavior of phase change materials / Y. Cui, C. Liu, S. Hu, X. Yu // Solar Energy Materials and Solar Cells. 2011. Vol. 95. P. 1208–1212.
- Xie X.-L., Mai Y.-W., Zhou X.-P. Dispersion and alignment of carbon nanotubes in polymer matrix: a review // Materials Science and Engineering: R: Reports. 2005. Vol. 49. P. 89–112.
- Maxwell J.C. A treatise on electricity and magnetism. Oxford: Oxford University Press, 1904. – 435 p.
- Bruggeman D.A.G. Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen // Annalen der Physik. – 1935. – Bd. 416, N 7. – S. 636–664.
- 29. Meredith R.E., Tobias C.W. Conductivity in emulsions // Journal of the Electrochemical Society. 1961. Vol. 103. P. 286-290.

- Чудновский А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. М.: Физматгиз, 1962. 452 с.
- Xu Y., Kinugawa J., Yagi K. Development of thermal conductivity prediction system for composites // Materials Transactions, JIM. – 2003. – Vol. 44, N 4. – P. 629–632.
- 32. Эффективная теплопроводность дисперсных материалов с контрастными включениями / М.И. Эпов, В.И. Терехов, М.И. Низовцев, Э.Л. Шурина, Н.Б. Иткина, Е.С. Уколов // Теплофизика высоких температур. – 2015. – Т. 53, № 1. – С. 48.

INCREASING THE THERMAL CONDUCTIVITY OF THE PHASE-CHANGE MATERIAL GRAPHENE NANOTUBES

Nizovtsev M.I., Letushko V.N., Sterlyagov A.N.

S.S. Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS, Novosibirsk, Russia

The paper presents the results of experimental studies of the use of graphene nanotubes to increase the thermal conductivity of a phase-changing material. Graphene nanotubes were dispersed in molten paraffin by ultrasonic treatment in an amount of 0.1-0.5 wt.%. The obtained samples of paraffin with graphene nanotubes were examined on a scanning calorimeter. All samples with different content of nanotubes during heating and cooling on the DSC curves had two peaks corresponding to the phase transitions of the main hydrocarbons that are part of the paraffin. The presence of nanotubes in paraffin did not significantly affect the shape of the DSC curves. Experiments with sample heating in a thermostat in terms of the time delay in changing the temperature of the samples indicated an increase in the thermal conductivity of paraffin in the solid state when graphene nanotubes were added to it and a decrease in the liquid state. These effects increased with increasing mass content of nanotubes. The method of stationary heat flow was used to determine the coefficient of thermal conductivity of samples of a phase-changing material with nanotubes. According to the measurement results, the maximum increase in the thermal conductivity of paraffin in the solid state was 22 % at a nanotube concentration of 0.5 wt.%. The thermal conductivity coefficients of various materials with «contrasting» inclusions are compared according to the results of calculations and experiments.

Keywords: phase-change material, graphene nanotubes, paraffin, coefficient of thermal conductivity, scanning calorimeter, experimental study.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-50-65

REFERENCES

- Zalba B., Marin J.M., Cabeza L.F, Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied Thermal Engineering*, 2003, vol. 23, pp. 251–283. DOI: 10.1016/S1359-4311(02)00192-8.
- Jaguemont J., Omar N., Bossche P. Van den, Mierlo J. Phase-change materials (PCM) for automotive applications: A review. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 132, pp. 308– 320.
- 3. Dincer I., Hamut H.S., Nader J. *Thermal management of electric vehicle battery systems*. Chichester, West Sussex, Wiley, 2017. 480 P.
- 4. Arshad A., Ali H.M., Yan W.-M., Hussein A.K., Ahmadlouydarab M. An experimental study of enhanced heat sinks for thermal management using n-eicosane as phase change material. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 132, pp. 52–66.
- Karthikeyan S., G. Ravikumar Solomon, Kumaresan V., Velraj R. Parametric studies on packed bed storage unit filled with PCM encapsulated spherical containers for low temperature solar air heating applications. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 78, pp. 74–80.
- Souayfane F., Fardoun F., Biwole P.H. Phase change materials (PCM) for coolingapplications in buildings: a review. *Energy and Buildings*, 2016, vol. 129, pp. 396–431.
- Hunger M., Entrop A.G., Mandilaras I., Brouwers H.J.H., Founti M. The behavior of selfcompacting concrete containing micro-encapsulated phase change materials. *Cement and Concrete Composites*, 2009, vol. 31, pp. 731–743.
- Kant K., Shukla A., Sharma A., Biwole P.H. Heat transfer study of phase change materials with graphene nanoparticle for thermal energy storage. *Solar Energy*, 2017, vol. 146, pp. 453–463.

