

ISSN 2073-8730

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ  
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

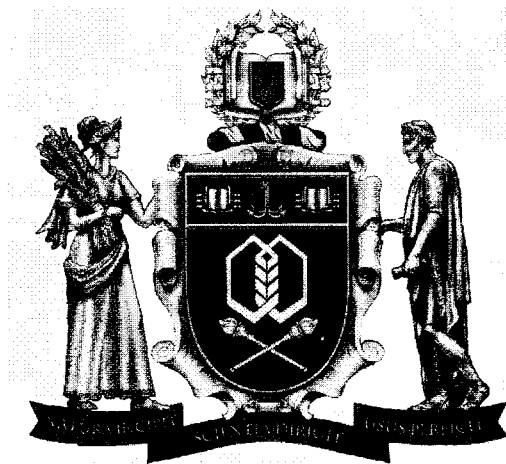
# НАУКОВІ ПРАЦІ

ВИПУСК 45

ТОМ 1

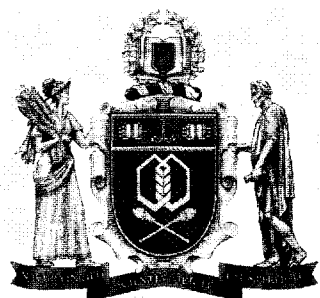
ПУБЛІКУЄТЬСЯ ЗА МАТЕРІАЛАМИ  
XV МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

*"АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ І ЕКОЛОГІЇ"*



ОДЕСА

2014



## НАУКОВІ ПРАЦІ ОНАХТ

Випуск 45, том 1, 2014

Наукове видання  
серія  
Технічні науки

**Засновник:**  
Одеська національна  
академія харчових  
технологій

**Засновано в Одесі**  
у 1937 р.  
Відновлено з 1994 р.

Наукові праці ОНАХТ входять до нового Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися основні результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Бюлетень ВАК України, № 5, 2010)

**Головний редактор**

**Заступник головного редактора**

**Відповідальний редактор**

*Єгоров Б.В.*, д-р техн. наук, професор

*Капрельяниц Л.В.*, д-р техн. наук, професор

*Станкевич Г.М.*, д-р техн. наук, професор

**Редакційна колегія:**

*Амбарцумянц Р.В.*, д-р техн. наук, проф.

*Безусов А.Т.*, д-р техн. наук, проф.

*Бурдо О.Г.*, д-р техн. наук, проф.

*Віннікова Л.Г.*, д-р техн. наук, проф.

*Гапонюк О.І.*, д-р техн. наук, проф.

*Гладушняк О.К.*, д-р техн. наук, проф.

*Ткаченко Н.А.*, д-р техн. наук, проф.

*Іоргачова К.Г.*, д-р техн. наук, проф.

*Осіпова Л.А.*, д-р техн. наук, доц.

*Савенко І.І.*, д-р екон. наук, проф.

*Павлов О.І.*, д-р екон. наук, проф.

*Тележенко Л.М.*, д-р техн. наук, проф.

*Черно Н.К.*, д-р техн. наук, проф.

*Хобін В.А.*, д-р техн. наук, проф.

*Шутенко Є.І.*, канд. техн. наук, доц.

**За достовірність інформації  
відповідає автор публікації**

ББК 36.81 + 36.82

Реєстраційне свідоцтво  
КВ № 12577-1461 ПР  
від 16.05.2007 р. Видано  
Міністерством юстиції України

Усі права захищені.  
Передрук і переклади дозволяються  
лише зі згоди автора та редакції

Рекомендовано до друку Ученою  
радою Одеської національної  
академії харчових технологій,  
протокол № 9 від 29.04.2014 р.

Мова видання:  
українська, російська, англійська

УДК 663 / 664

**Одеська національна академія харчових технологій**

Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій

Міністерство освіти і науки України. – Одеса: 2014. – Вип. 45. – Том 1. – 124 с.

**Адреса редакції:**

вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039

© Одеська національна академія харчових  
технологій. 2014 р.

## ТЕПЛОФИЗИЧЕСКОМУ ФАКУЛЬТЕТУ – 50 ЛЕТ

Теплофизический факультет был открыт в 1963 году при Одесском технологическом институте, сейчас Одесская национальная академия пищевых технологий, которую возглавляли и возглавляют в разные периоды профессора: Платонов П. Н.; Чайковский В. Ф., Захаров Н. Д. и Егоров Б. В. — руководители, которых объединяет главное — чувство нового, стремление к расширению вуза, к открытию новых направлений подготовки, новых специальностей и специализаций, к превращению вуза в учебное заведение мирового уровня.

Весомый вклад в развитие факультета внесли ректоры: Платонов П.Н., Мартыновский В.С. Алексеев В.П., Чумак И.Г., Питула В.В.

В 1959-1960 учебном году в академии, тогда Одесский технологический институт, была проведена большая работа по определению перспектив и направлений дальнейшего развития. Вопрос о профиле академии обсуждался на ректорате, собраниях и совещаниях ведущих ученых.

Ректорат систематически изучал и обобщал опыт работы других вузов, проводил консультации с МВССО СССР и УССР. Инициатива академии была поддержана, и уже в 1961-1962 учебном году в академии была начата подготовка инженеров по новым специальностям.

На механическом факультете в 1962-1963 учебном году начала осуществляться подготовка по восьми специальностям, в том числе таким новым как инженерная теплофизика, проектирование, монтаж и эксплуатация атомных станций, водоподготовка и водный режим тепловых и атомных электростанций.

Осенью 1962 года в только что построенном двухэтажном корпусе у котельной (позже достроили третий этаж и назвали «Теплофизический корпус»), состоялась историческая встреча заведующего кафедрой общей теплотехники профессора Гохштейна Д. П., доцента Горбиса З. Р., к.т.н. Календарьян В. А. и ректора Платонова П. Н., где обсуждался вопрос о создании факультета теплофизики со специальностями: инженерная теплофизика, атомные энергетические установки, водоподготовка; перевод с механического факультета специальности теплоэнергетика промышленных предприятий на новый факультет. Решено было ехать в Москву к Министру высшего и среднего специального образования СССР ректору Платонову П. Н. и профессору Гохштейну Д. П. Собирались пригласить и члена-корреспондента АН УССР профессора Бузника В. М. из Николаевского кораблестроительного института им. Макарова на должность декана, а Пасечника И. В. из Одесского института инженеров морского флота — на должность заведующего кафедрой водоподготовки.

Возвратившись из МинВУЗа СССР с полной поддержкой о создании факультета, начали набор специалистов-практиков.

Профессор Бузник В. М. был назначен на общественных началах заведующим кафедрой теоретических основ теплотехники. Заведующий кафедрой инженерной теплофизики стал профессор Гохштейн Д. П., а кафедрой атомных установок — доктор технических наук Горбис З. Р.

1 июля 1963 года МВССО УССР издается приказ № 299. На основании этого приказа ректор Платонов П.Н. издает приказ по Одесскому технологическому институту от 28 августа 1963 года № 425 об организации с 1 сентября текущего года теплофизического факультета.

Так, 1 сентября 1963 года открывается теплофизический факультет — факультет, с которого фактически начинается история факультета прикладной экологии, энергетики и нефтегазовых технологий.

При кафедре инженерной теплофизики вскоре приказом Минвуза СССР была открыта проблемная лаборатория «Энергетические установки на неводных парах». Ее научным руководителем был назначен заведующий кафедрой инженерной теплофизики профессор Гохштейн Д.П. Это привело к росту числа сотрудников кафедры. На помощь к уже работающим сотрудникам (Элькину Г.И., Бахтиозину Р.А., Календарьян В.А., Горбису З.Р., Кесельману П.М., Лагуткину О.Д. и другим) пришла большая группа молодых и амбициозных выпускников одесских вузов. Среди них были, отличающиеся прекрасной теоретической подготовкой, Гутман И.И. и Щекатолина С.А. Позже к ним присоединился выпускник физфака Одесского государственного университета Онищенко В.П., а также группа молодых специалистов из Одесского политехнического института (Халайджи В.Н., Киров В.С., Зубатов М.Г., Смирнов Г.Ф., Дегтярев В.П., Мальцева Г.В., Томашева Л.В., Клок А., Лебедев Ю.П., Олисевиц Е.К.) и Одесского института инженеров морского флота — аспирантов профессора Кесельмана П.М. (Бестужев А.С., Бланк Ю.И., Горькин С.Ф., Котляревский П.А., Чернышев С.К. и др.).

На кафедру теоретических основ теплотехники, возглавляемую профессором Бузником В.М., в аспирантуру поступили Александров В.А., Замкевич Б.В., Луканов И.И. Позднее аспирантами этой кафедры стали Лунев В.Б., Доманский Р.А., Пучков Б.В. и др. при научном руководстве проф. Чайковским В.Ф.

Первым деканом теплофизического факультета стал специалист в области водоподготовки на электрических станциях доцент Пасечник И.В., пользовавшийся большим уважением и любовью сотрудников и студентов. Это был без преувеличения отец факультета.

На этом посту его сменил доцент Лагуткин О.Д., который до этого был заместителем у Пасечника И.В. Лагуткин О.Д. обладал прекрасным педагогическим мастерством, он отличался исключительной эрудицией.

В разные годы деканами факультета были: Афтьев Ю.М., Никольшин Р.К., Мазур В.А.; Онищенко В.П.; Потапов М.Д.; Зацеркляный М.М.

Каждый из них много сделал для сохранения факультета, для развития и приумножения тех славных традиций, начало которым было положено организаторами факультета.

На факультете с момента его создания царит атмосфера творческого поиска. Преподавателями, научными сотрудниками, аспирантами при активном участии студентов проводились исследования по актуальной тематике, охватывающей разработку новых методов термодинамического анализа энергетических установок и способов повышения их эффективности, изучение теплообмена в дисперсных средах применительно к охлаждению газографитных ядерных реакторов и утилизации теплоты отходящих газов в энергетике, металлургии, пищевой и химической промышленности, исследования тепло- и массообмена при конденсации фреонов и их смесей, создание методов расчета и прогнозирования теплофизических свойств жидкостей и газов.

Хорошую школу молодые ученые проходили в межвузовском семинаре по проблемам термодинамики, в работе которого принимали участие широко известные в СССР и за рубежом профессора Гохштейн Д.П., Мартыновский В.С., Казавчинский Я.З., Мельцер Л.З., и др.

Из числа сотрудников факультета докторские диссертации защитили: Горбис З.Р., Кессельман П.М., Календарьян В.А., Смирнов Г.Ф., Карнараки В.В., Геллер В.З., Сурин С.М., Бланк Ю.И., Таубман Е.И., Захаров Н.Д., Дорошенко А.В., Роганков В.Б., Рожнецов А.В., Мазур В.А., Железный В.П., Онищенко В.П., Титлов А.С., Притула В.В., Цыкало А.Л., Якуб Е.С., Якуб Л.Н. Артеменко С.В., и многие другие.

Первые наборы на специальности факультета составляли 75 человек. В группы студентов-теплофизиков приходило до 40...50 % выпускников средних школ с золотыми медалями и молодых людей со стажем работы не менее 2-х лет или отслуживших армию. Конкурс составлял в отдельные годы 10 и более человек на одно место и это притом, что абитуриенты сдавали 5 вступительных экзаменов.

Вот только некоторые известные личности, которые либо работали, либо были студентами факультета. Больше всех проработал на факультете лаборант кафедры теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей Захарченко А.А. Александр Афанасьевич связал свою судьбу сначала с кафедрой общей теплотехники технологического института им. И.В. Сталина с июля 1959 года. И сегодня он продолжает трудиться на факультете. На втором месте по верности и преданности факультету находится доцент кафедры теплофизики и прикладной экологии Щекатолина С.А. Выпускником номер один факультета является Титарь С.С. Сейчас он профессор Одесского национального политехнического университета.

Первым доктором наук из числа выпускников стал Мазур В.А. Сейчас он заведует кафедрой термодинамики и возобновляемых источников энергии на факультете. Сын Виктора Александровича, наш выпускник Артеменко Сергей, тоже доктор технических наук. Прекрасная семейственность или скорее научная династия.

Профессор Кессельман П.М. заведовал кафедрой инженерной теплофизики, его дочь — профессор Онуфриева Ф.П. проживает и работает сейчас во Франции.

Якуб Е.С. — профессор — заведующий кафедрой в Одесском национальном экономическом университете, жена — Якуб Л.Н. подготовила к защите докторскую диссертацию. Сестра Лидии Николаевны — Лариса Николаевна — доцент Киевского ВУЗа, ее муж — тоже наш выпускник доцент Киевского ВУЗа.

Династии Бошковых, Железных, Угольниковых, Потапов-Дорошенко, Кобы и многие другие.

Среди наших выпускников — Народный Учитель Советского Союза — Палтышев Николай Николаевич.

Факультет на протяжении 50 лет своего существования изменял свое название. Неизменными оставались высочайший уровень подготовки специалистов для промышленности, науки, для способности выпускников занять ведущие позиции практически во всех сферах деятельности не только в Одессе, области, но и во всех уголках Украины, СНГ, и во многих странах мира.

В Одесском национальном политехническом университете трудятся бывшие наши студенты: доктор технических наук — Кишневский В.А., кандидаты наук Дорошенко Ж.Ф., Ткачев С.Н., Чулкин О.А, и другие.

В Киеве работал бывший наш студент — Ленинский стипендиат, кандидат технических наук, доцент Стамбровский Виктор. Он и его однокурсница Разина Аэлита защищали дипломные проекты в Москве, во ВНИИ Горения, которым руководил академик, лауреат Нобелевской премии Семенов Н.Н. Профессор Разина А. затем работала в институте вулканологии.

Заместителем мера Киева был Кириян Валерий.

Работают сейчас в США кандидаты технических наук: Спокойный Ф.Е.; Черняк Ю.А.; Берман М.И.; в Анголе — Гарбуз А.А., в Австралии — Колтун П.П. В США признан одним из ведущих адвокатов страны наш выпускник Горбис Борис, а крупнейшим специалистом в закрытом научном центре — Бейзман Александр. НИИ «Шторм» в Одессе был на 90 % укомплектован выпускниками теплофизического факультета. Сейчас даже трудно перечислить, сколько наших ученых там работало. Хочется назвать Зродникова В.В. и Гниличенко В.И., который привел внука учиться на наш теплофизический факультет.

Лоскутов Всеволод представитель МИД России в Украине. Карпенко В.Н. — один из главных специалистов Курской атомной станции, работал на Белоярской атомной. Многие из первых выпусков атомщиков занимали высокие позиции: На Кольской АЭС, Чернобыльской АЭС, Ровенской АЭС и др.

Килимченко Георгий, атомщик первого выпуска, еще при Советском Союзе работал начальником отдела Министерства среднего машиностроения СССР.

Наш выпускник — Вассерман Анатолий, названный во всемирной паутине эрудитом номер один планеты.

Учился на факультете гроссмейстер Владимир Тукмаков, ставший, будучи студентом, чемпионом мира по шахматам среди студентов.

На основании приказа МВССО УССР № 480 от 18 июля 1969 года с целью ликвидации параллелизма в подготовке специалистов, улучшения учебно-методической и научно-исследовательской работы, четкого разделения профилей Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности и Одесского технологического института им. М.В. Ломоносова с 1 сентября 1969 года механический и технологический факультеты Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности, профессорско-преподавательский и учебно-вспомогательный состав соответствующих кафедр, проблемные и отраслевые лаборатории, научные группы, аспиранты и студенты всех форм обучения специальностей: 0517 — машины и аппараты пищевых продуктов; 1005 — технология виноделия; 1007 — технология консервирования; 1009 — технология мяса и мясных продуктов переведены в Одесский технологический институт им. М.В. Ломоносова.

Теплофизический факультет Одесского технологического института им. М.В. Ломоносова, профессорско-преподавательский и учебно-вспомогательный состав кафедр, проблемные и отраслевые лаборатории, научные группы, аспиранты и студенты всех форм обучения специальностей; 0306 — водоподготовка и водный режим тепловых и атомных электростанций; 0309 — теплофизика; 0310 — атомные электростанции с 1 сентября 1969 года переведены в Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности.

В связи со значительным развитием и расширением на Украине добычи природного газа и его транспортировки, возникает потребность в подготовке инженеров-механиков, по специализации «Машины и установки для транспортировки и разделения природного газа», которых не готовили в вузах Украины. Такую подготовку инженеров-механиков имел возможность осуществить Одесский технологический институт пищевой промышленности за счет специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». На основании приказа Министра высшего образования УССР № 501 от 29 декабря 1959 года в ОТИПХП вводится с начала 1959/60 учебного года подготовка инженеров-механиков по специализации «Машины и установки для транспортировки и разделения природного газа» на специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки».

Трудный и вместе с тем славный 50-летний путь прошел факультет. Коллектив по праву гордится своими выпускниками, многие из которых показали себя настоящими патриотами Родины. Из стен факультета различные отрасли промышленности, получили огромное количество специалистов, видных ученых, организаторов и изобретателей. Дипломы о высшем образовании выданы сотням граждан ближнего и дальнего зарубежья. Многие выпускники занимают руководящие должности в центральных и территориальных органах исполнительной власти, государственных структурах, производственных объединениях, ВУЗах, конструкторско-технологических бюро.

Факультет сегодня — это мощный учебно-научный центр, включающий 5 кафедр, на которых ведется подготовка около 400 студентов по четырем направлениям и восьми специальностям. Направления подготовки:

- Теплоэнергетика;
- Электротехника и электротехнологии;
- Нефтегазовое дело;
- Экология, охрана окружающей природной среды и сбалансированное природопользование.

Специальности:

- Теплоэнергетика;
- Теплофизика;

- Газонефтепроводы и газонефтехранилища;
- Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии;
- Экология и охрана окружающей среды;
- Прикладная экология и сбалансированное природопользование;
- Экологическая безопасность;
- Экологический контроль и аудит.

На факультете функционирует четыре выпускающие кафедры. Эти кафедры осуществляют преподавание основных пакетов специальных дисциплин, научное руководство курсовыми работами и проектами, дипломным проектированием. Проводятся известные в мире научно-исследовательские работы, готовится учебная и учебно-методическая литература, издаются монографии, учебники и учебные пособия по всем специальностям. Кафедры факультета объединяют около 60 преподавателей, среди которых 4 академика Международной академии холода, один академик Украинской технологической академии, 13 докторов наук, 12 профессоров 35 кандидатов наук, 32 доцента. На всех кафедрах факультета имеется аспирантура и докторантура.

Бережно храня и развивая славные традиции, коллектив факультета прикладной экологии, энергетики и нефтегазовых технологий наращивает усилия в деле подготовки высококвалифицированных кадров на уровне мировых стандартов и опережающего научного обеспечения технического прогресса в отраслях, для которых на факультете ведется подготовка.

(по материалам пленарного доклада  
на торжественном заседании коллектива  
факультета прикладной экологии,  
энергетики и нефтегазовых технологий  
декана Зацеркляного М.М.

РОЗДІЛ 1  
**ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ  
РЕЧОВИН І МАТЕРІАЛІВ**

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНОЙ ЗАВИСИМОСТИ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПЕРЕНОСА ЖИДКИХ ГОМОЛОГОВ И ИХ СМЕСЕЙ

Горыкин С.Ф., канд. техн. наук, доцент

Институт холода, криотехнологии и экоэнергетики им. проф. В.С. Мартыновского  
Одесской национальной академии пищевых технологий, г. Одесса

*Предложена обобщенная методика расчета коэффициентов теплопроводности и вязкости жидких углеводородов и их смесей, принадлежащих одному гомологическому ряду, для использования которой не требуется никакой исходной информации, кроме молекулярной массы.*

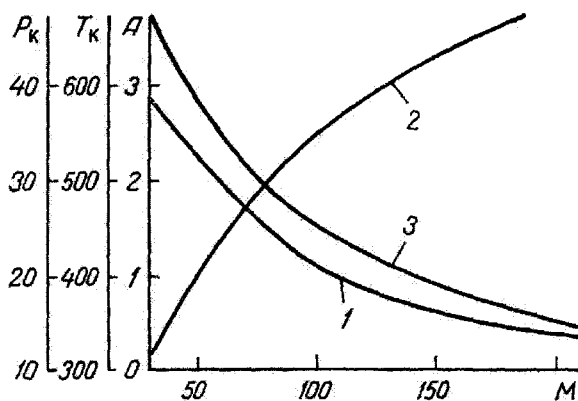
При решении многих задач химической технологии необходимо располагать надёжными данными по коэффициентам вязкости и теплопроводности жидких углеводородов и их смесей. Известен ряд методов расчёта  $\lambda$  и  $\eta$  [1], однако для использования большинства из них необходимо располагать хотя бы ограниченной экспериментальной информацией. В настоящей работе предлагается обобщенная методика расчета: температурной зависимости коэффициентов переноса жидких гомологов и их смесей, не требующая такой исходной информации.

**Коэффициент теплопроводности.** В работе [2] получена обобщенная зависимость для расчета жидкости в состоянии насыщения некоторых углеводородов и нефтяных фракций, основанная на однопараметрическом законе соответственных состояний:

$$\lambda_s = \sum_i \sum_j a_{ij} \cdot A^j \cdot \tau^{-i} \quad (1)$$

Однако для определения критерия  $A$  необходимо располагать данными о кривой давления насыщенных паров. Кроме того, корреляция (1) не предназначена для расчета  $\lambda$  смесей.

Проведенный анализ показал, что для углеводородов и их дериватов критерий  $A$  и критические параметры в пределах гомологического ряда являются однозначными функциями молекулярной массы. На рисунке в качестве примера приведены такие зависимости для нормальных парафинов и олефинов, образующих с погрешностью, не превышающей погрешности соответствующих табличных данных, единую систему кривых (исключение составляет лишь  $P_k$  для 1-пентена). Из рис. 1 видно, что с увеличением молекулярной массы значения  $A$  у нормальных жидкостей уменьшаются, качественно повторяя ход зависимости  $P_k(M)$ . Аналогичные зависимости были получены для циклических и ароматических углеводородов, циклопентанов, циклогексанов, перфторпарафинов и других гомологических групп.



1 – критическое давление,  $10^5$  Па;  
2 – критическая температура, К;  
3 – критерий Филиппова  $A$

Рис. 1 – Зависимости критических параметров и критерия подобия Филиппова от молекулярной массы для  $n$ -парафинов и  $n$ -олефинов

Существование в рамках гомологического ряда однозначной функции  $A(M)$  дает возможность исключить из уравнения (1) критерий подобия  $A$  и получить корреляцию температурной зависимости теплопроводности от молекулярной массы. Для некоторых гомологических рядов углеводородов, используя экспериментальные данные [3–5], мы получили аналогичную форму такой зависимости, единую для всех исследованных рядов углеводородов:

$$\lambda = \sum_i \sum_j a_{ij} \cdot (M/100)^{-i} \cdot \tau^j \quad (2)$$

Коэффициенты уравнения (2), максимальная погрешность описания экспериментальных данных и интервалы представительства некоторых гомологов приведены в табл. 1. Из таблицы следует, что максимальные расхождения расчетных и экспериментальных значений теплопроводности находятся в интервале 1,6...3,9 %, что лежит в пределах экспериментальной погрешности измерений.

Таблица 1 – Коэффициенты уравнений (2) и (3)

Индексы	<i>n</i> -Парафины (C <sub>4</sub> –C <sub>20</sub> )		<i>n</i> -Олефины (C <sub>2</sub> –C <sub>20</sub> )		Алкил бензолы (C <sub>7</sub> –C <sub>14</sub> )	
	<i>a</i> <sub>ij</sub>	<i>b</i> <sub>ij</sub>	<i>a</i> <sub>ij</sub>	<i>b</i> <sub>ij</sub>	<i>a</i> <sub>ij</sub>	<i>b</i> <sub>ij</sub>
00	-0,017	595,4	2,206	2647,3	8,224	-374215,1
01	1,398	347,8	-10,983	-96,6	-42,728	68569,1
02	-3,297	-27,7	19,600	-28,6	84,192	-1748,1
03	2,310	1,26	-11,647	3,34	-56,658	-78,4
10	0,848	-946,2	-7,866	-10414,3	-31,319	851577,6
11	-5,706	284,2	42,428	1098,8	165,075	-163710,1
12	11,958	53,8	-76,618	250,9	-322,962	5792,7
13	-8,235	-4,78	45,550	-21,3	213,679	92,0
20	-0,735	101,7	8,365	7685,5	38,709	-635740,8
21	4,965	222,3	-45,158	1645,8	-205,087	129882,1
22	-10,451	-68,1	81,391	-694,8	394,611	-5882,0
23	7,218	7,29	-48,339	43,55	-257,917	6,2
30	0,173	26,9	-1,765	-861,8	-15,348	155809,4
31	-1,148	-70,5	9,548	-1561,9	81,369	-33680,4
32	2,418	17,2	-17,204	390,9	-155,282	1825,6
33	-1,680	-1,64	10,214	-20,97	100,569	-19,4
Количество экспериментальных точек	249	104	128	39	121	39
Максимальная относительная погрешность, %	3,9	4,4	1,6	5,6	3,4	6,4

У некоторых веществ (*n*-гексан, *n*-тридекан, *n*-октадекан) отмечено систематическое занижение расчетных значений λ по сравнению с экспериментальными на 1,5...3 %.

При разработке этой методики использованы данные о теплопроводности, не искаженные радиационным переносом тепла. Поправка на излучение к эффективным значениям теплопроводности, приведенным в справочной литературе и оригинальных работах для результатов, полученных методом плоского слоя, вводилась по методике [10], а для цилиндрического слоя — по [11]. Следует, однако, отметить, что в расчеты были заложены данные о теплопроводности жидкостей при температурах не выше 473 К, поэтому в соответствии с [11], где проведен подробный анализ влияния излучения на эффективную теплопроводность толуола, вклад радиационной составляющей теплового потока при толщине рабочего слоя жидкости 0,4...0,5 мм не превышал 5...6 %, а погрешность от ее учета при определении теплопроводности — 0,5 %.

**Коэффициент динамической вязкости.** С помощью описанного выше подхода и экспериментальных данных [3, 6] были получены близкие по форме уравнения для расчета температурной зависимости вязкости *n*-парафинов, *n*-олефинов и ароматических углеводородов

$$\eta = \sum_i \sum_j b_{ij} \cdot (M/100)^{-i} \cdot \tau^{3j} \quad (3)$$

Коэффициенты уравнений, максимальные погрешности описания и интервалы представительства углеводородов также приведены в табл. 1. Из таблицы видно, что максимальные отклонения расчетных значений коэффициента динамической вязкости от экспериментальных составляют 4,4...6,4 %. Погрешности больше 5 % отмечены только в 11 точках.

Температурный интервал экспериментальных данных, использованных для получения коэффициентов уравнений (2) и (3), составлял 0,38 ≤ τ ≤ 0,625. Однако для некоторых наиболее полно экспериментально исследованных углеводородов он был несколько шире: 0,33 ≤ τ ≤ 0,8.

**Коэффициенты переноса смесей углеводородов.** Важно отметить, что для расчета температурной зависимости коэффициентов теплопроводности и динамической вязкости по уравнениям (2) и (3) не тре-

бується ніякої додаткової інформації, крім критичної температури і структури рідкої фази (щоб віднести її до певного гомологічного ряду і обчислити молекулярну масу). Це відкриває хороші можливості використовувати запропоновану методику для розрахунку температурної залежності теплопровідності і в'язкості сумішей рідких речовин, компоненти яких належать до одного і того ж гомологічного ряду, якщо ідентифікувати таку суміш до певного вуглеводороду цього ряду з молекулярною масою  $M_{см}$  і критичною температурою  $T_{к,см}$ .

В роботі виконана перевірка рівнянь (2) і (3) на ряді сумішей рідких *n*-парафінів, результати вимірювань теплопровідності яких наведені в [5, 7], а в'язкості — в [8, 9]. При цьому молекулярна маса сумішей визначалася по адитивним складовим частям, а критична температура — по рівнянню (4), складеному для залежності  $T_k(M)$  в такій формі:

$$T_k = \sum_i a_i \cdot (100/M)^i, \quad (4)$$

де  $a_0 = 931,1$ ;  $a_1 = -569,9$ ;  $a_2 = 204,6$ ;  $a_3 = -26,93$ .

Результати розрахунків і порівняння з експериментальними даними наведені в табл. 2, з якої випливає, що найбільші розбіжності розрахункових і експериментальних величин співмірні з аналогічними показателями для чистих вуглеводородів.

**Таблиця 2 – Результати розрахунку коефіцієнтів теплопровідності і в'язкості сумішей *n*-парафінів**

Коефіцієнти	Інтервал представництва компонентів суміші	Кількість експериментальних точок	Літературний джерело	Максимальна відносна похибка, %
Теплопровідність	C <sub>5</sub> -C <sub>16</sub>	158	[5, 7]	4,6
В'язкість	C <sub>7</sub> -C <sub>16</sub>	114	[8, 9]	3,9

Таким чином, запропонована методику можна використовувати для розрахунку температурної залежності коефіцієнтів теплопровідності і в'язкості окремих гомологів, і їх сумішей. Такий висновок дає підставу передувати, що в межах гомологічних рядів речовин дані про коефіцієнтах переносу окремого гомолога можна інтерпретувати як відповідні властивості певної суміші з тією ж молекулярною масою, складеною з членів цього ряду.

Відомі нам результати експериментальних вимірювань теплопровідності і в'язкості вуглеводородів і їх сумішей дозволили перевірити справедливості цього передування. З усього різноманітності експериментальних даних по  $\lambda$  і  $\eta$  сумішей *n*-парафінів були обрані точки для таких сумішей, молекулярна маса яких з точністю до 1,5% збігалася з молекулярною масою будь-якого *n*-парафіна. Відповідно до обговорюваної концепції слід було очікувати збігання відповідних чисельних значень властивостей, що і відбулося в дійсності. В табл. 3, 4 наведені деякі результати таких порівнянь. З табл. 3 випливає, наприклад, що температурна залежність теплопровідності *n*-тридекана ідентична бінарній суміші C<sub>11</sub> + C<sub>16</sub> і трійній суміші C<sub>7</sub> + C<sub>11</sub> + C<sub>16</sub>, а  $\lambda$  *n*-октана — суміші C<sub>7</sub> + C<sub>11</sub>. Найбільші розбіжності порівнюваних величин ніде не перевищують 3,6%. Це свідчить про те, що в межах гомологічного ряду речовин результати експериментальних вимірювань теплопровідності рідких гомологів можуть бути інтерпретовані як дані про  $\lambda$  сумішей з тією ж молекулярною масою, компоненти яких також є членами цього гомологічного ряду. В загальному випадку, вирішуючи обернену задачу обчислення молекулярної маси суміші по відомим складовим частям і  $M$  компонентів, кожному гомологу можна передувати нескінченне число сумішей — еквівалентів по властивостям, компоненти яких також є гомологами цього ряду.

Аналогічно з експериментальних вимірювань [8, 9] нами виділені сумішеві аналоги по коефіцієнту динамічної в'язкості *n*-декану, *n*-ундекану і *n*-пентадекану (суміші C<sub>7</sub> + C<sub>11</sub> + C<sub>16</sub>), а також *n*-ундекану і *n*-тетрадекану (суміші C<sub>10</sub> + C<sub>16</sub>). Порівняння відповідних даних наведені в табл. 4, з якої видно, що розбіжності ніде не перевищують 3,0%.

Розглянутий підхід дозволяє значно розширити наші відомості про коефіцієнтах переносу сумішей рідких речовин і в багатьох випадках відмовитися від проведення трудомісткого і дорогого експерименту.

#### Обозначения

$\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності рідкої фази при атмосферному тиску (Вт/(м·К));  $\eta$  — коефіцієнт динамічної в'язкості рідкої фази при атмосферному тиску  $10^7 \cdot (\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2)$ ;  $\tau = T/T_k$  — приведена температура;  $T_k$  — критична температура;  $\pi = P/P_k$  — приведенне тиску;  $P_k$  — критичне тиску;  $M$  — молекулярна маса;  $A = 100\pi$  (при  $\tau = 0,625$ ) — критерій подоби Філіппова.

Таблиця 3 – Результати сравнения теплопроводности *n*-парафинов с данными по их смесям той же молекулярной массы

<i>n</i> -Парафин	<i>T</i>	$\lambda$	Состав смеси (*мольные доли)	$\lambda_{см}$	$((\lambda - \lambda_{см})/\lambda) \times 100\%$
<i>n</i> -Гептан	293,6	0,129	0,5C <sub>6</sub> *	0,1289	0,1
	313,2	0,123	0,5C <sub>8</sub>	0,1239	-0,73
	333,2	0,118		0,1187	-0,68
<i>n</i> -Октан	298	0,130	0,25C <sub>11</sub>	0,1271	2,2
	314	0,125	0,75C <sub>7</sub>	0,1240	0,8
	334	0,120		0,1192	0,07
<i>n</i> -Декан	293,8	0,135	0,333C <sub>7</sub>	0,1342	0,6
	303,5	0,132	0,333C <sub>11</sub>	0,1317	0,22
	313,4	0,131	0,333C <sub>16</sub>	0,1302	0,6
	324,2	0,128		0,1275	0,2
	332,4	0,126		0,1258	0,2
<i>n</i> -Додекан	294,6	0,141	0,25C <sub>16</sub>	0,1367	3,0
	314,1	0,137	0,75C <sub>11</sub>	0,1326	3,2
	333,9	0,133		0,1300	2,3
<i>n</i> -Тридекан	296,6	0,143	0,1C <sub>7</sub> *	0,1390	2,8
	315,2	0,139	0,299C <sub>11</sub>	0,1352	2,7
	333,4	0,136	0,601C <sub>16</sub>	0,1311	3,6
<i>n</i> -Тридекан	259,9	0,143	0,5C <sub>11</sub>	0,1390	2,8
	313,3	0,136	0,5C <sub>16</sub>	0,1369	-0,7
	334,1	0,135		0,1325	1,9

Таблиця 4 – Результаты сравнения вязкости *n*-парафинов с данными по их смесям той же молекулярной массы

<i>n</i> -Парафин	<i>T</i>	$\eta$	Состав смеси (*мольные доли)	$\eta_{см}$	$((\eta - \eta_{см})/\eta) \times 100\%$
<i>n</i> -Декан	303	8366	0,3C <sub>7</sub> *	8190	-2,1
	313	6960	0,65C <sub>11</sub>	7129	-2,4
	333	5601	0,05C <sub>16</sub>	5520	1,4
	353	4410		4462	-1,2
	363	4125		4045	1,8
	373	3630		3657	-0,7
<i>n</i> -Ундекан	313	8710	0,75C <sub>10</sub>	9000	-3,3
	333	6710	0,25C <sub>16</sub>	6840	-1,9
	353	5370		5500	-2,8
<i>n</i> -Ундекан	313	8710	0,05C <sub>7</sub> *	8612	1,1
	333	6710	0,9C <sub>11</sub>	6638	1,1
	353	5350	0,05C <sub>16</sub>	5228	2,2
	373	4370		4244	2,9
<i>n</i> -Тетрадекан	313	16000	0,25C <sub>10</sub>	16000	0
	333	11500	0,75C <sub>16</sub>	11700	-1,7
	353	8780		8900	-1,4
<i>n</i> -Пентадекан	303	22930	0,05C <sub>7</sub> *	23320	-1,7
	313	19500	0,05C <sub>11</sub>	19013	2,5
	333	13774	0,9C <sub>16</sub>	13422	2,4
	353	10200		9989	3,0
	363	8888		8740	1,6
	373	7850		7740	1,4

**Summary**

For a homological series of substances the generalized procedure is developed to calculate temperature-dependent viscosity coefficients and thermal conductivity of liquid hydrocarbons and their mixtures. A use of

this procedure requires information only about a molecular mass. It is shown that the data on transfer coefficients of separate homologs may be interpreted as data for the mixtures of the same molecular mass composed of the members of this series.

#### Литература

1. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
2. Геллер В.З., Запорожан Г.В., Роткоп А.Л. Обобщение данных о теплофизических свойствах нефтепродуктов. Теплопроводность. – ИФЖ, 1981. – Т. 40. – № 5. – С. 912.
3. VDI Heat Atlas. Second addition. Berlin Heidelberg: Springer – Verlag, 2010.
4. Мустафаев Р.А. Теплофизические свойства углеводородов при высоких параметрах состояния. – М.: Энергия, 1980. – 296 с.
5. Мухамедзянов Г.Х., Усманов А.Г. Теплопроводность органических жидкостей. – М.: Химия, 1971. – 115 с.
6. Керамиди А.С. Экспериментальное исследование коэффициента динамической вязкости жидких парафиновых углеводородов и нефтепродуктов. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Одесса, 1972.
7. Wada Y., Nagasaka Y., Nagashima A. Measurements and correlation of the thermal conductivity of liquid n-paraffin hydrocarbons and their binary and ternary mixtures // Int. J. Thermophys., 1985. – Vol. 6. – N 3. – P. 251-265.
8. Пугачевич П.П., Хворов Ю.А. // ЖФХ, 1978. – Т. 52. – № 6. – С. 1560.
9. Ducoulombier D., Zhou H., Boned C., Peyrelasse J. // J. Phys, Chem. 1986. – Vol. 90. – N 8. – P. 192-1700
10. Poltz H. //Int. Journ. Heat Mass Transfer. – 1965. – Vol. 8. – P. 515-524.
11. Геллер В.З., Парамонов И.А., Татевосов Г.Д. Теплофизические свойства жидкостей. – М., 1973. – С. 93-97.

УДК 532.13

## ОБЪЕМНАЯ ВЯЗКОСТЬ ФЛЮИДА В ОКРЕСТНОСТИ КРИТИЧЕСКОЙ ТОЧКИ ЖИДКОСТЬ-ГАЗ

Бошкова И.Л., канд. техн. наук, доц., Кузнецов И.О., канд. техн. наук, доц.,  
Анвар Зеангер, аспирант, Шамшик И.А., аспирантка  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Получено, что решение уравнения движения для случая течения сжимаемых флюидов в капилляре позволяет предсказать значения коэффициентов объемной вязкости при различной степени приближения к критической точке. Расчеты показали аномальный рост объемной вязкости в окрестности критической точки, что обусловлено значительным увеличением сжимаемости флюида.*

*Found that the solution of the equation of motion for the flow of compressible fluids in capillary lyare to predict values of the coefficients of bulk viscosity at a different degree of the approximation to the critical point. Calculations showed abnormal growth of bulk viscosity near the critical point, due to a significant increase in fluid compressibility.*

**Ключевые слова:** капилляр, ламинарный поток, критическая точка, объемная вязкость, сжимаемость.

Определение коэффициентов объемной вязкости жидкости, термодинамическое состояние которой близко к критической точке жидкость-газ, является сложной задачей, как для теоретиков, так и для экспериментаторов. Здесь требуется особая подготовка к эксперименту для сведения к минимуму влияния внешних сил. Так, при экспериментальном определении критической вязкости силы гравитации Земли приводили к существенной стратификации плотности [1]. Как отмечают авторы, неомогенность плотности составляет 7 % даже при малой высоте экспериментальной ячейки (0,7 мм), что затрудняет определение значений коэффициента вязкости в окрестности критической точки. Подобные ограничения наблюдались и для других термодинамических свойств [1]. Кроме того, особую проблему составляет значительный рост времени температурной релаксации: длительное существование экстремально малых температурных градиентов приводит к тому, что для установления равновесия требуется несколько часов или даже дней. Аномальное поведение объемной вязкости в окрестности критической точки можно аналитически описать при учете сопряжения гидродинамических и термодинамических эффектов в окрест-

ности критической точки, анализе нелинейности тензора напряжений с учетом флуктуаций плотностей энергии и массы, как было осуществлено в работе [2] для процесса адиабатного течения жидкости. В [3] предлагается зависимость для определения коэффициентов объемной вязкости, полученная при учете влияния сжатия жидкости на парную функцию распределения и межатомный потенциал. Применение этой зависимости для расчета коэффициента объемной вязкости в тройной точке Леннард-Джонсовской жидкости хорошо согласуется с результатами, полученными другими методами. Однако, как теоретическое моделирование, так и экспериментальное определение объемной вязкости  $\eta'$  пока не может привести к точным расчетным значениям для случая течения сжимаемой жидкости в канале. Вследствие этого при решении задач гидродинамики часто возникают проблемы определения эффективной вязкости, куда входит как объемная, так и сдвиговая компонента [4].

В предлагаемой работе для количественного определения значений  $\eta'$  при ламинарном течении сжимаемого флюида был использован метод, суть которого состоит в решении задачи расчета профиля скоростей по диаметру капилляра. Выбрав за критерий правильности значений  $\eta'$  условие равенства заданного и расчетного расходов, можно провести корректировку коэффициентов при любой степени приближения к критической точке.

#### Математическое описание модели и принятые допущения

Задача расчета распределения скоростей флюида по сечению капилляра решалась для следующих условий и допущений:

1. Жидкость движется в капилляре круглого сечения в термодинамическом состоянии, близком к критической точке, т.е. в условиях высокой сжимаемости потока.
2. Рассматривается изотермический процесс течения.
3. Поток является стационарным, изменением во времени характеристик потока можно пренебречь.
4. Давление в канале зависит только от продольной координаты и по сечению канала не меняется.
5. Силы гравитации не учитываются.
6. Течение является строго аксиальным, радиальные и азимутальные компоненты скорости равны нулю.

В рассматриваемых условиях уравнение движения принимает вид [5]:

$$\rho w \frac{\partial w}{\partial z} - \eta \left( \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} \right) = - \frac{dp}{dz} + \eta \left( \frac{4}{3} + \frac{\eta'}{\eta} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}. \quad (1)$$

Принимая, что  $\frac{\partial w}{\partial z} = const$  по сечению капилляра, т.е.  $\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z}$  (что допустимо для потоков с осевой симметрией и при допущении, что плотность и давление по сечению не меняется), из условия постоянства массового расхода  $G = A\bar{w}/\nu$  можно определить производную  $\frac{\partial w}{\partial z}$ :

$$\frac{\partial w}{\partial z} = \frac{G}{A} \left( \frac{\partial \nu}{\partial p} \right)_T \frac{dp}{dz}. \quad (2)$$

Для этого случая существует аналитическое решение уравнения (1), полученное авторами с помощью средств Maple V с учетом граничных условий (на стенке капилляра скорость равна нулю и максимальна — в центре):

$$w(r) = \frac{C - D}{k^2} \left( 1 - \frac{I_0(kr)}{I_0(kR)} \right), \quad (3)$$

где  $C = \left( \frac{4}{3} + \frac{\eta'}{\eta} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}$ ,  $D = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz}$ ,  $k^2 = \frac{G}{\nu A} \left( \frac{\partial \nu}{\partial p} \right)_T \frac{dp}{dz}$ ,  $I_0$  — функция Бесселя мнимого аргумента.

Уравнение (3) позволяет рассчитать распределение скорости потока по капилляру радиусом  $R$  при ламинарном режиме с учетом сдвиговой и объемной вязкости и может применяться как для несжимаемых, так и сжимаемых жидкостей. Когда жидкость несжимаема, расчет показывает, что профиль скоростей параболический и полностью совпадает по значениям со скоростями, получаемыми по известному уравнению [6]:

$$w(r) = - \frac{1}{4\eta} \frac{dp}{dz} (R^2 - r^2). \quad (4)$$

Расчеты по уравнению (3) показали, что без правильных значений коэффициентов объемной вязкости можно определить только качественное изменение формы профиля скоростей. Поэтому в качестве критерия достоверности предсказываемых коэффициентов принималось равенство массового расхода на входе массовому расходу в рассчитываемом сечении, который определялся по значениям рассчитываемых скоростей и плотности флюида.

В околокритической области изотермическая сжимаемость  $\beta = -\frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$  стремительно растет, что отражается в росте производной  $\left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$ , которая определяется по термодинамическому уравнению состояния исследуемой жидкости. При проведении расчетов для диоксида углерода первоначально принималось уравнение Редлиха-Квонга, однако в исследуемой области правильных количественных значений не удалось получить, что объясняется отклонением хода изотермы в околокритической области от кубической аппроксимации. Наиболее точные значения при расчете свойств диоксида углерода были получены с помощью уравнения состояния в виде зависимостей [7], где основное уравнение выражено в безразмерной форме энергии Гельмгольца с двумя независимыми переменными (плотность и температура). Это уравнение сопряжено с системой зависимостей, которые содержат 42 члена с показателями степеней, определенных с помощью специального процесса (метод эволюции) при использовании критически отобранных экспериментальных данных по давлению, плотности, теплоемкости, скорости звука и др. При выводе особое внимание было сфокусировано на описании термодинамических параметров в непосредственной близости к критической точке. С помощью пакета прикладных программ ThermoC [8], составленного на основе уравнения состояния [7], для окрестности критической точки получено уравнение критической изотермы  $p = p(v)_{T=T_c}$  в виде полинома и далее — определены значения производной  $\left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$ .

При расчете производной  $\frac{dp}{dz}$  предполагалось, что потери давления по длине соответствовали известным зависимостям для потерь давления при стабилизированном ламинарном течении, с тем отличием, что вместо коэффициента кинематической сдвиговой вязкости в числе Рейнольдса была принята эффективная вязкость в виде комбинации коэффициентов объемной и сдвиговой вязкости.

В табл. 1 представлены результаты расчета коэффициента объемной вязкости. Исходные данные приближались к условиям проведения эксперимента [9]. Вещество — диоксид углерода CO<sub>2</sub>, процесс идет по критической изотерме  $T_c = 304,19$  К, диаметр капилляра — 8 мм, массовый расход  $G = 2,1843 \cdot 10^{-4}$  кг/с.

**Таблица 1 – Изменение коэффициентов объемной вязкости при приближении к критической точке по отношению к коэффициентам сдвиговой вязкости**

№	Удельный объем $v, \text{ м}^3/\text{кг}$	Сжимаемость $\beta, 1/\text{Па}$	Соотношение $\eta'/\eta$
1	0,0017	$1,798 \cdot 10^{-5}$	0,00
2	0,002	$1,63 \cdot 10^{-4}$	0,001
3	0,0020922	$3,331 \cdot 10^{-1}$	0,01
4	0,002092270	2,519	0,29
5	0,002092275	4,743	0,39
6	0,002092276	5,759	0,48
7	0,002092277	7,328	0,81
8	0,002092278	10,072	1,79
9	0,002092279	16,103	2,7
10	0,00209228066	2669,05	128
11	0,00807	$2,1106 \cdot 10^{-8}$	0,00

Для случая несжимаемой жидкости объемная вязкость  $\eta'$  равна или приближается к 0 (гипотеза Стокса), и при расчете профиля скоростей по уравнению (3) ее вклад пренебрежимо мал. Из таблицы видно, что к особенностям критической точки следует отнести рост коэффициента объемной вязкости. В отличие от сдвиговой вязкости, на которую медленные процессы установления равновесия при сжа-

тии расширения жидкости влияния не оказывают [10], объемная вязкость, связанная с деформацией сжимаемых объемов, стремительно растет.

Полученные значения можно сопоставить с имеющимися экспериментальными данными. Соотношение коэффициентов объемной и сдвиговой вязкости, согласно экспериментальным данным, полученных на воде и органических жидкостях, может находиться в интервале от 1 до 120 [5]. По-видимому, такой разброс значений связан с различной степенью приближения к критической точке.

**Условные обозначения.**  $\rho$ ,  $\nu$  — плотность и удельный объем флюида,  $P$  — давление,  $w$  — скорость потока,  $\bar{w}$  — средняя скорость,  $G$  — массовый расход,  $R$ ,  $D$ ,  $A$  — радиус, диаметр и площадь поперечного сечения капилляра, соответственно;  $\eta$  — коэффициент динамической сдвиговой вязкости,  $\eta'$  — коэффициент объемной вязкости,  $\nu$  — коэффициент кинематической сдвиговой вязкости,  $r$  — текущий радиус,  $z$  — текущая координата.

### Выводы

Аналитически подтвержден аномальный рост коэффициентов объемной вязкости в окрестности критической точки, что свидетельствует об усилении объемной диссипации энергии и представляется одним из механизмов, компенсирующим рост сжимаемости.

### Литература

1. Berg R.F., Moldover M.R. Critical exponent for the viscosity of carbon dioxide and xenon // J. Chem. Phys. – 1990. – Vol.93. – No.3. – Pp. 1926-1938.
2. Onuki A. Dynamic equations and bulk viscosity near the gas-liquid critical point // Physical Review E. – 1997. – Vol.55. – No. 1. – Pp. 403-420.
3. Ocumura H., Yonezawa F. Approximate formula for bulk viscosity // J. Of Physical Society of Japan. – 2002. – Vol.14. – No.3. – P. 685-688.
4. Dellar P.J. Bulk and shear viscosities in lattice Boltzman equations // Published as DOI: 10.1103./PhysRevE.64.031203. – 2001. – P. 11.
5. Van den Berg H.R., ten Seldam C.A., Van der Gulic P.S. Compressible laminar flow in capillary //J. Fluid Mechanic. – 1993. – Vol. 246. – Pp. 1-20.
6. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. – Ленинград: Машиностроение. – 1976. – 502 с.
7. Span R., Wagner W. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa // J. Phys. Chem. Ref. Data. – 1996. – Vol.25. – No.6. – Pp. 1510-1594.
8. Deiters U.K. A modular program system for the calculation of thermodynamic properties of fluids // Chem. Eng. Technol. – 2000. – Vol. 23. – No.7. – Pp. 581-584.
9. Levent Sengers J.M.H., Deiters U.K., Klask U., Swidersky P, Schneider G.M Application of the Taylor dispersion method in supercritical fluids // I.J. of Thermophysic. – 1993. – Vol.14. – No.3. – Pp. 893-921.
10. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. – М.: Наука. 1– 986. – 736 с.