- Tinti A., Tarzia A., Passaro A., Angiuli R. Thermographic analysis of polyurethane foams integrated with phase change materials designed for dynamic thermal insulation in refrigerated transport. *Applied Thermal Engineering*, 2014, vol. 70, pp. 201–210.
- Castellón C., Medrano M., Roca J., Cabeza L.F., Navarro M.E., Fernández A.I., Lázaro A., Zalba B. Effect of microencapsulated phase change material in sandwich panels. *Renewable Energy*, 2010, vol. 35, pp. 2370–2374.
- 11. Borodulin V.Yu., Nizovtsev M.I. Heat-inertial properties of walls of lightweight thermal insulation with phase change materials. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, vol. 1105, p. 012108.
- Anand A., Shukla A., Sharma A. Recapitulation on latent heat hybrid buildings. *International Journal of Energy Research*, 2020, vol. 44, pp. 1370–1407.
- Singh S.P., Bhat V. Performance evaluation of dual phase change material gypsum board for the reduction of temperature swings in a building prototype in composite climate. *Energy* and Buildings, 2018, vol. 159, pp. 191–200.
- Shi X., Memon S.A., Tang W., Cui H., Xing F. Experimental assessment of position of macro encapsulated phase change material in concrete walls on indoor temperatures and humidity levels. *Energy and Buildings*, 2014, vol. 71, pp. 80–87.
- Yang Y., Kong W., Cai X. Solvent-free preparation and performance of novel xylitol based solid-solid phase change materials for thermal energy storage. *Energy and Buildings*, 2018, vol. 158, pp. 37–42.
- 16. Kong W., Fu X., Liu Z., Zhou C., Lei J. A facile synthesis of solid-solid phase change material for thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 117, pp. 622–628.
- Mills A., Farid M., Selman J.R., Al-Hallaj S. Thermal conductivity enhancement of phase change materials using a graphite matrix. *Applied Thermal Engineering*, 2006, vol. 26, pp. 1652–1661.
- Nizovtsev M.I., Borodulin V.Yu, Letuhko V.N., Terekhov V.I., Poluboyarov V.A., Berdnikova L.K. Heat transfer in a phase change material under constant heat flux. *Thermophysics* and Aeromechanics, 2019, vol. 26, no. 3, pp. 313–324. Translated from *Teplofizika i aer*omekhanika, 2019, vol. 26, no. 3, pp. 337–350.
- 19. Wang Y., Chen Z., Ling X. An experimental study of the latent functionally thermal fluid with micro-encapsulated phase change material particles flowing in microchannels. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 105, pp. 209–216.
- Hayat M.A., Chen Y. A brief review on nano phase change material-based polymer encapsulation for thermal energy storage systems. *Energy and Sustainable Futures: Proceedings of* 2nd ICESF 2020. Cham, Springer, 2021, pp. 19–26.
- 21. Zalba B., Marín J.M., Cabeza L.F., Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied Thermal Engineering*, 2003, vol. 23, pp. 251–283.
- Kibria M.A., Anisur M.R., Mahfuz M.H., Saidur R., Metselaar I.H.S.C. A review on thermophysical properties of nanoparticle dispersed phase change materials. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 95, pp. 69–89.
- Liu C., Rao Z., Zhao J., Huo Y., Li Y. Review on nanoencapsulated phase change materials: preparation, characterization and heat transfer enhancement. *Nano Energy*, 2015, vol. 13, pp. 814–826.
- Nurten S., Fois M., Paksoy H. Improving thermal conductivity phase change materials a study of paraffin nanomagnetite composites. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2015, vol. 137, pp. 61–67.
- 25. Cui Y., Liu C., Hu S., Yu X. The experimental exploration of carbon nanofiber and carbon nanotube additives on thermal behavior of phase change materials. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2011, vol. 95, pp. 1208–1212.
- Xie X.-L., Mai Y.-W., Zhou X.-P. Dispersion and alignment of carbon nanotubes in polymer matrix: a review. *Materials Science and Engineering: R: Reports*, 2005, vol. 49, pp. 89–112.
- 27. Maxwell J.C. A treatise on electricity and magnetism. Oxford, Oxford University Press, 1904. 435 p.
- Bruggeman D.A.G. Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen. Annalen der Physik, 1935, Bd. 416, no. 7, pp. 636–664.
- 29. Meredith R.E., Tobias C.W. Conductivity in emulsions. *Journal of The Electrochemical Society*, 1961, vol. 103, pp. 286–290.