УДК 532.133

## РАСЧЕТ ВЯЗКОСТИ СМЕСЕЙ КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА С ИЗОПРОПИЛОВЫМ СПИРТОМ МОДИФИЦИРОВАННЫМ МЕТОДОМ ЖЁСТКИХ СФЕР

Шимчук Н.А., аспирант, Лапардин Н.И., канд. техн. наук, доцент,  
Геллер В.З., д-р техн. наук, профессор  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Вязкость смеси смазочного масла и изопропилового спирта были измерены в диапазоне температур от 303 до 343 К при массовой концентрации масла от 80 до 95 %. Модифицированным методом жёстких сфер проведен расчет вязкости в указанном диапазоне температур и состава смеси.*

*The viscosity of the mixture of the lubrication oil with the isopropyl alcohol have been measured over a temperature range from 303 to 343 K and a range of oil mass fraction from 80 to 95 %. A modified rough hard-sphere method was used to calculate viscosity in the indicated ranges of temperatures and compositions.*

**Ключевые слова:** смеси, температура, вязкость, смазочное масло.

### Введение

Как известно, для обеспечения стабильности нанофлюидов в базовые жидкости добавляют сурфактанты, одним из которых является изопропиловый спирт (ИС), при этом концентрация сурфактанта может быть значительной. Таким образом, при создании наномасел для компрессорных холодильных машин и использовании ИС в качестве сурфактанта, базовой жидкостью является смесь компрессорного масла с изопропиловым спиртом. При этом возникает проблема определения вязкости таких смесей, особенностью которых является большое отличие вязкости компонентов (в десятки раз) и их основных физико-химических параметров (молекулярной массы, нормальной температуры кипения, критической температуры и т.д.).

Анализ моделей вязкости для аналогичных систем (масло-хладоновые растворы), приведенный в монографии [1] и включающий различные правила смешения, метод самоотнесения, теорию трения ( $f$ -теорию), модель свободного объема, модель жестких сфер и др., показал, что большинство из рассмотренных моделей не приводит к положительным результатам.

Задача настоящей работы — использовать модифицированную модель жестких сфер (RHS) для расчета вязкости смесей компрессорного масла с изопропиловым спиртом.

### Модель жестких сфер для расчета вязкости жидких смесей

Модель жестких сфер [2] была разработана для корреляции коэффициентов самодиффузии, вязкости и теплопроводности жидкостей и их смесей в широком диапазоне давлений и температур. В рамках данной модели транспортные свойства плотных жидкостей выражаются в виде зависимостей от приведенного мольного объема, который связан с мольным объемом, соответствующим наибольшей плотности упаковки молекул. Эта идея была дополнена допущением о том, что в соответствующих состояниях существует взаимосвязь между экспериментальными значениями транспортных свойств веществ с несферическими шероховатыми молекулами с транспортными свойствами веществ с гладкими жесткими сферическими молекулами.

За последние годы ряд успешных корреляций вязкости жидкости основывались на этом методе. Модифицированную модель RHS применил Ассаэль и др. [2, 3] для нахождения вязкости многих жидкостей, включая чистые хладагенты, производные этана и метана. Гао и др. [4] использовали эту модель для прогнозирования вязкости бинарных и тройных смесей хладагентов, составленных из гидрофторуглеродов. Блезард и Тея [5], а также Тея и др. [6] представили таблицы параметров модели RHS для 58 полярных жидкостей, включая холодильные агенты R124, R125 и R134a. Лаесеке и Хафер [7] использовали модель RHS для нахождения вязкости фторированных пропановых изомеров R245fa, R245ca и R227ea. Геллер, Лапардин и Пивоварчук [8] использовали этот метод для прогнозирования вязкости двух и многокомпонентных смесей хладонов при этом отклонения результатов расчета от эксперимента не превышали 8 %.

По модифицированной модели RHS экспериментальные данные о вязкости  $\eta$  могут быть преобразованы к безразмерному виду  $\eta^*$  в соответствии с формулой

$$\eta^* = 6,0349 \cdot 10^8 \frac{\eta}{\rho^{2/3} M^{-1/6} (RT)^{1/2}}, \quad (1)$$

а зависимость приведенной вязкости  $\eta^*$  от плотности представлена эмпирической и универсальной для всех жидкостей корреляцией

$$\log(\eta^*/R_\eta) = \sum_{i=0}^7 a_i V_R^{-i}, \quad (2)$$

где  $a_0 = 1,0945$ ;  $a_1 = -9,2632$ ;  $a_2 = 71,039$ ;  $a_3 = -301,90$ ;  $a_4 = 797,69$ ;  $a_5 = -1222,0$ ;  $a_6 = 987,56$ ;  $a_7 = -319,46$ .

Подгоночными параметрами являются фактор «жесткости»  $R_\eta$  и плотноупакованный молярный объем  $V_0$  ( $V_R = V/V_0$ ). Эти параметры выделяются из экспериментальных данных для чистых жидкостей.  $R_\eta$  обычно принимается как константа, а  $V_0$  может быть представлен линейной зависимостью для ограниченного температурного диапазона или в виде полиномиальной функции приведенной температуры  $Tr = T/T_c$  ( $T_c$  — критическая температура).

Прогнозирование вязкости жидких смесей основывается на предположении, что смесь ведет себя как гипотетическая чистая жидкость с усредненными молекулярными параметрами, задаваемыми мольными долями чистых компонентов

$$V_{0,mix} = \sum_{i=1}^i x_i V_{0,i}, \quad (3)$$

$$R_{\eta,mix} = \sum_{i=1}^i x_i R_{\eta,i} \quad (4)$$

Проблема выбора псевдокритической температуры и молекулярной массы для компрессорного масла решалось оптимизацией этих параметров из условия минимума отклонения результатов расчета от экспериментальных данных. Для ИС эти параметры были взяты из справочника [9].

Подгоночные параметры  $R\eta$  и  $V_0$  были представлены, соответственно, как константа и температурная функция в полиномиальной форме

$$V_0 \cdot 10^6 = \sum_{i=0}^3 a_i T_r^i \quad (5)$$

Значения фактора «жесткости»  $R\eta$  и коэффициентов  $a_i$  уравнения (5) приведены в табл. 1.

**Таблица 1 – Значения  $R\eta$  и коэффициентов  $a_i$  в уравнении (5)**

	$R\eta$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
Изопропиловый спирт	1,061	74,93	-32,09	-	-
Компрессорное масло	1,383	229,9	-761,6	1317	-782,6

**Сравнение результатов расчета с экспериментом**

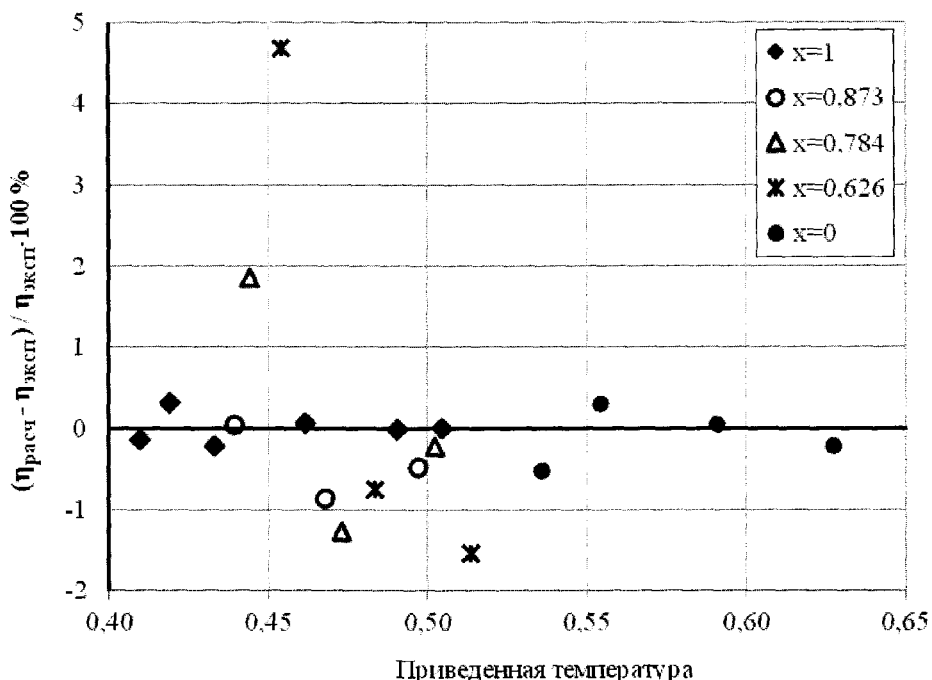
Полученные нами экспериментальные данные о вязкости чистых компонентов (изопропилового спирта и смазочного масла) приведены в табл. 2, а данные для их смесей трех составов с массовой концентрацией масла от 80 до 95 % в табл. 3. Там же проведено сравнение результатов расчета вязкости по модифицированной модели RHS с экспериментом. Графическое представление отклонений всех экспериментальных данных для изопропилового спирта, компрессорного масла и их смесей от расчетных значений вязкости показано на рис. 1.

**Таблица 2 – Экспериментальные данные и расчетные значения вязкости для изопропилового спирта и компрессорного масла**

Температура, К	Вязкость, мкПа·с		
	эксперимент	расчет	отклонение, %
Изопропиловый спирт			
293,15	2450	2437	-0,53
303,15	1826	1832	0,30
323,15	1058	1059	0,05
343,15	664	663	-0,22
Смазочное масло			
286,75	21887	21856	-0,14
293,15	16312	16365	0,33
303,15	10716	10693	-0,21
323,15	5512	5515	0,06
343,15	3330	3330	-0,01
353,15	2707	2707	0,00

**Таблица 3 – Экспериментальные данные и результаты расчета вязкости смеси смазочного масла и изопропилового спирта**

$T, K$	$c = 0,944$		$c = 0,899$		$c = 0,805$	
	$\eta, \text{мкПа}\cdot\text{с}$	$\delta, \%$	$\eta, \text{мкПа}\cdot\text{с}$	$\delta, \%$	$\eta, \text{мкПа}\cdot\text{с}$	$\delta, \%$
303,45	8074	0,05	6919	1,86	5371	4,68
323,15	4376	-0,85	3774	-1,26	2966	-0,74
343,35	2716	-0,46	2387	-0,21	1861	-1,53



**Рис. 1 – Отклонение экспериментальных данных для изопропилового спирта, компрессорного масла и их смесей от результатов расчета вязкости по модифицированной модели RHS при различных мольных долях масла  $x$**

#### Выводы

Проведено экспериментальное исследование вязкости смазочного масла и изопропилового спирта в области температур от 287 до 353 К, а также их смесей в диапазоне температур от 303 до 343 К при массовой доле масла от 80 до 95 %. Как видно из рис. 1, отклонение экспериментальных данных для изопропилового спирта, компрессорного масла и их смесей от результатов расчета вязкости по модифицированной модели RHS при различных мольных долях масла не превышают 2 % (за исключением одной опытной точки). Это позволяет сделать вывод об успешности использования модифицированной модели жестких сфер для расчета вязкости смесей смазочного масла с изопропиловым спиртом. Таким образом, применение модели RHS может быть рекомендовано для расчёта вязкости базовых жидкостей при создании наномасел для компрессорных холодильных машин.

#### Литература

1. Железный В. П., Семенюк Ю. В. Теплофизические свойства растворов хладагентов в компрессорных маслах. – Одесса:Фенікс, 2013. – 419 с. ISBN 978-966-438-692-7
2. Assael M. J. Correlation and prediction of dense fluid transport coefficients II. Simple molecular fluids / M. J. Assael, J. H. Dymond, M. Papadaki, P. M. Patterson // Fluid Phase Equil. – 1992. – № 75. – P. 245–255.
3. Assael M. J., Dymond J. H., Polimatidou S., K., Correlation and prediction of dense fluid transport coefficients. VII. Refrigerants// Int. J. Thermophysics. – 1995. – Vol. 16, No. 3, P. 761-772.
4. Gao X., Assael M. J., Nagasaka Y., Nagashima A. Prediction of the thermal conductivity and viscosity of binary and ternary HFC refrigerant mixtures// Int. J. Thermophysics. – 2000. – Vol. 21, No. 1, P. 23-34.
5. Bleazard J. G., Teja A. S. Extension of the rough hard-sphere theory for transport properties to polar liquids// Ind. Eng. Chem. Res. – 1996. – Vol. 35, P. 2453-2459.
6. Teja A. S., Smith R. L., King R., Sun T. Correlation and prediction of the transport properties of refrigerants using two modified rough hard-sphere models// In Proc. of 13th Symposium on Therm. Prop., Boulder, CO.-1997. – P. 347-362.
7. Laesecke A., Hafer R. F. Viscosity of fluorinated propane isomers. II. Measurements of three compounds and model comparisons// J. Chem. Eng. Data, in press, 2001.
8. Геллер В.З., Лапардин Н.И., Пивоварчук Т.И. Вязкость смесей хладагентов//Холодильна техніка і технологія. – 2005. – № 5 (97). – С. 5-14.
9. Рабинович В.А., Хавин З.Я. Краткий химический справочник: Справ. изд. / Под ред. А.А. Потехина и А.И. Ефимовой. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1991. – 432 с. ISBN 5-7245-0703-X.

**РОЗДІЛ 2**  
**ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНЕСЕННЯ ТЕПЛА**

## О НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ СУШКИ ЗЕРНОВОГО СЛОЯ В УСТРОЙСТВЕ С ВРАЩАЮЩИМСЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ТЕРМОСИФОНОМ

Смирнов Г.Ф., д-р техн. наук, профессор, Воскресенская Е.В., инженер  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г.Одесса

*Определены задачи совместного разогрева вращающегося испарительного термосифона и прилегающего к нему зернового слоя. Получена информация о начальном периоде нагрева слоя в виде формул и графиков.*

*The tasks of joint warming-up of the revolved evaporated thermosiphon and adherent to him grain-growing layer are certain. Information is got about the initial period of heating of layer as formulas and charts.*

**Ключевые слова:** процесс сушки, период прогрева зерна, устройство с вращающимся испарительным термосифоном.

Известно, что такие на первый взгляд простые процессы тепловой обработки и сушки являются весьма сложными и многосоставными. В большинстве случаев организацию этих процессов нельзя признать оптимальной и с энергетической точки зрения, достаточно научно обоснованной и максимально соответствующей кинетическим, гидродинамическим и термодинамическим закономерностям процессов. В поисках решения энергетически выгодных сценариев организации процесса сушки [1] в Одесской национальной академии пищевых технологий научной школой под руководством Бурдо О.Г. был спроектирован, создан и экспериментально проверен термомеханический агрегат на основе вращающегося испарительного термосифона (ИТС) [2]. В [3, 4] и других публикациях описываются условия экспериментальных исследований процесса сушки дисперсных пищевых продуктов (зерна амаранта, пшеницы, гороха) в этом устройстве.

Для лучшего понимания сути процесса сушки попробуем рассмотреть его поэтапно. В настоящей статье предлагается модель для расчёта теплового режима в этом процессе начиная с момента включения и до момента выхода на квази-установившийся режим.

Составим определение задачи совместного разогрева вращающегося ИТС и прилегающего к нему зернового слоя. Обозначим массу ИТС как  $M_1$ , а её удельную теплоемкость как  $C_1$ . Обозначим также массу жидкости внутри ИТС как  $M_2$ , а её удельную теплоемкость как  $C_2$ . Для прилегающего к ИТС слоя зерна введём такие обозначения: плотность  $\rho_3$ ; удельная теплоемкость  $C_3$ ; удельная температуропроводность  $a_3$ , толщина слоя зерна, прилегающего к ИТС  $\delta_3$ , эта величина для условий опытов может рассчитываться исходя из такого соображения: объём всего слоя  $V_3$ , разделённый на поверхность контакта ИТС + слой зерна  $S_3$ . Запишем систему уравнений, определяющих динамику разогрева ИТС и зернового слоя. Примем, что в начальный момент времени температура во всех точках слоя и ИТС будет одинакова и равна  $t_0$ , а в установившемся режиме в всех точках ИТС она будет равна  $t_{s0}$ . Тогда уравнение теплового баланса можно записать в таком виде:

$$Q = (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) \cdot \frac{dt_1}{dt} + \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot C_3 \cdot \frac{dt_3}{dt} + r \cdot V_2 \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (1)$$

Здесь  $t_3$  — средняя температура слоя,

$\rho_2$  — меняющаяся при нагреве плотность пара внутри ИТС;

$V_2$  — его объём внутри ИТС;

$r$  — теплота испарения.

Оценка величины последнего слагаемого в формуле (1) показывает, что им можно пренебречь. Между текущими значениями температур  $t_1$ ,  $t_3$  существует связь, определяемая условиями тепло-массо-переноса:

$$t_1 - t_3 = \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot C_3 \cdot \frac{dt_3}{dt} \cdot \frac{\lambda_3}{\sqrt{C_0 \cdot \tau \cdot a_3}} \quad (2)$$

решение этого уравнения для фиксированного значения  $t_1$  имеет такой вид:

$$2 \cdot \sqrt{\tau} + const = - \frac{\delta_3}{\sqrt{C_0 \cdot a_3}} \cdot \ln(t_1 - t_3) \cdot const =$$

$$= -\frac{\delta_3}{\sqrt{C_0 \cdot a_3}} \cdot \ln(t_1 - t_3)_0 \cdot (t_1 - t_3) = (t_1 - t_3)_0 \cdot \exp\left(-2 \cdot \frac{\delta_3}{\sqrt{C_0 \cdot a_3}} \sqrt{\tau}\right) \quad (3)$$

Здесь  $(t_1 - t_3)_0$  величина температурного напора на поверхности контакта ИТС и зернового слоя в начальный момент времени.

Следует рассматривать уравнения (1) и (3) совместно. Т.е. из (3) следует, что:

$$t_3 = t_1 - (t_1 - t_3)_0 \cdot \exp\left(-2 \cdot \frac{\delta_3}{\sqrt{C_0 \cdot a_3}} \sqrt{\tau}\right)$$

$$Q = (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) \cdot \frac{dt_1}{d\tau} + \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot C_3 \cdot \frac{dt_3}{d\tau}$$

совместное решение приводит к такому приближенному уравнению:

$$\frac{dt_1}{d\tau} = \frac{Q}{[(M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) + \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot C_3] - (t_1 - t_3)_0 \cdot \left(\frac{\delta_3}{\sqrt{C_0 \cdot a_3}} \sqrt{\tau}\right) \cdot \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot C_3 \cdot \exp\left(-2 \cdot \frac{\delta_3}{\sqrt{C_0 \cdot a_3}} \sqrt{\tau}\right)} \quad (4)$$

Величина  $Q$  — есть полная подводимая к ИТС тепловая мощность в установившемся режиме сушки.

Первые предварительные расчёты показали, что в начальные моменты времени в уравнении (4) определяющим динамику нагрева является первое слагаемое, в котором не требуется учитывать в знаменателе третье слагаемое. Т.е. в эти моменты времени динамика нагрева подчиняется условию:

$$\frac{dt_1}{d\tau} = \frac{Q}{(M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2)} \quad (5)$$

Отсюда также следует, что весь начальный период сушки связан с неустановившимся температурным режимом нагрева, когда основные температуры:

1. На контактной поверхности теплообмена.
2. В зерновом слое, начиная от зон, прилегающих к контактной поверхности и, включая остальные слои; существенно изменяются.

Это обстоятельство нужно учитывать в результирующей модели расчёта процесса сушки.

Кроме названных особенностей расчётов тепловых режимов сушки в начальный её период следует принять в внимание, что в этот период заметная доля подводимого теплового потока будет отводиться в окружающую среду от той части поверхности ИТС, которая не контактирует с зерновым слоем, но омывается воздухом окружающей среды. Если обозначить всю поверхность контакта  $S_3$ , а её долю имеющую контакт с зерном  $k_3$ , тогда та часть поверхности, от которой отводится тепло в окружающую среду будет равна  $S_{32}$ , и тепловая мощность, которая будет отводиться от неё свободной конвекцией будет равна  $\alpha_3 \cdot [(t_1 - t_{oc})] \cdot S_{32}$ . С учётом этого исходное уравнение (1) примет следующий вид:

$$Q = (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) \cdot \frac{dt_1}{d\tau} + \rho_3 \cdot \delta_3 \cdot S_3 \cdot k_3 \cdot C_3 \cdot \frac{dt_3}{d\tau} + \alpha_3 \cdot [t_1 - t_{oc}] \cdot S_{32} \text{ и } S_{32} = (1 - k_3) \cdot S_3 \quad (6)$$

Так как, как выше было показано, вторым слагаемым можно пренебречь, то для начального периода вместо (5) следует пользоваться уравнением такого вида:

$$\frac{Q}{[(M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2)] - \alpha_3 \cdot [t_1 - t_{oc}] \cdot S_{32}} = \frac{dt_1}{d\tau} \quad (7)$$

Решение (7) имеет следующий вид:

$$t_1 - t_{oc} = \frac{A_1}{B_1} \cdot [1 - \exp(-B_1 \cdot \tau)] \quad (8)$$

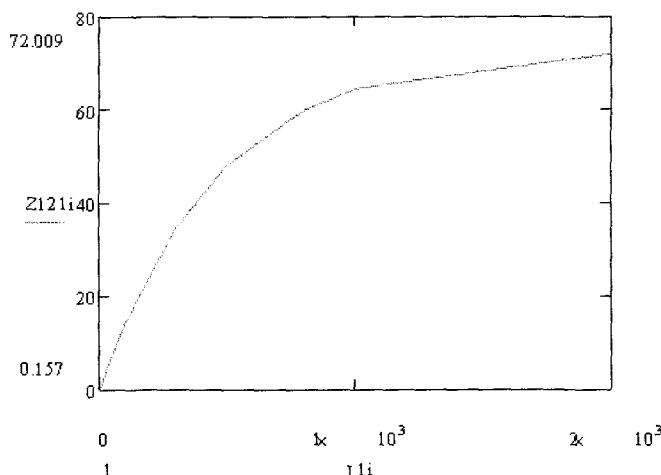
Здесь:

$$A_1 = \frac{Q}{[(M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) B_1]} = \alpha_3 \cdot \frac{S_{32}}{(M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2)} \quad (9)$$

$$\frac{A_1}{B_1} = \frac{Q}{\alpha_3 \cdot S_{32}} \quad (10)$$

При  $k_3 = 0,1$ ;  $S_{32} = 0,9 \cdot S_3$ ;  $\alpha_3 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\frac{A_1}{B_1} = 73 - 78 \text{ К}$ ;  $M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2 = 0,15 \cdot 500 + 0,2 \cdot 4200 = 915 \cdot \text{Дж}/\text{К}$ ;  
 $B_1 = 1,8/915 \cdot 1/\text{сек} = 0,00215$  и  $t_1 - t_{oc} = (73 - 78 \text{ К}) [1 - \exp(-0,00215 \tau)]$ .

Этой формулой определяется следующий график:



**Рис. 1 – Зависимость температурного перегрева внешней поверхности ИТС  $Z_{121i}=T_{ст}-T_{о.с.}$  от времени  $\tau_{1i}$  в секундах, для указанных условий**

Используя информацию о начальном периоде нагрева слоя в виде формул или графиков, можно переходить к расчёту процесса сушки.

**Литература**

1. Бурдо О.Г., Мілінчук С.І., Зиков О.В. Нові теплотехнології зерносушіння. // *Наук.-вироб. журнал – Випуск 3 – Одеса: Одеська національна академія харчових технологій – 2006. – С.16-21.*
2. Безбах И.В., Бурдо О.Г. Термомеханический агрегат для дисперсных продуктов // *Наукові праці ОНАХТ. – Одеса. – 1999. –Вип. 21. – С.234–237.*
3. H.F. Smirnov, E.V. Voskresenskaya THE GRAIN LAYER DRYING APPROXIMATED MODEL // *8th Minsk International Seminar Heat Pipes Heat Pumps Refrigerators Pover Sources, –September 12-15, –2011, –Belarus, –Vol.2, –2011, –р.203-208.*
4. Воскресенская Е.В. Особенности кинетики процесса сушки в термосифонно-механическом агрегате // *Одеса. – Наукові праці. – Вип.37. – 2010. – 84с.*

УДК 664.4

**ОЦЕНКА ТЕПЛОВОГО ЭФФЕКТА  
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАТЕРИАЛА  
С МИКРОВОЛНОВЫМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПОЛЕМ**

**Бошкова И.Л., к.т.н., доцент; Колесниченко Н.А., аспирантка  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса**

Преставлены результаты исследований теплового эффекта взаимодействия диэлектрических материалов с микроволновым электромагнитным полем. Оценивается доля тепловых потерь в общем тепловом потоке, получаемым в результате микроволнового нагрева. Анализируются данные по диэлектрическим характеристикам материала в зависимости от его вида, влажности, насыпной плотности и температуры. Рассмотрена возможность определения напряженности электрического поля с помощью теплового метода.

*Prestavleny results of the thermal effect of the interaction of dielectric materials with microwave electromagnetic field. Estimated proportion of heat loss in the total heat flow, are a result of microwave heating. Data are analyzed by the dielectric characteristics of the material depends on its type, moisture and temperature of the bulk density. The possibility of determining the electric field with the aid of a thermal method.*

**Ключевые слова:** теплота, микроволновое поле, толщина слоя, объем, КПД, диэлектрические характеристики, напряженность.

Особенности нагрева в микроволновом поле, определяемые также спецификой структуры диэлектрического материала (в основном — органического происхождения), накладывают ряд ограничений, непосредственно связанных с требованиями к качеству конечного продукта. К примеру, при сушке плотного слоя зерна высокоинтенсивные процессы, которые характеризовались лучшими показателями по энергоэффективности и скорости, являются недопустимыми, поскольку вследствие высокой скорости роста температуры и роста давления происходило разрушение внутренней структуры (зерна, особенно при нагреве зерен с твердой оболочкой, или — керамического изделия, как при обжиге глины), к запариванию межзернового пространства, что также ухудшало характеристики материала, а при сушке с высоким влагосодержанием сырье начинало вариться, что наблюдалось при сушке макаронных изделий. Предпосевная обработка семян в микроволновом поле обнаруживала эффект биостимуляции при незначительном повышении температуры, при этом также обнаруживалось дезинфицирующее и дезинсектицирующее действие. Наблюдаемые явления требовали определения причин, вызывающих их, и развития моделей, которые позволяли бы проводить расчеты. Как показал опыт наших исследований, для каждой задачи (сушка, нагрев, стимуляция) для получения достоверных расчетных данных необходимо разрабатывать собственную модель, учитывающей основные факторы, управляющие процессом и исключающей вторичные для данной задачи, и решать ее с соответствующими условиями однозначности. В то же время, физические представления о механизме микроволнового нагрева являются общими и они должны учитываться при создании математических моделей, отражающих причинно-следственные связи явления. К этому относится представление процесса преобразования электромагнитного поля в теплоту, явления затухания мощности по глубине, формирования потоков массы во внутренней структуре материала, связь диэлектрических и тепловых характеристик.

Особую сложность составляет определение напряженности электрического поля в материале. Аналитические зависимости для расчета этой величины сложны и малоприменимы. В то же время, для расчета микроволновой энергии, преобразованной в тепловую, необходимо значение напряженности электрического поля. Удельная мощность, выделяющаяся в виде тепла в единице объема материала, находящегося в микроволновом поле, выражается уравнением (1), и связана с его диэлектрическими характеристиками, частотой МВ поля и напряженностью [1]:

$$q = 5,56 \cdot 10^{-11} \cdot f \cdot \epsilon' \cdot \operatorname{tg} \delta \cdot E^2, \text{ Вт/м}^3. \quad (1)$$

Для оценки напряженности  $E$  и определения ее зависимости от формы образца, его массы и диэлектрических характеристик, можно использовать эту формулу и данные экспериментов, в которых следовало измерить изменение температуры  $\Delta t$  материала массой  $m$  и теплоемкостью  $c$ , изменение массы за счет испарения  $\Delta m$  (если этот процесс имел место). Из уравнения теплового баланса (без учета потерь в окружающую среду) можно определить значение напряженности электрического поля:

$$E = \sqrt{\frac{q_{\text{пол}}}{5,56 \cdot 10^{-11} f \cdot \epsilon' \cdot \operatorname{tg} \delta}} = \sqrt{\frac{cm\Delta t + \Delta m r}{5,56 \cdot 10^{-11} f \cdot \epsilon' \cdot \operatorname{tg} \delta \cdot V \cdot \tau}}, \text{ В/м}. \quad (2)$$

Удельный тепловой поток  $q_{\text{пол}}$ , который пошел на нагрев исследуемого образца, объем которого составлял  $V$ , и испарение влаги в количестве  $\Delta m$ , определяется зависимостью:

$$q_{\text{пол}} = (cm\Delta t + \Delta m r) / \tau, \text{ Вт/м}^3. \quad (3)$$

Зависимость (2) можно уточнить, учтя потери в окружающую среду, которые определяются лучистой  $Q_{\text{луч}}$  и конвективной  $Q_{\text{конв}}$  составляющей. Кроме того, точность расчета зависит также от точности определения величин диэлектрических постоянных и от равномерности распределения электромагнитного поля в материале.

В результате нагрева материала начинают расти потери в окружающую среду, которые включают лучистую и конвективную составляющие. Расчеты этих величин, включая полезный тепловой поток  $Q_{\text{пол}}$ , проведенные для различных масс материала, толщины слоя  $\delta$  и площади поверхности  $F_{\text{пов}}$ , приведены в табл. 1.

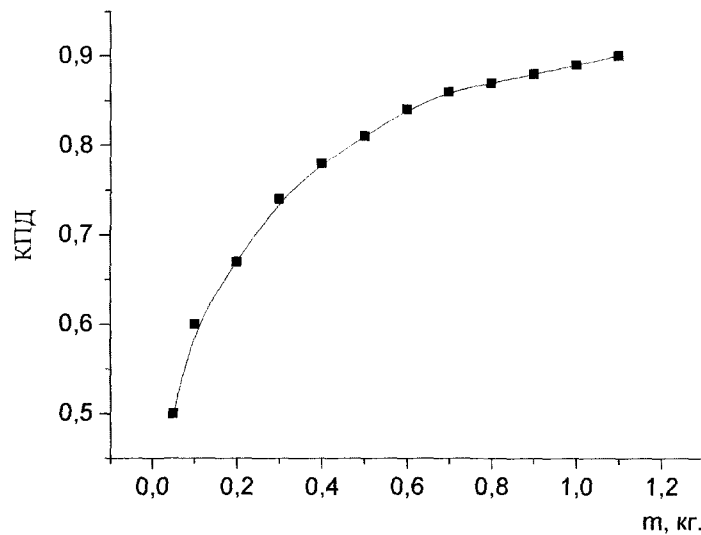
Для исследования особенностей поглощения микроволновой энергии представляет интерес изучение зависимости величины поглощенной микроволновой энергии от загрузки камеры. Ниже приводятся результаты экспериментов, проведенных на дистиллированной воде при начальной температуре 20 °С при изменении ее массы от 0,05 до 1,1 кг. Выходная мощность микроволнового источника составляла 800 Вт. Здесь КПД — коэффициент полезного действия, представляющий собой отношение поглощенной энергии к выходной мощности магнетрона. Коэффициент полезного действия камеры определяется следующим образом:

$$\eta_k = Q_{\text{пол}} / N_{\text{вых}}. \quad (4)$$

**Таблица 1 – Тепловые потоки при различной массе и организации слоя зернового материала**

№	$m$ , кг	$F_{нов} \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup>	$t$ , °С	$\delta$ , м	$Q_{луч}$ , Вт	$Q_{конв}$ , Вт	$Q_{плз}$ , Вт	$\eta_k$
1	0,05	18,4	60	0,008	1,3	6,9	33,6	0,21
2	0,06	15	68	0,016	1,25	7,1	38	0,24
3	0,1	18,4	75	0,016	2,08	10,5	48,6	0,3
4	0,15	28,6	65	0,016	3,1	11,7	51,24	0,32
5	0,2	39,6	55	0,009	3,3	12,0	50,5	0,32
6	0,2	29,4	83	0,032	5,0	18,1	69,4	0,43
7	0,31	59,8	47	0,009	4,7	12,1	48,4	0,31
8	0,31	33,2	90	0,016	7,9	22,0	84,2	0,53
9	0,31	11,2	98	0,048	8,3	10	58,4	0,37

Результаты экспериментов показывают, что с ростом массы воды общий КПД непрерывно возрастает (рис. 1), достигая своего максимального значения при  $m = 1,1$  кг, что позволяет говорить о достижении оптимальной загрузки данной камеры.

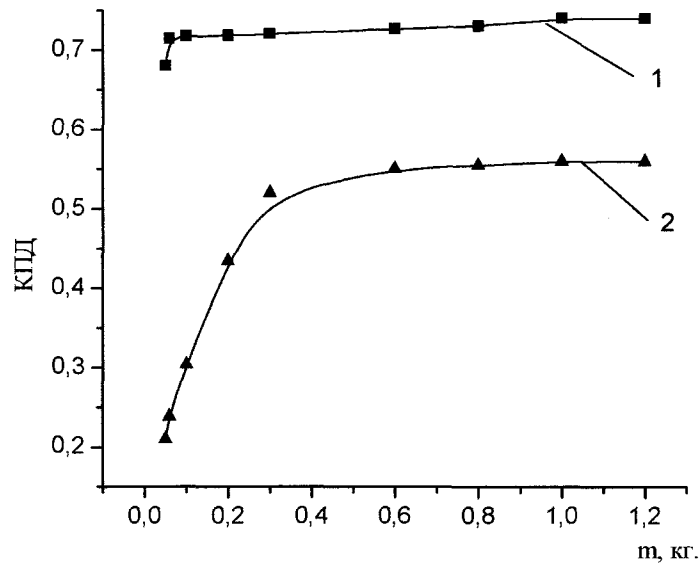


**Рис. 1. Зависимость КПД микроволновой камеры от массы воды.  $N_{вых} = 800$  Вт**

Эффективность поглощения микроволновой энергии у воды заметно выше, чем у зерна, диэлектрические свойства которого хуже. Это отражается также в значениях КПД. Результаты расчетов коэффициентов использования тепловой энергии, а также КПД микроволновой камеры в зависимости от массы зернового материала (гречиха) при подводимой мощности  $N_{вых} = 160$  Вт представлены на рис. 2. Как видно из рис. 2, линия 1, коэффициент использования тепловой энергии практически не зависит от массы для области значений 0,06-1,2 кг. КПД МВ камеры с ростом массы возрастает, достигая постоянного значения 0,56 при массе 1,2 кг. Верхняя кривая показывает, что микроволновая энергия, поступающая от генератора, используется недостаточно полно. Однако ранее это явление связывалось с потерями в окружающую среду. В то же время анализ данных табл. 1 показывает, что для образцов с одинаковой массой в образце с меньшей толщиной потери теплоты меньше, количество энергии, преобразованной в тепловую, меньше, КПД меньше, при этом температура образца ниже.

При изменении массы образца от 0,05 кг до 1,2 кг и изменении относительного объема  $V_{опр}/V_k$  от 0,003 до 0,07 КПД камеры при толщине слоя  $16 < l < 66$  мм описывается с погрешностью  $\pm 1,5$  % соотношением (5) [2]:

$$\eta_k = 0,56 \cdot \left( 1 - \frac{4,63}{5,87 + e^{182V_{опр}/V_k}} \right) \quad (5)$$



**Рис. 2.** Залежність ККД МВ камери (2) і коефіцієнта використання теплової енергії (1) від маси гречихи

Аналіз отриманих даних дозволяє зробити наступні висновки. Глибина проникнення мікрохвильового поля в воду становить порядку 0,8 см — в зернові матеріали около 3 см. Тому при проникненні в воду енергія по товщині затухає суттєво інтенсивніше, ніж по товщині зерна. Енергія, яку матеріал не поглинув, виходить, відбивається від стінок камери, багаторазово переотбивається і потрапляє назад в магнетрон, частково — назад на матеріал. Чим більша частка енергії здатна поглинутися за один проход шару, тим ефективніше проходить процес перетворення мікрохвильової енергії, тим менша її частка втрачається. В шару зерна внаслідок низьких значень діелектричних характеристик мікрохвильова енергія значно менше перетворюється в внутрішню енергію, більше переотбивається і втрачається, що призводить до зниження напруженості електричного поля в камері, зниженню частки енергії, поглиненої матеріалом, і, відповідно, зниженню ККД мікрохвильової камери. Таким чином, дослідження теплових процесів в матеріалі при взаємодії з мікрохвильовим полем дозволило виявити основну причину, по якій змінюється напруженість поля в матеріалі при зміні його геометрії (товщини, площі поверхні, відкритої для випаровування).

Для оцінки теплового ефекту взаємодії мікрохвильового поля з матеріалом потрібні знання діелектричних характеристик, таких як відносна діелектрична проникність  $\epsilon'$ , тангенс кута втрат  $\operatorname{tg}\delta$  і коефіцієнт втрат  $\epsilon'' = \epsilon' \operatorname{tg}\delta$ . Теоретичні представлення про діелектричні характеристики не дають можливості їх визначення розрахунковим шляхом, тому необхідно проведення експериментів, метою яких являлось вимірювання вказаних діелектричних характеристик. Вимірювання проводились на рослинних матеріалах, які використовуються при термообробці в різних технологіях (екстрагування, сушки, біостимуляції). Подібні дослідження приводяться в роботах, проводимих під керівництвом проф. Нельсона [3, 4], дані про які служили отправною точкою при складанні методик і обробці результатів, однак безпосередньо застосувати їх не представлялось можливим через відсутність аналогічної номенклатурної бази і обмеженого кількості даних. Для визначення значень  $\epsilon'$  і  $\epsilon''$  рослинного матеріалу застосовано резонансний метод, основна ідея якого полягає в визначенні резонансної частоти і добротності резонатора спочатку без діелектричного зразка, а потім з зразком, поміщеним в резонатор [5]. Вибір типів приборів визначалось частотним діапазоном, для якого вимірюються величини  $\epsilon'$  і  $\epsilon''$ . Оскільки в наших дослідженнях застосовуються магнетрони з частотою генерації мікрохвильового поля  $f = 2450$  МГц, вимірювання цих характеристик проводились на волнах сантиметрового діапазону.

Значення  $\epsilon''$  і  $\operatorname{tg}\delta$  залежать від температури матеріала, вологості, насипної щільності, складу, збереження добавок. Для визначення значень цих величин проводились вимірювання резонансної частоти і добротності спеціального резонатора з матеріалом і без нього, з наступними обчисленнями  $\epsilon''$

и  $\text{tg}\delta$ . Диэлектрические характеристики для различных видов материалов с различной влажностью и плотностью были измерены на описанном выше стенде [6,7]. Результаты измерений приведены в табл. 2.

Результаты показывают, что с увеличением влажности диэлектрическая проницаемость  $\epsilon'$  пшеницы возрастает. Значения  $\text{tg}\delta$  сложным образом зависят от влажности, однако можно отметить, что с ростом влажности зерна величина тангенса диэлектрических потерь имеет тенденцию к возрастанию. Величина фактора потерь, определяемая произведением  $\epsilon'' = \epsilon' \text{tg}\delta$ , для пшеницы твердой находится в пределах  $\epsilon'' = 1,62 \div 4,84$ ; для пшеницы мягкой  $\epsilon'' = 1,53 \div 4,34$   $\kappa_{\text{п.м}} \approx 1,53 \div 4,34$ . Таким образом, сорт зерна оказывает слабое влияние на фактор потерь, однако снижение влагосодержания заметно уменьшает способность материала преобразовывать энергию МВ поля. Так, если при начальном влагосодержании  $u_0 = 0,192$  (что в среднем соответствует значению влагосодержания зерна, поступающего в зерносушилки) пшеницы мягкой  $\epsilon'' = 2,76$ , то при конечном  $u_k = 0,13$   $\epsilon'' = 1,8$ , т.е. изменение составляет 35 %. Для сравнения, вода при температуре 25 °С имеет значения  $\epsilon' = 78$ ,  $\text{tg}\delta = 0,16$ , или  $\epsilon'' = 12,5$  [8]. Таким образом, интенсивность преобразования микроволновой энергии в тепловую для воды в несколько раз выше, чем для зерновых.

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы. В исследуемом диапазоне температур (от 20 °С до 80 °С) величина  $\epsilon'$  монотонно снижалась, причем конечное значение уменьшилось на 35...41 % по сравнению с начальным. Величина  $\text{tg}\delta$  меняется слабо и это изменение не носит регулярный характер. Изменение плотности материала при фиксированной температуре приводит к росту  $\epsilon'$  и  $\text{tg}\delta$ , соответственно, значительному увеличению коэффициента потерь  $\epsilon''$ . В свою очередь, рост  $\epsilon''$  приводит к пропорциональному увеличению мощности, выделяющейся в виде теплоты в единице объема. Следовательно, для повышения эффективности использования энергии микроволнового поля в процессах сушки или экстрагирования растительных материалов следует стремиться к увеличению плотности слоя.

Распределение модуля напряженности электрического поля по толщине материала на частоте 2,45 ГГц носят осциллирующий характер. Напряженность электрического поля зависит от мощности электромагнитного поля, которая затухает вследствие поглощения по глубине слоя, и от длины волны, которая определяется диэлектрическими свойствами среды. [9]. Анализ причин появления неравномерностей в распределении температуры и влагосодержания материала при сушке в МВ поле подробно приведен в [5]. Эти неравномерности и являются причиной перегрева одних участков материала и недостаточного нагрева других. Неравномерность распределения существенно зависит от распределения температуры и влажности в нагреваемом материале, причем эта зависимость усложняется тем, что температура и влажность, в свою очередь, существенно зависят от источников тепла, и, следовательно, от  $\epsilon'$  и  $E$ . От температурного поля в материале зависит перемещение влаги и, следовательно, температурное поле оказывает влияние на поле влажности. Эта зависимость, связанная с явлениями термовлагопроводности, испарения и конденсации, указана соответствующими стрелками. Изменение температуры и влажности приводят к изменению механических напряжений и деформаций, иногда сопровождающихся растрескиванием и разрушением материала.

Изменение полей температуры и влажности оказывают обратное влияние на электрическое поле. Так, например, пересушивание некоторых областей материала приводит к изменению  $\epsilon'$  и  $\text{tg}\delta$  материала, следовательно, сопровождается изменением напряженности поля и удельных потерь в материале.

Энергия при проникновении вглубь материала поглощается и ослабевает. Толщина диэлектрика, на которой мощность внутренних источников теплоты уменьшается в  $e$  раз, принимаем за глубину проникновения [1]. При толщине образца, превышающей удвоенное значение глубины проникновения, равномерность распределения температуры и влагосодержания будет существенно нарушена при любых условиях. Для оценки глубины проникновения МВ поля в слой можно воспользоваться известными теоретическими зависимостями [1]. Коэффициент ослабления  $\alpha$  с учетом полученных данных, например, для зерна, можно легко рассчитать:

$$\alpha = \frac{2\pi}{\lambda_0} \left[ \frac{1}{2} \cdot \epsilon' \left[ \sqrt{1 + \text{tg}\delta^2} - 1 \right]^{1/2} \right] = \frac{2\pi}{12,24 \cdot 10^{-2}} \left[ \frac{1}{2} \cdot 9,04 \left[ \sqrt{1 + 0,26^2} - 1 \right]^{1/2} \right] = 19,88 \text{ м}^{-1}, \quad (6)$$

где  $\lambda_0$  — длина электромагнитной волны в вакууме.

Для МВ поля с частотой 2450 МГц  $\lambda_0 = 12,24$  см. Диэлектрические характеристики, для которых определялось значение коэффициента ослабления, соответствовали значениям для зерна пшеницы при температуре 20 °С и влагосодержании 0,16 кг/кг:  $\epsilon' = 9,04$ ,  $\text{tg}\delta = 0,26$ .

Видно, что для расчета теплоты, преобразованной в тепловую при действии микроволнового поля, по зависимости (1), не хватает данных по среднему значению напряженности электрического поля  $E$ . Как было показано выше, для получения значений диэлектрических характеристик существуют надежные

методики, а также имеется достаточный массив данных для различных веществ при различных влажностях, плотности и температуры. Расчеты, проведенные по зависимостям, предложенным в [9], получены с большой погрешностью вследствие неопределенности значений электропроводности и некоторых других коэффициентов. Кроме того, существующие методики рассматривают стационарное тепловое состояние. Для получения знаний о характере изменения величины напряженности при изменении формы и объема загрузки пришлось вернуться к тепловому методу. Данные расчета напряженности электрического поля по зависимости (2) приведены в табл. 2.

**Таблица 2 – Среднее значение напряженности электрического поля в материале (пшеница) при различной массе засыпки  $m$ , площади поверхности образца  $F_{нов}$  и толщины слоя  $l$ .  $T$  – конечная температура материала**

№ опыта	$m$ , кг	$F_{нов} \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup>	$t$ , °C	$l$ , м	$Q_{поль}$ , Вт	$E$ , В/м
1	0,05	18,4	60	0,008	41,8	141,7
2	0,06	15	68	0,016	46,35	136,3
3	0,1	18,4	75	0,016	61,18	121,3
4	0,15	28,6	65	0,016	63,04	100,5
5	0,2	39,6	55	0,009	65,8	88,9
6	0,2	29,4	83	0,032	92,5	105,4
7	0,31	59,8	47	0,009	65,2	71,1
8	0,31	33,2	90	0,048	113,2	93,7

При одинаковой массе напряженность электрического поля выше в образцах с большей толщиной. Этот результат на первый взгляд казался противоречащим теории. Действительно, можно было предполагать, что образцы с меньшей толщиной слоя и, соответственно, большей поверхностью, будут иметь большую среднюю напряженность электрического поля, чем в образцах с меньшей открытой поверхностью и большей толщиной, поскольку чем больше поверхность, тем больше микроволновой энергии попадает на образец. При прохождении вглубь образца микроволновая энергия уменьшается по закону Ламберта вследствие поглощения. Анализ экспериментальных данных привел к выводу, что проблема связана с особенностями резонансных камер. Остаточная МВ энергия, пройдя через слой образца и не поглощенная материалом, отразившись от стенок камеры, попадет обратно в магнетрон.

Расчет среднего значения напряженности электрического поля может быть произведен по зависимости:

$$\bar{E} = \sqrt{\frac{N_{вых} \cdot \eta_k}{(5,56 \cdot 10^{-11} f \cdot \epsilon' \cdot \operatorname{tg} \delta) \cdot V}}, \quad (6)$$

где  $N_{вых}$  — выходная мощность магнетрона;

$\eta_k$  — КПД микроволновой камеры. Значение  $\eta_k$  находится по соответствующим эмпирическим зависимостям.

Тогда для оценки теплоты, преобразованной в материале при взаимодействии микроволнового поля, можно применить следующую зависимость:

$$q = \frac{N_{вых} \cdot \eta_k}{V}, \text{ Вт/м}^3. \quad (7)$$

Здесь  $V$  — объем, занимаемый материалом.

Для проведения расчетов следует располагать знаниями по КПД камеры, в котором должны учитываться объем материала, его толщина (высота) и площадь открытой поверхности, на которую падет электромагнитное поле.

### Выводы

1. Теплота, выделяемая в материале при взаимодействии микроволнового электромагнитного поля с полярным диэлектрическим материалом, может быть численно определена при наличии данных по КПД микроволновой камеры.

2. Для оценки средней напряженности электрического поля  $E$  в материале рационально применить тепловой метод, основанный на данных по тепловому эффекту преобразования микроволновой энергии заданного объема и с определенной формой его организации в камере.

3. Наибольшее влияние на значение  $E$  оказывает объем материала. Снижение объема, занимаемого водой, с 1 л до 0,05 л увеличивает  $E$  в сотни раз. Диэлектрические характеристики материалов оказывают меньшее влияние на напряженность электрического поля, чем объем загрузки.

#### Литература

1. Advances in Agricultural Science and Technology. Volume 1. Advances in Bioprocessing Engineering. Editors Harrison Yang, Juming Tang. World Scientific. – 2002. – 172 p.
2. Волгушева Н.В. Кинетика сушіння щільного шару дисперсного матеріалу (на прикладі гречки) при різних способах підведення теплоти // Автореферат канд. дис. Одеса: 2005. – 12 с.
3. Nelson S.O. A System for Measuring Dielectric Properties at Frequencies from 8.2 to 12.4 GHz // J. of Transactions of the ASAE. – 1972. – Vol. 15, No.6. – P. 1094-1098.
4. Nelson S.O. Dielectric Properties Measurement Techniques and Applications // J. of Transactions of the ASAE. – 1999. – Vol. 42, No. 2. – P. 523-529. Nelson S.O. Dielectric Properties of Agricultural Products and Some Applications // J. of Res. Agr. ENG. – 2008. – Vol. 54, No. 2. – P. 102-112.
5. Брандт А.А. Исследование диэлектриков на СВЧ. – М.: Физматиздат. – 1973. – 403 с.
6. Бошкова И.Л., Т.Ю. Дементьева, Е.В Георгиев, Колобков С.Н Измерение диэлектрических характеристик растительных материалов // Холодильна техніка та технологія. – Одеса: ОНАХТ, 2013. – Вип.2. – С. 28-31.
7. Бошкова И.Л., Волгушева Н.В., Панченко Г.І. Дослідження діелектричних характеристик зернових культур // Наукові праці ОНАПТ, Одеса. – 2009. – вип. 36. – т.1. – С. 83-86.
8. S. O. Nelson. Review of Factors Influencing the Dielectrical Properties of Cereal Grain // J. Cereal Chem. – 1981. – Vol. 58, – no. 6. – Pp. 487-492.
9. П.В. Козлов, В.М. Лелевкин. Микроволновой нагрев и стационарные тепловые состояния керамической пластины. Теплофизика и теоретическая теплотехника. Вестник КРСУ. – 2006. – Том 6. – № 5. – С. 17-27.

УДК 669.713.7

## К ВОПРОСУ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕМПЕРАТУРНОМ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ПОГРАНИЧНОМ СЛОЕ В ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Зуев А.А., канд. техн. наук, доцент, Мелкозеров М.Г., канд. техн. наук, доцент  
Сибирский государственный аэрокосмический университет  
им. акад. М.Ф. Решетнева, г. Красноярск

*В теории турбомашин, как компрессорных, так и расширительных, при разработке математических моделей выделяют несколько основных конструктивно-граничных элементов: подводящее и отводящее устройства в корпусе статора; межлопаточный канал рабочего колеса; вспомогательный гидравлический тракт, формируемый зазором между ротором и статором. При определении функциональных взаимосвязей отдельные элементы заключаются в общую модель турбомашин.*

*In theory, turbomachinery as compressor and expansion, the development of mathematical models of some basic structural and boundary elements: inlet and outlet devices in the stator housing; interscapular channel impeller; auxiliary hydraulic path formed by the gap between the rotor and stator. In determining the functional linkages interrelated individual elements is a general model of the turbomachine.*

**Ключевые слова:** уравнение энергии, толщина потери энергии, коэффициент теплоотдачи.

Для сжимаемых рабочих тел отделить механическую задачу о изменении кинетической энергии потока от тепловой невозможно, учет необратимости и неадиабатности течения в элементах турбомашин требует определения функций для локального напряжения трения и коэффициента теплоотдачи. Полуэмпирические интегральные методы теории пограничного слоя (динамического и температурного) в большей мере рассматривают плоские (двумерные) модели для линейных задач. В турбомашинах как основное техническое движение используется вращение ротора, траектории и линии тока потока имеют форму спирали или окружности. Если линии тока искривлены, то, кроме продольного перепада давле-

ний, в потоке имеется также поперечный перепад давления, уравновешивающий действие центробежных сил. В пограничном слое, в котором давления внешнего потока передается без изменений, это равновесие нарушается, так как центробежная сила, вследствие уменьшения скорости, становится меньше. Равновесие восстанавливается действием сил трения вторичного течения в пограничном слое, направленного противоположно поперечному градиенту давления, т.е. от вогнутой стороны линии тока внешнего потока. Скорости вторичного течения, переменные по толщине слоя и направленные в центр кривизны линий тока, вызывают в нем и на поверхности тела поперечные касательные напряжения. Таким образом, суммарное касательное напряжение на поверхности тела в общем случае не совпадает с направлением линий тока внешнего потока, как имеет место в плоском или осесимметричном пограничных слоях.

Для решения задачи локального теплообмена при поперечном градиенте давления потока на внешней границе пограничного слоя, как правило, используются интегральные соотношения динамического [1] и температурного пространственного пограничного слоя (ППС). В классической постановке интегральное соотношение уравнения энергии температурного ППС представляет собой дифференциальное уравнение с двумя неизвестными: толщиной потери энергии и локальным коэффициентом теплоотдачи.

Для случая течения несжимаемой жидкости достаточно совместного решения уравнений движения [1] и энергии в граничных условиях ППС, для сжимаемой жидкости необходимо дополнение системы уравнением состояния. Запись и интегрирование уравнения энергии температурного ППС представляет отдельную, но необходимую задачу.

Общий вид уравнения энергии в операторной форме [2]:

$$\rho C_p \frac{dT}{d\tau} = \text{div}q + \mu\Phi + p\text{div}\bar{c} + \varepsilon, \quad (1)$$

где с учетом  $\rho = \text{const}$ , дивергенция абсолютной скорости:

$$\bar{c} = \bar{u} + \bar{v} + \bar{w},$$

равна нулю, соответственно в уравнении энергии (1) не учитывается работа сил давления:

$$p\text{div}\bar{c} = 0. \quad (2)$$

Дивергенция удельного теплового потока в естественных криволинейных координатах имеет вид:

$$\begin{aligned} \text{div}q &= \text{div}(\text{grad}\lambda T) = \nabla^2(\lambda T) = \\ &= \frac{1}{H_\phi H_y H_\psi} \left[ \frac{\partial}{\partial \phi} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial \phi} \frac{H_y H_\psi}{H_\phi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \frac{H_\psi H_\phi}{H_y} \right) + \frac{\partial}{\partial \psi} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial \psi} \frac{H_\phi H_y}{H_\psi} \right) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

Учитывая, что при анализе масштаба величин автор [2] оставляет только члены с координатой ортогональной поверхности — члены с  $\frac{\partial}{\partial y}$ , тогда выражение (3) с учетом  $\lambda = \text{const}$  примет вид:

$$\nabla^2(\lambda T) = \frac{\lambda}{H_\phi H_y H_\psi} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \frac{H_\psi H_\phi}{H_y} \right). \quad (4)$$

Полная производная по температуре в естественных криволинейных координатах имеет вид:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{1}{H_\phi} \frac{\partial T}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} + \frac{1}{H_y} \frac{\partial T}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{1}{H_\psi} \frac{\partial T}{\partial \psi} \frac{d\psi}{dt},$$

окончательно имеем выражение для полной производной:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{U}{H_\phi} \frac{\partial T}{\partial \phi} + \frac{v}{H_y} \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{w}{H_\psi} \frac{\partial T}{\partial \psi}. \quad (5)$$

Диссипативная функция в естественных криволинейных координатах имеет вид:

$$\begin{aligned} \Phi &= 2 \left[ \left( \frac{1}{H_\phi} \frac{\partial u}{\partial \phi} \right)^2 + \left( \frac{1}{H_y} \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{1}{H_\psi} \frac{\partial w}{\partial \psi} \right)^2 \right] + \left( \frac{1}{H_y} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{H_\phi} \frac{\partial v}{\partial \phi} \right)^2 + \\ &+ \left( \frac{1}{H_\phi} \frac{\partial w}{\partial \phi} + \frac{1}{H_\psi} \frac{\partial u}{\partial \psi} \right)^2 + \left( \frac{1}{H_\psi} \frac{\partial v}{\partial \psi} + \frac{1}{H_y} \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \quad (6)$$

С учетом результатов масштабов величин, автор [2] оставляет в диссипативном члене только члены с  $\frac{\partial u}{\partial y}$  и  $\frac{\partial w}{\partial y}$ , тогда уравнение (6) упростится:

$$\Phi = \left( \frac{1}{H_y} \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{1}{H_y} \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2. \quad (7)$$

Учитывая выражения (2; 4; 5; 7) и то, что внутренних источников тепла нет —  $\varepsilon = 0$ , уравнение (1) примет вид:

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{u}{H_\phi} \frac{\partial T}{\partial \phi} + \frac{v}{H_y} \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{w}{H_\psi} \frac{\partial T}{\partial \psi} \right) = \frac{\lambda}{H_\phi H_y H_\psi} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \frac{H_\psi H_\phi}{H_y} \right) + \mu \left[ \left( \frac{1}{H_y} \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{1}{H_y} \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (8)$$

Учтем, что  $H_y = 1$  а коэффициент ламе  $H_\psi = const$ ,  $H_\phi = const$  при интегрировании по оси  $y$ ; течение установившееся  $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$ , тогда окончательно уравнение энергии для пространственного пограничного слоя в естественной криволинейной системе координат примет вид:

$$\rho C_p \left( \frac{u}{H_\phi} \frac{\partial T}{\partial \phi} + v \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{w}{H_\psi} \frac{\partial T}{\partial \psi} \right) = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \mu \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (9)$$

Проинтегрируем уравнение (9) по координате  $y$  в границах толщины пограничного слоя. При этом учтем выражение для скорости  $v$  (нормальной граничной поверхности), полученное из уравнения неразрывности [1]:

$$v = -\frac{1}{H_\phi H_\psi} \left( \int_0^y \frac{\partial(H_\psi u)}{\partial \phi} dy + \int_0^y \frac{\partial(H_\phi w)}{\partial \psi} dy \right).$$

Последовательно проинтегрируем члены уравнения (9), начиная слева. Учтем, что по существу рассматривается функция  $(T - T_0)$ , где  $T$  — температура в пограничном слое;  $T_0$  — температура стенки.

$$\int_0^\delta \frac{u}{H_\phi} \frac{\partial(T - T_0)}{\partial \phi} dy = \frac{1}{H_\phi} \int_0^\delta \frac{\partial(u(T - T_0))}{\partial \phi} dy - \frac{1}{H_\phi} \int_0^\delta (T - T_0) \frac{\partial u}{\partial \phi} dy = A1. \quad (10)$$

При интегрировании второго члена используется прием интегрирования по частям:

$$\begin{aligned} \int_0^\delta v \frac{\partial(T - T_0)}{\partial \phi} dy &= -\frac{1}{H_\phi H_\psi} \int_0^\delta \left[ \int_0^y \frac{\partial(H_\psi u)}{\partial \phi} dy + \int_0^y \frac{\partial(H_\phi w)}{\partial \psi} dy \right] dy = \\ &= -\frac{1}{H_\phi H_\psi} \left[ \int_0^y \frac{\partial(H_\psi u)}{\partial \phi} dy + \int_0^y \frac{\partial(H_\phi w)}{\partial \psi} dy \right] (T - T_0) \Big|_0^\delta - \int_0^\delta (T - T_0) \left( \frac{\partial(H_\psi u)}{\partial \phi} + \frac{\partial(H_\phi w)}{\partial \psi} \right) dy. \end{aligned}$$

После преобразований получаем выражение для второго члена

$$\begin{aligned} \int_0^\delta v \frac{\partial T}{\partial \phi} dy &= -\frac{(T_\delta - T_0)}{H_\phi} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( \int_0^\delta u dy \right) - \frac{(T_\delta - T_0)}{H_\phi H_\psi} \frac{\partial H_\psi}{\partial \phi} \int_0^\delta u dy - \\ &- \frac{(T_\delta - T_0)}{H_\psi} \frac{\partial}{\partial \psi} \left( \int_0^\delta w dy \right) - \frac{(T_\delta - T_0)}{H_\phi H_\psi} \frac{\partial H_\phi}{\partial \psi} \int_0^\delta w dy + \\ &+ \frac{1}{H_\phi H_\psi} \frac{\partial H_\psi}{\partial \phi} \int_0^\delta (T - T_0) u dy + \frac{1}{H_\phi} \int_0^\delta (T - T_0) \frac{\partial u}{\partial \phi} dy + \\ &+ \frac{1}{H_\phi H_\psi} \frac{\partial H_\phi}{\partial \psi} \int_0^\delta (T - T_0) w dy + \frac{1}{H_\psi} \int_0^\delta (T - T_0) \frac{\partial w}{\partial \psi} dy = A2, \end{aligned} \quad (11)$$

где  $T_\delta$  — температура на внешней границе пограничного слоя.

Интеграл третьего члена определится выражением:

$$\int_0^{\delta} \frac{w}{H_{\psi}} \frac{\partial(T-T_0)}{\partial\psi} dy = \frac{1}{H_{\psi}} \int_0^{\delta} \frac{\partial(w(T-T_0))}{\partial\psi} dy - \frac{1}{H_{\psi}} \int_0^{\delta} (T-T_0) \frac{\partial w}{\partial\psi} dy = A3. \quad (12)$$

Учитывая выражение для удельного теплового потока:

$$q = \lambda \frac{\partial(T-T_0)}{\partial y},$$

выражение для интеграла четвертого члена, с учетом закона Ньютона-Рихмана  $q = dQ/dS = \alpha(T_{\delta} - T_0)$ , примет вид:

$$\lambda \int_0^{\delta} \frac{\partial^2(T-T_0)}{\partial y^2} dy = \int_0^{\delta} \frac{\partial q}{\partial y} dy = q|_0^{\delta} = q_{\delta} - q_0 = -q_0 = -\alpha(T_{\delta} - T_0) = A4. \quad (13)$$

Для пятого члена уравнения (8) необходимо отметить, что для турбулентного пограничного слоя вязкое слоистое течение реализуется в тонком подслое  $\delta_1$ , где эпюра скорости линейна и  $\frac{\partial u}{\partial y}$  и  $\frac{\partial w}{\partial y}$  постоянны.

Учтем, что выражения для напряжения трения:

$$\tau_{\phi} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right); \tau_{\psi} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right).$$

Интеграл для диссипативного члена преобразуется:

$$\int_0^{\delta} \mu \left( \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) dy = \int_0^{\delta} \frac{1}{\mu} (\tau_{\phi}^2 + \tau_{\psi}^2) dy. \quad (14)$$

Интеграл в границах от стенки до  $\delta$  разбивается на два интервала. В первом интервале от 0 до  $\delta_1$  производные скорости постоянны и не равны нулю, во втором интервале от  $\delta_1$  до  $\delta$  производные постоянны и равны нулю. Подобная аппроксимация степенных профилей скоростей позволяет достаточно просто проинтегрировать (14). С учетом того, что напряжения трения постоянны и равны напряжениям трения на стенке, а продольная и поперечная составляющие связаны выражением  $\tau_{\phi} = \varepsilon \tau_{\psi}$ , получаем:

$$\int_0^{\delta} \frac{1}{\mu} (\tau_{\phi_0}^2 + \tau_{\psi_0}^2) dy = \int_0^{\delta_1} \frac{1}{\mu} (\tau_{\phi_0}^2 + \tau_{\psi_0}^2) dy = \frac{\delta_1 \tau_{\phi_0}^2 (1 + \varepsilon^2)}{\mu} = A5. \quad (15)$$

Как будет показано ниже, условная толщина  $\delta_1$  войдет в выражения для напряжения трения и уйдет из списка влияющих параметров.

Запишем сумму членов (10), (11), (12), (13), (15):

$$\rho C_p (A1 + A2 + A3) = A4 + A5.$$

При этом учтем, что четыре слагаемых взаимноуничтожатся, а в выражениях с  $\int_0^{\delta} \frac{\partial(u(T-T_0))}{\partial\phi} dy$  и

$\int_0^{\delta} \frac{\partial(w(T-T_0))}{\partial\psi} dy$  знак интеграла и дифференциала поменяем местами:

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left[ \frac{1}{H_{\phi}} \frac{\partial}{\partial\phi} \left( \int_0^{\delta} u(T-T_0) dy \right) - \frac{(T_{\delta} - T_0)}{H_{\phi}} \frac{\partial}{\partial\phi} \left( \int_0^{\delta} u dy \right) - \frac{(T_{\delta} - T_0)}{H_{\phi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\psi}}{\partial\phi} \int_0^{\delta} u dy - \right. \\ & - \frac{(T_{\delta} - T_0)}{H_{\psi}} \frac{\partial}{\partial\psi} \left( \int_0^{\delta} w dy \right) - \frac{(T_{\delta} - T_0)}{H_{\phi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\phi}}{\partial\psi} w \int_0^{\delta} u dy + \frac{1}{H_{\phi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\psi}}{\partial\phi} \int_0^{\delta} u(T-T_0) dy + \\ & \left. + \frac{1}{H_{\phi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\phi}}{\partial\psi} \int_0^{\delta} w(T-T_0) dy + \frac{1}{H_{\psi}} \frac{\partial}{\partial\psi} \left( \int_0^{\delta} w(T-T_0) dy \right) \right] = \\ & = -\alpha(T_{\delta} - T_0) + \frac{\delta_1 \tau_{\phi_0}^2 (1 + \varepsilon)}{\mu}. \end{aligned} \quad (16)$$

Аналогічно толщине потери импульса динамического ППС [1] введем понятия толщины потери энергии температурного пограничного слоя:

– толщина потери энергии температурного ППС в продольном направлении:

$$\delta_{r\varphi}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{u}{U} \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_{\delta} - T_0} \right) dy; \quad (17)$$

– толщина потери энергии температурного ППС в поперечном направлении:

$$\delta_{r\psi}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{w}{U} \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_{\delta} - T_0} \right) dy. \quad (18)$$

Сгруппируем члены выражения (16) и разделим на  $\rho C_p U (T_{\delta} - T_0)$ . С учетом (17) и (18) получаем выражения соответственно для первого члена:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{U(T_{\delta} - T_0)} \left[ \frac{1}{H_{\varphi}} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \int_0^{\delta} u(T - T_0) dy \right) - \frac{(T_{\delta} - T_0)}{H_{\varphi}} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \int_0^{\delta} u dy \right) \right] = \\ & = -\frac{1}{H_{\varphi}} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \int_0^{\delta} \frac{u}{U} \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_{\delta} - T_0} \right) dy \right) = -\frac{1}{H_{\varphi}} \frac{\partial (\delta_{r\varphi}^{**})}{\partial \varphi} = B1; \end{aligned} \quad (19)$$

второго члена:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{U(T_{\delta} - T_0)} \left[ -\frac{(T_{\delta} - T_0)}{H_{\psi}} \frac{\partial}{\partial \psi} \left( \int_0^{\delta} w dy \right) - \frac{1}{H_{\psi}} \frac{\partial}{\partial \psi} \left( \int_0^{\delta} w(T - T_0) dy \right) \right] = \\ & = -\frac{1}{H_{\psi}} \frac{\partial}{\partial \psi} \left( \int_0^{\delta} \frac{w}{U} \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_{\delta} - T_0} \right) dy \right) = -\frac{1}{H_{\psi}} \frac{\partial (\delta_{r\psi}^{**})}{\partial \psi} = B2; \end{aligned} \quad (20)$$

третьего члена:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{U(T_{\delta} - T_0)} \left[ \frac{-(T_{\delta} - T_0)}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\psi}}{\partial \varphi} \int_0^{\delta} u dy + \frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\psi}}{\partial \varphi} \int_0^{\delta} u(T - T_0) dy \right] = \\ & = -\frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\psi}}{\partial \varphi} \int_0^{\delta} \frac{u}{U} \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_{\delta} - T_0} \right) dy = -\frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\psi}}{\partial \varphi} \delta_{r\varphi}^{**} = B3; \end{aligned} \quad (21)$$

четвертого члена:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{U(T_{\delta} - T_0)} \left[ \frac{-(T_{\delta} - T_0)}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\varphi}}{\partial \psi} \int_0^{\delta} w dy + \frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\varphi}}{\partial \psi} \int_0^{\delta} w(T - T_0) dy \right] = \\ & = -\frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\varphi}}{\partial \psi} \int_0^{\delta} \frac{w}{U} \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_{\delta} - T_0} \right) dy = -\frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\varphi}}{\partial \psi} \delta_{r\psi}^{**} = B4; \end{aligned} \quad (22)$$

пятого члена:

$$B5 = -\frac{\alpha}{\rho C_p U} = -St; \quad (23)$$

и шестого члена:

$$B6 = \frac{1}{\rho C_p U (T_{\delta} - T_0)} \left[ \frac{\delta_1 \tau_{\varphi_0}^2 (1 + \varepsilon)}{\mu} \right] = \frac{\delta_1}{\mu U} \frac{\tau_{\varphi_0}^2 (1 + \varepsilon)}{\rho C_p (T_{\delta} - T_0)},$$

где  $\varepsilon = \frac{\tau_{0\psi}}{\tau_{0\varphi}}$  — тангенс угла скоса донной линии тока.

При допущении о постоянстве производной скорости в пристенном подслое  $\delta_1$  из (7) имеем:

$$\tau_{\varphi_0} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \frac{U}{\delta_1}.$$

Тогда

$$B6 = \frac{\tau_{\varphi_0} (1 + \varepsilon)}{\rho C_p (T_{\delta} - T_0)}. \quad (24)$$

Запишем сумму членов (19), (20), (21), (22), (23), (24)

$$B1 + B2 + B3 + B4 = B5 + B6,$$

и изменив знак, окончательно получаем выражение для интегрального соотношения уравнения энергии пространственного пограничного слоя:

$$\begin{aligned} \frac{1}{H_{\varphi}} \frac{\partial(\delta_{r\varphi}^{**})}{\partial\varphi} + \frac{1}{H_{\psi}} \frac{\partial(\delta_{r\psi}^{**})}{\partial\psi} + \frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\psi}}{\partial\varphi} \delta_{r\varphi}^{**} + \frac{1}{H_{\varphi} H_{\psi}} \frac{\partial H_{\varphi}}{\partial\psi} \delta_{r\psi}^{**} = \\ = \frac{\alpha}{\rho C_p U} - \frac{\tau_{\varphi_0} (1 + \varepsilon^2)}{\rho C_p (T_{\delta} - T_0)}, \end{aligned}$$

где критерий Стантона:

$$St = \frac{\alpha}{\rho C_p U}.$$

### Выводы

Получено интегральное соотношение уравнения энергии температурного пространственного пограничного слоя, позволяющее вести интегрирование при поперечном градиенте давления по граничным поверхностям турбомшины.

### Литература

1. Краев М.М., Кипкина А.А., Карасев В.П. Оценка момента сопротивления на корпусе малорасходного центробежного насоса // Известия вузов. Авиационная техника. – Казань, №3, 1992.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М: Наука, 1969. – 744 с.

УДК 537.8:517.4

## АНАЛИТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ В МАТЕРИАЛЕ ПРИ ДЕЙСТВИИ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ

Бошкова И.Л., канд. техн. наук, доцент; Георгиев Е.В., аспирант  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Обосновывается актуальность получения аналитического метода расчета температуры в материале при нагреве в микроволновом поле. Анализируются имеющиеся зависимости для расчета температуры. Приводится зависимость, позволяющая удовлетворительно определять среднюю температуру материала. Показано, что правильный учет КПД камеры существенно уменьшает погрешность расчета.*

*The urgency of obtaining an analytical method for calculating the temperature in the material when heated in a microwave field. Analyzes available depending on the calculation of temperature. Shows the dependence of allowing satisfactorily determine the average temperature of the material. It is shown that proper accounting of the camera significantly reduces the efficiency calculation error.*

**Ключевые слова:** нагрев, микроволновая энергия, полярный диэлектрик, температура, тепловые потери.

Наиболее трудноконтролируемым и в то же время наиболее распространенным процессом в промышленности является нагрев [1]. Электрический объемный нагрев (ЭОН), к примеру, нагрев в микроволновом поле — относительно новый процесс, обладающий многими преимуществами по сравнению с конвекцией, кондукцией и излучением, при которых теплота подводится к поверхности, а внутри материала передается кондукцией. При ЭОН нагревается весь объем материала.

В наши дни микроволновой нагрев используется в пищевой промышленности, в технологиях сушки и медицине [2, 3, 4, 5]. Благодаря эффекту селективного и объемного нагрева, микроволны приносят новые характеристики в технологии, как, например, увеличение скорости процесса, улучшение конечного качества продукта и уменьшение энергопотребления.

В связи с потребностью получения достоверных данных по характеристикам процесса нагрева в микроволновом поле, ряд исследований фокусируются на математическом и компьютерном моделировании нагрева как важного метода, способного предоставить информацию относительно параметров состояния обрабатываемого продукта [6]. Эти данные позволяют проведение теоретических исследований микроволнового нагрева и способствуют пониманию явлений взаимодействия микроволнового поля с материалом, а также являются основой для моделирования и организации технологического процесса [7].

Одним из наиболее важных следствий нелинейной природы такого нагрева, имеющих место в промышленности, является нестабильность, приводящая к неконтролируемому внезапному повышению температуры при небольших изменениях электрической мощности. Когда такая термическая нестабильность локализована, в некоторых областях внутри материала температура становится выше, чем в окружающем материале. Такие области ведут себя как термические фронты, которые могут формироваться и распространяться на значительные расстояния в материале, релаксируя в стационарный профиль температур. Локальная область с высокой температурой получила название "Hot spot". В общем случае наличие термического фронта может быть полезно при соединении или плавлении керамики, производстве специальных металлов и сплавов. Однако оно очень нежелательно при равномерном нагреве, когда необходимо обеспечить равномерную плотность теплового потока. В связи с этим формирование и динамика термических фронтов представляет значительный практический интерес. Изучению описанного явления посвящена работа [8]. Отмечается, что существует два приближения при моделировании термических фронтов при СВ нагреве. Первое рассматривает термические аспекты и использует только теплое уравнение (уравнение теплопроводности) с нелинейным источником и предполагает постоянную амплитуду электрического поля. Второе более реально, в этом случае принимается во внимание пространственное изменение электрического поля и включает в систему волновое уравнение Максвелла в дополнение к уравнению теплопроводности. Термический фронт в цилиндрическом резонаторе с низкой проводимостью изучался в [8]. Однако аналитическое решение, позволяющее прогнозировать развитие термических фронтов, пока не получено. В рамках данной работы рассматривается вопрос аналитического определения температуры материала при микроволновом нагреве, т.е. в условиях действия внутренних источников теплоты. С этой целью были выбраны и проанализированы существующие аналитические зависимости. При их выборе ограничением являлись условия, определяемые соответствием задачи, решаемой аналитически, и особенностями реального процесса.

Поиск аналитической модели расчета температуры тела при нагревании в условиях действия внутренних источников теплоты в нашем случае был вызван необходимостью расчета температуры в материале растительного происхождения, которое используется в ряде новых технологий, основанных на микроволновом нагреве. Это — зерно в виде плотного слоя, предназначенное для сушки или предпосевной стимуляции, солома как основа субстрата дереворазрушающих грибов, растения, из которых предполагается извлекать биологически активные вещества (БАВ). Рассматривая задачу экстрагирования БАВ, возникла необходимость расчета температуры для оценки условий, при которых достигаются оптимальные режимы. В связи с этим были проанализированы работы, предлагающие зависимости для расчета температуры. В [9] приведены результаты математического моделирования тепло- и массопереноса при микроволновом нагреве на примере винограда. Для расчета температурного поля в виноградине, которая рассматривалась как неограниченный цилиндр, использовалось одномерное нестационарное уравнение теплопроводности. В нем учтены положительный (СВ энергия) и отрицательный (расход тепла на испарение влаги) источник теплоты, а также конвективный перенос энергии воздухом, который рассматривается как ГУ III рода.

$$\rho \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial \tau} + \rho \cdot C_p u \frac{\partial T}{\partial x} = k_T \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + Q - \frac{m_{w,loss} h_{fg}}{V} \quad (1)$$

В этом уравнении член  $\rho \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial \tau}$  учитывает скорость аккумуляции энергии,  $\rho \cdot C_p u \frac{\partial T}{\partial x}$  — конвективный поток энергии,  $k_T \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$  — распространение теплоты путем теплопроводности,  $Q$  — теплота микроволновой генерации,  $\frac{m_{w,loss} h_{fg}}{V}$  — расход энергии на испарение влаги (отрицательный источник).

Принято, что  $u$  — скорость воздуха,  $k_T$  — коэффициент теплопроводности,  $m_{w,loss}$  — массовый расход

испарившейся влаги,  $h_{fg}$  — энтальпия испарения. Это уравнение решается заданием граничных условий III рода.

В модели В.А. Лыкова [10] тело рассматривается в виде тонкого полуограниченного стержня с тепловой изоляцией боковой поверхности с температурой  $T_0$ . Внутри стержня действует источник тепла, удельная мощность которого  $w$ , Вт/м<sup>3</sup>, принято граничное условие третьего рода. Математическая запись данной задачи представляется следующим образом:

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2} + \frac{w}{c \cdot \gamma} \quad (2)$$

$$T(x, 0) = T_0; \quad \frac{\partial T(\infty, \tau)}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} + H[T_c - T(0, \tau)] = 0. \quad (3)$$

Решение этой модели позволяет найти распределение температуры по длине стержня в произвольный момент времени:

$$\begin{aligned} \theta = & \operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{a \cdot \tau}} - e^{H \cdot x - H^2 \cdot a \cdot \tau} \cdot \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{a \cdot \tau}} + H \cdot \sqrt{a \cdot \tau} \right) + \frac{w_0 \cdot \tau^{1 + \frac{1}{2} \cdot n}}{c \cdot \gamma \cdot (T_c - T_0) \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \cdot n\right)} + \\ & + \frac{w_0 \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{2} \cdot n\right)}{c \cdot \gamma \cdot (T_c - T_0) \cdot a^{\frac{1}{2} \cdot n} \cdot (-H)^{n+2}} \times \\ & \times \left[ e^{H \cdot x + H^2 \cdot a \cdot \tau} \cdot \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2 \cdot \sqrt{a \cdot \tau}} + H \cdot \sqrt{a \cdot \tau} \right) - \sum_{m=0}^{n+2} (-2H \cdot \sqrt{a \cdot \tau})^m \cdot i^m \cdot \operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{a \cdot \tau}} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

Также в [10] приведены решения для других классических тел, для полуограниченного массива, при граничных условиях первого и третьего рода. Однако расчет температуры по этим зависимостям, как и по зависимостям (1) и (4), не привел к удовлетворительным результатам, что связано с неполным описанием специфики нагрева в микроволновом поле. Хорошую сходимость результатов (теоретических и экспериментальных) показала зависимость, полученная в результате решения уравнения (5) с граничным условием (6):

$$\rho c \frac{d\bar{t}}{d\tau} = \alpha(\bar{t} - t_{жк}) \frac{F}{V} + J_1; \quad (5)$$

$$\bar{t}|_{\tau=0} = t_{o.c.}, \quad (6)$$

где  $\rho$  — плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;

$c$  — его теплоемкость, Дж/кг·К;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от поверхности к окружающей среде, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$V$  — объем, занимаемый материалом, м<sup>3</sup>;

$t_{жк}$  — температура окружающей среды, °С;

$F$  — площадь поверхности, м<sup>2</sup>;

$J_1$  — внутренний источник теплоты, обусловленный действием МВ поля, Вт/м<sup>3</sup>.

В уравнении (5)  $\alpha(\bar{t} - t_{жк}) \frac{F}{V}$  учитывает теплоту, отводимую от поверхности тела путем естественной конвекции. Таким образом, учитывается, что изменение температуры связано с действием внутренних источников теплоты, которые приводят к росту температуры материала, и теплоотдачей с поверхности, которая вызывает падение температуры.

Принято, что внутри тела действует источник теплоты (микроволновое поле), который зависит от времени в экспоненциальной форме:

$$J_1 = J_{10} e^{-\gamma_1 \tau}; \quad J_{10} = P_{\text{вык}} \cdot \eta_k / V,$$

где  $J_{10}$  — максимальная удельная мощность источника, обусловленная действием генератора микроволновой энергии, Вт/м<sup>3</sup>;  $\gamma_1$  — коэффициент ослабления электромагнитной энергии в материале, 1/с.

Решение этого уравнения с помощью преобразований Лапласа привело к получению следующей зависимости (7):

$$\bar{t} = \frac{J_{10}}{\frac{\alpha F}{V} - \gamma_1 \rho c} e^{-\gamma_1 \tau} + t_{o.c.} + A e^{-\frac{\alpha F}{\rho c V} \tau}, \quad (7)$$

где постоянная  $A = -\frac{J_{10}}{\frac{\alpha F}{V} - \gamma_1 \rho c}$  определена с учетом условия (6).

Зависимость (7) позволяет рассчитать среднюю температуру материала с учетом теплоотдачи при нестационарном нагреве в МВ поле. Недостатком является то, что локальные температуры не могут быть определены, в то же время при использовании в качестве таких экстрагентов как вода, спирт, пропиленгликоль вследствие малой глубины проникновения изменение температуры по глубине будет существенно. Исходные данные для расчета соответствовали условиям эксперимента, проводимого на воде, нагреваемой в цилиндрическом сосуде в микроволновой камере. Для определения средней температуры в эксперименте вода тщательно перемешивалась.

При мощности магнетрона  $N_{\text{вых}} = 180$  Вт и при загрузке в МВ камеру воды объемом  $V = 10^{-4}$  м<sup>3</sup> удельная мощность составляет  $J_{10} = 12,6 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>3</sup>. Коэффициент ослабления  $\gamma_1 = 7 \cdot 10^{-5}$  1/с. Длительность нагрева — от 30 до 300 с, шаг — 30 с. Результаты расчета приведены в табл. 1. Расчеты проведены для коэффициента теплоотдачи  $\alpha = 12$  Вт/м<sup>2</sup>·К. При расчете удельной мощности источника следует учитывать КПД микроволновой камеры, который зависит от объема загрузки:  $J_0 = N_{\text{вых}} \cdot \eta$ . При расчете было принято  $\eta = 0,7$ .

**Таблица 1 – Нагрев воды в микроволновом поле: сопоставление расчетных и экспериментальных данных:  $\alpha = 12$  Вт/м<sup>2</sup>·К,  $\eta = 0,7$ ,  $V = 10^{-4}$  м<sup>3</sup>**

№ п/п	$\tau$ , с	$\bar{t}_{\text{расч}}$ , °С	$\bar{t}_{\text{экс}}$ , °С
1	30	26,450	31,1
2	60	32,745	33,5
3	90	38,992	37,2
4	120	45,156	40,9
5	150	51,240	47,2
6	180	57,242	48,9
7	210	63,165	52,8
8	240	69,009	55,6
9	270	74,776	57,2
10	300	80,465	58,9

Расхождение расчетных и экспериментальных данных наглядно демонстрируется графиком (рис. 1).

Видно, что температуры существенно различаются. Причины этого могут быть следующие:

1) КПД камеры завышен; 2) коэффициент теплоотдачи отличается от принятого; 3) не учитывается изменение диэлектрических свойств воды при изменении температуры.

Для корректировки значения КПД следовало уточнить значение тепловых потерь, в которые входит лучистая и конвективная составляющие. Расчеты показали, что потери теплоты на конвекцию  $Q_{\text{конв}} = 1,934$  Вт, потери на лучистый теплообмен  $Q_{\text{луч}} = 2,232$ , теплота, затраченная на нагрев материала  $Q_{\text{пол}} = 50,32$  Вт. Теплота процесса нагрева  $Q_{\text{потр}} = 50,32 + 2,232 + 1,934 = 54,486$  Вт. Тогда КПД камеры  $\eta = 54,486/180 = 0,3027$ . Результаты расчета с учетом полученного КПД представлены в табл. 2. При этом удельная мощность источников составляла  $J_0 = 5,45 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>3</sup>.

**Таблица 2 – Нагрев воды в микроволновом поле: сопоставление расчетных и экспериментальных данных.  $\alpha = 12$  Вт/м<sup>2</sup>·К,  $\eta = 0,3$ ,  $V = 10^{-4}$  м<sup>3</sup>**

№ п/п	$\tau$ , мин	$\bar{t}_{\text{расч}}$ , °С	$\bar{t}_{\text{экс}}$ , °С
1	30	28,884	31,1
2	60	32,718	33,5
3	90	36,501	37,2
4	120	40,234	40,9
5	150	43,917	47,2
6	180	47,552	48,9
7	210	51,139	52,8
8	240	54,678	55,6
9	270	58,170	57,2
10	300	61,615	58,9

Хід експериментальної і теоретичної кривої температур представлено на рис. 2.

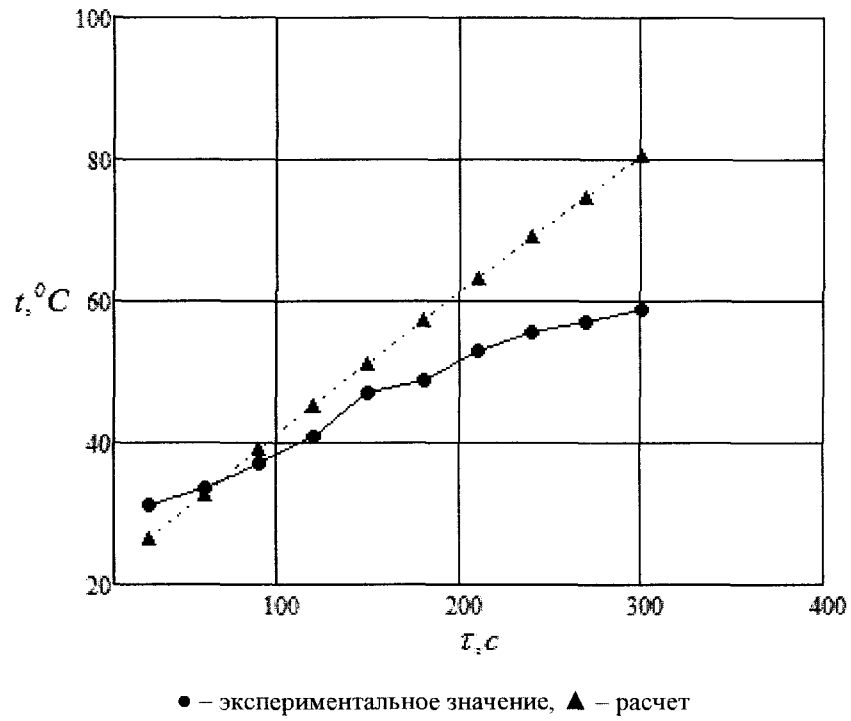


Рис. 1 – Середня температура води при нагріві в мікрохвильовому полі,  $\eta = 0,7$

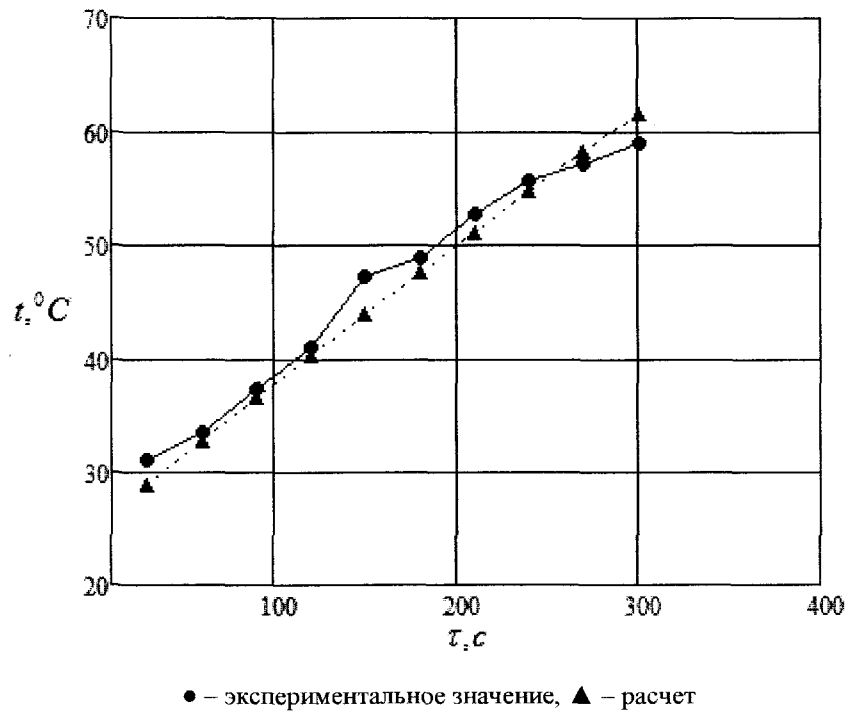


Рис. 1 – Середня температура води при нагріві в мікрохвильовому полі,  $\eta = 0,3$

Видно, що правильний урахунок КПД камери суттєво зменшує похибку.

### Выводы

Зависимость для расчета средней температуры материала, нагреваемого в микроволновом поле, полученная с учетом теплоотдачи с окружающей средой, позволяет с достаточной точностью определять температуру, однако при этом следует располагать данными по КПД камеры для правильной оценки удельной мощности внутренних источников теплоты.

### Литература

1. Meredith R.J. Engineers Handbook of Industrial and Microwave Heating. The Instruction of electrical engineers. 1998. 382 p.
2. Gunasekaran S (1998) Pulsed microwave-vacuum drying of food materials. Drying Technol 17(3):395–412].
3. A. K. Haghi, H. Ghanadzadeh. Experimental study on combined infrared and microwave drying of porous media with particular application in wood industry // Int. J. of Applied Mechanics and Engineering. – 2006. – vol.11. – No. 4. – pp. 985-991.
4. K.J. Chua, S.K. Chou. A comparative study between intermittent microwave and infrared drying of bioproducts // Int.J. of Food Science and Technology 2005, 40, pp.23–39.
5. V. R. Sagar. P.S. Kumar. Recent advances in drying and dehydration of fruits and vegetables// J Food Sci Technol – 2010. – 47(1). – pp.15–26.
6. V. R. Sagar. P.S. Kumar. Recent advances in drying and dehydration of fruits and vegetables// J Food Sci Technol – 2010. – 47(1). – pp.15–26.
7. Gábor Bihercz János Beke, Zoltan Kurják Simulation of drying process of corn kernels during microwave and convective treatment//Chemical Engineering. – Vol. 2. – Iss. 1. – pp. 75-150.
8. Garcia-Reimbert, C, Minzoni, A, Smyth, N. Effect of radiation losses on hotshot formation and propagagation in microwave heating//IMA j. Appl. Math, 1996, 57, 165-179.
9. Bingol G., Pan Z., Roberts J. et al. Mathematical modeling of microwave-assisted convective heating and drying of grapes//Int. J. Agric and Biol Eng. 2008. Vol. 1, No.2, pp. 46-54.
10. Лыков А.В. Теория теплопроводности/ Алексей Васильевич Лыков. – М., 1967. – 559 с.

УДК 621.311.22.002.52

## ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ЭЖЕКЦИОННОМ АППАРАТЕ

Кологривов М.М., канд. техн. наук, доцент, Бузовский В.П., аспирант  
Институт холода, криотехнологий и эконенгетики им. В.С. Мартыновского, г. Одесса

*Рассматривается работа прямого контактного эжекционного аппарата, в котором происходит конденсация паров бензина на охлажденных каплях рассола. Выполнен сравнительный анализ двух методик расчета теплообмена в данном аппарате: первая — основана на критериальном уравнении интенсивности теплообмена, предложенное Андреевым [2]; вторая — основана на математической модели Пажу-Галустова [3, 4]. Найден новый коэффициент и показатели степеней в уравнении Андреева путем обобщения данных, полученных по модели Пажу-Галустова.*

*The work of direct contact ejection apparatus, in which the condensation of gasoline vapor on chilled drops of brine takes place is considered in this article. A comparative analysis of the two methods of calculation of heat transfer in this apparatus was made. The first is based on the dimensionless equation of heat and mass transfer intensity, which was supposed by Andreew [2]. The second is based on the mathematical model, which was supposed by Pazhi and Galustov [3, 4]. We found new coefficient and the exponent in Andreew's equation by collation of data that we got by using Pazhi-Galustow's model.*

**Ключевые слова:** эжекционный аппарат, конденсация паров бензина, критериальное уравнение, математическая модель.

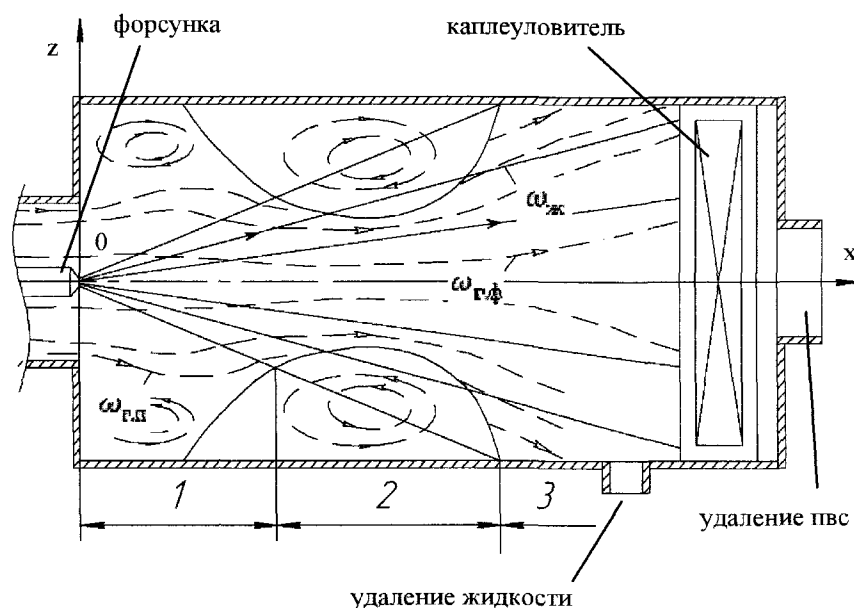
### Введение

Рассматривается работа эжекционного аппарата с горизонтальным факелом рабочего потока. Такой аппарат предлагается использовать для конденсации паров углеводородов из паровоздушной смеси (пвс) на каплях хладоносителя — водного солевого раствора [10]. Предлагаемый аппарат обладает рядом преимуществ перед аналогичными контактными аппаратами [9]. Основное из преимуществ — высокая по-

жаро-взрывобезопасность при работе с парами углеводородов. Конденсация пара из паровоздушной смеси привлекает внимание ввиду большой площади поверхности контакта фаз и увеличения интенсивности процессов тепло- и массообмена за счет уменьшения термического и диффузионного сопротивлений. Такие полые распылительные аппараты отличаются простой конструкцией и сравнительно низкой стоимостью.

### Постановка задачи

Картина процессов тепло- и массообмена и гидродинамики представляется сложной в рассматриваемом аппарате. Наблюдается движущаяся переменная поверхность контакта фаз. Одновременно из паровоздушной смеси конденсируются пары нескольких углеводородов и водяные пары. Конденсация происходит в присутствии неконденсирующегося воздуха. На рассматриваемые процессы влияют также: переменная кривизна поверхности контакта; изменение теплофизических свойств веществ; возможное непредсказуемое разделение конденсатов, которые образуются. Паровоздушная среда принудительно вытесняется из резервуара для хранения бензина при его заполнении. Эжекционный эффект, который создает факел распыла, дополняет вынужденную конвекцию. Указанные особенности имеют место в аппарате, схема которого представлена на рис. 1.



1 – область свободного факела; 2 – область циркуляции; 3 – область ограниченного течения;  
 $\omega_n$  – скорость периферийного парогазового потока;  $\omega_f$  – скорость парогазового потока в факеле;  
 $\omega_j$  – скорость капель рассола

**Рис. 1 – Рабочая зона аппарата**

Существует два основных направления в разработке методов расчета процессов в контактных аппаратах. Методы одного из них позволяют определить суммарное количество теплоты и массы, переданное от одной среды к другой, конечные или начальные параметры сред. Методы другого направления позволяют определить локальные показатели процесса и характеристики сред в аппарате: диаметр капель, скорость, температуру и др. Эти методы основаны на решении дифференциальных уравнений баланса теплоты и массы и использовании эмпирических формул для расчета коэффициентов тепло- и массопереноса. Одним из методов первого направления является инженерная методика, разработанная Е.И. Андреевым [2]. Она основана на использовании разработанного им критериального уравнения интенсивности тепломассообмена. Данная методика обладает тем преимуществом, что она исключает необходимость оперировать численным значением площади поверхности контакта фаз, поскольку последнюю, как правило, не удастся с достаточной точностью оценить. Одним из методов второго направления является математическая модель, описывающая тепломассообмен во всей реактивной зоне проточного контактного аппарата и разработанная Д.Г. Пажи и В.С. Галустовым [3, 4].

Ввиду сложности гидродинамической обстановки, модель Пажи-Галустова кроме дифференциальных уравнений баланса теплоты и массы содержит дифференциальные уравнения сохранения импульса и

движения. В работе [1] математическая модель Пажи-Галустова была доработана с учетом горизонтального направления факела. Следует отметить, что модель Пажи-Галустова не является чисто аналитической, поскольку предполагает использование эмпирических зависимостей для определения коэффициентов тепло- и массоотдачи.

В данной работе выполнен сравнительный анализ указанных методик. Также найден постоянный коэффициент и показатели степеней при числах подобия в критериальном уравнении, форма которого предложена Андреевым. Необходимость определения нового значения коэффициента и показателей степеней вызвана существенным отличием условий в контактном аппарате, рассматриваемым Андреевым, от условий, которые рассматриваются в данном аппарате. Ввиду отсутствия экспериментальных данных по тепломассообмену при конденсации паров углеводородов на каплях рассола, методикой Андреева будут обработаны данные, полученные на основе математической модели Пажи-Галустова.

#### Методика обработки данных

На начальном этапе были получены данные по модели Пажи-Галустова.

Математическая модель Пажи-Галустова учитывает изменение множества параметров: скорости пвс в факеле  $\omega_{\text{ф}}$  (рис. 1), скорости пвс в периферийной зоне  $\omega_{\text{з}}$ , расхода пвс и рассола, диаметра капель, объёмной концентрации капель, температуры рассола и пвс, концентрации паров в пвс. Кроме того, модель позволяет учесть неравномерность распределения плотности орошения в сечении аппарата. Для расчета теплового числа Нуссельта использовалась формула Дрейка [6]:

$$Nu = 2 + 0.45 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.33}, \quad (1)$$

где  $Re$  — число Рейнольдса;  $Pr$  — число Прандтля пвс.

Особое значение имеет выбор формулы для расчета массоотдачи. В работах [3, 4] для расчета диффузионного числа Нуссельта рекомендована формула Фреслинга:

$$Nu_p = 2 + 0.55 \cdot Re^{0.5} \cdot Sc^{0.33}, \quad (2)$$

где  $Sc$  — число Шмидта.

Для расчета по модели Пажи-Галустова использовались входные данные, лежащие в следующем диапазоне: диаметр сопла форсунки  $d_c = 4,55 \div 6,7$  мм; объёмный расход рассола  $Q_{\text{жс}} = 0,7 \div 1,5$  м<sup>3</sup>/ч; с учетом коэффициента эжекции  $q = 200$  м<sup>3</sup>(пвч)/м<sup>3</sup>(рассола) [Соколов] расход пвс  $Q_{\text{пвс}} = 140 \div 300$  м<sup>3</sup>/ч; температура пвс на входе в аппарат  $t_1 = 10 \div 30$  °С; начальная температура рассола  $t_{\text{ж.н}} = -15 \div -27$  °С; начальный заутеровский диаметр капель в зависимости от расхода жидкости и диаметра сопла  $d_k = 0,371 \div 0,405$  мм. Давление жидкости перед форсункой — 0,3 МПа. Тип форсунки — центробежно-струйная. В качестве жидкости использовался 20 % водный раствор соли NaCl. Ширина аппарата — 300 мм, высота — 250 мм, длина с учетом каплеуловителя (рис. 1) — 840 мм. Расчеты выполнены с учетом тепломассообмена на поверхности стенки и каплеуловителя. Для всех режимов пвс считалась насыщенной. Для указанного диапазона изменения параметров выполнено 270 вариантов расчетов, в ходе которых найдены значения конечной температуры пвс  $t_2$ . Таким образом были получены данные для обработки по методике Андреева.

Последовательность обработки данных по методике Андреева следующая. Для обозначения начального и конечно состояния пвс будем использовать индекс «1» и «2» соответственно. Для обозначения температуры по мокрому термометру будем использовать индекс «м». Маленькой буквой  $t$  традиционно обозначаются значения температуры в °С, а температура  $T$  — в К. Последовательность обработки данных запишем для более общего случая, когда паровоздушная смесь ненасыщенная.