- 30. Chudnovskii A.F. *Teplofizicheskie kharakteristiki dispersnykh materialov* [Thermophysical properties of dispersed materials]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1962. 452 p.
- 31. Xu Y., Kinugawa J., Yagi K. Development of thermal conductivity prediction system for composites. *Materials Transactions, JIM*, 2003, vol. 44, no. 4, pp. 629–632.
- Epov M.I., Terekhov V.I., Nizovtsev M.I., Shurina E.L., Itkina N.B., Ukolov E.S. Effective thermal conductivity of dispersed materials with contrast inclusions. *High Temperature*, 2015, vol. 53, no. 1, pp. 45–50. Translated from *Teplofizika vysokikh temperature*, 2015, vol. 53, no. 1, p. 48.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



Низовцев Михаил Иванович – родился в 1955 году, д-р техн. наук, заведующий лабораторией проблем энергосбережения Института теплофизики СО РАН. Область научных интересов: строительная теплофизика, тепло- и массообменные процессы и оборудование. Опубликовано 270 научных работ (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. E-mail: nisovtsev@itp.nsc.ru).

Nizovtsev Mikhail Ivanovich (b. 1955) – Doctor of Sciences (Eng.), Head of the Laboratory of Energy Saving Problems of the Institute Thermophysics SB RAS. His research interests are currently focused on building thermophysics and heat and mass transfer processes. He is the author of 270 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: nisovtsev@itp.nsc.ru)



Летушко Владимир Николаевич – родился в 1967 году, ведущий инженер лаборатории проблем энергосбережения Института теплофизики СО РАН. Область научных интересов: тепло- и массообменные процессы и оборудование. Опубликовано 60 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. Е-mail: lvn321@yandex.ru).

Letushko Vladimir Nikolaevich (b. 1967) – leading Engineer of the Laboratory of Energy Saving Problems of the Institute thermophysics SB RAS. Area of scientific interests: heat and mass transfer processes and equipment. He is the author of 60 scientific papers (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia, 630090. E-mail: lvn321@yandex.ru).



Стерлягов Алексей Николаевич – родился в 1978 году, старший научный сотрудник лаборатории проблем энергосбережения Института теплофизики СО РАН. Область научных интересов: строительная теплофизика, тепло- и массообменные процессы в пористых материалах. Опубликовано 115 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. E-mail:sterlyagov@itp.nsc.ru).

Sterlyagov Aleksey Nikolaevich (b. 1978) – senior Researcher, Laboratory of Energy Saving Problems Institute of Thermal Physics SB RAS. Area of scientific interests: building thermal physics, heat and mass transfer processes in porous materials. He is the author of 150 scientific papers (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: sterlyagov@itp.nsc.ru).

Статья поступила 19.09.2022 г. Received September 19, 2022

To Reference:

Nizovtsev M.I., Letushko V.N., Sterlyagov A.N. Povyshenie teploprovodnosti fazoizmenyaemogo materiala grafenovymi nanotrubkami [Increasing the thermal conductivity of the phase-change material graphene nanotubes]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 50–65. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-50-65.

НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

ДОКЛАДЫ АКАДЕМИИ НАУК ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Выпуск 4 (57) октябрь-декабрь 2022

Выпускающий редактор И.П. Брованова Корректор И.Е. Семенова Компьютерная верстка Н.В. Гаврилова

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции Издание соответствует коду 95 2000 ОК 005-93 (ОКП)

Подписано в печать 22.12.2022. Выход в свет 27.12.2022. Бумага офсетная. Формат 70×108 1/16 Тираж 300 экз. Уч.-изд. л. 5,95. Печ. л. 4,25. Изд. № 261. Заказ № 11. Цена свободная

Отпечатано в типографии Новосибирского государственного технического университета 630073, Новосибирск, пр. К. Маркса, 20

16+

Индекс журнала в Роспечати 82961