Задана конечная температура пвс  $t_2$ , полученная по модели Пажи-Галустова, и соответствующие ей исходные данные: начальная температура пвс  $t_1$  и жидкости  $t_{\text{ж1}}$ ; объёмный расход пвс  $Q_{\text{пвс}}$  и рассола  $Q_{\text{жс}}$ ; диаметр сопла  $d_c$ ; паросодержание  $d_1$  и  $d_2$ . Температурам по сухому термометру  $t_1$  и  $t_2$  соответствуют температуры по смоченному термометру  $t_{1\text{м}}$  и  $t_{2\text{м}}$ , а также паросодержания при температурах мокрого термометра  $d_{1\text{м}}$  и  $d_{2\text{м}}$  паросодержание и температуру по мокрому термометру определяют по диаграмме или исходя из равенства значений удельной энтальпии при температуре сухого и мокрого термометра  $I_1 = I_{1\text{м}}$ ,  $I_2 = I_{2\text{м}}$ :

$$c_{p\text{в}} \cdot t_1 + (r + c_{p\text{п}} \cdot t_1) \cdot d_1 = c_{p\text{в}} \cdot t_{1\text{м}} + (r + c_{p\text{п}} \cdot t_{1\text{м}}) \cdot d_{1\text{м}}; \quad (3)$$

$$c_{p\text{в}} \cdot t_2 + (r + c_{p\text{п}} \cdot t_2) \cdot d_2 = c_{p\text{в}} \cdot t_{2\text{м}} + (r + c_{p\text{п}} \cdot t_{2\text{м}}) \cdot d_{2\text{м}}, \quad (4)$$

где  $c_{p\text{в}}$ ,  $c_{p\text{п}}$  — удельная массовая теплоёмкость воздуха и паров бензина соответственно при температуре  $t_1$ , кДж/(кг·К);

$r$  — удельная теплота конденсации паров бензина, кДж/кг.

Паросодержание по мокрому термометру является функцией температуры по мокрому термометру. Коэффициент интенсивности теплообмена:

$$K_{\text{TR}} = \frac{t_{2\text{M}} - t_{\text{ж1}}}{t_{1\text{M}} - t_{\text{ж1}}} \quad (5)$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{4 \cdot Q_{\text{ж}}}{d_{\text{г}} \cdot \pi \cdot \nu_{\text{пвс}}}, \quad (6)$$

где  $\nu_{\text{пвс}}$  — коэффициент кинематической вязкости пвс при температуре  $t_1$ , м<sup>2</sup>/с.  
Отношение тепловых эквивалентов:

$$B_{\text{WЭ}} = \frac{G_{\text{ж}} \cdot C_{\text{Рж}}}{G_{\text{пвс}} \cdot C_{\text{Рпвс}}}, \quad (7)$$

где  $G_{\text{ж}}$  — массовый расход рассола, кг/с;

$G_{\text{пвс}}$  — массовый расход пвс, кг/с;

$C_{\text{Рж}}$  — удельная массовая теплоёмкость рассола при температуре  $t_{\text{ж1}}$ , Дж/(кг·К);

$C_{\text{Рпвс}}$  — удельная массовая теплоёмкость пвс при температуре  $t_1$ , Дж/(кг·К).

Расчетная температура:

$$t_{1\text{MR}} = t_{1\text{M}} + 1 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (8)$$

Коэффициент испарения:

$$K_{\text{Э}} = \frac{r \cdot (d_{1\text{MR}} - d_{1\text{M}})}{C_{\text{Рж}} \cdot (t_{1\text{MR}} - t_{1\text{M}})}, \quad (9)$$

где  $d_{1\text{MR}}$  — паросодержание при  $t_{1\text{MR}}$ , кг(пара)/кг(возд.)

Приведенное отношение тепловых эквивалентов:

$$B_{\text{Э}} = \frac{B_{\text{WЭ}}}{1 + K_{\text{Э}}}. \quad (10)$$

Число подобия тепловых эквивалентов:

$$B_{\text{Э}1} = B_{\text{Э}} + 1. \quad (11)$$

Паросодержание при парциальном давлении паров  $P_n$ :

$$d = \frac{P_n}{P_{\text{э}} - P_n} \cdot \frac{M_{\text{г}}}{M_{\text{в}}}, \quad (12)$$

где  $M_{\text{г}}$  — молекулярная масса углеводородов, кг/кмоль;

$M_{\text{в}}$  — молекулярная масса воздуха, кг/кмоль.

Парциальное давление насыщенных паров бензина при температуре  $t$  [8, с. 94]:

$$P_{\text{пвс}} = 57000 \cdot e^{-0.02227 \cdot (t_{\text{н.к}} - t)}, \quad (13)$$

где  $t_{\text{н.к}}$  — температура начала кипения, °С.

Для расчетов  $t_{\text{н.к}}$  была принята 46 °С.

Молекулярная масса паров бензина [8, с. 360]:

$$M_{\text{г}} = 60.9 - 0.306 \cdot (t_{\text{н.к}} + 273) + 0.001 \cdot (t_{\text{н.к}} + 273)^2. \quad (14)$$

Кинематическая вязкость пвс при температуре  $t$ , и парциальном давлении паров  $P_n$ . [8, с. 361]:

$$\nu_{\text{пвс}} = \frac{10^{-6}}{\frac{1}{0.1 \cdot (t + 273) - 14.1} + \frac{P_n / P}{0.0225 \cdot (t + 273) - 3.61}}, \quad (15)$$

где  $P$  — абсолютное давление в аппарате, Па.

$P$  считалось равным атмосферному.

Удельная массовая теплоемкость паров бензина при температуре  $T$  по формуле Бальке и Кэй, (кДж/(кг·К)) [7, с. 158]:

$$C_{pг} = \frac{4.0 - \rho_{15}^{15}}{15+1} \cdot (1.8 \cdot T + 211) \cdot (0.146 \cdot K - 0.41) \tag{16}$$

где  $\rho_{15}^{15}$  — относительная плотность бензина;  $K$  — характеризующий фактор.

$\rho_{15}^{15}$  была принята 0,725.

Характеризующий фактор [7, с. 104]:

$$K = \frac{1.216 \cdot \sqrt[3]{T_{ср.моп}}}{\rho_{15}^{15}} \tag{17}$$

где  $T_{ср.моп}$  — средняя молекулярная температура кипения бензина, К.

Расчеты велись при средней молекулярной температуре кипения равной 111,4 °С.

Удельная теплота конденсации паров бензина рассчитывалась по формуле Трутона (кДж/кг) [7, с. 162]:

$$r = K \cdot \frac{T_{ср.моп}}{M_6} \tag{18}$$

где  $M_6$  — молекулярная масса бензина, кг/кмоль.

Молекулярная масса бензина считалась равной 106,7 кг/кмоль.

Теплоемкость пвс:

$$C_{y_{пвс}} = C_{pг} + C_{pг} \cdot d \tag{19}$$

Таким образом, для каждого из 270 режимов были найдены значения коэффициента интенсивности теплообмена  $Km$ , числа подобия  $Bm1$  и числа Рейнольдса  $Re$ .

При обработке данных численного моделирования использован метод наименьших квадратов, сущность которого в следующем. Критериальное уравнение, вид которого предложен Андреевым, представим в виде степенной функции

$$Km = A \cdot Re^{x_2} \cdot Bm1^{x_3} \tag{20}$$

Прологарифмируем его  $\ln(Km) = \ln(A) + x_2 \cdot \ln(Re) + x_3 \cdot \ln(Bm1)$ .

Записав такое уравнение для каждого  $k$ -го режима, получим систему из  $k$  линейных уравнений, в которой три неизвестных:  $\ln(A)$ ,  $x_2$  и  $x_3$

$$\begin{cases} \ln(Km_1) = \ln(A) + x_2 \cdot \ln(Re_1) + x_3 \cdot \ln(Bm1_1) \\ \ln(Km_2) = \ln(A) + x_2 \cdot \ln(Re_2) + x_3 \cdot \ln(Bm1_2) \\ \dots \\ \ln(Km_k) = \ln(A) + x_2 \cdot \ln(Re_k) + x_3 \cdot \ln(Bm1_k) \end{cases}$$

При решении такой переопределенной системы уравнений находят наиболее верные значения неизвестных, для которых сумма квадратов отклонений (разностей правой и левой частей) была бы наименьшей. Требование минимума суммы квадратов отклонений приводит к новой системе линейных уравнений, каждое из которых является частной производной этой суммы по соответствующему неизвестному, приравненной к нулю:

$$\begin{cases} \ln(A) \sum_{k=1}^N 1 + x_2 \sum_{k=1}^N \ln(Re_k) + x_3 \sum_{k=1}^N \ln(Bm1_k) - \sum_{k=1}^N \ln(Km_k) = 0 \\ \ln(A) \sum_{k=1}^N \ln(Re_k) + x_2 \sum_{k=1}^N (\ln(Re_k) \ln(Re_k)) + x_3 \sum_{k=1}^N (\ln(Bm1_k) \ln(Re_k)) - \sum_{k=1}^N (\ln(Km_k) \ln(Re_k)) = 0 \\ \ln(A) \sum_{k=1}^N \ln(Bm1_k) + x_2 \sum_{k=1}^N (\ln(Re_k) \ln(Bm1_k)) + x_3 \sum_{k=1}^N (\ln(Bm1_k)^2) - \sum_{k=1}^N (\ln(Km_k) \ln(Bm1_k)) = 0 \end{cases}$$

где  $k = 1, 2, \dots, N$  — номер исходного уравнения, составленного по результатам  $k$ -го режима;  
 $N$  — число исходных уравнений, равное числу режимов.

В результате решения данной системы уравнений найдутся неизвестные  $x_2, x_3$ , которые являются показателями степеней при числе Рейнольдса  $Re$  и числе подобия тепловых эквивалентов  $Bm1$  соответственно. Также найдется значение  $\ln(A)$ .

Таким образом, найдены показатели степеней и коэффициент в критериальном уравнении, обобщающее данные численного эксперимента:

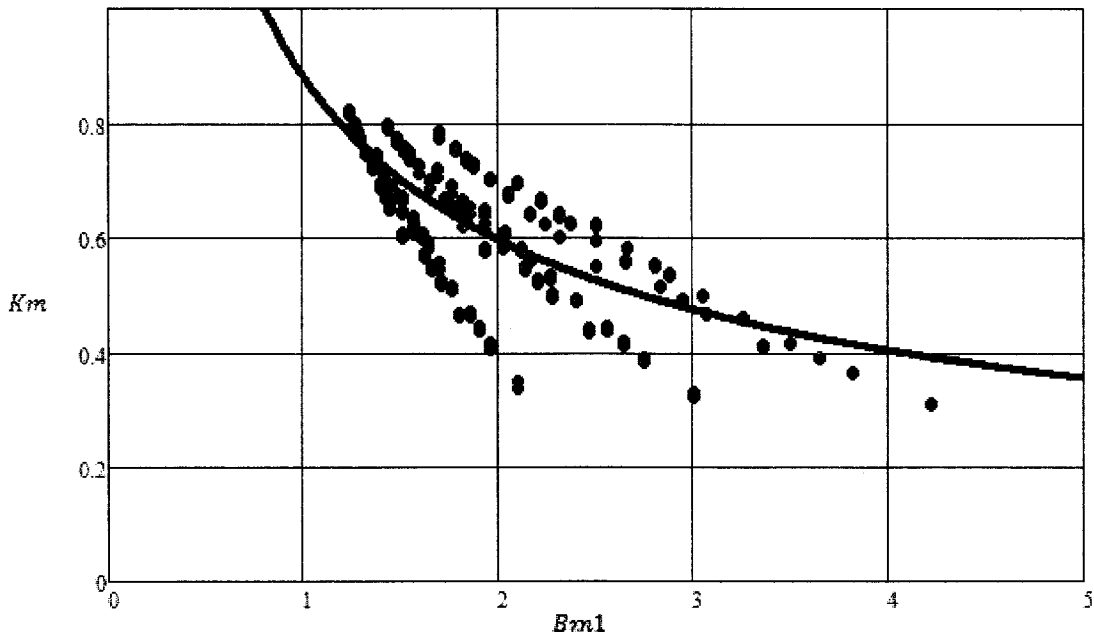
$$Km = 10.01 \cdot \left(\frac{Re}{100}\right)^{-0.522} \cdot Bm1^{-0.548} \quad (21)$$

Точность корреляции оценивалась по среднеарифметическому отклонению расчетных данных (формула (21)) от данных по математической модели (формула (5)) (в %):

$$\Delta Km = \pm \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \left| \frac{Km_{(5)} - Km_{(21)}}{Km_{(5)}} \right| \cdot 100$$

Формула (33) аппроксимирует данные численного эксперимента со средней погрешностью 8,5 %. Максимальная погрешность составила 44 %.

На рис. 2 по уравнению (21) построен график зависимости  $Km$  от  $Bm1$  (сплошная кривая). Данная кривая была построена при постоянном значении числа Рейнольдса  $Re = 10000$ , которое является средним для выбранного диапазона режимных параметров. На рис. 2 нанесены также данные по математической модели.



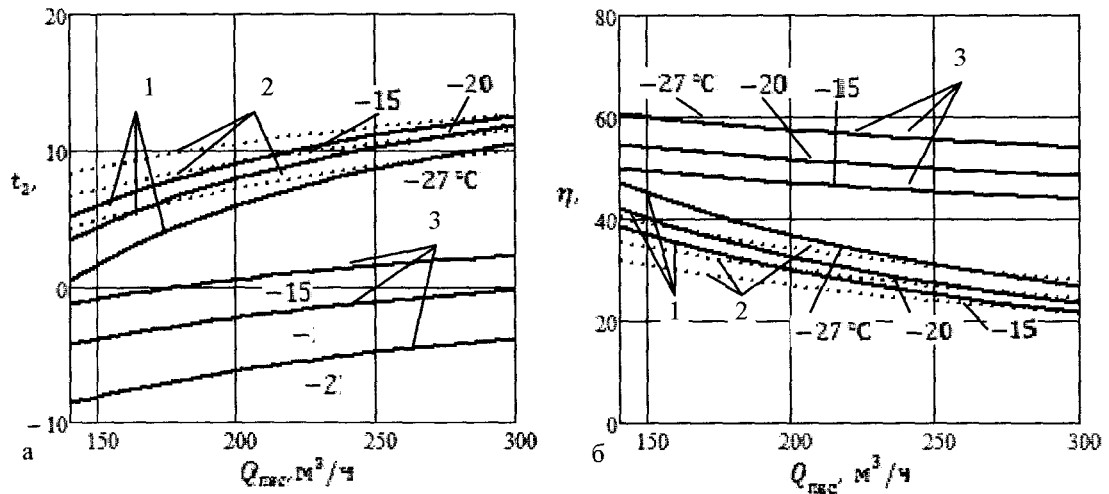
Точками обозначены значения  $Km$ , которые получены по модели Пажи-Галустова; кривая построена по обобщающему критериальному уравнению (21)

Рис. 2 – Зависимость  $Km = f(Bm1)$

### Сравнение методик

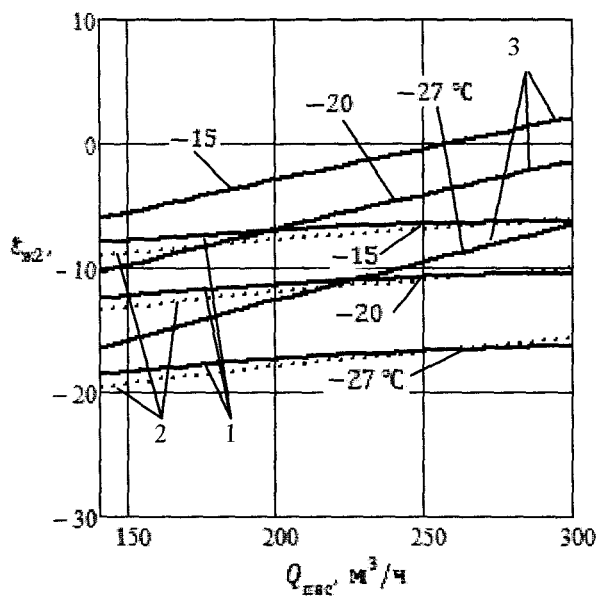
На рис. 3, 4 представлены результаты расчетов по модели Пажи-Галустова и о инженерной методике Андреева.

Расчеты проводились для случая конденсации паров бензина из пвс на каплях рассола. Входные данные следующие: производительность форсунки  $0,7 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; перепад давления на форсунке  $0,3 \text{ МПа}$ ; диаметр сопла  $4,55 \text{ мм}$ ; угол раскрытия факела  $60^\circ$ ; аппарат имеет прямоугольное сечение с шириной  $300 \text{ мм}$ , высотой  $250 \text{ мм}$  и длиной  $840 \text{ мм}$ ; аппарат направлен горизонтально.



1 – результати по моделі Пажи-Галустова; 2 – результати по інженерній методикі Андреева (уравнение (21)); 3 – результати по інженерній методикі Андреева (уравнение (22));  
 а – графік залежності температури пвс на виході з апарата від расхода пвс;  
 б – графік залежності степені извлечения паров бензина від расхода пвс

**Рис. 3 – Графіки залежності температури пвс на виході з апарата і степені извлечения паров бензина від расхода пвс при варіації початкової температури рассола**



1 – результати по моделі Пажи-Галустова; 2 – результати по інженерній методикі Андреева (уравнение (21)); 3 – результати по інженерній методикі Андреева (уравнение (22))

**Рис. 4 – Графіки залежності температури рассола на виході з апарата від расхода пвс при варіації початкової температури рассола**

Сравнительные результаты расчета  $t_2$  приведены на рис. 3, а. Из этого рисунка видно, что результаты расчётов  $t_2$  по модели Пажи-Галустова (кривые 1) и уравнению (21) (кривые 2) практически идентичны в области высоких расходов пвс. В области малых расходов пвс разница температур  $t_2$ , рассчитанных по этим двум методикам, достигает 5 °С. Столь значительное расхождение объяснимо тем, что полученное нами уравнение (21) со значительной погрешностью аппроксимирует данные модели [3, 4] при малых

значениях  $Km$ , которые в свою очередь соответствуют малым значениям расхода пвс (рис. 2). Аналогичная ситуация наблюдается на рис. 3, б и рис. 4. Также на рис. 3, а при тех же входных данных представлены результаты расчета температуры  $t_2$  по методике Андреева с применением полученного им критериального уравнения:

$$Km = 8.85 \cdot Rg^{-0.25} \cdot Bm1^{-0.37} \quad (22)$$

Коэффициент и показатели степеней в уравнении (22) найдены для условий обработки воздуха в форсуночных камерах.

Рисунок 3, а показывает, что расхождения температур  $t_2$ , рассчитанные по модели Пажи-Галустова и методике Андреева (формула (22)) значительны. Аналогичная картина наблюдается на рис. 3, б и рис. 4, на которых представлены результаты расчетов степени извлечения паров бензина  $\eta$  и конечной температуры жидкости соответственно.

#### Выводы

Был выполнен расчет тепломассообмена при конденсации паров углеводородов на каплях рассола по двум принципиально разным методикам: первая основана на критериальном уравнении интенсивности тепломассообмена, разработанная Андреевым, вторая — по математической модели Пажи-Галустова. Сравнительный анализ показал значительное расхождение результатов. Это объясняется тем, что уравнение интенсивности тепломассообмена, предложенное Андреевым, разработано для условий обработки воздуха в форсуночных камерах кондиционеров, условия работы которых значительно отличаются от условий в эжекционном аппарате при улавливании паров бензина. Поэтому нами предложено уравнение интенсивности тепломассообмена с новым коэффициентом и показателями степеней при числах подобия. При этом были обобщены данные полученные по модели Пажи-Галустова, которая учитывает изменение множества параметров.

#### Литература

1. Актуальні проблеми енергетики і екології / Збірник наукових праць міжнародної науково-технічної конференції. Одеса, 9-11 жовтня 2013 р. – Одеса, Видавництво ОНАХТ, – 2013 р. – 248 с.
2. Андреев Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах. – Л. Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 192 с.
3. Галустов В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.
4. Пажи Д. Г., Галустов В. С. Основы техники распыливания жидкости. – М.: Химия, 1984. – 253 с.
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
6. Соу С. Гидродинамика многофазных систем: Пер. с англ. – М.: Мир, 1971, – 536 с.
7. Технология переработки нефти. В 2-х частях. Часть первая. Первичная переработка нефти / Под ред. О.Ф. Глаголевой и В.М. Капустина. – М.: Химия, КолосС, 2007. – 400 с.
8. Тугунов П.И., Новоселов В.Ф., Коршак А.А., Шаммазов М.А. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов. Учебное пособие для ВУЗов. – Уфа: ООО «ДизайнПолиграфСервис», 2002. – 658 с.
9. Патент 15134 А Украина, МКИ F 28 C 1/00. Ежекційна градирня та способ її роботи / Кологри-вов М.М., Грандов А.А., Угольникова Н.П., Нянкина Е.Е., Серебрянский П.В. Одеська держ. акад. холоду – Заявл. 26.10.93, Опубл. 30.06.97, Бюл. № 3, видан 04.12. 96. на 3стр.
10. Свидетельство 0555542 Ассоциационного комитета изобретений “Привилегия”. Абсорбционно-конденсационный метод и устройство для очистки потока и выделения из него компонентов / Кологри-вов М.М., Котенко С.В. - Приоритет 19.02.1993, Бюл. № 2, Москва, 1993.

## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ДВИЖУЩЕМСЯ ПЛОТНОМ СЛОЕ ПРИ МИКРОВОЛНОВО- КОНВЕКТИВНОМ И МИКРОВОЛНОВОМ НАГРЕВЕ

Бошкова И.Л., к.т.н., доцент, Георгиев Е.В., ассистент, Колесниченко Н.А., аспирантка  
Институт холода, криотехнологий и экзотергетики имени проф. В.С. Маргыновского  
Одесской национальной академии пищевых технологий, г. Одесса

*Анализируются двухкомпонентные математические модели, описывающие тепломассоперенос в слое с внутренними источниками (стоками) теплоты, обусловленными действием микроволнового поля. Приведены результаты расчетов температур газового и твердого компонентов по высоте сушилки в зависимости от мощности магнетронов, коэффициента ослабления, скорости воздуха и слоя.*

*Double-base mathematical models are analyzed, describing heat and mass transfer in a layer with the internal sources (flows) of warmth, conditioned by the action of the microwave field. Results over of calculations of temperatures gas and hard components on the height of dryer depending on power of magnetrons, coefficient of weakening, speed of air and layer are brought.*

**Ключевые слова:** теплоперенос, моделирование, дисперсные среды, сушилка, микроволновой нагрев, скорость, газ, твердые частицы, температура.

Математическому описанию процессов переноса теплоты и массы в слоях, фильтруемых газом или жидкостью, уделяется большое внимание. В общем случае такое описание не может быть выполнено на основании представлений механики сплошных сред вследствие макроскопической неоднородности дисперсных систем. Континуальное приближение правомерно лишь в случаях, когда структурный размер элементов дисперсной среды значительно меньше линейного масштаба изменения средних температур и концентраций [1,2]. Такое условие выполняется во многих интересных для практики задачах о тепломассопереносе в дисперсных средах. В связи с этим возникает необходимость формулировки уравнений сохранения теплоты и массы для континуумов, моделирующих компоненты системы либо систему в целом. Широкое распространение получили феноменологические однокомпонентные гомогенные модели, позволяющие получить аналитические решения различных задач теплопереноса. В таких моделях постулируется равенство температур компонентов. Между тем, при определенных условиях (при протекании в слое реакций с большим тепловым эффектом, кратковременных нестационарных процессах, низкой интенсивности межкомпонентного теплообмена, высокой каркасной теплопроводности слоя) температуры компонентов могут существенно различаться. В таких случаях используют двухкомпонентные гомогенные модели, в которых слой рассматривается как система, состоящая из двух квазисплошных компонентов, между которыми протекают межкомпонентные процессы тепло- и массообмена (например, [3-7]. В [10] система уравнений теплопереноса для двухкомпонентных моделей сводилась к некоторому эквивалентному уравнению. Сопоставление одно- и двухкомпонентных моделей показало, что использование однокомпонентных моделей в кратковременных процессах, при интенсивном тепловыделении, высоком термическом сопротивлении межкомпонентного теплообмена приводит к существенным ошибкам в предсказании температур [8-10, 12-14]. Известные в литературе модели теплопереноса при наличии внутренних источников теплоты справедливы для свободного слоя, модели для слоя с погруженными поверхностями отсутствуют.

В данной работе рассматривается возможность применения двухкомпонентных математических моделей для описания тепломассопереноса в слое с внутренними источниками (стоками) теплоты, обусловленными действием микроволнового поля, при отсутствии погруженных поверхностей. На основании этих моделей получены аналитические зависимости для распределения температур компонентов продуваемого слоя с источниками теплоты и погруженными поверхностями, в движущемся слое при кондуктивно-конвективной и микроволново-конвективной сушке.

В качестве объекта моделирования рассматривается сушилка, представляющая собой вертикальный канал, в который из загрузочного бункера поступает влажный дисперсный материал. В нижнем сечении канала расположено выпускное устройство, обеспечивающее движение материала в виде плотного слоя и его необходимый расход. В верхнем (входном) сечении канала размещены магнетроны, создающие заданный тепловой поток. Через это же сечение подается сушильный агент, который фильтруется сквозь слой и удаляется из нижнего (выходного) сечения. За счет поглощенной влажными частицами СВ энер-

гии и теплоты, передаваемой ему от сушильного агента путем межкомпонентного теплообмена, происходит прогрев частиц и испарение влаги, высушенный материал удаляется через выпускное устройство. Заданное влагосодержание на выходе обеспечивается выбором режимных характеристик: мощности магнетронов, температуры и скорости сушильного агента, скорости слоя, а также высоты канала.

При формулировке модели теплопереноса используются следующие представления. Плотный продуваемый слой рассматривается как двухкомпонентная система, состоящая из твердого (частиц) и газового (сушильный агент) компонентов, между которыми протекает межкомпонентный теплообмен. СВ энергия, поглощаемая частицами, учитывается как положительный внутренний источник теплоты в твердом компоненте. На основании экспериментальных данных [15] принято, что производительность этого источника убывает по экспоненциальному закону по мере удаления от входного сечения, где подводится СВ энергия. Расход теплоты на испарение влаги учитывается, как отрицательный источник теплоты в твердом компоненте. Производительность этого источника, зависящая от скорости сушки, остается неизменной на участке постоянной скорости и убывает по высоте канала по экспоненциальному закону на участке падающей скорости.

Приняты следующие допущения:

- свойства компонентов неизменны, не зависят от температуры и влагосодержания;
- подводимая СВ энергия, температуры и скорости компонентов распределены по сечению канала равномерно;
- тепловые потери через стенки канала пренебрежимо малы.

При таких условиях температуры компонентов изменяются только по высоте канала, т.е. температурные поля одномерны.

Математическая модель процесса теплопереноса включает уравнения энергии газового и твердого компонентов и граничные условия. Эти уравнения для участка падающей скорости сушки имеют следующий вид (при пренебрежимо малом продольном переносе теплоты теплопроводностью) [16-18]:

$$\rho_g c_{pg} w_g (1-\beta) \frac{d\vartheta_g}{dx} = \alpha_m a (\vartheta_m - \vartheta_g), \quad (1)$$

$$\rho_m c_m w_m \beta \frac{d\vartheta_m}{dx} = \alpha_m a (\vartheta_g - \vartheta_m) + q_{v1} e^{mx} + q_{v2} e^{-mx}. \quad (2)$$

Граничные условия на входе:

при  $x=0$ :

$$\vartheta_g = \vartheta_{g0} = 0; \quad t_m = t_{m0}; \quad \vartheta_m = \vartheta_{m0}. \quad (3)$$

Здесь:  $\vartheta_g = t_g - t_{g0}$ ;  $\vartheta_m = t_m - t_{g0}$ ;  $\vartheta_{m0} = t_{m0} - t_{g0}$  — избыточные температуры компонентов;  $q_{v1}$ ,  $q_{v2}$  — производительность внутренних источников теплоты во входном сечении, Вт/м<sup>3</sup>.

Производительность источника, обусловленного испарением влаги, определяется соотношением

$$q_{v2} = \rho_c r \frac{d\bar{u}}{d\tau}, \text{ Вт/м}^3. \quad (4)$$

Решение системы уравнений (1,2) с граничными условиями (3) позволило получить следующие зависимости для распределения температур компонентов на участке падающей скорости сушки:

$$\vartheta_g = -\frac{B_1 \vartheta_{m0}}{P_2} + \frac{B_1}{P_2} \left( \vartheta_{m0} + \frac{H_1}{P_2 - m} + \frac{H_2}{P_2 - n} \right) e^{P_2 x} + \frac{H_1 B_1}{m} \left[ \frac{e^{mx}}{(m - P_2)} + \frac{1}{P_2} \right] + \frac{H_2 B_1}{n} \left( \frac{e^{-mx}}{n - P_2} + \frac{1}{P_2} \right), \quad (5)$$

$$\vartheta_m = \vartheta_g + \left( \vartheta_{m0} + \frac{H_1}{P_2 - m} + \frac{H_2}{P_2 - n} \right) e^{P_2 x} + \frac{H_1}{m - P_2} e^{mx} + \frac{H_2}{n - P_2} e^{-mx}, \quad (6)$$

$$\text{Здесь: } B_1 = \frac{\alpha_m a}{\rho_g c_{pg} (1-\beta) w_g}, \text{ м}^{-1}, \quad (7); \quad B_2 = \frac{\alpha_m a}{\rho_m c_m \beta w_m}, \text{ м}^{-1}, \quad (8)$$

$$H_1 = \frac{q_{v1}}{\rho_m c_m \beta w_m}, \text{ К/м}, \quad (9); \quad H_2 = \frac{q_{v2}}{\rho_m c_m \beta w_m}, \text{ К/м}, \quad (10)$$

$$P_2 = -(B_1 + B_2) \quad (11)$$

— корень характеристического уравнения.

Как видно из (5, 6), температуры компонентов и темп их изменения по высоте сушилки зависят от следующих факторов:

- производительности внутренних источников теплоты (положительного, обусловленного поглощением подводимой микроволновой энергии влажными частицами, и отрицательного, обусловленного расходом теплоты на испарение влаги, т.е. скоростью сушки), закона изменения производительности источ-

ников по высоте; температур компонентов на входе; скоростей компонентов; интенсивности межкомпонентного теплообмена; размера частиц; физических характеристик компонентов.

В одном и том же сечении, температуры компонентов различны. При  $x = idem$  разность этих температур определяется выражением:

$$\vartheta_m - \vartheta_z = (\vartheta_{m0} + \frac{H_1}{P_2 - m} + \frac{H_2}{P_2 - n})e^{P_2x} + \frac{H_1}{m - P_2}e^{mx} + \frac{H_2}{n - P_2}e^{nx}. \quad (12)$$

Она зависит от разности температур на входе (при  $x = 0$ ), производительности источников, абсолютного значения  $P_2$ . Из выражений (7, 8, 11) видно, что абсолютное значение  $|P_2|$  тем меньше, чем ниже тепловой поток, переносимый в процессе межкомпонентного теплообмена, по сравнению с тепловым потоком, переносимым компонентами конвекцией. По высоте сушилки разность температур убывает.

На участке постоянной скорости сушки распределение температур компонентов описывается следующими зависимостями:

$$\vartheta_z = \frac{B_1 \vartheta_{m0}}{P_2} (e^{P_2x} - 1) + H_1 \left[ \frac{1}{P_2(P_2 - m)} e^{P_2x} + \frac{1}{m(m - P_2)} e^{mx} + \frac{1}{P_2 m} \right] + H_2 \left( \frac{1}{P_2^2} e^{P_2x} - \frac{1}{P_2^2} - \frac{x}{P_2} \right), \quad (13)$$

$$\vartheta_m = \vartheta_z + \vartheta_{m0} e^{P_2x} + \frac{H_1}{m - P_2} (e^{mx} - e^{P_2x}) - \frac{H_1}{P_2} (1 - e^{P_2x}) \quad (14)$$

Возможны случаи, когда источник, обусловленный поглощением МВ энергии, также не изменяется по высоте канала ( $m = 0$ ) (когда коэффициент ослабления потока энергии в слое мал либо магнетроны размещены в нескольких сечениях по высоте на небольших расстояниях друг от друга). В таких случаях уравнения (13, 14) приобретают вид:

$$\vartheta_z = \frac{B_1 \vartheta_{m0}}{P_2} (e^{P_2x} - 1) + B_1 (H_1 + H_2) \cdot \left( \frac{1}{P_2^2} e^{P_2x} - \frac{1}{P_2^2} - \frac{x}{P_2} \right), \quad (15)$$

$$\vartheta_m = \vartheta_z + \vartheta_{m0} e^{P_2x} + \frac{H_1 + H_2}{P_2} (e^{P_2x} - 1). \quad (16)$$

Если в слое отсутствуют внутренние источники, то температуры компонентов определяются только условиями межкомпонентного теплообмена и их изменение по высоте канала описывается зависимостями:

$$\vartheta_z = \frac{B_1 \vartheta_{m0}}{P_2} (e^{P_2x} - 1), \quad (17)$$

$$\vartheta_m = \vartheta_z + \vartheta_{m0} e^{P_2x}. \quad (18)$$

При режимах, в которых тепловой поток, обусловленный межкомпонентным теплообменом, существенно превышает тепловой поток, переносимый компонентами конвекцией, температуры компонентов при  $x = idem$  практически одинаковы ( $e^{P_2x} \rightarrow 0$ ,  $\vartheta_m \approx \vartheta_z$ ).

Частные случаи

а) Теплоперенос в движущемся слое при микроволновой сушке.

В этом случае продувка сушильного агента через слой отсутствует, сушка осуществляется только за счет МВ энергии. Используется однокомпонентная модель, согласно которой непродуваемый плотный слой рассматривается как квазигомогенная среда с эффективными характеристиками — плотностью  $\rho_{cl} = \rho_m \beta$ , теплоемкостью  $\bar{c}_{cl} = \rho_e c_{pe} (1 - \beta) + \rho_m c_m \beta = \rho_{cl} c_m$ .

Уравнение энергии слоя для участка падающей скорости сушки:

$$\rho_{cl} c_m w_{cl} \frac{d\vartheta_{cl}}{dx} = q_{v1} e^{mx} + q_{v2} e^{nx}. \quad (19)$$

Изменение температуры слоя по высоте канала определяется зависимостью:

$$\vartheta_{cl} = \frac{H_1'}{m} (e^{mx} - 1) + \frac{H_2'}{n} (e^{nx} - 1). \quad (20)$$

Для участка постоянной скорости сушки ( $n = 0$ ) распределение температуры слоя можно найти из следующей формулы:

$$\vartheta_{cl} = \frac{H_1'}{m} (e^{mx} - 1) + H_2' x, \quad (21)$$

В формуле (20)

$$H'_1 = \frac{q_{v1}}{\rho_{cl} c_{cl} w_{cl}}, \text{ К/м}; H'_2 = \frac{q_{v2}}{\rho_{cl} c_{cl} w_{cl}}, \text{ К/м} \quad (22)$$

$$v_{cl} = t_{cl} - t_{cl0}$$

б) Теплоперенос в неподвижном слое при микроволново-конвективной сушке.

Математическая модель процесса для этого случая имеет вид:

$$\rho_c c_p w_c (1-\beta) \frac{d\vartheta_z}{dx} = \alpha_m a (\vartheta_m - \vartheta_z), \quad (23)$$

$$\alpha_m a (\vartheta_z - \vartheta_m) + q_{v1} e^{-mx} + q_{v2} e^{-nx} = 0, \quad (24)$$

при  $x=0$ :

$$\vartheta_z = \vartheta_{z0} = 0 \quad (25)$$

Здесь:  $\vartheta_z = t_z - t_{z0}$ ;  $\vartheta_m = t_m - t_{z0}$ ;

Температуры компонентов на участке падающей скорости сушки описываются следующими уравнениями:

$$\vartheta_z = \frac{q_{v1}}{D} \left[ -\frac{1}{m} e^{mx} + \frac{1}{m} \right] + \frac{q_{v2}}{D} \left[ -\frac{1}{n} e^{nx} + \frac{1}{n} \right], \quad (26)$$

$$\vartheta_m = \vartheta_z + \frac{q_{v1}}{B} e^{mx} + \frac{q_{v2}}{B} e^{nx}. \quad (27)$$

Здесь:

$$B = \alpha_m a, \text{ Вт/(м}^3\text{К)}; D = \rho_c c_p w_c (1-\beta), \text{ Вт/(м}^2\text{К)}. \quad (28)$$

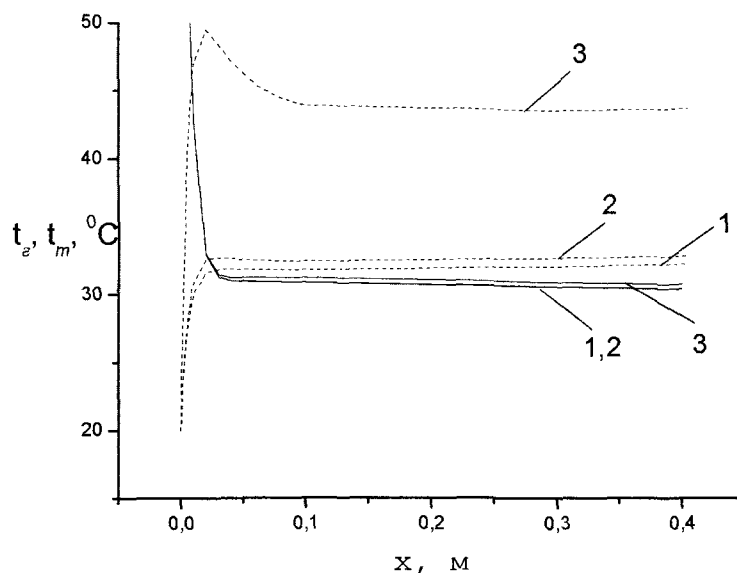
Разность температур компонентов в одном и том же сечении ( $x = \text{idem}$ )

$$\vartheta_m - \vartheta_z = \frac{q_{v1}}{B} e^{mx} + \frac{q_{v2}}{B} e^{nx} \quad (29)$$

Для температур компонентов на участке постоянной скорости сушки ( $n = 0$ ) справедливы формулы:

$$\vartheta_z = \frac{q_{v1}}{D} \left[ -\frac{1}{m} e^{mx} + \frac{1}{m} \right] + \frac{q_{v2}}{D} x, \quad (30)$$

$$\vartheta_m = \vartheta_z + \frac{q_{v1}}{B} e^{mx} + \frac{q_{v2}}{B}. \quad (31)$$



$$w_c = 0,2 \text{ м/с}; w_m = 0,001 \text{ м/с}; q_{v2} = 10^5 \text{ Вт/м}^3;$$

1 -  $q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3$ ; 2 -  $q_{v1} = 10^5 \text{ Вт/м}^3$ ; 3 -  $q_{v1} = 10^6 \text{ Вт/м}^3$  --- частицы; \_\_\_ газ

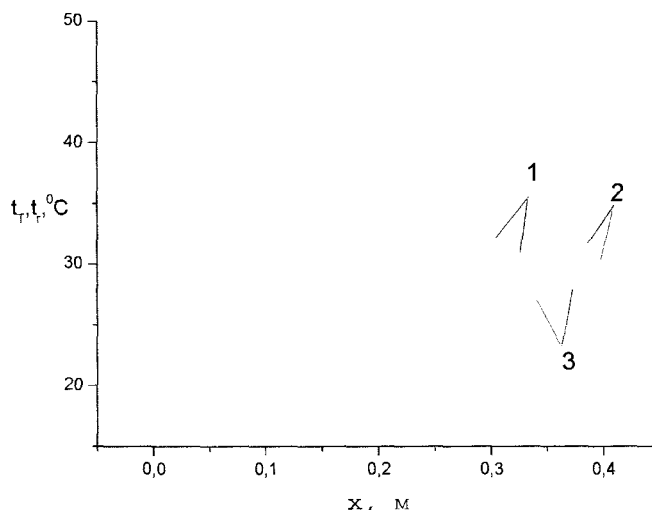
**Рис. 1 – Распределения температур компонентов по высоте канала при различных мощностях магнетрона**

По приведенным зависимостям проведены расчеты температурных полей в слое на участке падающей скорости сушки при различных условиях [18]. В расчетах изменяли: скорость сушильного агента  $w_s$  (0,2...2,0 м/с); скорость движения слоя  $w_m$  ( $0,5 \cdot 10^{-3} - 10^{-3}$  м/с); диаметр частиц  $d_m$  ( $3 \cdot 10^{-3} - 9 \cdot 10^{-3}$  м); значения положительного ( $q_{v1} = (10^4 + 10^6)$  Вт/м<sup>3</sup>) и отрицательного ( $q_{v2} = (-10^4 + -10^6)$  Вт/м<sup>3</sup>) источника теплоты в твердом компоненте; коэффициент ослабления микроволновой энергии в слое  $m = (-30 \div 0)$ ,  $n = (0 \div -6)$ . Рассмотрим влияние  $q_{v1}$  — положительного внутреннего источника при следующих исходных данных:  $t_{m0} = 20$  °С,  $t_{z0} = 100$  °С,  $d_m = 0,003$  м,  $n = -6$ ,  $m = -30$ . По высоте канала на начальном участке температура газа уменьшается, а температура частиц увеличивается в результате межкомпонентного теплообмена (рис. 1).

В одном и том же сечении (при  $x = \text{idem}$ ) с увеличением производительности положительного внутреннего источника температуры обоих компонентов возрастают. Эта зависимость наблюдается при различных скоростях, диаметрах частиц, разных  $m$ .

При  $x > 0,06$  м температура твердого компонента убывает т.к. из-за существенного ослабления потока микроволновой энергии в слое значение  $q_{v1}$  резко уменьшается и начинает больше влиять отрицательный источник теплоты  $q_{v2}$ .

При различных значениях производительности отрицательного источника на начальном участке также наблюдается уменьшение температуры газа и рост температуры частиц по высоте канала (рис. 2). При увеличении расхода теплоты на испарение (производительности отрицательного источника) температуры газа и частиц становятся ниже (в одном и том же сечении). Эта зависимость наблюдается при различных скоростях, диаметрах частиц, разных  $m$ .



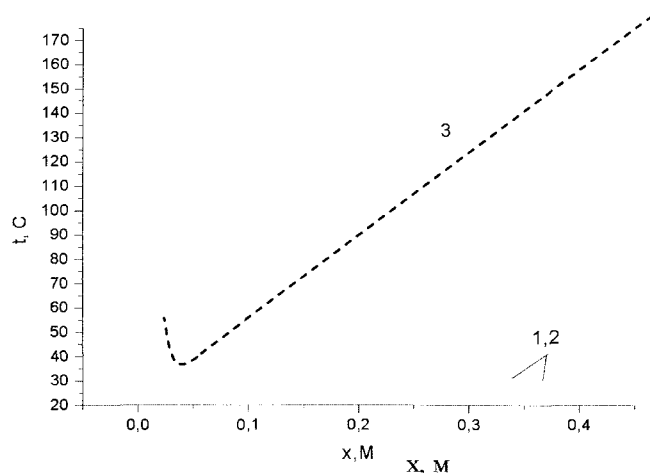
$$w_s = 0,2 \text{ м/с}; w_m = 0,001 \text{ м/с}; q_{v1} = 10^5 \text{ Вт/м}^3;$$

$$1 - q_{v2} = 10^4 \text{ Вт/м}^3; 2 - q_{v2} = 10^5 \text{ Вт/м}^3; 3 - q_{v2} = -10^6 \text{ Вт/м}^3 \text{ --- частицы; } \_ \text{ газ}$$

**Рис. 2 – Распределения температур компонентов по высоте канала при различных значениях производительности отрицательного внутреннего источника теплоты**

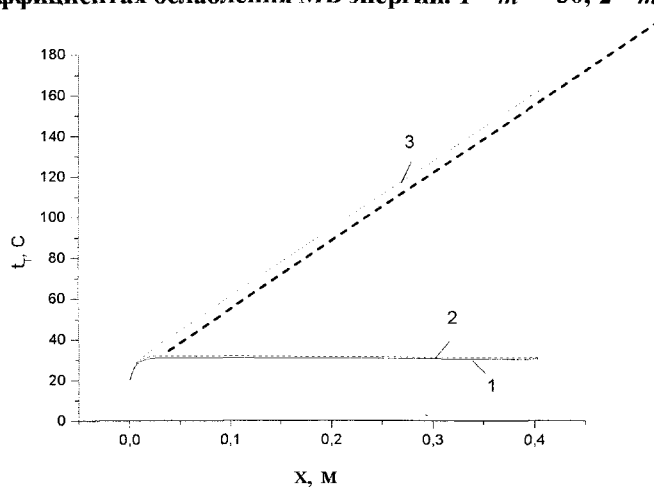
В случае уменьшения коэффициента ослабления МВ энергии в слое ( $m = -30; -6; 0$ ) температура газа снижается менее интенсивно (рис. 3), а температура твердых частиц растет с большей интенсивностью (рис. 4) в связи с менее существенным убыванием  $q_{v1}$  (рис. 5). В случае, если  $m = 0$ , т.е. производительность положительного источника теплоты остается постоянной по всей высоте сушилки, наблюдается резкий рост температур компонентов (рис. 3 и 4, кривые 3). Такая зависимость наблюдается при различных значениях  $q_{v1}, q_{v2}, d, w_s, w_m$ .

Скорость газа (сушильного агента) влияет на распределение температур следующим образом. При ее возрастании на начальном участке температура газа снижается медленнее, а температура частиц возрастает быстрее. При высоких скоростях газа температуры компонентов по всей высоте сушилки выше, чем при малых скоростях (рис. 6). Как видно из рис. 6, температуры частиц при  $x > 0,03$  м становятся выше температур газа, изменяется направление теплового потока. При  $x < 0,03$  м частицы получают тепло от нагретого воздуха, а затем, когда воздух охладился, он нагревается от частиц, температура которых растет в связи с действием внутреннего положительного источника теплоты. Уменьшение разности температур компонентов с увеличением скорости газа объясняется интенсификацией межкомпонентного теплообмена (рис. 7).



$$q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3; q_{v2} = -10^5 \text{ Вт/м}^3; w_z = 0,2 \text{ м/с}; w_m = 0,001 \text{ м/с}; d_m = 0,003 \text{ м}$$

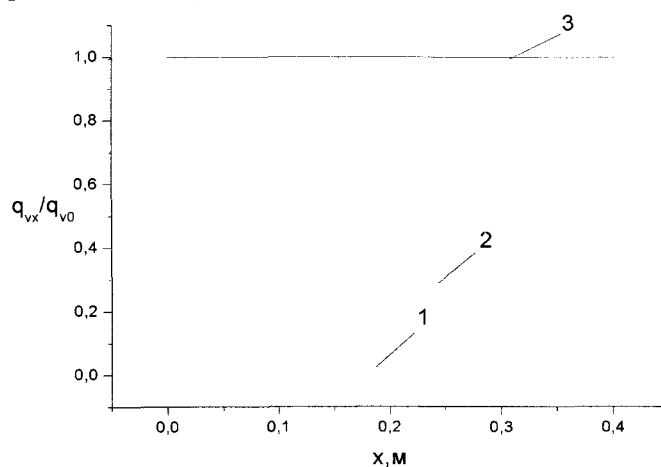
**Рис. 3 – Распределения температуры газа по высоте канала при различных коэффициентах ослабления МВ энергии. 1 –  $m = -30$ ; 2 –  $m = -6$ ; 3 –  $m = 0$**



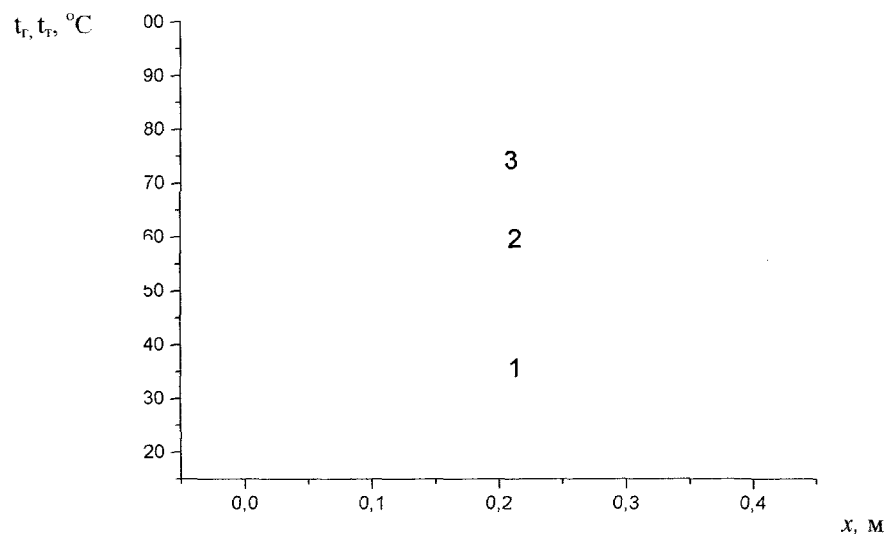
$$q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3; q_{v2} = -10^5 \text{ Вт/м}^3; w_z = 0,2 \text{ м/с}; w_m = 0,001 \text{ м/с}; d_m = 0,003 \text{ м};$$

$$1 - m = -30; 2 - m = -6; 3 - m = 0$$

**Рис. 4 – Распределения температуры частиц по высоте канала при различных коэффициентах ослабления потока МВ энергии**

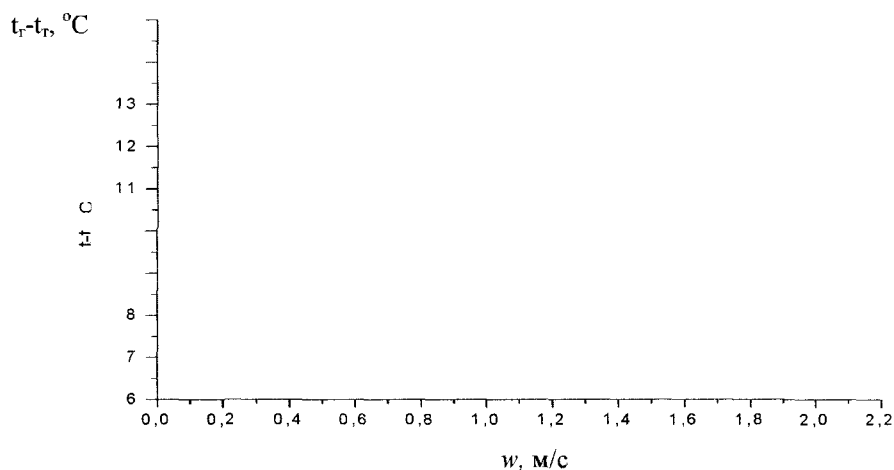


**Рис. 5 – Относительное изменение интенсивности МВ энергии в слое при различных коэффициентах ослабления: 1 –  $m = -30$ ; 2 –  $m = -6$ ; 3 –  $m = 0$**



$q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3$ ;  $q_{v2} = -10^4 \text{ Вт/м}^3$ ;  $w_m = 0,001 \text{ м/с}$ ;  $d_m = 0,003 \text{ м}$ ;  
 1 –  $w_c = 0,2 \text{ м/с}$ ; 2 –  $w_c = 1,0 \text{ м/с}$ ; 3 –  $w_c = 2 \text{ м/с}$ ; --- частицы; \_\_\_ газ

**Рис. 6 – Распределения температур компонентов по высоте канала при различных скоростях сушильного агента**



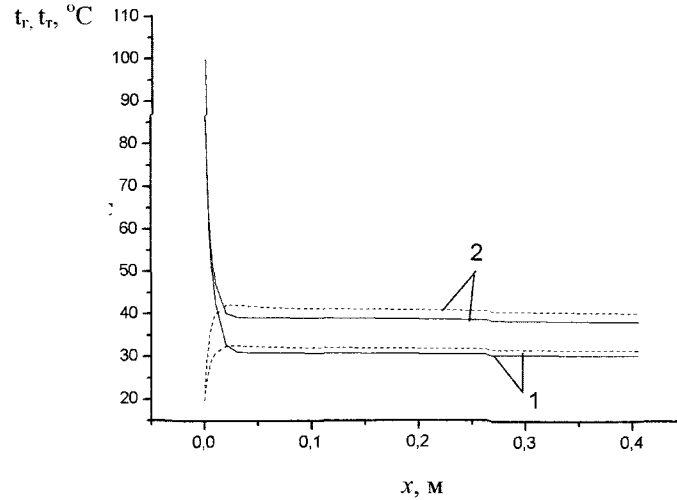
$x = 0,01 \text{ м}$ ;  $q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3$ ;  $q_{v2} = -10^5 \text{ Вт/м}^3$ ;  $m = -30$

**Рис. 7 – Зависимость разности температур компонентов от скорости газа**

При увеличении диаметра частиц на начальном участке температура газа снижается, а температура частиц возрастает медленнее в связи с увеличением термического сопротивления межкомпонентного теплообмена. При уменьшении скорости движения слоя наблюдается увеличение температур компонентов при  $x = \text{idem}$  в связи с уменьшением расхода материала (рис. 8).

Аналогично изменяются температуры компонентов на участке постоянной скорости сушки. При различных режимах изменение температур компонентов на начальном участке определяется, в основном, интенсивностью межкомпонентного теплообмена. На некотором расстоянии от входного сечения эти температуры сближаются, темп и характер их дальнейшего изменения зависят от производительности внутренних источников тепла. При достаточно высоких значениях  $q_{v1}$  температура частиц становится выше температуры газа, направление теплового потока изменяется.

Вариантные расчеты по приведенным зависимостям позволяют выбрать оптимальные режимные параметры, обеспечивающие высокую скорость сушки без перегрева материала.



$$q_{v1} = 10^4 \text{ Вт/м}^3; q_{v2} = -10^5 \text{ Вт/м}^3; m = -30; w_z = 0,2 \text{ м/с};$$

$$1 - w_m = 10^{-3} \text{ м/с}; 2 - w_m = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м/с};$$

--- частицы; — газ

**Рис. 8 – Распределения температур компонентов по высоте канала при разных скоростях движения слоя**

#### Выводы

1. Расчет по зависимостям, описывающих сушку дисперсного материала в движущемся плотном слое при микроволново-конвективном и микроволновом подводе энергии, верно отражает физические процессы переноса теплоты и влаги в рассматриваемых условиях.

2. Приведенные зависимости позволяют аналитически определить влияние различных параметров (мощность магнетронов, коэффициент ослабления, скорость воздуха, скорость слоя, диаметр частиц) на распределение температур твердого и газового компонентов по высоте сушилки.

3. С увеличением скорости газа разность температур компонентов уменьшается, что объясняется интенсификацией межкомпонентного теплообмена.

#### Обозначения

$d_m$  — диаметр частиц, м;

$r$  — удельная теплота парообразования, Дж/кг;

$Q$  — тепловой поток, Вт;

$q_{\text{ис}}$  — удельный расход энергии на испарение влаги, мДж/м<sup>2</sup>;

$q_M$  — удельный тепловой поток, Вт/кг;

$q_v$  — производительность внутренних источников теплоты, Вт/м<sup>3</sup>;

$t$  — температура, °С;

$u$  — влагосодержание дисперсного материала, кг/кг;

$w$  — скорость, м/с;

$x$  — координата, м;

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$\beta$  — плотность укладки слоя;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\rho$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\nu$  — избыточная температура, К;

$\tau$  — время, с.

Индексы:  $g$  — газовый,  $M$  — межкомпонентный,  $m$  — твердый,  $0$  — начальное значение,  $ст$  — стенка.

**Литература**

1. Буевич Ю.А., Казенин Д.А. О переносе тепла или массы к телам разной формы, погруженным в неподвижный или слабоожигенный зернистый слой // Теплообмен V. – Минск: Материалы V всесоюзной конф. по теплообмену. – 1976. – Т.6. – С. 19-24.
2. Буевич Ю.А., Казенин Д.А. Предельные задачи о переносе тепла или массы к цилиндру и сфере, погруженным в инфильтруемый зернистый слой // ПМТФ – 1977. – № 5. – С. 94-102.
3. Календерьян В.А., Корнараки В.В. Теплообмен и сушка в движущемся плотном слое. – Киев: Вища школа. – 1982. – 160 с.
4. Буевич Ю.А. К теории переноса в гетерогенных средах // Инж.-физ. Журнал. – 1988 – Т. 54. – № 5. – С. 770-779.
5. Антонишин Н.В., Лушиков В.В. Перенос тепла в дисперсных средах // Исследование процессов переноса в дисперсных системах. Сборник научных статей. Минск. – 1984. – С. 113-129.
6. Denloye A.O. Gas convective heat transfer to packed and fluidized beds. A. I. Ch. E. Symp. Ser., 1978. – V. 74. – № 176. – 194-202.
7. Kubicek M., Holodniok M. Two-phase model of a tubular non-adiabatic reactor with axial dispersion and gas-to-solid heat and mass transfer. Numerical method for steady analysis // Heat transfer Proc., 7-th Int. Conf., München. – 1982. – V.6. – P. 25-31.
8. Нустров В.С., Сайфуллаев Б.Н. Метод эквивалентного уравнения в теории теплообмена. Инж.-физ. Журнал. – 1988. – Т. 54. – № 5. – С. 779-786.
9. Бесков В.С. Модели процессов в неподвижном слое катализатора и их использование // Моделирование химических процессов и реакторов: Сб. научных статей. – Новосибирск. – 1971. – Т.1. – С. 114-140.
10. Нустров В.С., Сайфуллаев Б.Н. Метод эквивалентного уравнения в теории теплообмена // Инж.-физ. Журнал. – 1988. – Т. 54. – № 5. – С.779-786
11. Dixon A.G., Cresswell L.L. Theoretical prediction of effective heat transfer parameters in packed bed // A.I. Ch. E. Journal. – 1979. – V. 25. – № 4. – P.663-676.
12. Schlünder E.U. Equivalence of one-and two-phase modelles for heat transfer processes in packed beds: one dimensional theory//Chem. Eng. Sci. – 1975. – V.30. – № 4.
13. Gros J.B., Bugarel R. Etude comparative de modelles catalitiques a lit fixe //The Chem. Eng. J – 1977. – V. 13. – № 3. – P. 165-167.
14. Буевич Ю.А., Перминов Е.Б. Нестационарный нагрев неподвижного зернистого массива // Инж.-физ. Журнал. – 1980. – Т. 38. – № 1. – С.29-37.
15. Волгушева Н.В. Кинетика сушки плотного слоя дисперсного материала (на примере гречихи) при различных способах подвода теплоты. Дисс. канд. техн. наук. Одесса. – 2005. – 225 с.
16. Календерьян В.А., Бошкова И.Л., Волгушева Н.В. Теплоперенос в процессе сушки плотного слоя дисперсного материала при микроволново-конвективной сушке // VI Минский международный форум по тепло- и массообмену. Минск. – 2008. Тезисы докладов и сообщений. – Т. 2. – 206-207.
17. Календерьян В.А., Бошкова И.Л., Островская Е.В. Математические модели теплопереноса в процессе сушки дисперсных материалов при использовании микроволновой энергии // Пищевая наука и технология. Научно-производственный журнал. – 2008. – № 1. – С. 51-54.
18. Бошкова И.Л., Волгушева Н.В. Влияние режимных параметров на распределение температур в движущемся плотном слое дисперсных материалов при микроволново-конвективной сушке // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32. – № 1. – С. 37-43.

РОЗДІЛ 3

**РОЗРОБКА ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ**

## РОЗРОБКА НОВИХ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ ХОЛОДИЛЬНИКА З ВАХА, ПРАЦЮЮЧОГО В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ ТЕМПЕРАТУР НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Іщенко І.М., асистент

Інститут холоду, кріотехнології і екоенергетики ім. проф. В.С. Мартиновського  
Одеської національної академії харчових технологій, м. Одеса

*У статті вперше запропоновані нові енергозберігаючі способи управління холодильника з ВАХА за рахунок: а) зміни рівня тиску інертного газу в системі; б) зміни складу циркулюючого між абсорбером і генератором водоаміачного розчину.*

*У роботі отримав подальший розвиток термодинамічний аналіз циклів ВАХА і методи інтенсифікації процесів теплообміну за рахунок застосування теплових труб і вентиляторів.*

*This work the first time some new energy-conserving control methods for refrigerator with WARP have been proposed by (a) changing pressure level of inert gas in the system and by (b) changing the composition of water-ammonia solution circulating between absorber and generator.*

*The thermodynamic analysis of WARP cycles and intensification methods of heat exchange processes by using heat pipes and fans have been progressed in this work.*

**Ключові слова:** водоаміачний абсорбційний холодильний агрегат, енергетична ефективність, способи управління, робочі параметри, діапазон температур навколишнього середовища, абсорбер, випарник, генератор, теплова труба, вентилятор, тиск, склад робочого тіла, вимушений обдув.

Закон «Про продовольчу безпеку України» [1] передбачає формування мереж заготівельних пунктів, створення умов для розширення чисельності об'єктів торгової інфраструктури, покращення транспортного доступу віддалених територій для гарантованого забезпечення основними видами харчових продуктів. Реалізація цих заходів передбачає створення безперервного холодильного ланцюга, елементом якого є і транспортні холодильники.

Застосування компресійних холодильників в усіх випадках передбачає наявність електричної енергії і певних температурних умов при експлуатації. Також для надійної роботи компресійних холодильників потрібна і певна температура навколишнього середовища, яка виключає загустіння мастила в компресорі. Наприклад, сучасні нормативні документи [2] допускають роботу компресорів у складі холодильних агрегатів тільки при температурі навколишнього повітря вище плюс 10 °С.

Цікаві рішення завдань низькотемпературного зберігання в транспортних умовах можуть бути знайдені за допомогою тепловикористовуючих холодильних машин, які можуть працювати на неелектричних джерелах теплової енергії, у тому числі і на непридатних джерелах тепла, а найбільші перспективи серед них мають водоаміачні абсорбційні холодильні агрегати безнасосного типу — далі ВАХА [3].

ВАХА працюють на широкодоступному природному робочому тілі — водоаміачному розчині (ВАР) з інертним газом — воднем. Транспортні умови (тряска, нахили) не чинять несприятливої дії на робочі характеристики ВАХА [4,5].

В той же час ВАХА, незважаючи на ряд переваг при роботі у транспортних умовах, мають підвищене, у порівнянні з компресійними аналогами, енергоспоживання при експлуатації через недосконалості тепловикористовуючого абсорбційного холодильного циклу і наявності дифузійних процесів тепломасообміну у випарнику і абсорбері.

Сучасні ВАХА також як і їх компресійні аналоги мають обмеження по нижній межі температури повітря навколишнього середовища [2], що може стримувати їх широке використання у складі безперервного холодильного ланцюга.

Таким чином, актуальними стають роботи з удосконалення режимних параметрів ВАХА, працюючих у широкому діапазоні температур навколишнього середовища.

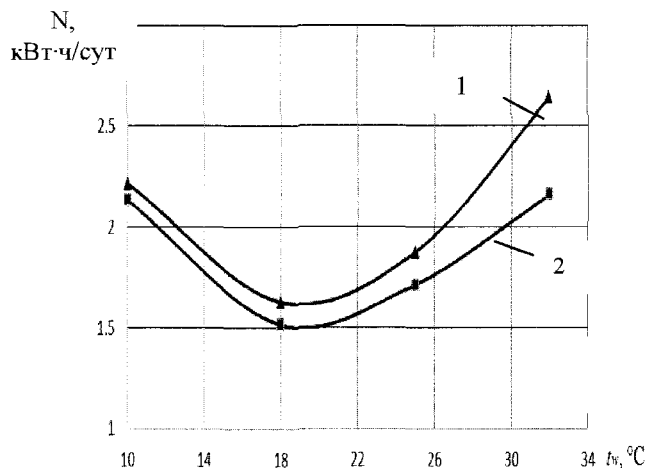
Для оцінки перспектив використання ВАХА при роботі в широкому діапазоні експлуатаційних параметрів, проведено моделювання і аналіз циклів абсорбційних водоаміачних холодильних машин і процесів тепло- і масообміну в основних їх елементах.

Для вивчення перспектив вимушеного обдуву теплорозсіюючих елементів ВАХА (абсорбера і конденсатора) були проведені відповідні експериментальні дослідження. Слід зазначити, що нині енергети-

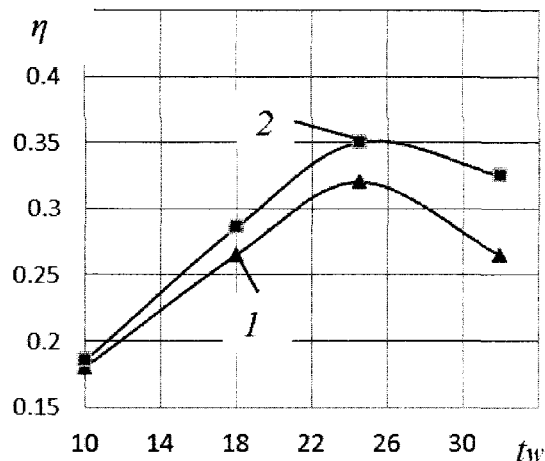
чна доцільність застосування вимушеного обдування теплорозсіюючих елементів холодильників з ВАХА недостатньо очевидна [6]. Відомі не лише дослідження, що підтверджують перспективність зовнішнього вимушеного обдуву, але і роботи, застосування вентиляторів, що заперечують користь, у ВАХА.

В об'єкті дослідження вентилятор встановлювався в повітряний розтруб, який кріпився в зоні абсорбера і конденсатора. Підйомна ділянка дефлегматора охолоджувалася в режимі природної конвекції.

Результати випробувань об'єкту дослідження з обдуванням теплорозсіюючих елементів приведені на рис. 1 і рис. 2.



**Рис. 1 - Залежність добового енергоспоживання об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні. Робочий тиск в системі 20 бар. Режим роботи позиційний: 1 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 2 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів**



**Рис. 2 - Залежність середньодобового теплового коефіцієнта об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні при номінальному тепловому навантаженні 110 Вт і позиційному управлінні. Робочий тиск в системі 20 бар: 1 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 2 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів**

При аналізі енергетичної ефективності використовувався середньодобовий тепловий коефіцієнт ( $\eta$ ), що дозволяє враховувати позиційний режим управління об'єктом дослідження, тобто непостійність підведення теплової потужності в генераторі ВАХА

Аналіз результатів, представлених на рис. 3 і рис. 4, показав, що в діапазоні температур повітря навколишнього середовища від 10 до 32 °С має місце мінімум енергоспоживання ВАХА з традиційним робочим тілом. Як у разі обдування, так і без нього, мінімум енергоспоживання лежить в діапазоні температур повітря навколишнього середовища від 18 до 21 °С.

Зростання енергоспоживання в області низьких температур зовнішнього повітря пов'язане зі значними втратами аміаку при його додатковій конденсації в транспортному каналі, незважаючи на зниження теплоприпливів в охолоджуючих камерах і сприятливі умови для відведення тепла від абсорбера і конденсатора. Окрім цього мають місце і додаткові витрати енергії в період запуску ВАХА для прогрівання елементів генераторного вузла і транспортних магістралей. Так, при температурі зовнішнього повітря 10 °С енергоспоживання, в порівнянні з оптимальним діапазоном температур від 18 до 22 °С, зростає до 47 %.

Зростання енергоспоживання в зоні підвищених температур зовнішнього повітря пов'язане з додатковим випаровуванням пари води через зростання температури генерації, зі зниженням ефективності процесів теплопровідності на теплорозсіюючих елементах (дефлегматорі, абсорбері і конденсаторі) і зростанням теплоприпливів в охолоджувані камери із навколишнього середовища. При температурі зовнішнього повітря 32 °С енергоспоживання зростає до 76 %, в порівнянні з оптимальним діапазоном температур від 18 до 22 °С, за відсутності зовнішнього обдуву і до 46 % — при зовнішньому обдуві.

При аналізі слід зазначити, що максимальний ефект від вимушеного обдуву має місце при підвищених температурах зовнішнього повітря, що узгоджується з результатами інших дослідників [7]. Так, в діапазоні температур зовнішнього повітря від 10 °С до 26 °С корисний енергетичний ефект від вимушеного обдуву складає 7... 11 %, а при підвищених температурах повітря збільшується до 22 %.

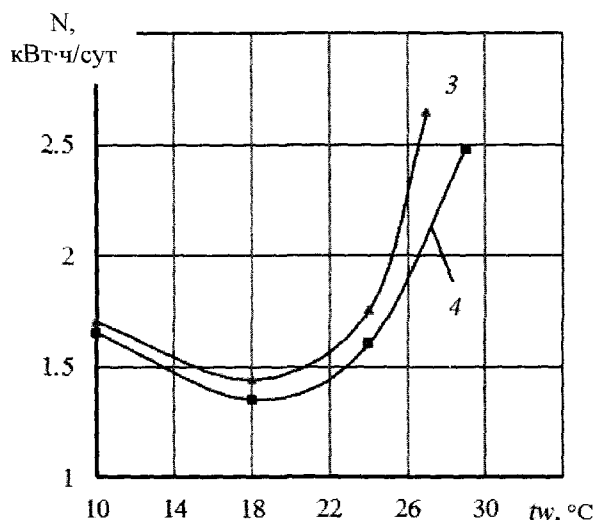
На наступному етапі експериментальних досліджень проводилася перевірка результатів математичного моделювання по впливу рівня тиску в системі на енергетичну ефективність ВАХА.

Були проведені випробування об'єкту дослідження з різними рівнями тиску робочого тіла в системі:  $20 \pm 0,1$  бар (традиційна заправка для кліматичних умов України);  $17,5 \pm 0,1$  бар і  $15 \pm 0,1$  бар. Початкова масова доля аміаку у ВАР не змінювалася і складала 35 %.

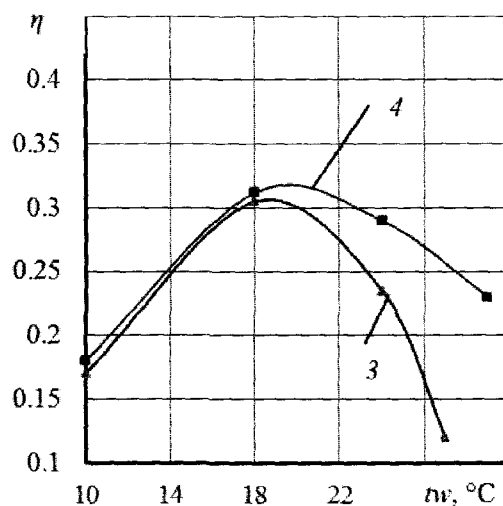
У діапазоні температур зовнішнього повітря  $17 \dots 19$  °С в об'єкті дослідження з тиском 17,5 бар зафіксовано мінімальне добове енергоспоживання 1,420 кВт·год, що на 7 % менше, ніж при цих же самих умовах у моделі з традиційним базовим тиском 20 бар (рис. 3). Середньодобовий тепловий коефіцієнт склав 0,36 (рис. 4).

Вимушений обдув додатково понизив добове енергоспоживання до 1,350 кВт·год, що в порівнянні з базовою моделлю склало економію енергоспоживання до 10 %.

Дослідження також показали, що ВАХА з початковим (заправним) тиском 17,5 бар припиняв роботу при температурах зовнішнього повітря понад 27 °С без зовнішнього обдуву теплорозсіюючих елементів, а при обдуві — з 29 °С.



**Рис. 3 - Залежність добового енергоспоживання об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні. Робочий тиск в системі 17,5 бар. Режим роботи позиційний: 3 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 4 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів**



**Рис. 4 - Залежність середньодобового теплового коефіцієнта об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні при номінальному тепловому навантаженні 110 Вт і позиційному управлінні. Робочий тиск в системі 17,5 бар: 3 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 4 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів**

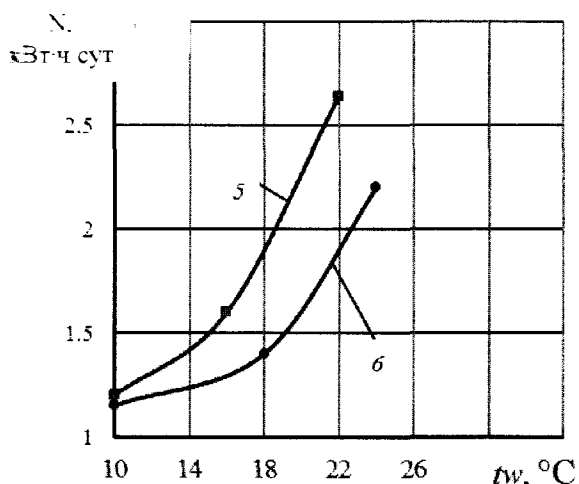
Така ситуація пов'язана з недостатньою мірою стискування пари аміаку в конденсаторі. Робочий тиск в системі (17,5 бар) не забезпечує умови конденсації (температурний напір) пари аміаку з відповідним відведенням теплоти фазового переходу в навколишнє середовище. В цьому випадку пари аміаку виходить за межі конденсатора у випарник і порушує циркуляцію ПГС в КПЦ.

Наявність вимушеного обдуву збільшує температурний напір і робоча зона ВАХА децю зміщується у бік підвищених температур зовнішнього повітря — при тиску 17,5 бар до 29 °С.

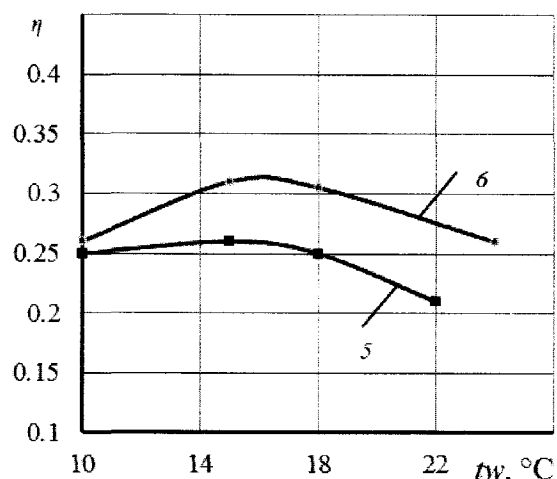
При температурі зовнішнього повітря 10 °С в об'єкті дослідження з тиском 15 бар зафіксоване мінімальне добове енергоспоживання 1,275 кВт·год, що на 77 % менше, ніж в цих же умовах у моделі з традиційним базовим тиском 20 бар (рис. 5). Середньодобовий тепловий коефіцієнт склав 0,26 (рис. 8).

Вимушений обдув додатково знизив добове енергоспоживання до 1,215 кВт·год, що в порівнянні з базовою моделлю склало економію енергоспоживання до 81 %. Максимальне чисельне значення середньодобового теплового коефіцієнта мало місце в діапазоні температур зовнішнього повітря  $15 \dots 17$  °С і склало 0,32 (рис. 6).

У цій серії експериментальних досліджень ВАХА з початковим (заправним) тиском 15 бар не працював вже при температурі повітря навколишнього середовища, починаючи з температури 22 °С — без обдуву теплорозсіюючих елементів і з температури 24 °С — з обдувом.



**Рис. 5 – Залежність добового енергоспоживання об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні. Робочий тиск в системі 15 бар. Режим роботи позиційний: 5 – робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 6 – робота з обдувом теплорозсіюючих елементів**



**Рис. 6 – Залежність середньодобового теплового коефіцієнта об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні при номінальному тепловому навантаженні 110 Вт і позиційному управлінні. Робочий тиск в системі 15 бар: 5 – робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 6 – робота з обдувом теплорозсіюючих елементів**

Запропонований оригінальний спосіб управління ВАХА, в якому додатково контролюють температуру зовнішнього повітря і залежно від її чисельного значення змінюють тиск парогазового компонента робочого тіла у ВАХА, причому зі зменшенням температури зовнішнього повітря тиск знижують за рахунок відбору з ВАХА і наступного окремого блокування частини парогазового компонента робочого тіла, а при збільшенні температури зовнішнього повітря тиск збільшують за рахунок повернення заблокованого парогазового компонента робочого тіла у ВАХА, при цьому тиск у ВАХА контролюють побічно по тиску окремо заблокованого парогазового компонента робочого тіла, враховуючи при цьому і температуру заблокованого парогазового компонента робочого тіла.

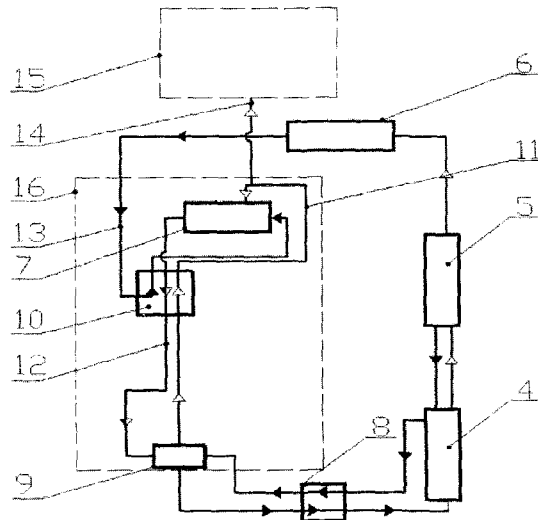
Джерелом високої температури у ВАХА може служити генераторний вузол з робочою температурою до 170 °С, а джерелом низької температури — зовнішнє повітря або конструктивні неенергонавантажені елементи ВАХА, наприклад, корпус ХК. Зміст запропонованого способу управління ілюструється рис. 7, 8.

Для повної автономності роботи ВАХА 3 система регулювання тиску (СРТ) 15 запропоновано оснастити термоелектричним генератором 25, працюючим на різниці температур між зовнішнім повітрям і генератором ВАХА 4.

Позитивним моментом при використанні запропонованого способу управління стане зниження енергоспоживання при роботі ВАХА в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря за рахунок зниження теплових втрат при транспортуванні потоків робочого тіла між елементами ВАХА 3 і за рахунок зниження необоротності при інтенсифікації внутрішніх процесів тепломасообміну у разі зниження тиску.

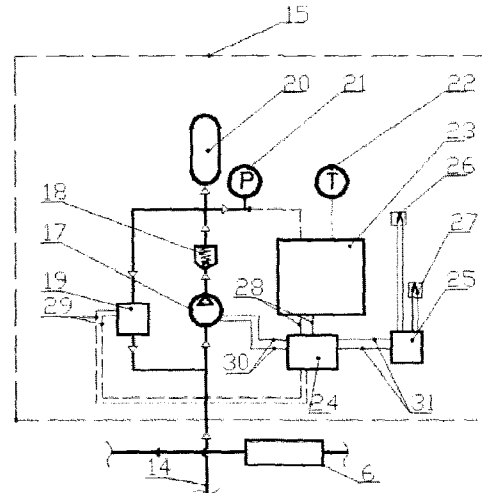
Як показує термодинамічний аналіз циклів ВАХА, для енергоефективної роботи ВАХА в широкому діапазоні температури зовнішнього повітря потрібно не лише змінювати рівень тиску в системі, але і змінювати склад рідкого робочого тіла. У сучасній конструкції ВАХА зробити неможливо.

В зв'язку з цим був запропонований оригінальний спосіб енергозберігаючого управління ВАХА шляхом регулювання складу рідкої фази ВАР. Пропонується в зоні транспортного каналу рідкого аміаку між конденсатором і випарником встановити мембранний ресивер, який може змінювати свій внутрішній об'єм. Змінюючи об'єм ресивера рідкого аміаку, можна регулювати склад ВАР, циркулюючого між генератором і абсорбером ВАХА. Це дозволяє при знижених температурах навколишнього середовища і тисках в системі збільшувати долю аміаку в ВАР. У цьому випадку знижується теплове навантаження на генератор ВАХА при незмінних умовах роботи випарника, не менше, ніж на 30 %.



4 – генератор ВАХА; 5 – дефлегматор; 6 – конденсатор; 7 – випарник; 8 – регенеративний рідинний теплообмінник; 9 – абсорбер; 10 – регенеративний трьох поточний теплообмінник; 11, 12 – відповідно підйомний і опускний канали парогазової суміші; 13 – канал рідкого аміаку; 14 – канал регулювання тиску; 15 – СРТ

Рис. 7 - Загальний вигляд ВАХА для реалізації запропонованого способу



14 – канал регулювання тиску; 15 – СРТ; 17 – компресор газу; 18 – зворотний клапан; 19 – запірний вентиль; 20 – ресивер газу; 21 – датчик тиску; 22 – датчик температури; 23 – управляючий блок СРТ; 24 – блок живлення; 25 – джерело електричної енергії, 26, 27 – холодний і гарячий спай; 28-31 – силові магістралі

Рис. 8 - Приклад системи управління для реалізації запропонованого способу

### Висновки

1. Проведені дослідження абсорбційного холодильника АШ-160 з П-подібною аміачною ТТ в НТВ підтвердили перспективність напрямку застосування теплових труб для підвищення енергетичних і експлуатаційних характеристик холодильників з ВАХА — знижується рівень температур в НТВ до мінус 21... мінус 18 °С, а в ХК — до мінус 2,7 °С при температурі навколишнього повітря 32 °С, а холодильний прилад переходить з класу «\*\*» в клас «\*\*\*».

2. Показано, що застосування систем вимушеного обдуву теплорозсіюючих елементів дає енергетичний ефект тільки при охолодженні конденсатора і абсорбера ВАХА, при цьому необхідно виключити попадання повітряних потоків на підйомну ділянку дефлегматора і елементи генераторного вузла. Найбільший енергетичний ефект обдув теплорозсіюючих елементів дає при підвищених температурах навколишнього середовища — від 7 до 39 %.

3. Проведені дослідження абсорбційного холодильника «Київ-410» АШ-160 показали енергетичну ефективність способу зміни тиску у ВАХА при відповідній зміні температури зовнішнього повітря. Такий спосіб дозволяє підтримувати практично на однаковому рівні тепловий коефіцієнт апаратів з ВАХА в усьому діапазоні робочих температур (від 10 до 32 °С).

4. Запропонований спосіб підвищення енергетичної ефективності ВАХА за рахунок зміни складу циркулюючого між абсорбером і генератором ВАР, що знизить кількість баластного аміаку в ПГС і підвищить холодопродуктивність випарника.

### Література

1. Закон України. Про продовольчу безпеку України [Текст] / закон Верховн. Ради України від 28.04.2011 р. № 8370-1. – 2011.
2. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань [Текст]: – введ. 1995-07-20. – К. : Держстандарт України, 1996. – 22 с. – (Національний стандарт України).
3. Титлов, А. С. Разработка холодильников для непрерывной холодильной цепи в условиях фермерских и крестьянских хозяйств Украины [Текст] / А.С. Титлов, В. В. Завертаный, Р. Н. Проць // Молочна промисловість. – 2008. – № 1. – С. 60-64.

4. Очеретяный, Ю. А. Исследование влияния качки судна на процессы гравитационного пленочного течения рабочего тела в теплообменных элементах абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) [Текст] / Ю. А. Очеретяный, В. Х. Кирилов, А. С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ/ Мін-во освіти і науки України. – Одеса, 2010 – Вип.38 – Т.2. – С.365-372.
5. Очеретяный, Ю. А. Исследование влияния качки судна на работу абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) [Текст] / Ю. А. Очеретяный, А. С. Титлов // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1. – С.157-167.
6. Smirnov H. F. Heat pipe technology for refrigeration and cooling (principles and practical appliance) / H. F. Smirnov //International workshop "Non Compression Refrigeration and Cooling", June 7-11, 1999, Odessa, Ukraine, 1999. – P. 51–60.
7. Завертаный, В. В. Разработка низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст] : дисс. канд. техн. наук. : 05.04.03 / Владимир Вячеславович Завертаный. – Одесса, 1995. – 223 с.

УДК 62-533.6:62-541.2:681.5.013:681.542.4

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДОЗИРОВАННОГО УВЛАЖНЕНИЯ ПЛЕНОЧНЫХ НАСАДОК

Пищанская Н.А., ассистент

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*В статье проведено экспериментальное исследование процессов увлажнения воздуха при использовании дозированного увлажнения воздуха с помощью регулярных пленочных насадок. Акцентировано внимание на наиболее важных, на данный момент, вопросах обеспечения комфортной воздушной среды и создания микроклимата для большинства современных технологических процессов. На базе экспериментальных исследований установлено время полного испарения влаги для рабочего диапазона скоростей, что определяет рабочий режим увлажнителя с импульсным орошением насадки.*

*The experimental study of the air humidification processes at using of metered air humidification using regular film nozzles is carried out in this article. The attention is focused on the most significant issues of providing a comfortable air environment and microclimate creation for the latest modern technological processes. On the experimental studies basis the full evaporation moisture time for the working range of velocities was determined, that defines the humidifier with nozzle impulse irrigation operating mode.*

**Ключевые слова:** регулярные пленочные насадки — дозирование — импульсное увлажнение — время испарения.

При выборе увлажнителя важно понимать, какая именно модель лучше подойдет под конкретные требования. Как показывает опыт, наилучшие результаты достигаются при выборе не столько наиболее выгодной с экономической точки зрения модели — что вовсе не означает ее более низкую стоимость, — сколько наиболее оптимальной с точки зрения эффективности кондиционирования воздуха, точности регулирования увлажнения и, в значительной степени, качества исполнения и периодичности обслуживания [1]. Основные критерии, которыми следует руководствоваться при выборе увлажнителя и которые подходят для большинства объектов и технологических процессов:

- производительность увлажнения (максимальная производительность в кг/ч и возможность регулирования производительности);
- схема помещения и тип системы кондиционирования воздуха;
- предпочтительный источник энергии и физический процесс (изотермический/адиабатический);
- конкретные требования объекта эксплуатационные расходы;
- объем первоначальных инвестиций.

Для обеспечения комфортной воздушной среды и создания микроклимата для большинства современных технологических процессов неизбежными являются затраты на увлажнение воздуха. Например, для условий г. Киева эта величина составляет 53,5 % годового времени или 4690 часов. К рассмотрению предлагается пленочное увлажнение, характеризующееся малым энергопотреблением. Для решения вопроса повышения эффективности и снижения эксплуатационных затрат исследовались несколько типов насадок [2].

В качестве экспериментальных образцов выбраны современные регулярные насадки (РН): Термотех-Пром / Украина (полимерные материалы), Бротеп-Эко / Голландия (полихлорвинил), Мунтерс / Швеция (GLASdek). Температура воздуха и воды, соответственно, изменялась в следующих диапазонах:  $t_a = 10 \div 40$  °С,  $t_w = 5 \div 80$  °С. Скорость воздуха варьировалась в пределах  $v = 0,2 \div 30$  м/с,  $\delta v = \pm 5$  %. Изменение относительной влажности  $\varphi = 10 \div 89$  %,  $\delta \varphi = \pm 3$  %. Для смачивания насадки изготовлено специальное оросительное устройство из медных трубок диаметром  $\varnothing 10$  мм с отверстиями диаметром  $\varnothing 2$  мм (68 шт). С целью равномерного орошения насадки над ней установлена мелкоячеистая сетка, изготовленная из нержавеющей стали. Измерение температур осуществлялось с помощью электронного контроллера ELIWELL ID 961 LX. Для измерения скорости движения воздуха использовался цифровой анемометр EA-3010 techno. Для измерения относительной влажности воздуха использовался преобразователь относительной влажности емкостной с выходом (4...20) мА — ДВ УТ-02-НН-(0...100 %)-100-Д. С целью определения толщины пленки воды производилось взвешивание насадок до и после смачивания с помощью электронных весов марки ВР-02МСУ с погрешностью  $\pm 0,05$  %. Результаты эксперимента представлены в табл. 1, на основании которых определены удельные характеристики, табл. 2.

**Таблица 1 – Экспериментальное определение толщины пленки воды для различных типов насадок**

Тип насадки	Площадь $F_n, \text{ м}^2$	Объем $V_n, \text{ м}^3$	Масса насадки, кг		Толщина пленки $\delta, \text{ мм}$
			«сухой»	«смоченной»	
Термотех (г.Одесса)	29,4	0,0525	6,305	8,155	0,63
Тип 23 Бротеп-ЕКО	1,36	0,0099	0,198	0,260	0,46
Тип 30 Бротеп-ЕКО	0,91	0,010	0,150	0,203	0,51
MUNTERS	32,3	0,062	7,830	9,535	0,87

**Таблица 2 – Удельные характеристики исследуемых насадок**

	Параметры	Бротеп-Эко		РН <sub>Термотех</sub>	GLASdek
		РН-23	РН-30		
1	Площадь поверхности, $\text{ м}^2/\text{ м}^3$	138	91	560	543
2	Масса «сухой»/«влаж-ной», $\text{ кг}/\text{ м}^3$	43,9 / 50,2	21 / 25,6	120,1 / 155,3	215 / 262,2

Экспериментальное исследование проводилось по следующей методике:

- проводилось взвешивание «сухой» насадки;
- насадка погружалась в водяную ванну;
- извлечение насадки, встряхивание и взвешивание «смоченной» насадки.

Согласно экспериментальным и расчетным данным было установлено, что приращение влагосодержания воздуха, проходящего через увлажнительное устройство существенно зависит от температуры воды (чем выше температура, тем больше приращение); соотношения массовых расходов воздуха и воды (чем меньше соотношение, тем больше приращение) и мало зависит от параметров (температура и влагосодержание) воздуха, поступающего в увлажнительное устройство.

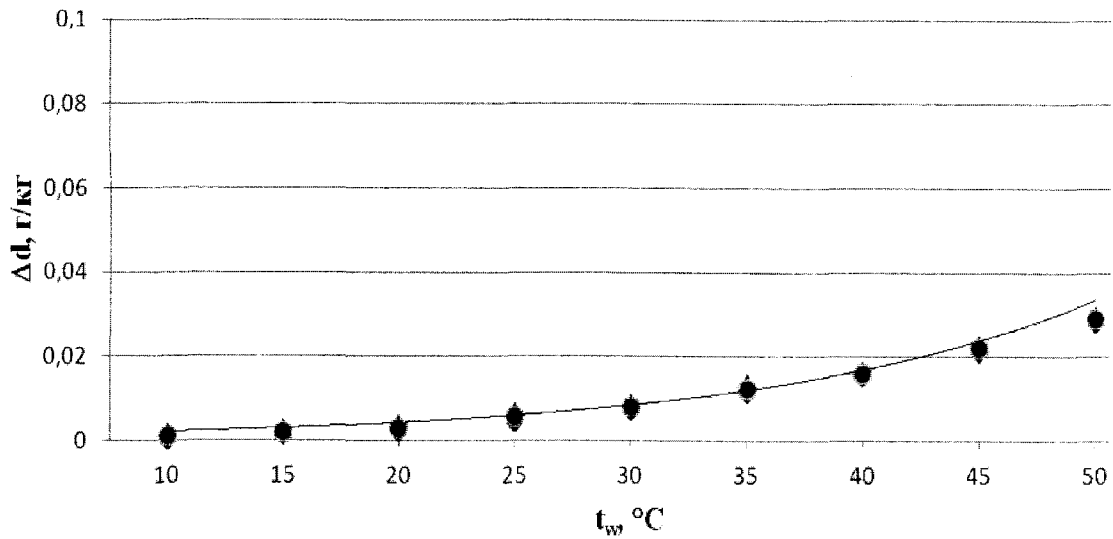
Согласно рис. 1 влагосодержание воздуха на входе в увлажнительное устройство составляло 0,009 кг/кг (▲) и 0,003 кг/кг (●).

В случае, когда массовый расход воздуха остается постоянным ( $G_a = \text{const}$ ), а изменяется массовый расход воды  $C_w$ , приращение влагосодержания зависит только от температуры воды (рис. 1). Это вполне объяснимо, поскольку во всех случаях ( $G_a/C_w = 0,5; 1; 2; 4$ ) количества воды достаточно для увлажнения воздуха. Поэтому для увлажнительных устройств с РН целесообразно использовать дозированную подачу воды [3].

Также было проведено экспериментальное исследование времени орошения насадки водой. Использовался электронный термометр ELIWELL ID 961 LX для контроля изменения температуры пленки воды во времени (погрешность  $\pm 0,05$  °С). Массовый расход воздуха определялся:

$$G_a = v \cdot F \cdot \rho_a, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $v^*$  — скорость движения воздуха в канале воздуховода, м/с;  
 $\rho_a$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $F = 0,115 \text{ м}^2$  — площадь поперечного сечения канала воздуховода, м/с.



**Рис. 1 – Зависимость приращения влагосодержания воздуха от температуры воды для различных соотношений массовых расходов воздуха и воды  $G_a / C_w$**

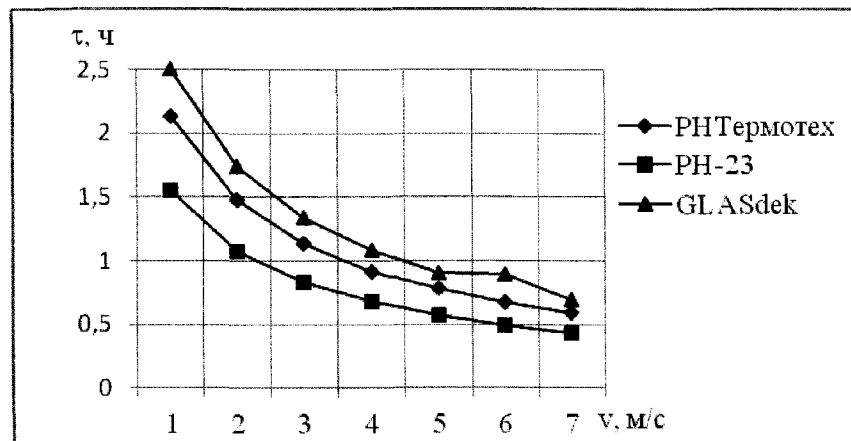
Масса воды, необходимая для смачивания данной поверхности насадки определялась как:

$$m = \delta \cdot F_n \cdot \rho_w, \text{ кг}$$

где  $\delta$  — толщина пленки воды, мм.

При применении дозирования пленочной насадки водой в проектируемых системах кондиционирования воздуха, касательно увлажнительных устройств с регулярной насадкой возможен вариант установки водяного бака, с которого периодически происходит орошение насадки с помощью открытия водяного клапана. В этом случае необходимость в работе водяного насоса возникает только в случае наполнения самого бака.

Первоначальное время экспозиции орошения насадки 300 с, гарантирующее полное орошение всей поверхности. На рис. 2 представлен график времени испарения воды с поверхности насадки  $\tau$  в зависимости от скорости воздуха в живом сечении  $v$  при неизменном поперечном сечении канала  $F$  и площади насадки  $F_n$ .



**Рис. 2 – Зависимость времени испарения воды  $\tau$  с поверхности насадки от скорости потока воздуха в живом сечении насадки  $v$**

На рис. 3 показана полученная экспериментальным путем зависимость изменения температуры пленки воды  $t_w$  от различных массовых расходов воздуха  $G_a$ . В процессе работы увлажнительного уст-

ройства после очередного импульсного орошения насадки температура пленки воды остается постоянной и в дальнейшем начинает понижаться по мере испарения воды. Наступает такой момент времени, когда происходит повышение  $t_w$ , это означает, что влага практически испарилась и необходимо очередное дозирование.

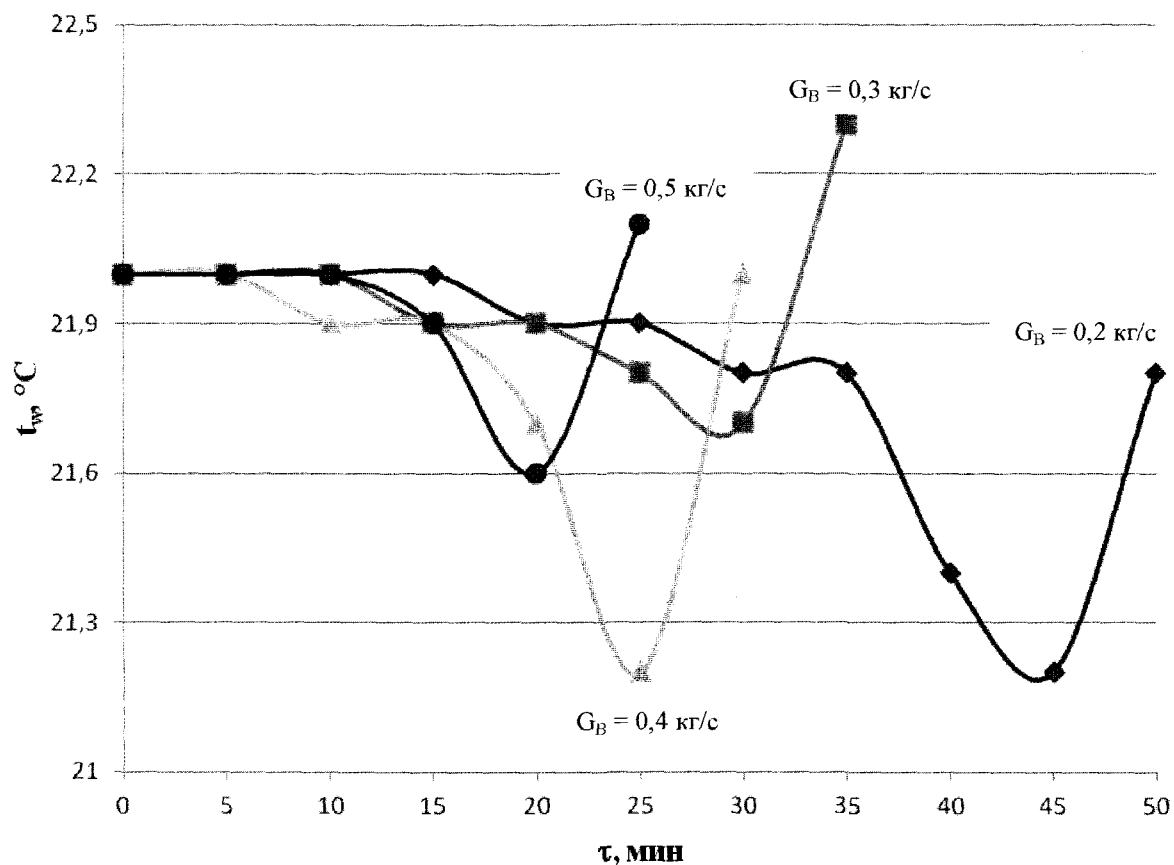


Рис. 3 – Залежність зміни температури плівки води від масового витрату повітря  $G_B$

Інтервал між імпульсними зрошеннями в залежності від масових витрат складає від 20 до 40 хвилин.

#### Висновки

На основі аналізу результатів проведених експериментальних досліджень встановлено час повного випарювання вологи для робочого діапазону швидкостей, що визначає робочий режим зволоження з імпульсним зрошенням насадки. Це обумовлює відмову від традиційного оборотного циклу (виключається небезпека розмноження бактерій), і дозволяє значно економити витрату води (лише 15...30 % її використовується для випарювання і зволоження).

#### Література

1. Ліпа О.І., Подмазко Н.О., Аль-Сагаф М.А. Аналіз сучасних проблем вологісної обробки повітря в системах комфортного кондиціонування / О.І. Ліпа, Н.О. Подмазко, М.А. Аль-Сагаф // Збірник наукових праць 3-ї міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». – Одеса, 2003. – С. 51–56.
2. Пищанская Н.А. Експериментальне дослідження пліночних зволожувачів в режимі повного безостаточного випарювання / Н.А. Пищанская // Збірник тез доповідей. Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – ОДАХ, 2011. – С. 85–86.
3. Пищанская Н.А. Дослідження режиму зволоження повітря з імпульсним зрошенням насадок / Н.А. Пищанская // Тезиси доповідей. «Інноваційні розробки в області техніки і фізики низьких температур», Москва, 2011. – С. 34–37.

## ПОИСК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНОСТИВНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АБСОРБЦИОННОЙ ВОДОАММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

Осадчук Е.А., ассистент, Титлов А.С., д-р техн. наук, профессор,  
Васьшлив О.Б., канд. техн. наук, доцент, Мазуренко С.Ю., магистр  
Одесская национальная академия пищевых технологий, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112

*Показаны перспективы применения теплоиспользующих холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха. Определены энергетически эффективные (по максимальному численному значению теплового коэффициента) режимы работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с регенеративным теплообменником растворов в зависимости от температуры охлаждающей среды, температуры объекта охлаждения, температуры греющего источника. Результаты представлены в виде аналитической и графической зависимости.*

*The prospects for the use of heat-chiller systems obtain water from the air. Defined energy-efficient (for the maximum numerical value of the coefficient of thermal) modes absorption water-ammonia refrigeration machine to regenerative heat exchanger solutions depending on the temperature of the cooling medium, cooling the temperature of the object, the temperature of the heating source. The results are presented in graphical form and the analytic dependency.*

**Ключевые слова:** водоаммиачная абсорбционная холодильная машина, энергетическая эффективность, тепловой коэффициент, влияние условий эксплуатации.

Общеизвестно, что самым ценным ресурсом на планете в ближайшее время станет вода, а борьба за водные ресурсы в мире является одним из факторов в современных вооруженных конфликтах и, эта тенденция будет только расти в обозримом будущем. Для содействия в решении этой проблемы, в декабре 2003 года Генеральная Ассамблея Организации Объединенных Наций объявила 2005–2015 годы Международным десятилетием действий «Вода для жизни».

Около 70 процентов поверхности земного шара покрыто водой, однако на 97,5 процента она состоит из соленой воды. Оставшиеся 2,5 процента приходится на пресную воду, почти две трети которой находится в замороженном состоянии в ледниковых шапках. Между тем, основная часть пресной воды находится в 1 километровом слое атмосферы. Ее суммарный объем составляет не менее 1.000.000.000.000.000 литров. По данным работы [1] средняя абсолютная влажность близ земной поверхности составляет 11 г/м<sup>3</sup>, а в тропических регионах она доходит до 25 г/м<sup>3</sup> и выше. Большое количество стран тропического пояса страдает от отсутствия пресной воды, хотя ее содержание в атмосфере весьма значительно. Например, в Джибути в течении всего года практически не бывает дождей, но абсолютная влажность составляет 18...24 г/м<sup>3</sup>. Количество воды, проносящейся над каждым квадратом в 10 км<sup>2</sup> Аравийской пустыни или Сахары, равно по объему озеру площадью 1 км<sup>2</sup> и глубиной 50 м [1].

Поэтому одной из важнейших задач является развитие технологий позволяющих извлекать воду из воздуха, причем непосредственно на месте, где она необходима.

С древних времен пресную воду, в очень ограниченных количествах, получали путем сбора сконденсированных капель из воздуха в результате естественного суточного радиационного охлаждения земной поверхности (охлаждение в ночное время пористых камней с образованием росы). Например, в Нуакшоте (Мавритания) средняя месячная температура в мае–октябре составляет 27...30 °С, относительная влажность 60...80 %. Это означает, что в каждом кубическом метре воздуха содержится 20–24 г воды. При понижении температуры на 10...15 °С из каждого кубического метра можно выделить 10–14 г воды. В Израиле, например, 190–200 ночей характеризуются выгодными условиями для получения пресной воды из атмосферного воздуха (в Ашдоте, Тель-Авиве очень часто летом бывает 100 %-ная влажность воздуха).

Для повышения эффективности процессов конденсации паров воды используют интенсифицирующие элементы — холодоаккумуляторы (щебень), тепловые трубы, обеспечивающие передачу тепла на значительные расстояния и систему сорбентов, работающих в циклическом режиме «зарядки-разрядки».

Наибольшие перспективы имеют методы, связанные с работой автономных генераторов искусственного холода — холодильных машин, которые гарантировано обеспечивают температуру ниже точки ро-

сы. Известно, что для получения 1 литра воды требуется затратить около 1 кВт·ч электроэнергии, а в среднем из потока воздуха 1 кг/с выделить ~ 10 г/с воды. При холодильном коэффициенте компрессионной холодильной машины, равном 3, на производство 1 литра воды будет затрачивается энергия порядка ~ 0,33 кВт·ч.

В наше время, основной объем рынка оборудования по выделению воды из воздуха приходится на системы, имеющие в своем составе компрессионную холодильную установку с электрическим приводом. Вместе с тем применение компрессионных установок перспективно только для производительности до 3–4 литров воды в час. При более высокой производительности происходит существенное возрастание габаритов установки.

Необходимым условием работы компрессионной холодильной машины является наличие электрической энергии. В тоже время подавляющее число стран, испытывающих дефицит воды, ограничены и в энергоресурсах. Едва ли не единственным доступным источником энергии у них является солнце.

Таким образом проблема получения воды из атмосферного воздуха — актуальная научная и практическая задача, которая до настоящего времени не нашла своего решения, а большинство технических предложений остаются на уровне патентов.

Поэтому, в качестве наиболее перспективного направления нами выбрано использование модернизированных абсорбционных холодильных машин (АХМ), работающих от источника низкпотенциального тепла — солнечной энергии. Одним из многообещающих направлений является возможность использования существующей инфраструктуры солнечных нагревателей воды. Суммарный объем площадей солнечных коллекторов (СК в мире составляет более 110 млн. м<sup>2</sup>.

Анализ режимных характеристик АХМ показал, что основные проблемы, которые надо решить при использовании их в системах получения воды следующие: во-первых, разработать конструкции АХМ с воздушным охлаждением теплорассеивающих элементов, а во-вторых, предложить цикл, который можно было бы реализовать в условиях тропических температур наружного воздуха и уровне температур традиционных водяных солнечных коллекторов (80...100 °С).

В таких условиях наибольшие перспективы имеют абсорбционные водоаммиачных холодильных машин (АВХМ), которые позволяют провести необходимую модификацию цикла.

В связи с выбором АВХМ необходимо отметить, что в последние годы в связи с неблагоприятным техногенным воздействием на окружающую среду систем холодильной техники все большее внимание уделяется природным холодильным агентам. Последние документы уже четко регламентируют применение конкретных природных холодильных агентов для различных типов холодильных машин: для бытовых и торговых холодильников — пропан; для средних холодильников — углекислота; для крупных систем — аммиак.

АВХМ в отличие от аналогов — бромистолитиевых абсорбционных холодильных машин и пароэжекторных водяных холодильных машин, холодильным агентом в которых является вода, имеют более широкую область применения, в частности, в области отрицательных температур до минус 50 °С. Для их работы можно использовать самые различные источники тепловой энергии: технологический пар, горячую воду, отходящие газы печей, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания. АВХМ кроме задач кондиционирования воздуха могут быть использованы и в холодильниках при длительном хранении замороженных продуктов и сельскохозяйственного сырья.

Особый интерес представляют АВХМ работающие на возобновляемых источниках энергии, в частности, на энергии солнечного излучения. Такой интерес связан с возможностью круглогодичного использования солнечных коллекторов, находящихся в настоящее время широкое применение в системах отопления и горячего водоснабжения. Предполагается, что при избытке солнечной энергии в теплый период года часть ее можно направлять на генератор АВХМ для производства искусственного холода. Полученный холод можно использовать как в системах кондиционирования, так и в холодильниках.

Несмотря на кажущуюся легкость применения АВХМ, нет уверенности в эффективности ее использования в системе с СК. В первую очередь это связано с уровнем температур греющего теплоносителя, т.е. с выбором типа СК. Так, традиционные водяные СК работают в диапазонах температур 80...100 °С, а вакуумные — до 250 °С. Соответственно, последние имеют и большую стоимость.

Известно [4], что энергетическая эффективность АВХМ с бинарным рабочим телом зависит от двух температур из трех возможных температур: температуры охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ); температуры объекта охлаждения ( $T_{об}$ ); температуры греющего источника ( $T_{гр}$ ). Имеется теоретическая зависимость для идеального цикла АВХМ [4], которая не учитывает реальных условий эксплуатации.

Цель работы — требуется найти температуру греющего источника, при которой цикл АВХМ будет иметь максимальную энергетическую эффективность при заданных температурах объекта охлаждения ( $T_{об}$ ) и охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ), т.е. при заданных условиях эксплуатации АВХМ.

Для анализа использована традиционная схема АВХМ с регенеративным теплообменником растворов (РТО) [2] (рис. 1). Для расчета цикла АВХМ был использован известный алгоритм [4-6], в котором термодинамические параметры (температура, давление, удельный объем) и функция состояния (энтальпия) определяются по оригинальным собственным аналитическим соотношениям [4].

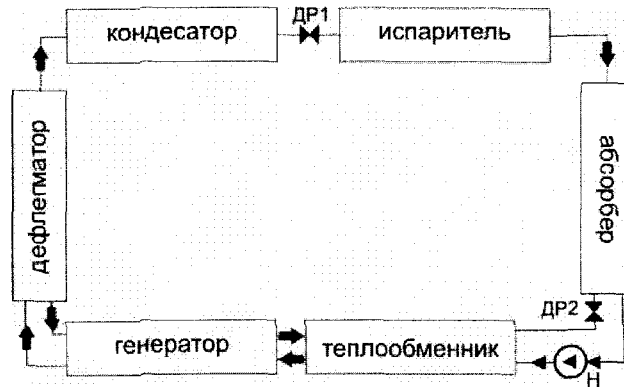


Рис. 1 – Схема АВХМ использованная для анализа (ДР1, ДР2 – дроссель 1 и 2; Н – насос)

Исходные данные для расчета формировались с учетом опыта эксплуатации АВХМ с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов и рассольным — испарителя [6-7]. Исходные данные: температура охлаждающей среды  $T_{oc} = 25...35$  °С; температура объекта охлаждения  $T_{об} =$  минус  $30...15$  °С; температура греющего источника  $T_{гр} = 80...185$  °С; перепады температур на рабочих элементах (на генераторе) —  $10$  °С; перепад температур по высоте генератора —  $10$  °С; перепад температур на теплорассеивающих элементах (конденсатор, абсорбер, дефлегматор) —  $5$  °С; перепад температур на испарителе —  $5$  °С; перепад температур на РТО —  $5$  °С.

С учетом известных методик [4, 5] определены температуры: конденсации и испарения аммиака; высшая и низшая ВАР; слабого ВАР на выходе из РТО.

Определено давление конденсации и испарения аммиака.

Массовая доля аммиака в: ВАР на выходе и входе генератора; паровом потоке на выходе генератора; стекающей флегме.

Определялась кратность циркуляции раствора и флегмы.

Найдены удельные энтальпии: слабого ВАР на выходе генератора; слабого ВАР на выходе РТО; крепкого ВАР на входе в генератор; крепкого ВАР на выходе абсорбера; при температуре кипения ВАР; флегмы; пара на выходе генератора; пара чистого аммиака после дефлегматора.

Определены удельные тепловые нагрузки аппаратов (дефлегматора, генератора, конденсатора, испарителя, абсорбера).

В конце алгоритма определяется тепловой коэффициент.

Проведено аналитическое исследование цикла АВХМ с регенеративным теплообменником и построены зависимости температуры греющего источника при различных температурах объекта охлаждения и охлаждающей среды, обеспечивающие максимальную энергетическую эффективность в данных условиях (рис. 2).

Построена и определена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ), температурой объекта охлаждения ( $T_{об}$ ) и температурой греющего источника ( $T_{гр}$ ) при условии максимального значения теплового коэффициента.

Зависимость имеет следующий вид:

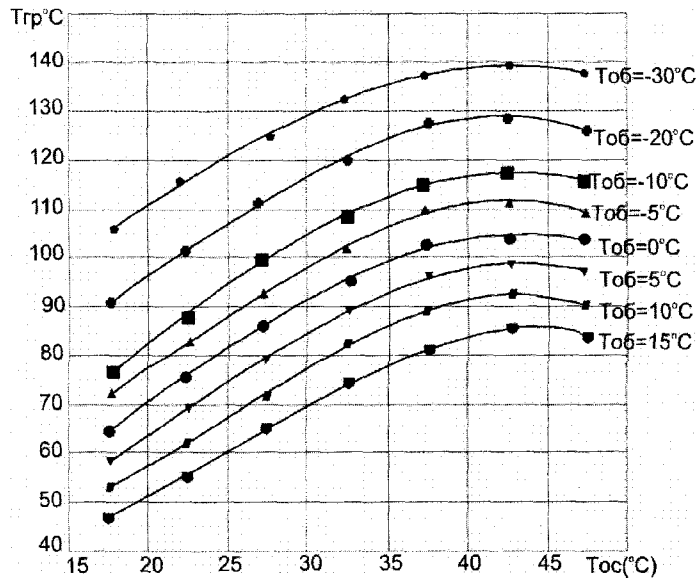
$$T_{гр} = \frac{47,74648658 - 1,01853416T_{окр} + 0,013464939T_{окр}^2 - 1,12675283T_{об} + 0,02319431T_{об}^2 - 0,00017897T_{об}^3}{1 - 0,03803459T_{окр} + 0,00049505T_{окр}^2 - 0,00750582T_{об} + 0,000151575T_{об}^2}$$

Максимальная погрешность аналитической зависимости  $5,3$  %. Средняя погрешность  $1,1$  %.

Полученные выше зависимости не учитывают работу циркуляционного насоса. Для оценки такого влияния были проведены соответствующие расчеты реального теплового коэффициента цикла АВХМ.

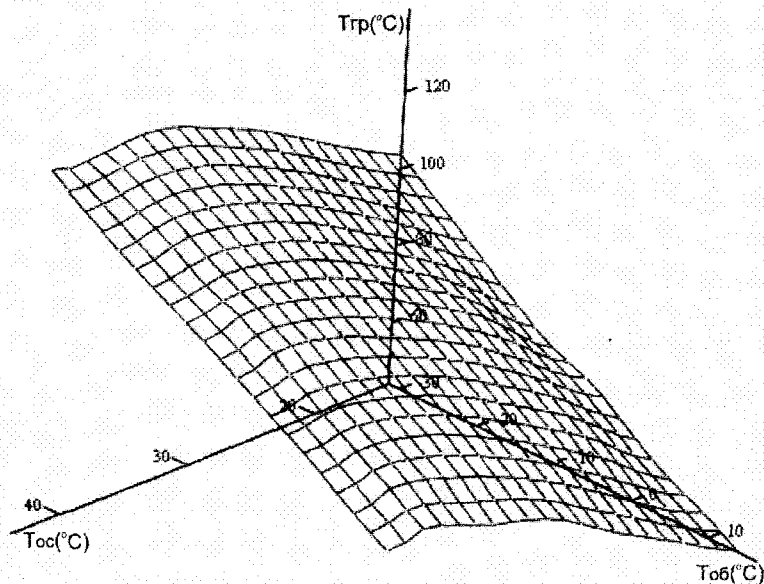
$$\eta_{real} = \frac{Q_0}{Q_h + L_n}$$

где  $Q_o$  — холодопроизводительность;  
 $Q_h$  — тепловая мощность генератора АВХМ;  
 $L_i$  — мощность насоса.



**Рис. 2 – Зависимость температуры греющего источника от температуры охлаждающей среды при различных значениях температуры объекта охлаждения и при максимальном значении теплового коэффициента**

Вид поверхности, которую описывает аналитическая зависимость, приведен на рис. 3.



**Рис. 3 – Зависимость между температурами греющего источника ( $T_{об}$ ), объекта охлаждения ( $T_{ос}$ ) и окружающей среды ( $T_{гр}$ ) при максимальном численном значении теплового коэффициента цикла АВХМ с регенеративным теплообменником растворов**

**Выводы**

1. С использованием известных методик расчета получены результаты, позволяющие проводить расчет температуры источника греющей среды АВХМ, обеспечивающей максимальную энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне параметров ( $T_{ос} = 25..35$  °C;  $T_{об} =$  минус 30..15 °C;  $T_{гр} = 80..185$  °C).
2. Работа циркуляционного насоса не превышает 0,5 % от тепловой мощности генератора, и практически не влияет на энергетические характеристики АВХМ.

### Литература

1. Алексеев В.В., Чекарев К.В. Получение пресной воды из влажного воздуха // Аридные экосистемы. – 1996. – Т. 2. – № 2-3.
2. Перельштейн Б.Х. Новые энергетические системы: Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.
3. Ваш Солнечный Дом. Все для автономного и резервного энергоснабжения // <http://solarhome.ru>.
4. Бадылькес И.С. Абсорбционные холодильные машины. / И. С. Бадылькес, Р. Л. Данилов. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 356 с.
5. Галимова Л.И. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Курс лекций // Л.И. Галимова. – Астрахань, изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
6. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – Вип. 38. – Т. 2. – С. 393-405.
7. Осадчук Е.А. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора / Осадчук Е.А., Титлов А.С. // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – Вип. 39. – Т. 1. – С. 178-182.

УДК [621.565:664.045.5]:66.012-52

## РАЗРАБОТКА СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БЫТОВЫМИ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ

Титлова О.А., канд. техн. наук, ассистент, Холодков А.О., аспирант  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Приведены новые системы автоматического управления (САУ) абсорбционными холодильными приборами (АХП). Обоснована концепция управления, предполагающая переход от позиционных к непрерывным (квазинепрерывным) алгоритмам и реализацию новых функций, обеспечивающих во всех режимах работы АХП необходимую степень очистки пара аммиака от воды и минимизацию потерь тепла. Исследованы изменения статических и динамических свойств АХП при изменениях интенсивности отвода тепла от внешней поверхности дефлегматора в окружающую среду и подводимой к генераторному узлу тепловой мощности. Показано, что существует как минимум три основных диапазона тепловой мощности — не запуск генератора, неоптимальной и квазиоптимальной эффективности работы.*

*The new automatic control systems (ACS) of absorption refrigerators (AR) are presented. The control concept, which presumes the transition from position to continuous (quasi-continuous) algorithms and realization of the new functions providing for all operating modes of AR the necessary degree of purification of the ammonia vapor from water and minimization of the heat losses, is substantiated. The changes of the static and dynamic properties of the AR The changes of the static and dynamic characteristics with changes in the intensity of heat rejection from the dephlegmator outer surface into the environment and supplied to the generator output, are explored. It is shown that there are at least three basic heat output ranges — not launching the generator, quasi-optimal and sub-optimal efficiency of work.*

**Ключевые слова:** АХП, САУ, энергетическая эффективность, дефлегматор, метод косвенного контроля качества очистки аммиака, концепция построения эффективной САУ.

Использование искусственного холода является приоритетным способом длительного хранения пищевых продуктов. При стабильных температурных режимах он позволяет сохранить их первоначальные свойства без существенных изменений. Основными источниками искусственного холода являются компрессионные и абсорбционные холодильные приборы (КХП и АХП). Основным преимуществом КХП, которое обусловило их широкое распространение, является более высокая энергетическая эффективность. Системы автоматического управления (САУ), как КХП, так и АХП, обеспечивают только стабилизацию температур в охлаждаемых камерах. При этом они традиционно реализуют простейшие позиционные алгоритмы. Для КХП это сводится к периодическим включениям и отключениям компрессора, а для АХП — периодическому подводу тепловой мощности к генераторному узлу. Такие алгоритмы управления обуславливают значительные амплитуды колебаний температур в охлаждаемых камерах и смещение среднего значения этих колебаний относительно заданных значений. В конечном итоге это приводит к снижению качества хранящихся продуктов.

В АХП, реализация таких САУ предопределяет, еще на этапе их проектирования, установку в генераторном узле нагревателя существенно ограниченной мощности. Это связано с тем, что при относительно продолжительных его включениях на полную мощность, дефлегматор АХП может не обеспечить полную очистку пара аммиака от воды. Вода, попадая в конденсатор, резко снижает энергетическую эффективность АХП. Важно отметить, что такое снижение мощности нагревателя не гарантирует полной очистки аммиака во всех режимах работы АХП, особенно, в переходных, в том числе — пусковых. При этом время переходных процессов, достаточно большое, из-за ограничения мощности увеличивается еще больше. Это является еще одним фактором ухудшения условий хранения продуктов.

Проведенный анализ показывает [5], что для эффективного управления процессом производства искусственного холода в АХП необходимо сформулировать общую концепцию управления, которое может обеспечить повышение энергетической эффективности и улучшение условий хранения пищевых продуктов за счет поддержания стабильных температурных режимов и сокращения времени переходных процессов. Показано [8], что АХП относится к классу статических объектов с высокой тепловой инерционностью и имеют нелинейность по каналу «подводимая к генераторному узлу тепловая мощность – температура в охлаждаемой камере». Особенность управления двухкамерных и однокамерных с низкотемпературным отделением (НГО) АХП состоит в том, что контролю подлежит только температура в холодильной камере (ХК).

Сформулированы задачи управления процессом производства искусственного холода в АХП [9, 10]. Главная задача управления АХП заключается в повышении динамической точности стабилизации регулируемой температуры в ХК на ее заданном значении для обеспечения оптимальных условий хранения пищевых продуктов. Вторая, но не второстепенная, — в повышении энергетической эффективности АХП, которая может быть решена, в частности, за счет оптимизации тепловых режимов работы подъемного участка дефлегматора. Решение вышеуказанных задач не должно приводить к нарушениям работы основных элементов АХП.

Таким образом, перспективным направлением совершенствования САУ АХП является переход от простейших позиционных алгоритмов управления к непрерывным и использование дополнительной информации о ходе процесса, в частности – о положении уровня парожидкостного фронта (ПЖФ) на подъемном участке дефлегматора, который оказывает значительное влияние на энергетическую эффективность АХП.

Цель исследования — повысить энергетическую эффективность процесса производства искусственного холода и улучшить условия хранения пищевых продуктов в АХП за счет совершенствования их систем автоматического управления.

Рассмотрена концептуальная модель АХП как ОУ (рис. 1) [8]. В соответствии с ней АХП рассматривается как объект с: входными параметрами (управляющими воздействиями) — подводимой к генератору тепловой мощностью  $P(u_1)$  и интенсивность отвода тепла от поверхности дефлегматора ( $u_2$ ); выходными параметрами — температурой на поверхности нагревателя  $\theta_n$  и в ХК  $\theta_{хк}$ , уровнем ПЖФ на подъемном участке дефлегматора  $h_\phi$ ; контролируруемыми возмущениями — температурой воздуха окружающей среды  $\theta_{oc}$  и напряжением сети переменного тока  $u_{сети}$ ; неконтролируемыми возмущениями — характеристиками продукта и степени загрузки охлаждаемых камер  $W$ , конструктивными  $\psi_k$  и эксплуатационными  $\psi_{экс}$  особенностями.

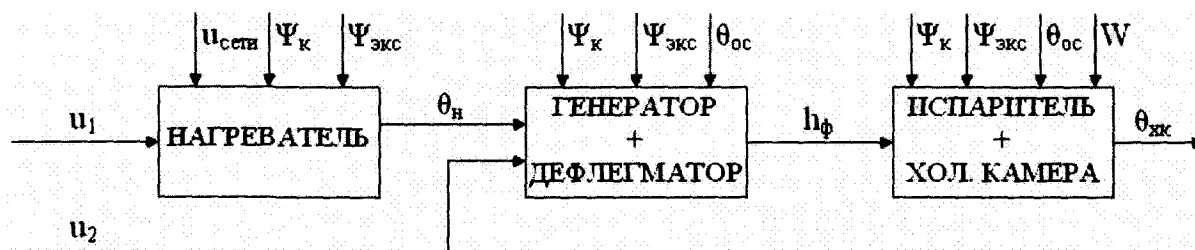
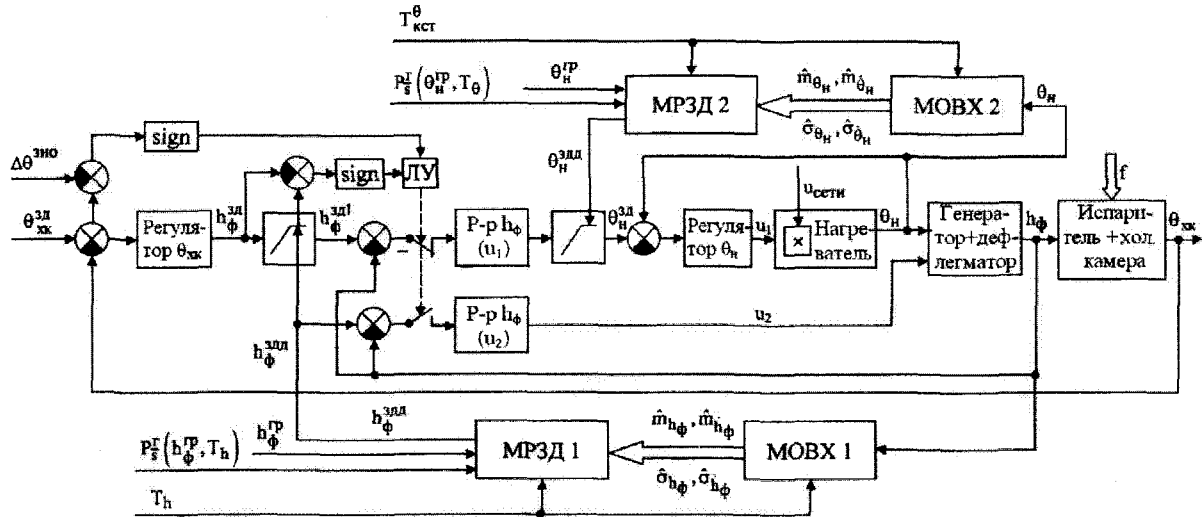


Рис. 1 – Структурная схема концептуальной модели АХП как ОУ

Анализ концептуальной модели АХП как ОУ позволил сформулировать и формализовать концепцию построения многоконтурной САУ АХП с коммутируемой структурой, целью которой является увеличение их энергетической эффективности (без ограничений сложности реализации). Такая САУ имеет два канала управления (рис. 2): 1) традиционный, управляющее воздействие — изменение тепловой мощности, подводимой к генератору АХА; 2) новый, управляющее воздействие — изменение интенсивности отвода тепла от поверхности подъемного участка дефлегматора в окружающую среду. За счет работы

этих каналов САУ позволяет стабилизировать уровень ПЖФ  $h_{\phi}$  на его заданном значении и ограничить температуру на поверхности нагревателя  $\theta_n$  в пусковых режимах работы АХП. Выбор канала управления осуществляется автоматически в зависимости от текущей ситуации, в частности, от колебаний интенсивности подвода тепловой мощности к генератору и температуры воздуха окружающей среды.

Предварительные исследования показали [10], что ПЖФ не имеет четкой границы и распределен в дефлегматоре на участке длиной до 50 см. Поэтому в дальнейших исследованиях завершение очистки аммиака контролируется по верхней границе ПЖФ, т.е. при достижении температурой в контрольной точке на поверхности дефлегматора значения 45...50 °С.



MOBX – модуль оценки вероятностных характеристик случайных процессов  $h_{\phi}(t)$  и  $\theta_n(t)$  на скользящем интервале времени  $T$ ;

MRZD – модуль расчета текущих допустимых значений  $h_{\phi}^{зд}(t)$  и  $\theta_n^{зд}(t)$ ;

ЛУ – логическое устройство управления коммутатором структуры САУ

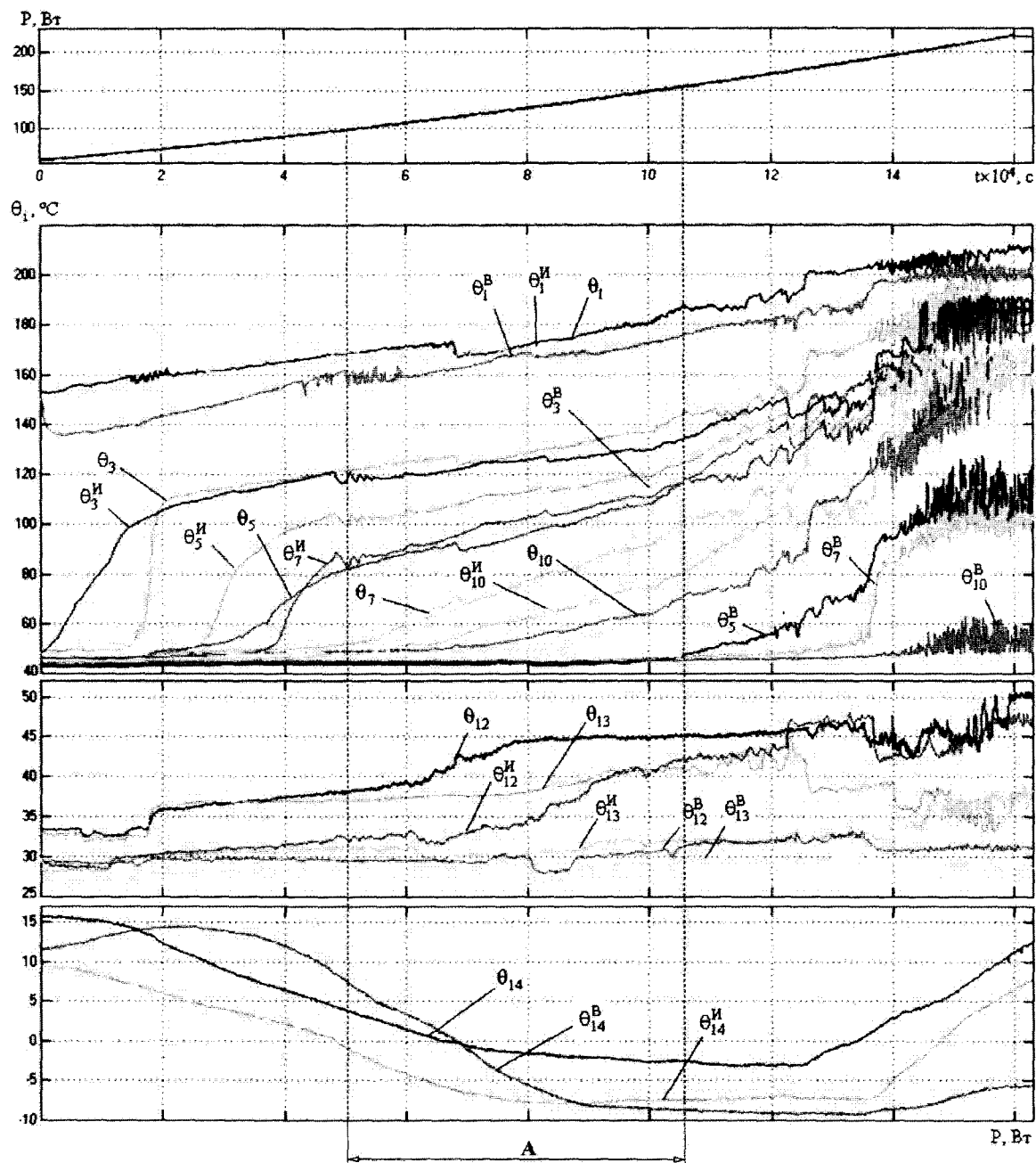
Рис. 2 – Структурная схема САУ АХП с коммутируемой структурой:

Для изучения статических свойств АХП по каналам «подводимая к генератору АХА тепловая мощность — температуры поверхности элементов АХА в контрольных точках», были организованы автоматизированные эксперименты, которые можно рассматривать как получение квазистатических характеристик. Их сущность состоит в изменении с постоянной, заранее выбранной, скоростью значения подводимой к генераторному узлу АХА мощности от 60 Вт до 220 Вт и регистрацией изменения при этом температур в контрольных точках АХП ( $\theta_1$  — на выходе из термосифона,  $\theta_2... \theta_{11}$  — по длине дефлегматора,  $\theta_{12}$  и  $\theta_{13}$  — в середине и на выходе конденсатора, соответственно,  $\theta_{14}$  — на ребре испарителя). Каждый опыт по получению квазистатических характеристик проводился на протяжении 48 часов. В результате таких экспериментов был получен набор квазистатических характеристик АХП по исследуемым каналам при различных условиях теплоотвода с внешней поверхности дефлегматора АХА. Сравнительный анализ полученных квазистатических характеристик АХП (рис. 3) позволил выделить три основных диапазона тепловой мощности — не запуск генератора, неоптимальной и квазиоптимальной (рабочая область) эффективности работы АХА [6, 10].

Проведены экспериментальные исследования переходных тепловых режимов в дефлегматоре АХА при: запуске АХП в работу при разных значениях тепловой мощности, подводимой к генератору АХА (рис. 4); изменении подводимой к генератору АХА тепловой мощности в рабочем диапазоне, выделенном на квазистатических характеристиках, т.е. от 70 Вт до 180 Вт; теплоизоляции подъемного участка дефлегматора и значении подводимой к генератору тепловой мощности, равном 70 Вт; принудительном отводе тепла от подъемного участка дефлегматора вентилятором, мощностью 6 Вт и 12 Вт, и значении подводимой к генератору тепловой мощности, равном 150 Вт.

Разработаны и реализованы семь вариантов структур САУ АХП: одноконтурная позиционная САУ с идеальным двухпозиционным регулятором (реле) без гистерезиса с позициями управления 0 и 110 Вт, 0 и 220 Вт; одноконтурная позиционная САУ с реальным двухпозиционным регулятором (реле) с гистерезисом  $\pm 2$  °С, с позициями управления 0 и 110 Вт, 0 и 220 Вт; одноконтурная линейная САУ с ПИД-регулятором; одноконтурная САУ с двухпозиционным ПИД-регулятором и вибрационной линеаризаци-

ей релейного елемента; каскадна двуконтурна САУ АХП з допоміжною САУ температури на виході з термосифона; каскадна двуконтурна САУ АХП з допоміжною САУ температури на виході з підйомного участка дефлегматора; каскадна трьохконтурна САУ АХП з допоміжними САУ температури на виході з термосифона і температури на виході з підйомного участка дефлегматора.



$\theta_i, \theta_i^B, \theta_i^И$  – температури без змін умов теплообміну з оточуючим середовищем, при інтенсивному теплообміні з допомогою вентилятора і з тепловою ізоляцією по всій довжині підйомного участка дефлегматора відповідно

**Рис. 3 – Сравнение квазистатических характеристик зависимостей температур поверхности элементов АХА в контрольных точках от подводимой к генератору тепловой мощности при различных условиях работы подъемного участка дефлегматора**

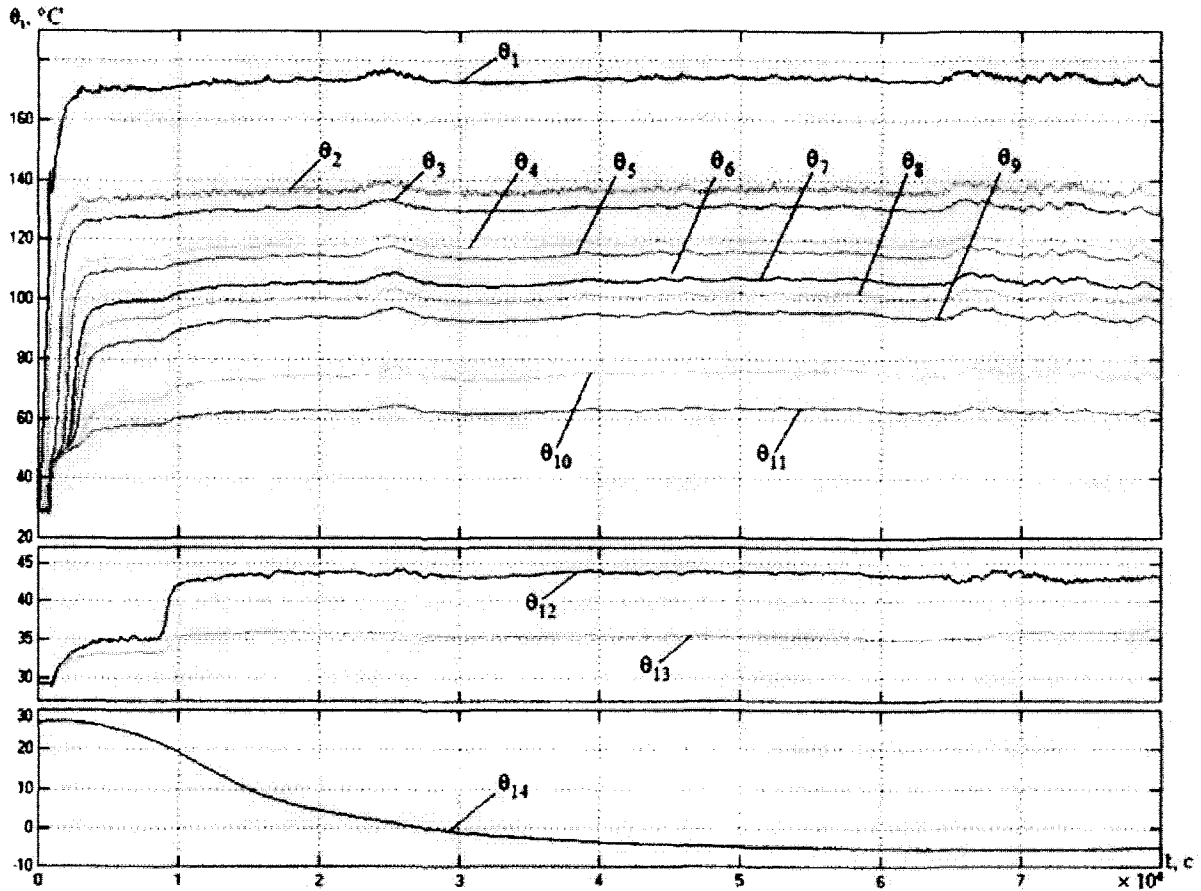


Рис. 4 – Динамика изменения температур поверхности элементов АХА в контрольных точках при запуске и установившейся работе АХП на мощности в 140 Вт на интервале времени  $0...8 \cdot 10^4$  с (примерно 22,2 ч)

Результаты работы каскадной трехконтурной САУ приведены на рис. 5.

Проводился отдельный поиск энергосберегающих режимов работы перекачивающего термосифона в составе холодильного агрегата абсорбционного типа.

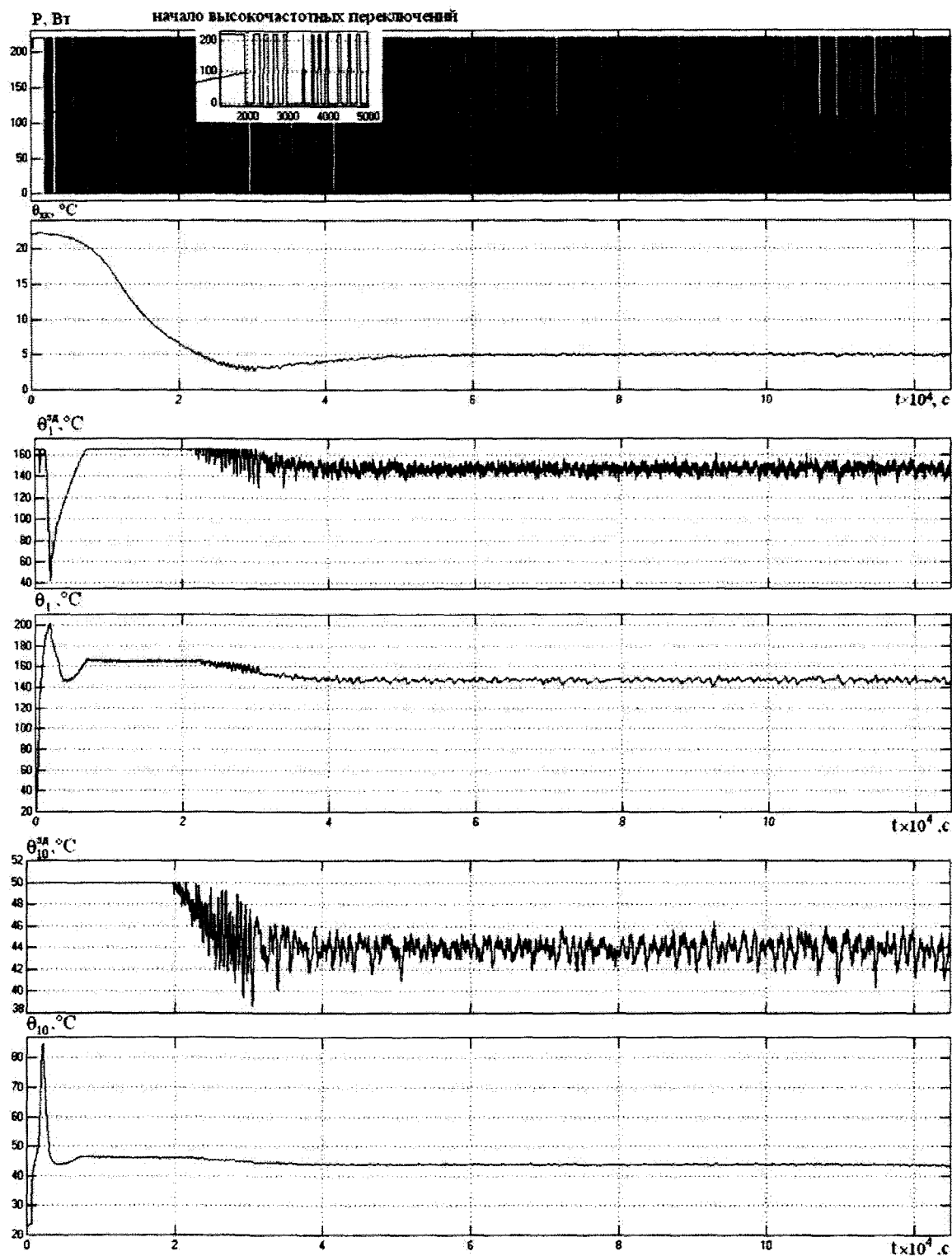
В качестве объекта исследований использовались отдельные абсорбционные холодильные агрегаты (АХА) типа АШ-160 производства ВЗХ. Об энергетической эффективности режимов судили по величине среднеинтегральной температуры испарителя. Исследования проводились в диапазоне температур окружающей среды, соответствующему классу SN, т.е.  $T_{oc} = 10...32$  °С. Исследовались два типа АХ: «стандартном» и «низкотемпературном» исполнении, отличающиеся составом рабочего тела.

Исследования термосифона в составе АХА показали значительную (до 7 °С) неравномерность температурного поля по длине подъемного участка, что связано с потерями тепла в окружающую среду [11]. Такая ситуация предопределяет частичную конденсацию пара. Конденсация вызывает увеличение плотности парожидкостного столба и рост гидравлического сопротивления на подъемном участке ПТС. Для обеспечения первоначального расхода необходимо дополнительно увеличить подъемную (Архимедову) силу, величина которой определяется количеством генерируемого пара, т.е. величиной подводимой тепловой нагрузки.

Для устранения тепловых потерь на подъемном участке был установлен дополнительный электрический нагреватель. Длина основного нагревателя составляла 0,1 м, а дополнительного — 0,23 м [12].

Теплоподвод к крепкому раствору в этом случае осуществлялся последовательно — сначала в зоне основного нагревателя ( $Q'_{TC}$ ), а затем — в зоне дополнительного ( $Q''_{TC}$ ), т.е. раствор проходит как бы первый каскад, а затем — второй. Величина мощности теплоподвода к дополнительному электронагревателю не превышала 20 % от мощности основного. Суммарная мощность основного и дополнительного нагревателей не превышала номинальной мощности теплоподвода к термосифону АХА ( $Q_{TC}$ ).

Снижение энергопотребления при таком способе достигает 12 %.



**Рис. 5 – Результати роботи при умеренній температурі повітря оточуючої середовища САУ АХП з допоміжними САУ  $\theta_1$  і САУ  $\theta_{10}$ , ПІД-регуляторами во всіх контурах управління і вібраційної лінеаризації релейного елемента з охоптом частини об'єкта**

В результаті експериментальних досліджень ПТС були виявлені оптимальні значення величини потужності теплопідводу і температури на виході термосифона, що відповідають мінімуму енергозатрат.

Верхний предел тепловой нагрузки на ПТС в настоящих исследованиях соответствовал оптимальным величинам и составил — для АХА в «стандартном» исполнении  $Q'_{TC} = 70$  Вт, в «низкотемпературном» —  $Q'_{TC} = 80$  Вт.

Величина теплоподвода на дополнительный электронагреватель ( $Q''_{TC}$ ) не превышала 20 Вт, а суммарная величина  $Q_{TC}$  во всех случаях не превышала  $Q'_{TC}$ , т.е. диапазон изменения тепловой нагрузки на основной нагреватель составил 40...70 Вт (для «стандартной» АХА) и 40...80 Вт (для «низкотемпературной» АХА).

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает следующее.

В обоих случаях («стандартное» и «низкотемпературное» исполнение АХА) в исследуемом диапазоне величин тепловых нагрузок на ПТС и их комбинациях имеется оптимум (минимум) суммарной тепловой нагрузки  $Q_{TC}$ .

В исследуемом диапазоне тепловых нагрузок при  $T_{o,c} = 25$  °С оптимум (минимум) суммарной тепловой нагрузки лежит в области  $Q_{TC} \approx 60$  Вт, при этом диапазон  $Q'_{TC} = 45...50$  Вт, а  $Q''_{TC} = 10...15$  Вт.

Эти результаты показывают, что одна и та же величина холодопроизводительности АХА может быть достигнута при подаче тепловой нагрузки на основной нагреватель 67,5 Вт или распределенной нагрузкой на основной и дополнительный нагреватели в сумме 60 Вт. Наиболее стабильные результаты достигаются, когда  $Q_{TC} = Q'_{TC} + Q''_{TC} = 47,5 + 12,5 = 60$  Вт.

Таким образом можно утверждать, что при обеспечении некоторой холодопроизводительности «стандартного» АХА при  $T_{o,c} = 25$  °С, соответствующей тепловой нагрузке на основном нагревателе 67 Вт, можно получить экономию энергии 7,5 Вт или 10,4 %, если распределить между основным и дополнительным нагревателями тепловую нагрузку 60 Вт, таким образом, чтобы на основном нагревателе она составляла 45...50 Вт, а на дополнительном — 10...15 Вт.

Анализ температурных полей ПТС показывает, что оптимум холодопроизводительности АХА достигается в том случае, когда имеет место наименьший перепад температур по высоте подъемной части, т.е. температуры конца кипения ( $t''_s$ ) и выхода ПТС ( $t''_{TC}$ ) максимально близки. Таким образом, распределенная тепловая нагрузка на ПТС позволяет осуществить последовательную (каскадную) генерацию пара на минимальном уровне температур, что и обеспечивает энергосберегающие режимы АХА.

По результатам экспериментальных исследований установлено, что минимальное энергопотребление АХА достигается при одновременном использовании каскадного и комбинированного теплоподвода к термосифону [12]. Этот режим характеризуется кратковременным периодом пуска (100 % номинальной мощности) с дальнейшим переходом на меньшую мощность (до 60 % номинальной мощности) и отключением теплоподвода при достижении заданной температуры в камере. Снижение энергопотребления при таком режиме достигает 20 %.

### Выводы

1. На основе анализа процесса производства искусственного холода в АХП обоснована общая концепция построения эффективной САУ. Разработана концептуальная модель АХП как ОУ и на ее основе, в рамках общей концепции управления, предложена структура САУ, которая реализует два управляющих воздействия — изменение величины подводимой к генераторному узлу АХП тепловой мощности и интенсивности отвода тепла от внешней поверхности подъемного участка дефлегматора в окружающую среду. Такая САУ позволяет минимизировать потери тепловой энергии за счет управления процессом очистки аммиака на подъемном участке дефлегматора и потерь тепла с этого участка в окружающую среду, а также повысить статическую и динамическую точность управления температурными режимами в охлаждаемых камерах АХП.

2. Проведены экспериментальные исследования статических и динамических свойств АХП при различной интенсивности теплоотвода от внешней поверхности дефлегматора в окружающую среду и величине подводимой к генераторному узлу тепловой мощности. В результате экспериментов выделены три основных диапазона тепловой мощности — не запуск генератора (0...40 Вт и 180...220 Вт), неоптимальной (40...70 Вт и 110...180 Вт) и квазиоптимальной (70...110 Вт) работы абсорбционного холодильного цикла.

3. Разработаны, программно реализованы и исследованы семь вариантов структур САУ АХП, начиная с простейшей — двухпозиционной и, заканчивая — каскадной трехконтурной САУ АХП с вспомогательными САУ температуры на выходе из термосифона и температуры на выходе из подъемного участка дефлегматора [1-4]. Сравнительный анализ всех вариантов структур САУ по основным показателям их работы, полученным в ходе экспериментов показал, что применение каскадных структур САУ в составе АХП позволяет значительно улучшить как условия хранения пищевых продуктов за счет стабилизации температурных режимов в их охлаждаемых камерах (максимальное динамическое отклонение темпера-

туры в холодильной камере не превышает 0,5 °С), так и их энергетические характеристики. Так, трехконтурная САУ позволяет, по сравнению с базовым двухпозиционным алгоритмом, уменьшить суточное энергопотребление на 20...30 %.

4. Для реализации энергосберегающих режимов в аппаратах с АХА целесообразно использовать специальную систему автоматического управления, где в качестве регулятора и системы сбора и обработки информации использован микропроцессорный контроллер (микроконтроллер).

#### Литература

1. Пат. 30771 Україна, МПК F 25 В 15/00. Спосіб автоматичного керування абсорбційними холодильними приладами / Хобін В. А., Тітлова О. О.; заявник та патентовласник Одеськ. нац. акад. харч. техн. – № 200712763 ; заявл. 19.11.07 ; опубл. 11.03.08, Бюл. № 5.
2. Пат. 41904 Україна, МПК F 25 В 15/00. Спосіб автоматичного керування абсорбційними холодильними приладами / Хобін В. А., Тітлова О. О.; заявник та патентовласник Одеськ. нац. акад. харч. техн. – № 200901249 ; заявл. 16.02.09 ; опубл. 10.06.09, Бюл. № 11.
3. Пат. 42970 Україна, МПК F 25 В 15/00. Спосіб автоматичного керування абсорбційними холодильними приладами / Хобін В. А., Мазур А. В., Тітлова О. О.; заявник та патентовласник Одеськ. нац. акад. харч. техн. – № 200902378 ; заявл. 17.03.09 ; опубл. 27.07.09, Бюл. № 14.
4. Пат. 53006 Україна, МПК F 25В 15/00. Спосіб автоматичного керування абсорбційними холодильними приладами / Хобін В. А., Тітлова О. О.; заявник та патентовласник Одеськ. нац. акад. харч. техн. – № 201001276 ; заявл. 08.02.10 ; опубл. 27.09.10, Бюл. № 18.
5. Титлов, А.С. Энергосберегающее управление режимами бытовых абсорбционных холодильных приборов (АХП). Часть. 1 [Текст] / А.С. Титлов // Автоматизация технологических і бізнес процесів. – 2011. – № 5, 6. – С.38-43. (Часть. 2. – С.45-53).
6. Титлова, О. А. Анализ влияния тепловой мощности, подводимой в генераторе абсорбционного холодильного агрегата, на режимы работы и энергетическую эффективность абсорбционного холодильного прибора [Текст] / О. А. Титлова, А. С. Титлов // Наук. праці ОНАХТ. – Одеса, 2011. – Вип. 39. – Том 1. – С. 148-154.
7. Титлова О.А. Технологический процесс производства искусственного холода в абсорбционных холодильных приборах и задачи повышения его энергетической эффективности средствами автоматического управления [Текст] / О. А. Титлова // Наук. праці ОНАХТ. – Одеса, 2011. – Вип. 40. – Том 2. – С. 406-412.
8. Хобин В.А. Система автоматического управления с коммутируемой структурой, минимизирующая энергопотребление АДХМ [Текст] / В. А. Хобин, О. А. Титлова, А. В. Мазур // Наук. праці ОНАХТ. – Одеса, 2007. – Вип. 31. – Том 1. – С. 149-151.
9. Хобин В.А. К вопросу измерения парожидкостного фронта в дефлегматоре абсорбционно-диффузионной холодильной машине (АДХМ) [Текст] / В. А. Хобин, О. А. Титлова // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – Херсон, 2007. – №2(20). – С. 94-102.
10. Хобин В. А. Определение температуры парожидкостной смеси в дефлегматоре АДХМ по результатам измерений температуры его поверхности [Текст] / В. А. Хобин, О. А. Титлова // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – Херсон, 2009. – №1(23). – С. 70-73.
11. Тітлов О.С. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.14 / О.С. Тітлов. – Одеса, 2008. – 40 с.
12. Тюхай Д.С. Зниження енергоспоживання в апаратах с абсорбційно-дифузійними холодильними машинами шляхом організації раціональних теплових режимів генераторного вузла : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.14. / Д.С. Тюхай. – Одеса, 2000. – 16 с.

## СУДНОВА ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА З ТЕРМОПРЕСОРИМ ПІДВИЩЕННЯМ ТИСКУ В КОНТУРІ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ

Коновалов Д.В., канд. техн. наук, доцент, Радченко М.І., д-р техн. наук, професор.,  
Бойко О.В., аспірант, Пекун О.О., магістрант  
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

*Проаналізована ефективність застосування в газотурбінній установці додаткової турбіни перерозширення, що встановлюється після основної (силової) турбіни, з наступним підвищенням тиску продуктів згоряння до атмосферного в термопресорі. Показано, що можливе істотне збільшення потужності газотурбінної установки та роботи турбіни перерозширення без підтискуючого компресора.*

*The effectiveness of application in gas turbine unit of addition turbine, mounted behind the main (power) turbine, with further increasing the pressure of combustion products up to the atmospheric pressure in the thermopressor was analyzed. The possibility to achieve a significant enhancement of gas turbine unit power and a performance of the over expansion turbine without a booster compressor has been shown.*

**Ключові слова:** газотурбінна установка, турбіна перерозширення, термопресор, компресор.

### 1. Аналіз проблеми та постановка мети дослідження

Газотурбінні двигуни широко застосовуються в стаціонарній і транспортній енергетиці, зокрема в судновій. Турбіни малої потужності (до 1 МВт) застосовуються в установках автономного енергозабезпечення та на малотоннажних судах, зокрема на судах на повітряній подушці в якості суднової електростанції. Так, приклад, на судні типу «Зубр» застосовуються турбіни малої потужності ГТГ-100 К (потужність 100 кВт). Енергетична установка «Зубру» складається із привідних агрегатів сумарною потужністю 40 МВт для підтримання ходу судна та автономної електростанції потужністю 400 кВт, на базі ГТГ-100К. Основною перевагою газотурбінних установок (ГТУ) порівняно з поршневими двигунами внутрішнього згоряння є можливість політропного розширення робочого тіла (продуктів згоряння) до атмосферного тиску. Одним із способів підвищення ефективності ГТУ є додаткове розширення продуктів згоряння нижче атмосферного тиску в допоміжній турбіні, яка встановлюється після основної (силової) турбіни, тобто застосування турбіни перерозширення. Отримана в турбіні перерозширення потужність витрачається на стиснення відпрацьованих газів до атмосферного тиску компресором, а надлишкова потужність (понад споживану компресором) може передаватися на гребний вал або використовуватися для приводу електрогенератора [1].

Для охолодження газу в контурі перерозширення перспективним є застосування термопресора, в якому збільшення повного тиску газу відбувається у процесі миттєвого випаровування розпиленої в ньому води [2, 3]. При цьому вода упорскується в газовий потік, який рухається зі швидкістю, близькою до звукової. Питанням теорії робочих процесів, конструювання та випробування термопресорів присвячені роботи [4–5]. В роботі [6] наведено результати теоретичного дослідження застосування термопресорного стиснення в контурі перерозширення ГТУ сумісно із додатковим охолоджувачем газу і дотискаючим компресором.

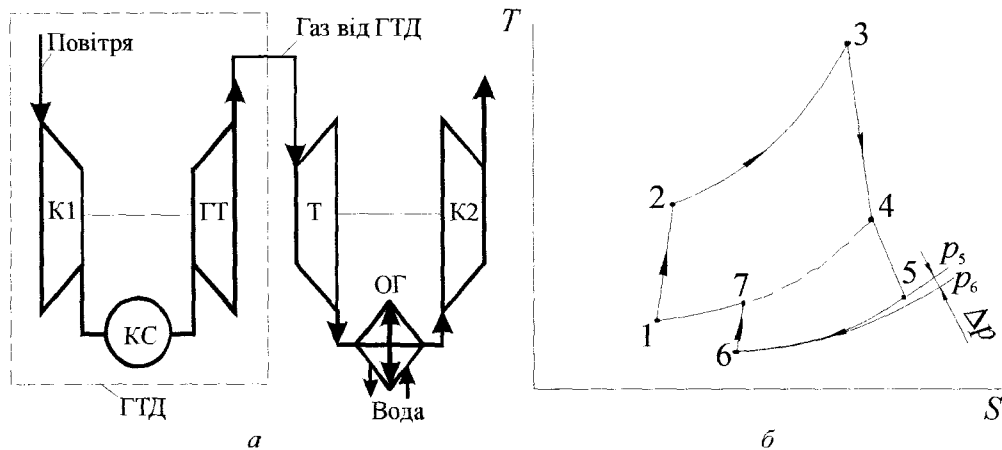
Для суден на повітряній подушці характерним є обмеженість по масі та об'єму машинного відділення (МВ), що робить встановлення додаткового габаритного обладнання вельми проблематичним. Проте термопресор є достатньо компактним апаратом, розміри якого дозволяють розміщувати його в обмеженому об'ємі МВ. Тому, вочевидь, його застосування в контурі перерозширення ГТУ, в якості компресора і охолоджувача одночасно, є доцільним.

Метою дослідження є оцінка ефективності застосування термопресорного підвищення тиску в контурі перерозширення суднової газотурбінної установки.

### 2. Аналіз результатів дослідження

Схема додаткового контуру ГТУ із турбіною перерозширення і цикл такої установки наведені на рис. 1. Принцип роботи установки полягає в наступному: газ із тиском  $P_4$ , що дорівнює атмосферному, і високою температурою (400...600 °С) після ГТУ надходить на допоміжну турбіну, де політропно розширюється до тиску  $P_5 = 0,35 \cdot 10^5$  Па (процес 4–5). З метою зменшення роботи стиснення в компресорі газ охолоджують в холодильнику (процес 5–6). Внаслідок аеродинамічного опору  $\Delta P$  теплообмінного

апарата тиск  $P_6 < P_5$ . Холодний газ з температурою, наприклад,  $t_3 = 50\text{ }^\circ\text{C}$  [1] (в залежності від температури охолоджуючої середовища) стискається турбокомпресором до атмосферного тиску (політропний процес 6–7). На T-S-діаграмі (рис. 1,б) ізобарний процес 7–1, що замикає цикл є умовним.

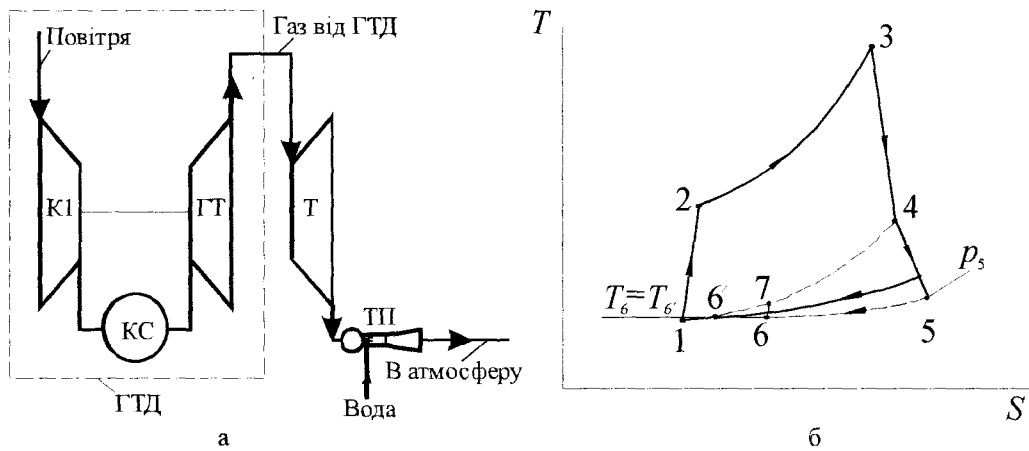


GT – турбіна ГТУ; KC – камера згоряння; T – турбіна перерозширення;  
K1, K2 – компресор; OG – охолоджувач газу

Рис. 1 – Схема (а) та цикл (б) установки з турбіною перерозширення

Охолоджувач газу OG і компресор K2 можна замінити компактным апаратом — термопресором, який поєднує одразу декілька функцій: охолодження і стиснення (рис. 2,а). Термопресор являє собою струменевий апарат, що складається із сопла і дифузора. До сопла підводиться газ з високою температурою. При витіканні з сопла тиск газу зменшується, а швидкість збільшується до швидкості, близької звуковій. У розігнаний газовий потік на виході з сопла упорскують воду форсункою тонкого розпилу. За рахунок миттєвого випаровування крапель відбувається інтенсивне охолодження газу із одночасним підвищенням тиску (термогазодинамічний ефект).

В установці з термопресорним стисненням в контурі перерозширення газ після ГТУ надходить, як і в попередньому випадку, в допоміжну турбіну T, де політропно розширюється до тиску  $P_2$  (процес 4–5 на рис. 2, б).



GT – турбіна ГТУ; KC – камера згоряння; T – турбіна перерозширення;  
K1, K2 – компресор; TP – термопресор

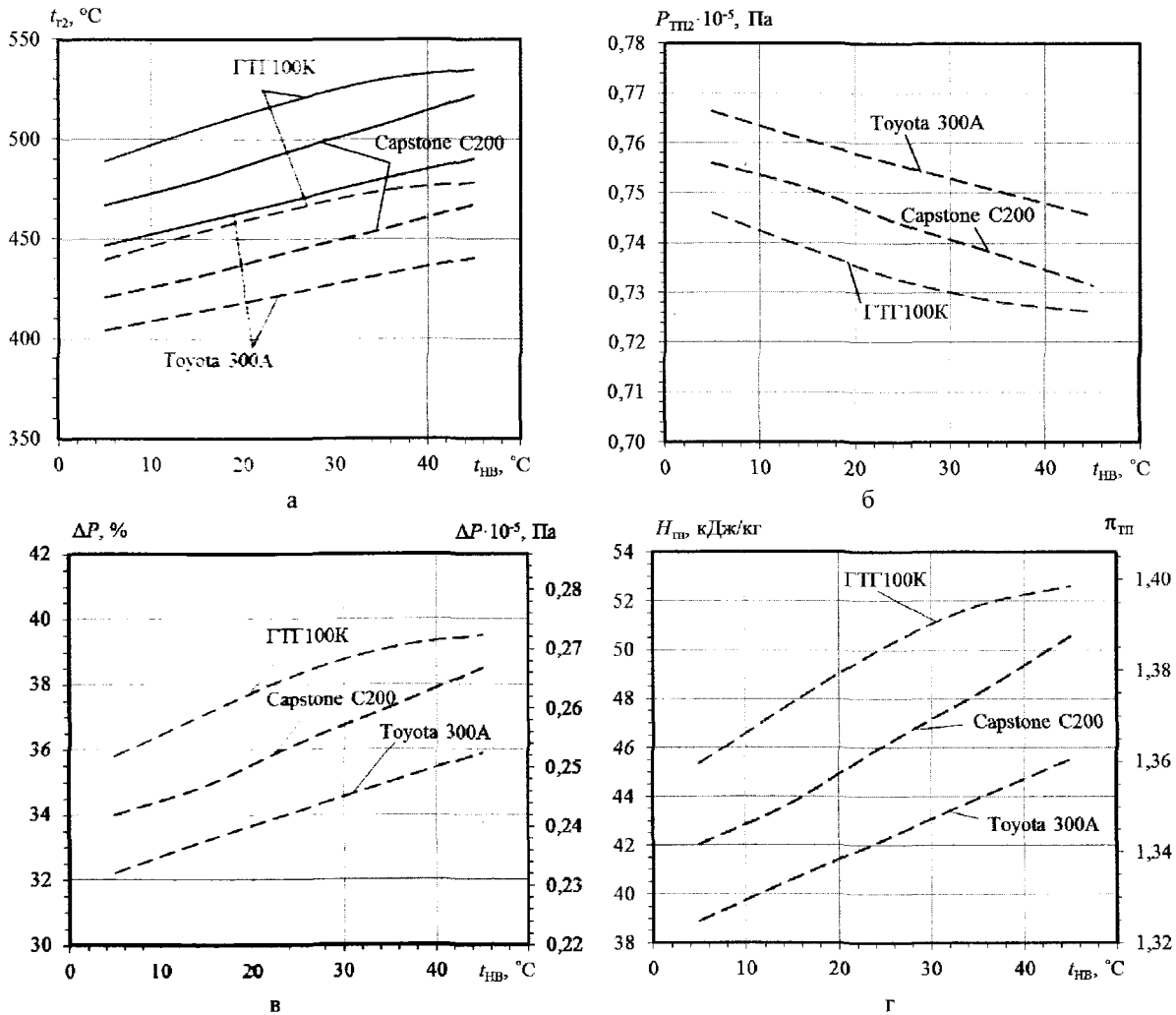
Рис. 2 – Схема (а) і цикл (б) установки з турбіною перерозширення та термопресором

У соплі термопресора газ адиабатно розширюється до більш низького тиску і політропно стискається в дифузорі апарату до тиску  $P_6' = P_{\text{атм}} > P_6$  (процес 5'–6'). Лінія 5'–6' являє собою умовний процес стиснення газового потоку в термопресорі. При забезпеченні в термопресорі такої ж глибини охолодження, як і в охолоджувачі газу, температури на виході будуть рівні:  $T_6' = T_6 = 50\text{ }^\circ\text{C}$ .

Аналіз ефективності суднової газотурбінної установки з термопресорним підвищенням тиску в контурі перерозширення було проведено для ГТУ малої потужності, які можуть бути рекомендовані для встановлення на судах на повітряній подушці: ГТГ100К (НВКГ «Зоря»-«Машпроект», Україна), Capstone C200 («Capstone Turbine Corporation», США), Toyota 300A («Toyota turbine system», Японія).

Вихідні дані для розрахунку: температура і витрата газу за ГТУ приймалася відповідно до характеристик ГТУ в залежності від температури повітря на вході в компресор. Температура газу за термопресором приймалася  $t_c = 50^\circ\text{C}$ . Характеристики термопресора розраховувалися за розробленим програмним комплексом на основі відомих методик [3, 4].

Застосування турбіни перерозширення знижує температуру газу  $t_{r2}$  на виході з ГТУ на  $50\dots 60^\circ\text{C}$  (рис. 3, а), але тепловий потенціал відхідних газів для застосування в термопресорі досить великий: ГТГ100К ( $N_e = 100$  кВт,  $b_e = 575$  г/кВт-год) —  $t_{r2} = 440\dots 480^\circ\text{C}$ , Capstone C200 ( $N_e = 200$  кВт,  $b_e = 442$  г/кВт-год) —  $420\dots 470^\circ\text{C}$ , Toyota 300A ( $N_e = 300$  кВт,  $b_e = 373$  г/кВт-год) —  $400\dots 440^\circ\text{C}$ . При зниженні температури відхідних газів  $\Delta t_{\text{ТП}}$  від температури  $t_{r2}$  на вході в термопресор до  $50^\circ\text{C}$  на виході можливе отримання значного збільшення тиску (рис. 3, б, в).



— ГТУ без турбіни перерозширення; - - - - ГТУ з турбіною перерозширення

**Рис. 3 – Залежності температури відхідних газів за ГТУ  $t_{r2}$  (а), тиску на виході з турбіни перерозширення (вхід в ТП)  $P_{\text{ТП}2}$  (б), збільшення тиску в термопресорі  $\Delta P$  (в) і роботи турбіни перерозширення  $H_{\text{ТП}}$  та степені розширення газу в турбіні  $\pi_{\text{ТП}}$  (г) від температури повітря на вході  $t_{\text{вв}}$  для різних типів ГТУ**

Дослідження показали, що збільшення тиску в термопресорі складає для ГТГ100К —  $\Delta P = 36\dots 40\%$ , Capstone C200 —  $35\dots 38\%$ , Toyota 300A —  $32\dots 36\%$ . Досить великий перепад тиску пояснюється,

відповідно великим перепадом температур в термопресорі, який складає  $\Delta t_{ТП} = 350 \dots 430$  °С. Збільшення тиску в термопресорі дає змогу знизити тиск за турбіною перерозширення  $P_{ТП2}$  (рис. 3, б): для ГТГ100К — на  $0,725 \dots 0,745 \cdot 10^5$  Па, Capstone C200 —  $0,730 \dots 0,755 \cdot 10^5$  Па, Toyota 300A —  $0,745 \dots 0,765 \cdot 10^5$  Па. Це дозволяє збільшити степінь розширення газу в турбіні  $\pi_{ТТ}$  з відповідним збільшенням потужності турбіни  $N_T$  (рис. 4, а): для ГТГ100К — на 60...70 кВт, Capstone C200 — 75...90 кВт, Toyota 300A — 95...105 кВт. При температурах  $t_{НВ} = 15 \dots 20$  °С значення потужності максимальне, що пояснюється протилежною поведінкою показників, від яких залежить  $N_T$ : витрата відхідних газів  $G_T$  при збільшенні  $t_{НВ}$  зменшується, а температура  $t_{12}$  збільшується з відповідним збільшенням тиску  $\Delta P$  в термопресорі.

Отримання додаткової потужності в турбіні перерозширення збільшує загальну потужність судової ГТУ в порівнянні з базовою (рис. 4, б): для ГТГ100К — на 25...37 кВт (35...40 %), Capstone C200 — 35...50 кВт (20...25 %), Toyota 300A — 50...65 кВт (20...25 %). Масова доля води, що упорскується в термопресор, складає  $G_w = 0,03 \dots 0,10$ . Застосування термопресора сумісно з турбіною перерозширення більш ефективно при невеликих потужностях ГТУ (ГТГ100К), оскільки турбінам такого типу відповідають більш високі температури газу на виході  $t_{12}$ , а відтак і більші значення  $\Delta P$ .

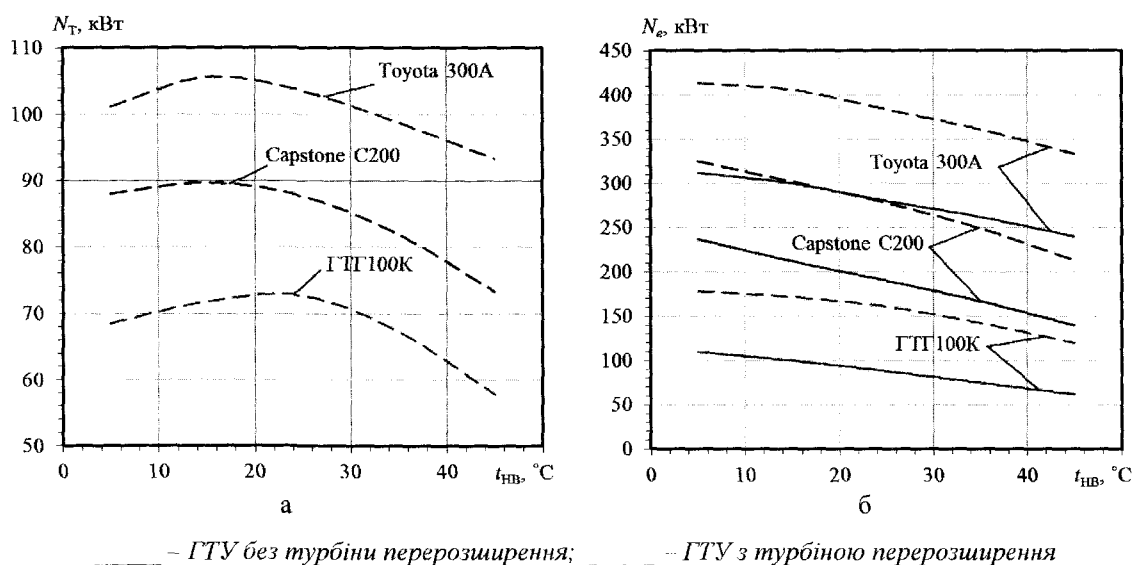


Рис. 4 – Залежності потужності турбіни перерозширення  $N_T$  (а), ГТУ (б) від температури повітря на вході  $t_{НВ}$  для різних типів ГТУ

Результати теоретичного дослідження добре узгоджуються з експериментальними даними, отриманими в роботах [2, 4], де наведено збільшення тиску відхідних газів ГТУ термопресором на 10...25 %.

#### Висновки

1. Використання в ГТУ енергії продуктів згоряння шляхом їх розширення нижче атмосферного тиску в додатковій турбіні перерозширення, що встановлюється після основної (силової) турбіни, з подальшим підвищенням їх тиску в термопресорі забезпечує збільшення потужності ГТУ на 20...25 %.
2. Застосування термопресорного стиснення дозволяє поєднати в одному апараті (термопресорі) одразу декілька функцій: стиснення (компресор) і охолодження (охолоджувач газу), що в свою чергу, дає можливість застосувати перерозширення газу в ГТУ на спеціалізованих судах на повітряній подушці, де встановлення додаткового обладнання вельми проблематично через обмежений об'єм машинного відділення.

#### Література

1. Bianchi M. A feasibility study of inverted Brayton cycle for gas turbine repowering [Текст] / M. Bianchi, G. Negri di Montenegro, A. Peretto, P.R Spina. // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2003. – Paper GT-2003-38186. – 8 p.
2. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термопресора [Текст] / В.Л. Ерофеев // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – вып. 147. – С. 25–30.

3. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л.А. Вулис – М.:Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
4. Степанов И.Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И.Р. Степанов, В.И. Чудинов – Л.: Наука, 1977. – 200 с.
5. Живица В.И. Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок [Текст] / В.И. Живица // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 2 (76). – С. 24-28.
6. Коновалов Д.В. Газотурбинный двигатель простого цикла с турбиной перерасширения и термопресором [Текст] / Д.В. Коновалов, А.Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10 (674). – С. 98–101.

УДК 621.56/59

## КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЖЕКТОРОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И ИХ ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ

**Когут В. Е. к.т.н., доц., Бутовский Е. Д. аспирант, Хмельнюк М. Г. д.т.н., проф.  
Учебно-научный институт холода, криотехнологий и экоэнергетики,  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса**

*Применение эжекторов типа контактных струйных теплообменников позволяет эффективно использовать их в различных технологических процессах. В статье акцентируется внимание на применении данных аппаратов при решении наиболее важных актуальных задач нефтеперерабатывающей отрасли. Так же предлагается использовать жидкий инертный газ в процессах сохранения паров углеводородов, охлаждению паров хладагента в многоступенчатых промышленных холодильных установках, и в системах очистки дымовых газов на ТЭЦ и др.*

*Предлагаемые аппараты позволяют эффективно решать вопросы энергосбережения и рационального потребления топливно-энергетических ресурсов предприятий нефтеперерабатывающей отрасли. Данные схемные решения в промышленности являются приоритетным направлением политики энергосбережения.*

*Application of ejectors of type of contact jet heat interchangers allows to use effectively them in various master schedules. In a paper the attention is focused on application of the given devices at the decision of the most important actual problems of oil refining branch.*

*As it is offered to use liquid inert gas in processes of preservation of steams of hydrocarbons, refrigeration of steams of a coolant in the multiple-stage industrial refrigerating machinery, and in descaling systems of smoke gases on thermal power station, etc.*

*Offered devices allow to solve effectively questions of power savings and rational consumption of fuel and energy resources of the operations of oil refining branch. The given circuit decisions in the industry are a priority direction of a policy of power savings.*

**Ключевые слова:** термопресор, термоконденсатор, эжектор, эжекторный конденсационный фильтр, струйные аппараты, испарительное охлаждение, контактный теплообмен, электрофильтр, фильтрационный модуль, дымовые газы.

В настоящее время эжекторы, как контактные струйные теплообменники, эффективно применяются в конденсационных процессах, охлаждении паров хладагентов, в 2-х ступенчатых холодильных промышленных установках, в системах очистки дымовых газов. В данной статье рассматривается применение 3-х видов эжекторов при решении различных промышленных задач.

**Таблица 1 – Виды эжекторов теплообменников**

Эжектор теплообменник		
Термопресор (промежуточный охладитель)	Термоконденсатор эжектор	Эжекторный конденсационный фильтр

В многоступенчатых холодильных промышленных установках предлагается использование термопресора после компрессора низкой ступени для более эффективного охлаждения паров хладагента.

В нефтегазовой промышленности для сохранения углеводородов нефтепродуктов, конденсации паров в различных технологических режимах предлагается использовать новое, более эффективное устройство — термоконденсатор эжектор.

В системах очистки дымовых газов на ТЭЦ и других объектах промышленности в дополнение к уже существующим фильтрам, системам очистки предлагается использовать эжекторный конденсационный фильтр.

#### Термопрессор (промежуточный охладитель)

В современных промышленных установках для снижения температуры пара перед компрессором ступени высокого давления может быть применено испарительное контактное охлаждение путем впрыска распыленного жидкого хладагента в поток перегретого пара. Для более эффективного снижения температуры пара перед компрессором лучше всего использовать впрыскивать азот или углекислоту в мелкодисперсном состоянии.

В области дозвуковых скоростей при данном виде охлаждения можно повысить полное давление потока (так называемый термогазодинамический эффект). Такой процесс возможно осуществить в специально разработанном аппарате — *термопрессоре*. Данный аппарат был разработан в академии холода. На рис. 1 показана схема термопрессора.

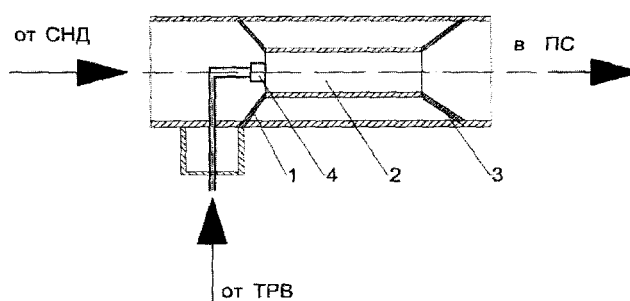


Рис. 1 - Схема термопрессора

Предложенный термопрессор состоит из конфузора 1, камеры смешения 2, диффузора 3, и форсунки 4. Данная модель термопрессора отличается от существующих на рынке тем, что в ней изменены величины углов раскрытия конфузора и диффузора для более эффективной работы.

Поток горячего пара хладагента в конфузоре приобретает скорость 80-100 м/с. В камеру смешения подается мелкодисперсный жидкий хладагент, приводящий к интенсивному теплообмену, смешению потоков и, как следствие — испарение жидкого хладагента и охлаждение потока горячего пара. На выходе из термопрессора в зоне диффузора оставшиеся капли жидкого хладагента полностью испаряются, поток пара замедляется.

Термопрессор в системе устанавливается внутри нагнетательного трубопровода ступени низкого давления, который изолируется, в непосредственной близости от промежуточного сосуда.

Жидкий хладагент (азот или углекислота) поступает в змеевик промысосуда, переохлаждается, после чего дросселируется в циркуляционный ресивер низкого давления, часть его подается в термопрессор, при этом дросселирование происходит в форсунке. Форсунка следует устанавливать вдоль продольной оси термопрессора так, чтобы её срез был в начале камеры смешения. Форсунка может быть любой конструкции, главная её задача — получение минимально возможного диаметра капель впрыскиваемого хладагента — до 0,05 см. Компрессор низкого давления всасывает пары из циркуляционного ресивера и нагнетает через термопрессор в промежуточный сосуд. В термопрессоре осуществляется необходимый процесс охлаждения потока пара.

Подача жидкого хладагента в термопрессор осуществляется при помощи терморегулирующего вентиля (ТРВ). ТРВ подбирается по производительности из условия  $0,15 \div 0,2$  от холодопроизводительности установки. Так как дросселирование жидкого хладагента (азота или углекислоты) происходит в форсунке термопрессора, то дросселирующая дюза на выходе ТРВ изымается.

Расчет термопрессора ведется для минимально допустимого давления конденсации при максимально допустимой температуре кипения — для критически опасных условий работы промежуточного охладителя. Термопрессор внедрен в компрессорных цехах на предприятиях холодильной промышленности Украины и Казахстана.

### Термоконденсатор эжектор

Эжекторы в качестве струйных аппаратов с большим успехом используются во многих промышленных отраслях, таких как, химическая, нефтегазовая, экологическая, аэрокосмическая, а также в холодильной отрасли. Простая конструкция и высокая надежность струйных эжекторов позволяет им соответствовать разнообразным требованиям. Стоимость их производства и приобретения весьма незначительна, малые размеры допускают их размещение в трубах в любом положении; не имея вращающихся деталей, они почти не подлежат износу. Эжекторы работают без утечек, помех, не нуждаются в техосмотре и обладают в связи с этим высокой производственной безопасностью.

В данной статье внимание акцентируется на новом конструктивном решении эжектора. Новый усовершенствованный эжектор получил название термоконденсатор эжектор.

Термоконденсатор эжектор является аппаратом с изменением агрегатного состояния потока. Целью его создания было решение задачи промышленности в вопросах полной конденсации паров воздушной смеси с углеводородами.

Отсасываемый поток воздушной смеси с углеводородами ускоряется в конфузоре термоконденсатора эжектора до скорости  $M = 0.3$  (число Маха Маевского). Далее в камеру смешения через мелкодисперсную форсунку впрыскивается поток жидкого хладагента (охлажденные углеводороды; углекислота; азот). В ней происходит мгновенный теплообмен между средами, и воздушная смесь с углеводородами моментально конденсируется. Не сконденсированные пары углеводородов в камере смешения, полностью конденсируются на выходе из диффузора термоконденсатора эжектора.

Отвод тепла осуществляется путем контактного теплообмена и испарительного охлаждения за счет впрыскиваемой в газовый поток мелкодисперсного жидкого хладагента.

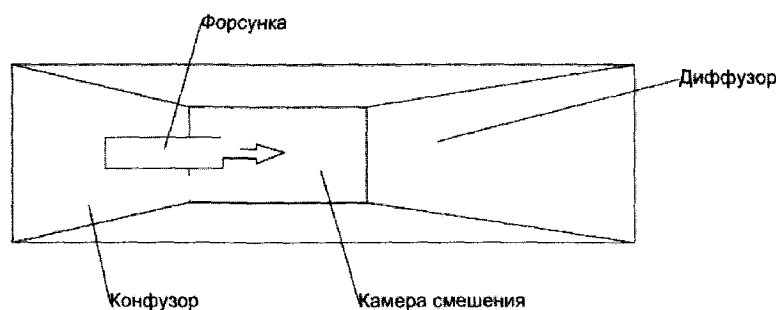


Рис. 2 – Схема термоконденсатора эжектора для конденсации углеводородов

Термоконденсатор эжектор представляет собой конструктивно измененный струйный аппарат. В камере смешения термоконденсатора эжектора происходит интенсивный теплообмен с моментальным фазовым переходом. Это достигается путем впрыска мелкодисперсного охлажденного жидкого хладагента в перегретый газообразный воздушный поток с углеводородами с высокой скоростью до 80-100 м/с.

Сила интенсивности испарения жидкого хладагента (жидкость испаряется полностью мгновенно), охлаждает перегретый газообразный воздушный поток с углеводородами, вследствие чего происходит полная мгновенная конденсация паров углеводородов.

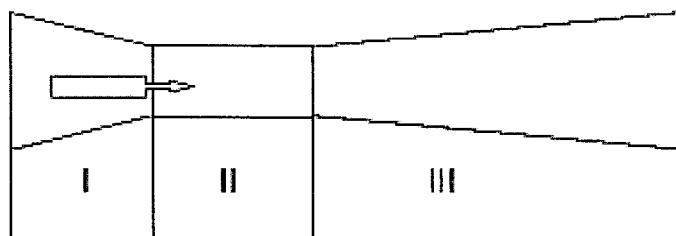
### Работа термоконденсатора эжектора

В термоконденсаторе эжекторе протекает множество различных физических явлений и процессов, которые базируются на законах сохранения энергии, вещества и все они взаимосвязаны между собой.

В термоконденсатор эжектор через конфузор поступает газообразный воздушный поток с легкокипящими углеводородами с высокой скоростью. Далее в камеру смешения впрыскивается мелкодисперсный охлажденный жидкий хладагент с меньшей скоростью.

Наиболее важные явления процесса, протекающего в камере смешения термоконденсатора эжектора — это моментальное столкновение капель охлажденного хладагента с парами перегретых углеводородов, и как следствие, моментальная конденсация из основного потока паровоздушной смеси легкокипящих углеводородов. Не смотря на то, что все явления данного процесса проходят одновременно, есть преобладание каждого из них в своей части рассматриваемого процесса. Поэтому необходима оценка каждого явления в отдельности для качественного анализа всего процесса, протекающего в термоконденсаторе эжекторе.

На рис. 5 показаны 3 зоны термоконденсатора эжектора, в которых протекает каждое из явлений процесса моментальной конденсации легкокипящих углеводородов.



- I зона – ускорения потока газа состоящего из воздуха и паров легкокипящих углеводородов, за счет сужения конфузора (подготовка к контактному теплообмену);*  
*II зона – активного контактного теплообмена между основным потоком газа и впрыскиваемой жидкостью (мгновенное охлаждение газа);*  
*III зона – торможения потока и конденсация углеводородов из газовой смеси (воздух перегрет, а углеводороды значительно переохлаждены).*

**Рис. 3 – Распределение зон по длине термоконденсатора эжектора**

Термоконденсатор эжектор разработан в институте холода и испытан на предприятии «Инжмаш».

#### **Теплообменник для конденсации дымовых газов**

Топливо-энергетическая отрасль является одной из наиболее развитых и мощных в большинстве стран мира в силу создания ею продукции, определяющей стратегическую безопасность, и комфортные условия жизни населения страны.

Дымовой газ — это отработанный газ, выпускаемый в атмосферу после технологических процессов через трубу. Очистка дымовых газов заключается в необходимости удаления из них различных веществ, загрязняющих атмосферу (пример: диоксиды, фураны, кислые газы и тяжелые металлы).

При полном сгорании топлива дымовые газы, уходящие из топки, содержат двуокись углерода  $\text{CO}_2$ , пары  $\text{H}_2\text{O}$  (образующиеся при сгорании водорода топлива), сернистый ангидрид  $\text{SO}_2$ , азот  $\text{N}_2$  — нейтральный газ, поступивший в топку с кислородом воздуха, азот из состава топлива  $\text{N}_2$ , а также кислород избыточного воздуха  $\text{O}_2$ . При неполном сгорании топлива к указанным элементам добавляются еще окись углерода  $\text{CO}$ , водород  $\text{H}_2$  и метан  $\text{CH}_4$ . Для удобства подсчетов продукты сгорания разделяют на сухие газы и водяные пары. Объем сухих газов принимают за 100%.

**Таблица 1 – Состав природного газа и воздуха**

Качественный состав газообразного топлива				
Водород, $\text{H}_2$	Угарный газ, $\text{CO}$	Углеводороды, $\text{C}_m$ , $\text{H}_m$	Углекислый газ, $\text{CO}_2$	Азот, $\text{N}_2$
Состав воздуха				
Кислород, $\text{O}_2$		Инертные газы		Азот, $\text{N}_2$

Количество теплоты, выделившейся при сгорании единицы топлива с образованием водяного пара (при температуре продуктов сгорания не ниже  $100^\circ\text{C}$  при атмосферном давлении), называют низшей теплотой (PCI) сгорания. Если же в составе продуктов сгорания влага находится в жидком фазовом состоянии (вода), то результирующее количество теплоты называют высшей теплотой сгорания топлива (PCS). Следовательно, низшая теплота сгорания отличается от высшей расходом теплоты на испарение влаги, содержащейся в топливе и образующейся при сгорании водорода. Вследствие этого при сжигании влажного топлива с высокой долей водорода высшая и низшая теплота сгорания существенно различаются.

При определенных условиях дымовые газы при охлаждении начинают конденсироваться. При этом процессе выделяется дополнительное количество теплоты (скрытая теплота парообразования ( $r$ )).

$$\sum \text{PCI} + r = \text{PCS},$$

где PCI — низшая теплота сгорания топлива;

$r$  — скрытая теплота парообразования;

PCS — высшая теплота сгорания топлива.

Выброс бросового тепла дымовых газов значительно загрязняет окружающую среду и приводит к повышению температуры поверхности Земли. Благодаря современным технологиям становится возможно более полно использовать теплоту дымовых газов, тем самым увеличив КПД котлов ТЭЦ до значений 110...120%. Потеря теплоты с уходящими дымовыми газами занимает основное место среди теп-

ловых потерь котла и составляет около 5...7% вырабатываемой теплоты. Кроме теплоты дымовых газов возможно использование теплоты конденсации водяных паров, образующихся при сжигании влажного топлива. Количество выделяемой теплоты при конденсации водяных паров зависит от вида топлива и находится в пределах от 3,8 % для жидких топлив и до 11,2 % для газообразных (у метана) и определяется как разность между высшей и низшей теплотой сгорания топлива (табл. 2).

Таблица 2 – Значения PCS и PCI для разных видов топлива

Тип топлива	PCS (Ккал)	PCI (Ккал)	Разница (%)
Дизельное топливо	10,6 /кг	10,21 /кг	3,82
Керосин	10,7 /кг	10,29 /кг	3,98
Печное топливо	10,2 /кг	9,76 /кг	4,51
Метан	9,53 /л	8,57 /л	11,2
Пропан	23,85 /л	21,6 /л	10,42
Бутан	30,50 /л	28,3 /л	7,77

В процессе горения углеводородного топлива обязательно синтезируется вода в результате пиролиза молекул углеводорода с последующим горением полученных продуктов пиролиза топлива. Поэтому дымовые газы углеводородного топлива всегда содержат водяной пар, синтезированный в процессе пиролиза и горения топливного вещества. К углеводородному топливу можно отнести практически всю существующую на сегодняшний день органику — природный газ, нефть, уголь и продукты их переработки.

Покинув высокотемпературную зону горения, дымовые газы начинают отдавать тепло и охлаждаться. Охладившись до температуры «точки росы», водяной пар начинает конденсироваться на поверхности теплообменника котла и его дымовых труб. Место, где температура дымовых газов соответствует «точке росы» и где начинается конденсация водяного пара — называется «зона конденсации».

За определение температуры точки росы, принимается такая температура, при охлаждении до которой, из воздуха, начинает конденсироваться водяной пар. Составим экспериментальным путем таблицу зависимости точки росы от влажности и температуры воздуха.

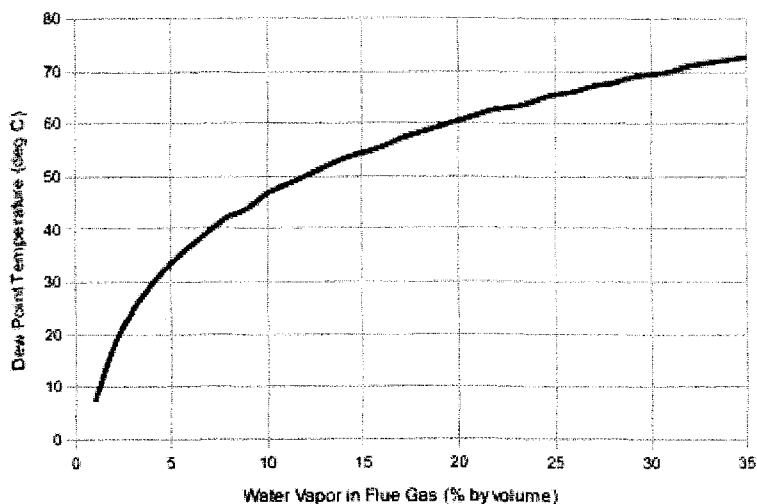


Рис. 4 – Температура точки росы дымовых газов

#### Системы очистки дымовых газов

Анализ способов глубокой очистки дымовых газов показал, что глубокая очистка дымовых газов, насыщенных водяным паром, достигается в результате мокрой, полусухой или сухой очистки, за счет стадии конденсации, при этом основное количество водяного пара конденсируется благодаря охлаждению очищаемых дымовых газов. Этот процесс выгодно отличается тем, что обеспечивает настолько тонкую очистку отходящих газов от газообразных примесей, частиц пыли и аэрозолей, что их остаточное количество не превышает установленных нормативных значений.

Существующие способы по снижению вредных примесей при сжигании топлива сложны технологически, снижают к.п.д. установок, не достаточно эффективны и не позволяют одновременно сократить выход всех или основных наиболее токсичных компонентов. В некоторых случаях уменьшение образо-

вания одной примеси сопровождается увеличением другой. Существующие способы улавливания вредных примесей в дымовых газах, в основном, предназначены для борьбы с одним компонентом. Конструктивно сложны, энергоемки и требуют больших капитальных и эксплуатационных затрат. Внедрение нескольких способов, с целью улавливания ряда основных вредных примесей, предопределяет строительство комплекса сооружений по площадям, объемам и затратам соизмеримых с самими предприятиями.

В Украине, вследствие вышеуказанных причин, существующие способы улавливания вредных примесей в дымовых газах не нашли широкого применения. Практически все работающие предприятия топливно-энергетического комплекса страны эксплуатируются без пылегазоулавливания.

Кардинальное сокращение всех вредных выбросов дымовых газов от стационарных источников энергетики, и приведение их к безопасной концентрации возможно только при комплексном подходе к данной проблеме. Данный подход заключается в применении современного оборудования, технологий и чистых видов топлива, снижения образования вредных примесей и их улавливания в дымовых газах. Исходя из выше сказанного логично отметить следующее — способы улавливания пыли и токсичных газов должны обеспечивать высокоэффективное и комплексное улавливание основных компонентов, быть безопасными, и иметь сравнительно небольшие капитальные и эксплуатационные затраты. Кроме того, способы должны предусматривать возможность последующей утилизации уловленных примесей, так как в дымовых газах содержится ряд компонентов, являющихся, с одной стороны, вредными веществами, а с другой — ценным продуктом. Например, пятиокись ванадия, стоимость которой на международном рынке составляет 4,2-5 тыс. долларов за тонну.

Напряженная экологическая обстановка в различных регионах, особенно в промышленных, определяет актуальность данной работы. Для тонкой очистки дымовых газов предлагается использовать эжекторный конденсационный фильтр контактного теплообменника, который основан на методе охлаждения потока дымовых газов ниже точки росы. Его применение может обеспечить высокую интенсивность теплообмена, превышающую на порядок коэффициенты теплоотдачи при конвективном теплопереносе.

Основное и главное его отличие от используемых на ТЭЦ фильтров для очистки — полная конденсация компонентов дымовых газов путем впрыска мелкодисперсного жидкого хладагента (азота или углекислоты) в поток дымовых газов с температурой до 200 °С. И включение в уже существующие системы очистки на ТЭЦ.

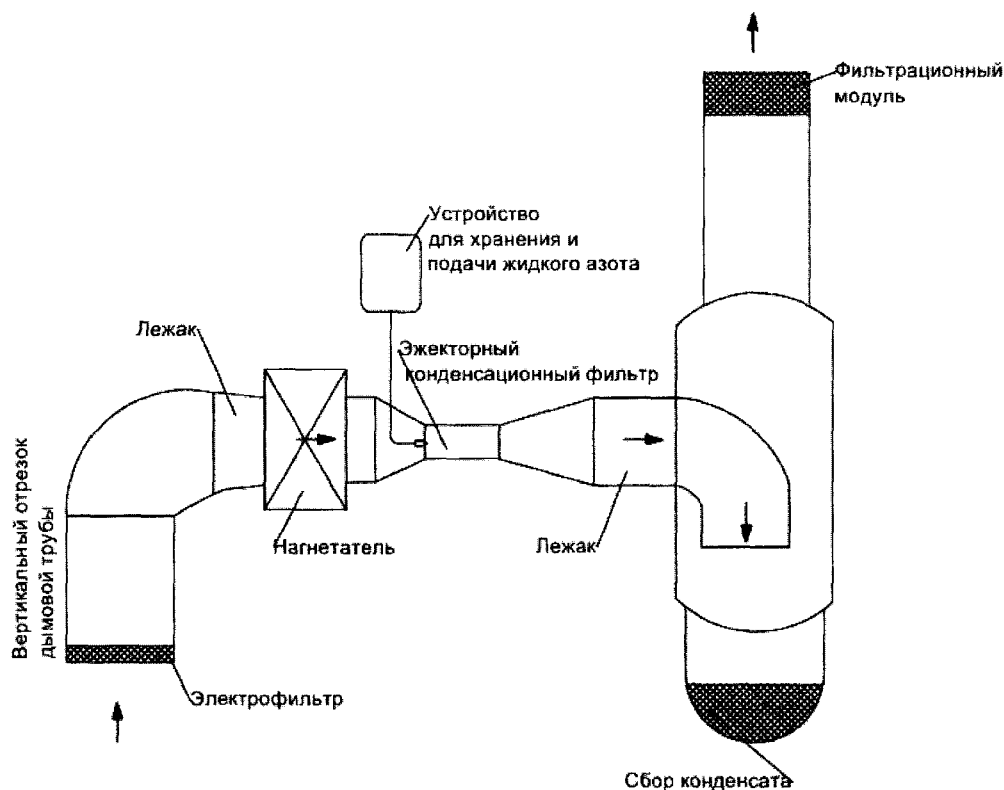


Рис. 5 – Схема применения эжекторного конденсационного фильтра в системе фильтрации дымовых газов

Влажные дымовые газы направляются через электрофильтр по вертикальному участку дымовой трубы, к нагнетателю, где их ускоряют до 30 м/с, и направляют в эжекторный конденсационный фильтр, который имеет конструкцию эжектора, где газы ускоряются до 80...100 м/с в конфузоре эжекторного конденсационного фильтра. В горячий поток дымовых газов, до 200...220 °С, впрыскивается через форсунку мелкодисперсный жидкий хладагент (азот или углекислота) в камеру смешения.

В камере смешения происходит мгновенный теплообмен из-за лобового столкновения горячих дымовых газов и холодного жидкого хладагента. Вследствие этого происходит мгновенное охлаждение и конденсация дымовых газов. Далее они проходят через пропускное сечение диффузора эжектора в тройник трубопровода (прим автор. играет роль отделителя жидкости), где теряют скорость, и часть дымовых газов, которую получилось сконденсировать, направляется на цели потребителя; а остаточная часть дымовых газов, проходит через фильтрационный модуль, где очищается до значений ниже допустимых норм, в атмосферу.

### Выводы

Применение термопрессора повышает эксплуатационную надежность холодильной установки, повышает экономичность, упрощает автоматизацию установки.

Всё это достигается за счет того, что промежуточное охлаждение происходит в аппарате, не имеющем большого количества холодильного агента. Впрыскиваемое количество холодильного агента для необходимого охлаждения на несколько порядков меньше, чем объем «мёртвого» пространства компрессоров соответствующей ступени.

Благодаря применению термопрессора достигается уменьшение расхода электроэнергии на получение холода до 4 % и капиталовложений до 6 %.

Термоконденсатор эжектор относится к контактному теплообменникам. Преимущества такого рода теплообменников в отличии от поверхностных заключаются в следующем:

- сокращение времени теплообмена;
- снижение капитальных и эксплуатационных затрат;
- повышение надежности аппаратов.

А необходимость внедрения и применения термоконденсатора эжектора обусловлена вопросами экологической и пожарной безопасности от испарения в окружающую среду паров легкокипящих углеводородов.

Эжекторный конденсационный фильтр может применяться в системах очистки дымовых газов ТЭЦ. Его преимущества по сравнению с уже существующими фильтрами:

- практически полная моментальная конденсация дымовых газов в системе очистки перед выбросом в атмосферу;
- конденсация достигается путем впрыска мелкодисперсного жидкого хладагента в поток горячих дымовых газов, моментальное охлаждение и конденсация дымовых газов;
- внедрение данного фильтра в уже существующие системы очистки с последующим улучшением степени очистки до 110...115 %.

### Литература

1. Когут В. Е., Живица В. И. «Инструкция по методике расчета промежуточного охладителя на основе термопрессора для промышленных холодильных установок» - Одесса. – 1988.
2. Когут В. Е., Живица В. И. «Промежуточный охладитель на основе термопрессора для агрегата АД-260» – Журнал “Холодильная техника” № 6, – Москва. – 1985
3. Когут В. Е., Бутовский Е. Д., Носенко Н. Г. «Проектирование термоконденсатора эжектора» – Журнал «Холодильная техника и технология», №6 (146) – Одесса, – 2013.
4. <http://www.engineeringtoolbox.com/>
5. Graph “Dew Point Temperature of Flue Gases”
6. «Дымовые газы. Ключ к чистой атмосфере» – Norit Nederland BV,
7. [www.norit-ac.com](http://www.norit-ac.com)
8. Левушкина Ю.В., Орлов М.Е., Шарапов В.И. «Снижение потерь теплоты с уходящими газами теплогенерирующих установок» – Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: материалы IV рос. науч.-техн. конф., – Ульяновск, – 2003. – с. 121–127
9. К. А. Цой, К. А. Штым «Повышение эффективности работы энергетических котельных агрегатов при сжигании природного газа методом использования скрытой теплоты конденсации водяных паров уходящих газов» – Электронное периодическое издание «Вестник инженерной школы дальневосточного федерального университета», – <http://vestnikfentu.dvfu.ru>, – 2012г., – 176-178 стр.

## СОЛНЕЧНЫЕ КОЛЛЕКТОРЫ С МЕТАЛЛО-ПОЛИМЕРНЫМ АБСОРБЕРОМ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ

Данько В.П., канд. техн. наук  
Донецкий национальный университет экономики и торговли  
им. М. Туган-Барановского, г. Донецк

*Разработана новая модификация металло-полимерного жидкостного солнечного коллектора для солнечного теплоснабжения и для создания на его основе многофункциональных энергетических систем, в частности, солнечных холодильных систем. Проведен сравнительный эксперимент нескольких модификаций полимерных коллекторов с привлечением данных ряда зарубежных исследователей и доказана высокая эффективность новой разработки.*

*New modification of liquid-metal-polymer solar collector for solar heating and for creation of multifunctional energy systems on its basis, particularly solar refrigeration systems was developed. A comparative study of several modifications of polymer collectors involving data of a set of foreign researchers was made and high efficiency of the new elaboration was proven.*

**Ключевые слова:** солнечный коллектор, полимерные материалы, энергоэффективность, теплоснабжение, хладообеспечение, кондиционирование воздуха, энергетические системы.

Вопрос о возможности использования полимерных материалов в конструкции солнечных коллекторов (СК) изучается рядом мировых исследовательских центров и фирм-производителей. Существует большое количество полимеров, которые потенциально могут быть использованы в конструкции плоского СК: — полипропилен, полиметилметакрилат, поликарбонат, полисульфон, полиэстерсульфон, полиамид, аморфный полиамид, волокнистые пластики, поливинилхлорид, полиметилпропилен, акрил и др. Долгосрочное использование СК в открытой среде выдвигает ряд жестких требований к конструкционным материалам. Был выполнен анализ и выбор материалов для создания СК из полимерных материалов. Переход к полимерным материалам в конструкции коллектора обеспечивает снижение веса СК; снижение стоимости СК и гелиосистемы, снижение вредных экологических последствий в полном цикле «жизни» нового типа СК и системы в целом.

Теоретический и экспериментальный анализ полимерного СК с теплоприемником, выполненным из многоканальной сотовой полимерной структуры выполнен в работе [1]. Конструктивное оформление СК представлено на рис. 1А. На практике, при анализе работы СК вводится понятие эффективности коллектора  $F'$ , представляющей собой отношение термического сопротивления переносу теплоты от поглощающей пластины СК к окружающему воздуху к сопротивлению переносу теплоты от жидкости к окружающему воздуху. Величину  $F'$  для рассматриваемой конструкции многоканального СК можно рассчитать по формуле:

$$F' = \frac{1}{\frac{b \cdot U}{\pi \cdot D \cdot \alpha_{жк}} + \frac{b}{D + (b - D) \cdot F}}$$

где  $b$  — расстояние между центрами соседних каналов теплоприемника, м;

$D$  — внутренний эквивалентный диаметр канала, м;

$\alpha_{жк}$  — коэффициент теплоотдачи от стенки канала к жидкости, Вт/(м<sup>2</sup>·К), (обычно в расчетах принимают величину  $\alpha_{жк} \approx 300$  для естественной, и  $\approx 1500$  для вынужденной конвекции);

$F$  — эффективность ребра прямоугольного профиля (так как в многоканальной плите теплоприемника отсутствуют ребра, то принимаем  $F = 1$ ).

Коэффициент полезного действия СК можно рассчитать по формуле:

$$\eta = \tau \cdot \varepsilon_1 \cdot F' - U \cdot F' \cdot [0,5 \cdot (t_{жк1} + t_{жк2}) - t_0] / J,$$

где  $t_{жк1}$  — температура жидкости на входе в СК, °С;

$t_{жк2}$  — температура жидкости на выходе из СК, °С.

Если величины  $U$  и  $F' = \text{const}$ , зависимость  $\eta_{СК}$  от  $[0,5 \cdot (t_{жк1} + t_{жк2}) - t_0] / J$  представляет собой прямую линию. Величина  $[0,5 \cdot (t_{жк1} + t_{жк2}) - t_0] / J$  называется приведенной температурой  $T_{пр}$ . Характеристики сравниваемых СК приведены в стандартном виде зависимости  $\eta_{СК}$  от приведенной температуры, где:

$$\eta_{СК} = f \cdot (T_{ПР}), \quad \eta'_{СК} = Q / IF_{СК}; \quad T_{ПР} = [0,5 \cdot (t_{f1} + t_{f2}) - t_0] / J.$$

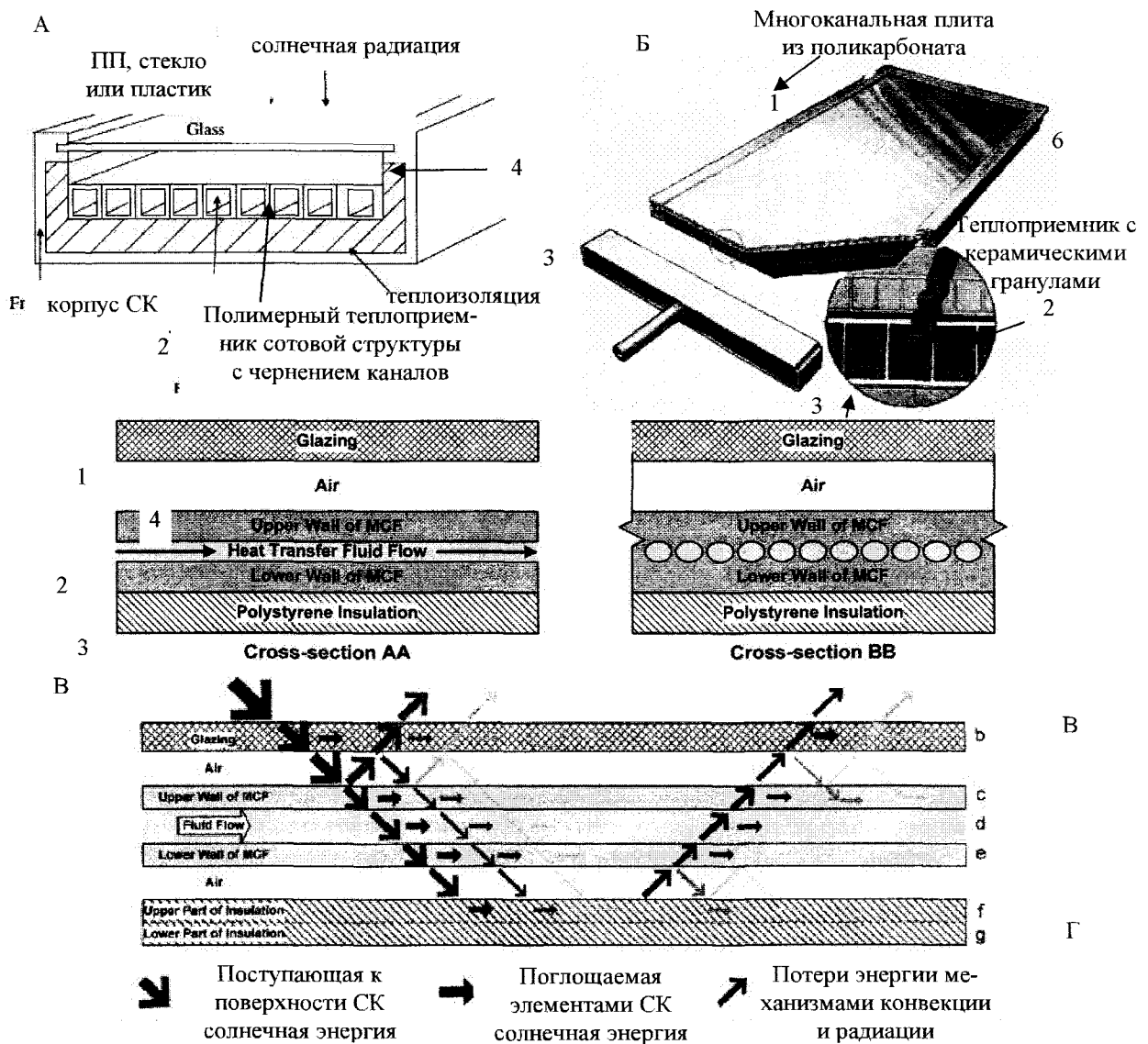


Рис. 1 – Основные варианты разрабатываемых плоских солнечных коллекторов на основе полимерных материалов.

А. Схема полимерного коллектора по работе [1]. Б. Конструкция полимерного коллектора по работе норвежских ученых Nielsen J.E. и Bezzel E [2]. В. Схема полимерного коллектора на основе полимерных микрокапиллярных структур по работе [3]. Обозначения: 1 – прозрачное покрытие; 2 – теплоприемник; 3 – теплоизоляция; 4 – воздушный зазор.

В работе норвежских ученых [2] исследованы солнечные системы, основанные на новом типе СК из конструкционных пластмасс (рис. 1Б). Верхний слой коллектора толщиной 6 мм (прозрачное покрытие) представляет собой двойной лист из поликарбоната в единой многоканальной структуре СК. Коллектор имеет теплоизоляцию нижней части из слоя минеральной ваты. В совместной работе английских (University of Cambridge) и южноафриканских (Stellenbosch University) исследователей [3] изучались теоретически и экспериментально характеристики полимерного коллектора (рис. 1В), созданного по особой технологии на основе полимерных микрокапиллярных структур «plastic microcapillary films» МСФ. Этот материал называется микрокапиллярной пленкой и состоит из полученного выдавливанием гибкой пластиковой пленки с параллельным массивом полых капилляров, расположенных вдоль длины пленки.

Процесс производства MCF позволяет получать средний диаметр капилляра, лежащий в пределах 30...500 мкм, и отношение площади поперечного сечения капилляров к полной площади поперечного сечения пленки («пористость») в пределах от 11 % до 60 %.

Интересна композиция СК, в которой предусмотрено два воздушных зазора, призванных подавлять конвективные и радиационные потоки теряемой основными элементами энергии: традиционный, между верхней поверхностью теплоприемника и нижней пластиной прозрачного покрытия, и дополнительный, между нижней поверхностью теплоприемника и верхней границей теплоизоляции дня СК. Вопрос о таком устройстве СК требует дополнительного изучения, поскольку уровень потерь указанными механизмами естественно снижается в направлении «дна» СК, а дополнительный воздушный зазор приведет к увеличению толщины коллектора, росту его веса (за счет увеличения размеров корпусной части) и стоимости.

На рис. 1Г приведена классическая схема потоков энергии (солнечной радиации) приходящей к поверхности теплоприемника СК, поглощаемой основными элементами СК (прозрачным покрытием, абсорбером, теплоизоляцией) и теряемой каждым из этих элементов и отдельными частями каждого элемента конструкции. Вопрос об использовании полимерных микрокапиллярных структур («plastic microcapillary films» MCF) в качестве абсорбера (теплоприемника) СК также требует дополнительного изучения, поскольку при таких малых размерах «каналов» абсорбера (теплоприемника) можно ожидать существенный рост гидравлического сопротивления. Отметим здесь общую тенденцию последних лет к уменьшению размеров каналов теплообменной аппаратуры, имеющую место в современных разработках.

Основная масса выпускаемых в мире плоских СК, как показал проведенный обзор, производится из цветных металлов, в качестве прозрачного в них покрытия используется стекло, тяжелый и хрупкий материал. Использование ударопрочных стекол значительно удорожает производство СК. Основные задачи в этой части нашей работы: создать металло-полимерный тип СК/М-П, на основе полимерных материалов из плит сотовой структуры, используемых в качестве прозрачной изоляции ПП; оптимизировать основные геометрические параметры полимерного СК с целью минимизации потерь тепла и сокращения габаритов и веса.

Существует большое количество полимеров, которые потенциально могут быть использованы в конструкции плоского СК: полипропилен, полиметилметакрилат, поликарбонат, полисульфон, полиэстер-сульфон, полиамид, аморфный полиамид, различные волокнистые пластики, поливинилхлорид, полиметилпропилен, акрил и др. Долгосрочное использование СК в открытой среде выдвигает ряд жестких требований к выбору материала. При выборе полимерных материалов необходимо руководствоваться следующими требованиями: минимальная оптическая прозрачность материала должна быть не ниже 75 %; рабочие температуры (тепловая устойчивость материалов) должны лежать в диапазоне от  $-15$  до  $+150$  °С; материал должен обладать стабильностью к ультрафиолетовому излучению (УФИ). Анализ ПМ показывает, что лишь немногие из них пригодны для такого специфического применения. Полипропиленовые и полистироловые пластмассы непригодны из-за плохих оптических свойств, полисульфон и полиэстерсульфон стабильны к УФИ, но имеют нежелательный желтый цвет и слишком низкую оптическую прозрачность для такого применения. Аморфный полиамид можно сделать довольно прозрачным, но он чувствителен к гидролизу и нестабилен к УФИ. Акрил обладает отличной стойкостью к УФИ, но хрупок и используется только при температурах ниже 90 °С.

В качестве полимера, пригодного к использованию в конструкции металло-полимерного СК для формирования прозрачного покрытия ПП в настоящей работе был выбран поликарбонат, как и в ранее выполненном в ОГАХ исследовании [4]. Плита сотового поликарбоната представляет собой два параллельных листа с поперечными перегородками в цельной единой структуре как показано на рис. 2. Температурный диапазон эксплуатации для поликарбоната: от  $-40$  до  $+120$  °С, что позволяет использовать его в «открытых» системах. Максимальное термическое расширение (при  $\Delta T = 80$  °С) составляет 2,5 мм/м. Светопропускная способность полимеров имеет большое значение при их выборе для использования в качестве прозрачного покрытия СК. Панели поликарбоната имеют светопропускание 70...82 %, в зависимости от их толщины. При длительном воздействии солнечного излучения принципиально важное значение имеет устойчивость материала к УФИ. Современные поликарбонатные панели производятся со специальным покрытием, предотвращающим попадание УФИ внутрь структуры панели. Ультрафиолетовые лучи (диапазон менее 390 нанометров), которые являются наиболее разрушительными, практически не проходят через эти панели. Пропускание лучей в крайней части инфракрасной зоны спектра (более 5000 нанометров), минимально, вследствие чего тепло, излучаемое теплоприемником СК, остается внутри коллектора. По сравнению с другими типами ПП той же толщины тепловые потери через сотовые панели из ПК значительно ниже и тепловая изоляция намного лучше, что определяет экономию топлива

и энергии. Сотовые панели из поликарбоната отличаются высокими механическими характеристиками, такими, как твердость и стойкость к ударным воздействиям при длительном содержании на открытом воздухе, поликарбонат устойчив ко многим химическим веществам, включая минеральные кислоты высокой концентрации, ко многим органическим кислотам, нейтральным и кислым растворам солей, многим жирам, парафинам, насыщенным алифатам и циклоалифатам, кроме метилового спирта. Поликарбонат разрушается водным или спиртовым раствором щелочей, аммиаком или его растворами и аминами. Степень чувствительности к воздействию химических соединений зависит от таких факторов, как концентрация, температура, продолжительность контакта с поверхностью панели, давления, а также напряжений в панели. Это делает поликарбонат приемлемым для создания солнечного коллектора СК-П и особенно коллектора-регенератора СК-Р, где имеет место прямой контакт материала и абсорбента.

**Решение узла «прозрачная изоляция — воздушный зазор».** В качестве материала для анализа и выбора ПП нами были использованы результаты, полученные В. Костенюком в 2010 году [4]. Работа была посвящена изучению влияния типа и геометрии прозрачного покрытия ПП. Были теоретически и экспериментально рассмотрены следующие варианты СК/П с прозрачным покрытием из полимерных материалов: листовой поликарбонат ПК в одиночном покрытии с воздушным зазором между абсорбером и ПИ (варианты №№ 5-6); схема СК/П по формуле: «теплоизоляция-абсорбер-воздушный зазор-прозрачная изоляция»; листовой поликарбонат ПК с двойным воздушным зазором между абсорбером и ПИ1, ПИ1 и ПИ2 (варианты №№ 7-8); поликарбонатные многоканальные плиты СПК с одним воздушным зазором и различной толщиной теплоизоляции (варианты СК/П №№ 1-4).

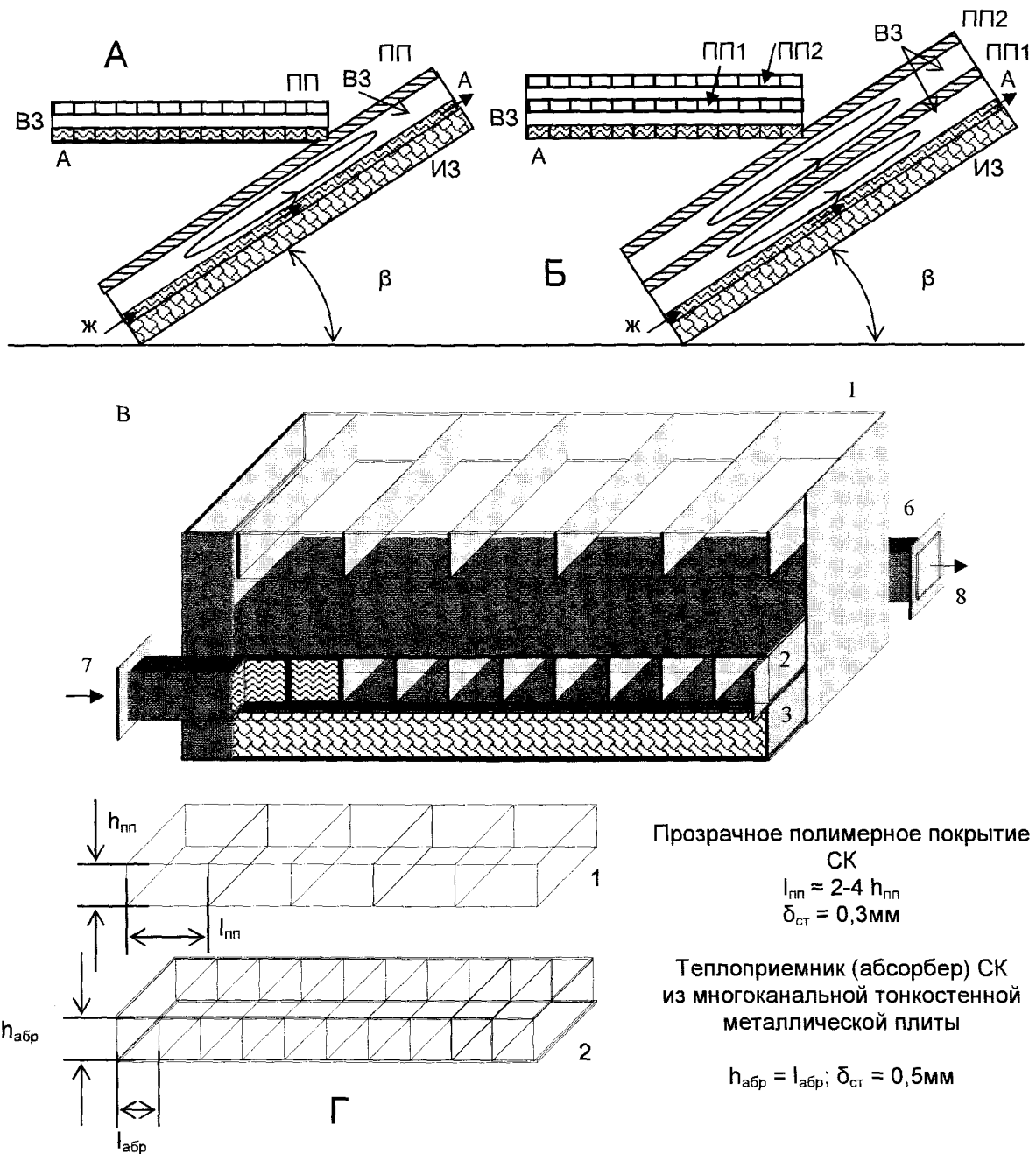
К сожалению, в работе [4] не варьировалась толщина ПП (10 мм во всех опытах) и высота воздушного зазора (11 мм). Важнейший для нас вывод по работе [4] касался шага в расположении прозрачных перегородок ПП. При малых значениях этого шага многочисленные перегородки в структуре прозрачного покрытия негативно сказываются на пропускательной способности ПП. Поэтому была принята формула:  $l_m \approx 2-4 h_m$ , при  $l_m = 6-10$  мм.

В работе [3] изучалась возможность оптимальной организации воздушного зазора, в целях подавления естественной конвекции, с помощью специальных вставок сотовой структуры различной геометрии. Общая высота воздушного зазора в опытах была примерно постоянной, составляя  $\approx 60$  мм, при этом сама сотовая вставка из поликарбонатной многоканальной структуры, с каналами квадратной формы со стороны, с каналами квадратной формы со стороной  $\approx 10$  мм располагалась на некотором расстоянии от нижней поверхности прозрачного покрытия (от 3 до 6 мм) и на некотором расстоянии от верхней поверхности абсорбера (от 3 до 12 мм). Всего было исследовано десять таких комбинаций. Общий вывод состоит в достоинствах такого оформления воздушного зазора и подавления конвективных потерь. Остается открытым вопрос о влиянии многочисленных вертикальных сотовых вставок на пропускательную способность верхней части коллектора (ПП и воздушного зазора).

**Решение узла теплоприемника (абсорбера).** Важнейшей характеристикой плоского солнечного коллектора является равномерность распределения теплоносителя по каналам теплоприемника.

Неравномерность распределения, как следствие непосредственной близости расположения гидравлических коллекторов (подводящего и отводящего теплоноситель к «трубному регистру» СК) к каналам теплоприемника, оказывается весьма существенной, что имеет следствием и значительную температурную неравномерность. Это может приводить к формированию кризисных ситуаций с теплоносителем, например к формированию паровых пробок в каналах с минимальным (резко сниженным) расходом теплоносителя. Это явление значительно усиливается при переходе к сплошной многоканальной структуре каналов в многоканальной плите теплоприемника и становится особенно опасным при использовании, в качестве материала для формирования теплоприемника, полимеров, что ставит под сомнение возможность их использования. Этот важнейший вопрос требует специального изучения. Нами, для создания теплоприемника, была использована многоканальная тонкостенная плита из алюминия с размерами каналов, указанными на рис. 2.

**Экспериментальные исследования металло-полимерных солнечных коллекторов СК/М-П.** Принцип конструктивного оформления металло-полимерных СК/М-П и соответствующие геометрические характеристики его основных элементов приведены на рис. 2. Были разработаны и изготовлены два варианта СК/М-П, с одиночным и двойным прозрачным покрытием, соответственно. Размеры многоканальных плит ПП и высота воздушных зазоров были идентичны и приняты нами по результатам исследования [4]. Экспериментальный стенд был оснащен приборами для фиксации уровня солнечной активности, ветровой нагрузки, температуры и относительной влажности наружного воздуха и комплектом термодатчиков, обеспечивающим замеры температур в баке-теплоаккумуляторе, а также на входе и выходе из СК.

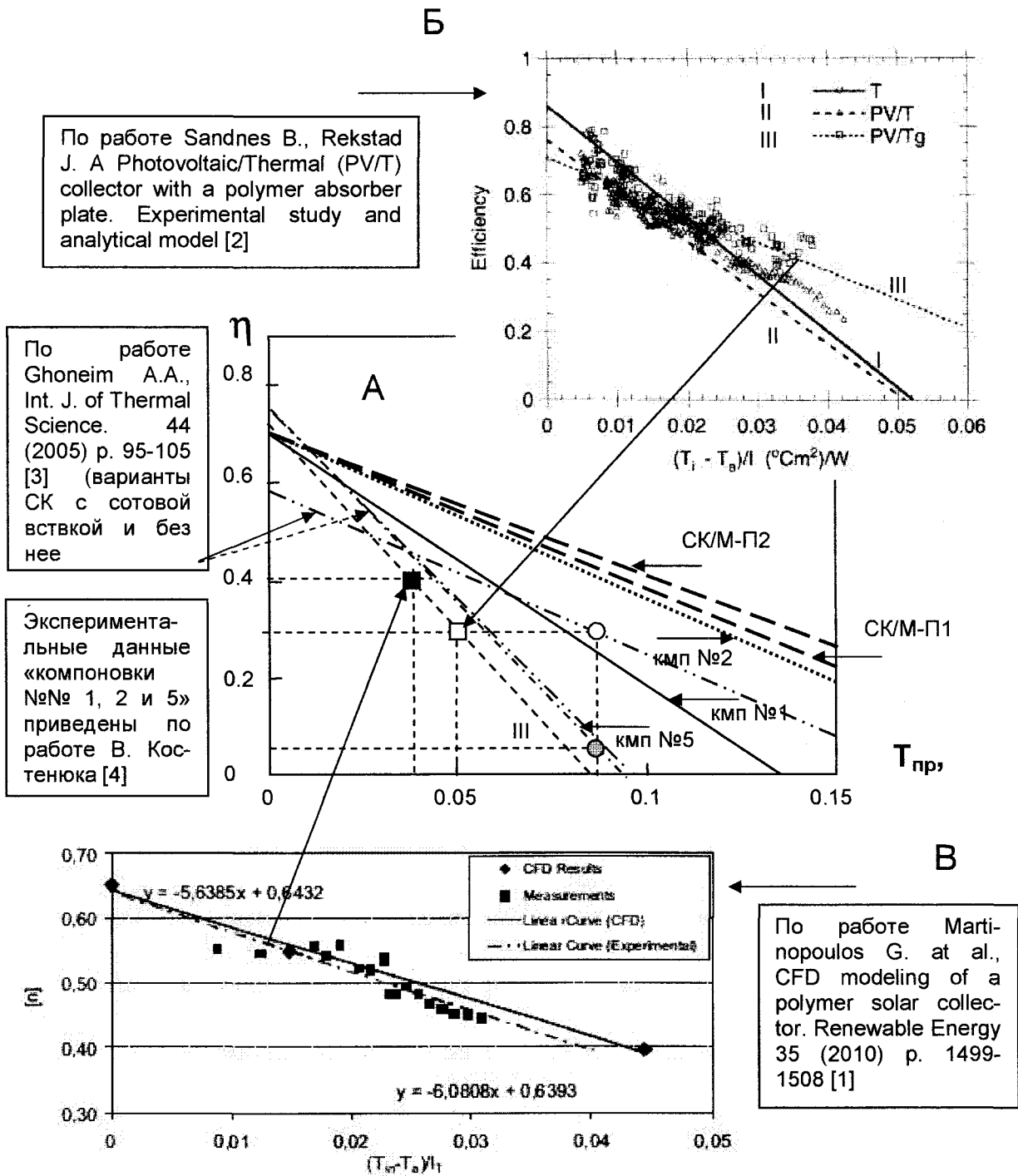


**Рис. 2 – Разработанный тип плоского жидкостного металло-полимерного солнечного коллектора СК/М-П из многоканальных плит.**

**А, Б, В – схемные решения и компоновка СК с одиночным и двойным прозрачным покрытием, соответственно; Г – основные элементы солнечного коллектора СК/М-П. Обозначения: 1 – прозрачное покрытие; 2 – элементы (секции) теплоприемника (абсорбера); 3 – теплоизоляция; 4 – воздушный зазор между теплоприемником (абсорбером) и прозрачным покрытием; 5, 6 – гидравлический коллектор; 7, 8 – жидкий теплоноситель**

Полученные результаты приведены на рис. 3. Они приведены в виде зависимости эффективности процесса трансформации солнечной энергии в тепловую энергию жидкого теплоносителя от приведенной температуры. В качестве фона для сравнения были использованы результаты исследований В. Костенюка [4] и работ последних лет, посвященных изучению возможностей использования полимеров в

конструкції СК. Это данные по работе Martinopoulos G. at al., [1] и данные по работе Sandnes B., Rekstad J. A [2]. Были дополнительно использованы результаты работы Ghoneim A.A. [3].



### **Выводы**

1. В целом, имеющиеся немногочисленные к настоящему времени экспериментальные данные по эффективности плоских СК с использованием в их конструкции полимеров, находятся в хорошем соответствии;

2. Использование вставок сотовой структуры в воздушный зазор, в целях подавления естественной конвекции, в целом аналогично применению многоканальных полимерных плит сотовой структуры в качестве прозрачного покрытия коллектора по работе [4]; общий вывод состоит в достоинствах такого оформления узла «прозрачное покрытие — воздушный зазор» в целях подавления конвективных потерь; остается открытым вопрос о влиянии многочисленных вертикальных стенок такой сотовой вставки на пропускательную способность верхней части коллектора (ПП и воздушного зазора).

3. Важнейшей характеристикой плоского солнечного коллектора является равномерность распределения теплоносителя по каналам теплоприемника; неравномерность распределения теплоносителя может иметь следствием и значительную температурную неравномерность, что может приводить к формированию кризисных ситуаций, например к формированию паровых пробок в каналах с минимальным расходом теплоносителя; это явление значительно усиливается при переходе к сплошной многоканальной структуре каналов и становится особенно опасным при использовании, в качестве материала для формирования теплоприемника, полимеров, что ставит под сомнение возможность их использования для формирования абсорбера СК, без дополнительного изучения вопроса.

4. Переход на металл-полимерный вариант СК/М-П ожидаемо улучшил характеристики преобразования солнечной энергии, сравнительно с лучшим вариантов СК/П по работе [4] (компановка №2 по табл. 2.5 с максимальной толщиной теплоизоляции); этот выигрыш невелик, но в настоящее время оправдан отмеченным выше возможным влиянием неравномерности на устойчивость и надежность системы в целом;

5. Использование двойного прозрачного покрытия в конструкции СК/М-П повышает эффективность коллектора, но приводит к увеличению его толщины, веса и стоимости.

### **Литература**

1. Martinopoulos G. et al., CFD modeling of a polymer solar collector. *Renewable Energy* 35 (2010) p. 1499-1508.
2. Sandnes B., Rekstad J. A Photovoltaic/Thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate. Experimental study and analytical model. *Solar Energy*. 72, №1 (2002) p. 63-73
3. Ghoneim A.A., Performance optimization of solar collector equipped with different arrangements of square-celled honeycomb. *Int. J. of Thermal Science*. 44 (2005) p. 95-105.
4. Костенюк В.В. Тепловые испытания полимерных солнечных коллекторов / В.В. Костенюк, А.В. Дорошенко // Холодильна техніка та технологія. – 2010. – №4. – С. 54-59.

РОЗДІЛ 4  
**ПРОЦЕСИ ПЕРЕНЕСЕННЯ ТЕПЛА  
В ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЯХ**

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ СУШІННЯ ЖОМУ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ГАРЯЧИМ ПОВІТРЯМ І ПЕРЕГРІТОЮ ПАРОЮ

**Шутюк В.В., канд. техн. наук, доцент, Василенко С.М., д-р техн. наук, професор,  
Бессараб О.С., канд. техн. наук, професор  
Національний університет харчових технологій, м. Київ**

*Наведено порівняльний аналіз сушіння жому цукрових буряків гарячим повітрям і перегрітою парою. Дослідження процесу сушіння жомової січки гарячим повітрям здійснювалися за температур 40, 60, 80 і 100, а перегрітою парою — 130, 140 і 150 °С. Тривалість сушіння жому — відповідно 2,5... 6 і 10... 15 хв за швидкості потоку сушильного агента 1,7 м/с.*

*Під час сушіння гарячим повітрям білий колір волокна зберігався до 80 % СР в усьому діапазоні температур. Під час сушіння перегрітою парою жом починає жовтіти за вмісту СР вище 70 %. Для збереження білого кольору сухого продукту доцільно сушити жом до 70 % СР, після чого досушувати конвективним способом.*

*The comparative analysis of sugar beet pulp drying with hot air and superheated steam is represented. Investigation of dry pulp chaff drying with hot air was carried out at the temperature of 40, 60, 80, 100 and with superheated steam — 130, 140 and 150 °C. Duration of pulp drying is 2,5... 6 and 10... 15 minutes respectively at a flow rate of drying agent is 1,7 m/s.*

*During the hot air drying white color of fiber was preserved up to 80 % of solids in the whole temperature range. During the superheated steam drying pulp begins to turn yellow at solids content is above 70 %. To preserve white color of dry product it is reasonable to dry pulp to 70 % of solids, and then use convective method of drying.*

**Ключові слова:** сушіння, перегріта пара, кінетика, колір, вологоутримання.

Детальний аналіз досліджень ринку цукрового виробництва, здійснений Агентством промислових новин, показав, що виявляє достатню активність і є досить конкурентним ринок «Жом буряковий, багаса, відходи цукрового виробництва тощо». У 2011 р. виробництво продукції асортиментного ряду в Україні в сумі становило понад 184 млн 300 тис. грн. Проте комплексного підходу до проблеми утилізації жому на вітчизняних цукрових заводах досі немає. Один із перспективних напрямків перероблення жому – отримання пектину і харчових волокон. Жом для виробництва пектину повинен заготовлятися в період перероблення цукровими заводами стиглих і здорових буряків. Визначальним у технологічному процесі підготовки високоякісної і пектиновмісної сировини є спосіб її сушіння, що передбачає м'який температурний режим з використанням теплоносія, очищеного від продуктів згоряння палива.

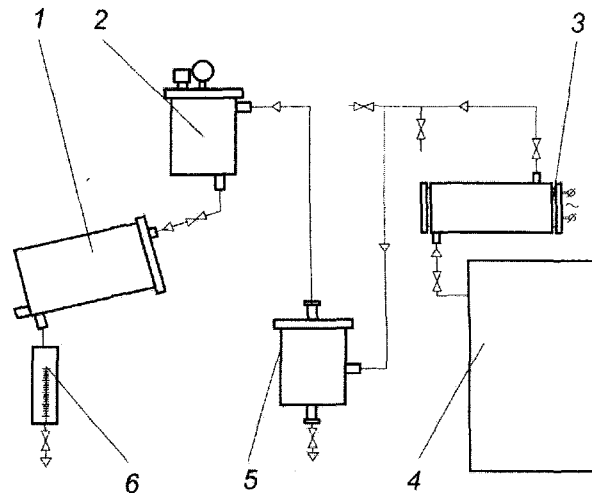
Порівняно з конвективним сушінням використання перегрітої пари в якості сушильного агента дає можливість у 4...5 разів зменшити витрати енергії [1, 2]. Крім того, відсутність повітря запобігає окисненню і забрудненню. Проте конденсація вологи на холодному продукті може подовжити тривалість висихання.

Промислове сушіння перегрітою парою розпочала компанія Exergy для целюлози, волокна, лісоматеріалів і жому цукрових буряків (Svensson, 1980 і 1984 р. р.). Найпоширеніший продукт у світі, для якого використовується сушіння перегрітою парою, — сухий жом цукрових буряків [3, 4]. Це викликано передусім економічними показниками переходу від конвективного сушіння жому до сушіння перегрітою парою. Для зневоднення пресованого жому цукрових буряків в умовній високотемпературній сушарці на випарювання вологи необхідно витратити теплової енергії майже 5000 кДж/кг, тимчасом як німецька високонапірна сушарка ВМА АГ споживає 2900 кДж/кг. Сухий жом, отриманий у сушарці ВМА, яскравіший порівняно з висушеним у конвективній сушарці. Але поряд з цими перевагами капітальні витрати високі, період окупності становить 6,7 років.

Як продукт використовували свіжий жом цукрових буряків у вигляді екстрагованої січки від 50 мкм до 1 мм з вологовмістом 76...80 %. Сухі речовини містили, %: геміцелюлозу — 25...33, целюлозу — 20...27, лігнін — 1...6, уронові кислоти — 21,5...23, білок — 7...12 %, залишкову сахарозу — до 0,5 % і золу — 4 %. Зразки жому заморожували (–40 °С) для зберігання і розморожували до кімнатної температури перед кожним експериментом сушіння.

Досліди з сушіння конвективним способом здійснювали в сушильній шафі DNG-9035A з об'ємом камери 30 л та максимальною споживаною потужністю 850 Вт. Сушарка дає змогу забезпечити температуру сушильного агента в діапазоні 5...300 °С з дискретністю її завдання 0,1 °С та стабільністю  $\pm 1$  °С.

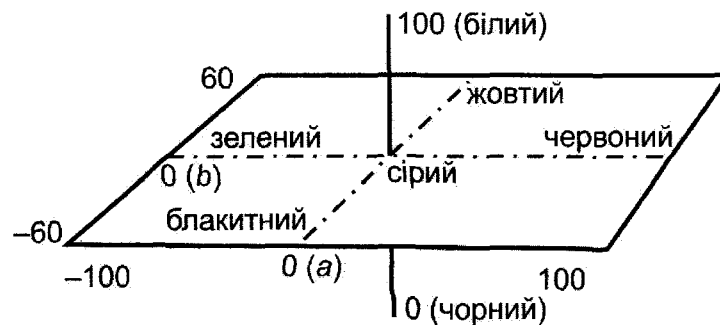
Для дослідження сушіння перегрітою парою використовували установку, що складається з електричного парового котла 4 з установленою потужністю 0,75 кВт, з якого пара подається паропроводами у пароперегрівник 3. Проходячи сепаратор 5, у якому видаляється надлишковий конденсат, перегріта пара подається у сушарку 2. В камері, виконаній у вигляді металевого циліндра зі знімною кришкою, вміщено касету з дослідним матеріалом. Установку виготовлено так, що відпрацьована пара повністю подається у конденсатор 1, де і конденсується. Отриманий конденсат надходить у вимірник 6, в якому визначається його об'єм (рис. 1).



1 – конденсатор; 2 – сушильна камера; 3 – пароперегрівник;  
4 – електричний паровий котел, 5 – сепаратор, 6 – вимірник конденсату

**Рис. 1 – Експериментальна установка для сушіння перегрітою парою**

Висушені зразки аналізували на зміну кольору, здатність вологоутримання і вміст сухих речовин. Для визначення кольору використовували тривимірний метод R. Hunter [5, 6], що ґрунтується на визначенні трьох параметрів – прозорості  $L$  і кутових відтінків (рис. 2). Колір волокон визначали для значень  $L$  від 0 (чорний) до 1 (білий) та відтінків  $a$  і  $b$ . Проводили по десять вимірювань для кожного зразка (точність  $L \pm 0,8$ ,  $b \pm 0,5$ ;  $a \pm 0,3$ ).



**Рис. 2 – Схема тривимірного методу R. Hunter**

Для визначення водоутримувальної здатності зважували зразок сухого продукту (до 2,0 г) і в пробірці заливали дистильованою водою (50 г) [7]. Насичення вологою здійснювали 2 год при температурі 30 °С, причому перемішували через кожні 30 хвилин. Далше центрифугували протягом 10 хвилин. Регідраційну здатність визначали як співвідношення між кількістю води, що утримують волокна та що залишається в пробірці після центрифугування, і відповідною кількістю сухих речовин (точність  $\pm 1$  г води / г СР).

Сухі речовини вимірювали висушуванням зразків у сушильній печі при температурі 105°C доти, поки їх вага не ставала постійною. Точність методу становить  $\pm 0,1\%$ .

У Національному університеті харчових технологій досліджено кінетику сушіння жому цукрових буряків гарячим повітрям і перегрітою парою. Сушіння гарячим повітрям здійснювались за температур сушильного агента 40, 60, 80 і 100, а перегрітою парою — 130, 140 і 150 °C. Швидкість потоку сушильного агента становила 1,7 м/с. Аналіз отриманих даних показав, що тривалість сушіння до вмісту сухих речовин в готовому продукті не менше 86 % (ДСТУ 4647:2006 Жом сушений. Технічні умови) під сушіння повітрям становить від 6 хв ( $t = 40\text{ }^\circ\text{C}$ ) до 2 хв ( $t = 100\text{ }^\circ\text{C}$ ), а перегрітою парою — від 15 хв ( $t = 150\text{ }^\circ\text{C}$ ) до 10 хв ( $t = 130\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Період постійної швидкості для конвективного способу сушіння для всіх температурних режимів не перевищує 4 хв (рис. 3) і його тривалість зменшується з підвищенням температури сушильного агента.

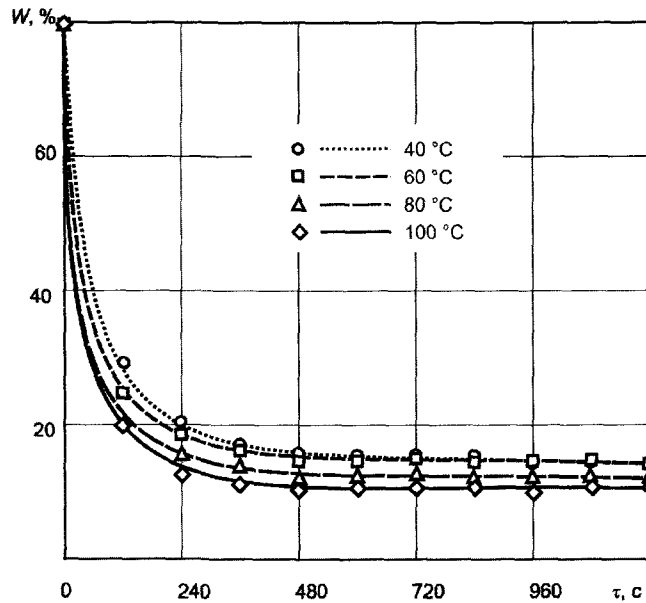


Рис. 3 – Кінетика сушіння гарячим повітрям жому цукрових буряків

На початку сушіння перегрітою парою перші 3...8 хв вологовмісту жому практично не змінюється (рис. 4), що пояснюється високою вологоутримувальною здатністю дрібної стружки цукрових буряків.

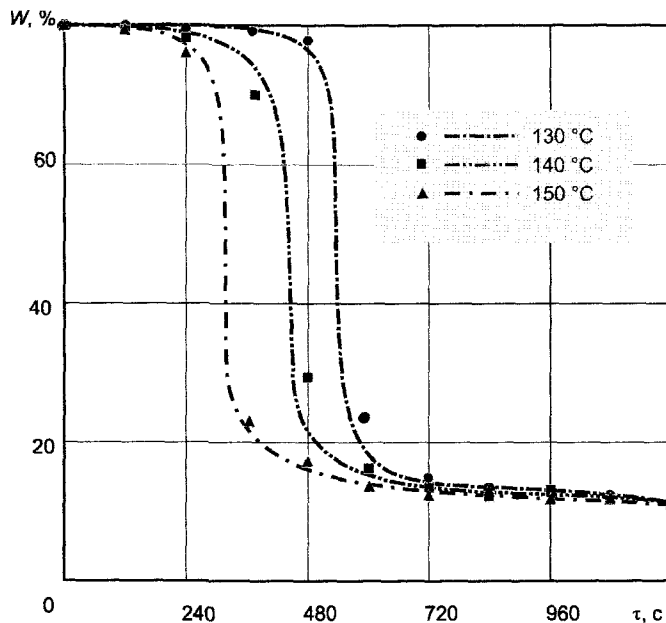


Рис. 4 – Кінетика сушіння перегрітою парою жому цукрових буряків

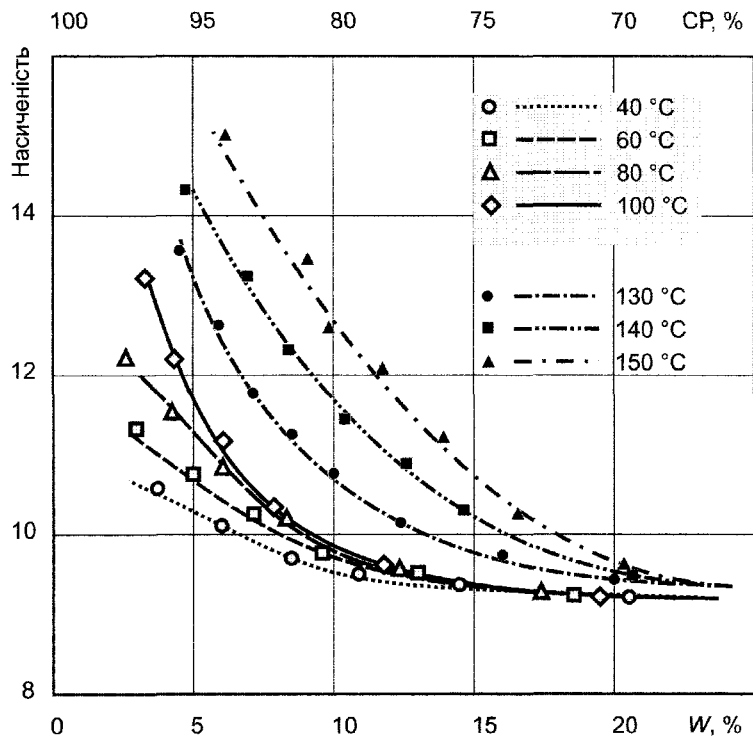
Сушіння повітрям сприяє збільшенню значення забарвленості. Дослідження показують, що насичення корелює за різних умов сушіння (таблиця). Тому одним із завданням лабораторних досліджень, які ставились, є досягнення мінімальної забарвленості сухого жому (рис. 5, 6). Так, під час сушіння гарячим повітрям забарвлення жому майже не змінюється до досягнення ним 80 % СР. Далі значення забарвленості продукту зростає зі зменшенням вологовмісту. Під час сушіння перегрітою парою забарвленість майже не змінюється до досягнення 70 % СР. Подальший процес сушіння призводить до появи жовтуватого кольору бурякової стружки. Цю реакцію можна пояснити початком часткової регідратації жому, яка супроводжується появою слідів жовтих меланінів.

**Вимірювання кольору цукрових буряків під час сушіння жому перегрітою парою і гарячим повітрям**

(шар завтовшки 2,0 см, швидкість потоку сушильного агента 1,7 м/с)

Сушильний агент	Температура, °С	СР, %	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	Кут відтінку	Насиченість
Перегріта пара	130	14	73,2...77,6	9,4...16,6	-2,1...-0,8	77,4...87,2	9,5...16,7
	140						
	150						
Гаряче повітря	40	13	78,1...80,6	9,5...14,3	-2,3...-0,3	76,4...88,8	9,5...14,5
	60						
	80						

Примітка. Кут відтінку визначався з формули  $\arcsin(b/a)$ , а насиченість —  $\sqrt{a^2 + b^2}$ .



**Рис. 5 – Зміна кольору жому цукрових буряків під час сушіння гарячим повітрям і перегрітою парою залежно від зміни концентрації сухих речовин**

Регідратаційна здатність усіх висушених зразків жому незалежно від температури та способів сушіння відповідає ДСТУ 4647:2006. Ця властивість сухого жому залишається незмінною весь термін гарантованого зберігання у відповідних умовах.

Отримати з цукрових буряків якісний сухий жом завтовшки 2,0 мм від 20 до 86 % СР можна обома способами: конвективним у діапазоні температур 40...100 °С або перегрітою парою за температур

130...150 °С. Тривалість сушіння становить відповідно 2,5...6 і 10...15 хв, за швидкості потоку 1,7 м/с. Перегріта пара в процесі сушіння має додатковий ефект дезодораційного агента.

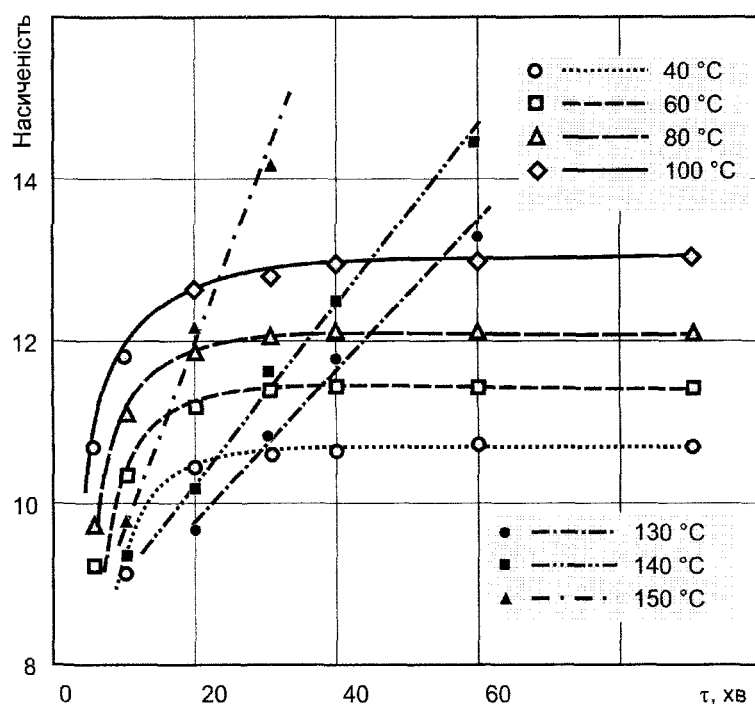


Рис. 6 – Зміна кольору жому цукрових буряків під час сушіння гарячим повітрям і перегрітою парою під час сушіння

#### Висновки

Білий колір волокна зберігався під час сушіння повітрям до 80 % СР в усьому діапазоні температур. Під час сушіння перегрітою парою жом починає жовтіти за вмісту вище 70% СР. Для збереження білого кольору сухого продукту можна рекомендувати сушити жом до 70 % СР, після чого досушувати конвективним способом.

Водоутримувальна здатність усіх висушених зразків жому незалежно від температури та способів сушіння відповідає ДСТУ 4647:2006.

#### Література

1. Shutyuk V.V., Vasulenko S.M., Bessarab A.S. Prospects of the use of the overheated steam are in food industry. Scientific Works of UFT.– Plovdiv.– 2012.– V. LIX.–P. 994–996.
2. Шутюк В.В., Василенко С.М., Бессараб А.С. Перспективи сушки пищевых продуктов перегретым паром/ Сб. материалов юбилейной X научно-практической конференции с международным участием «Технологии и продукты здорового питания. Функциональные пищевые продукты». – М.: МГУПП. – 2012.– С. 293–294.
3. Іващенко Н.В., Буляндра О.Ф., Шутюк В.В. Узагальнення кінетики сушіння зв'язкодисперсних структурованих харчових продуктів/ Цукор України.– 6–7 (78–79).– 2012.– С. 38–41.
4. Леснов А.П. Производство ферментированного корма из свекловичного жома / А.П. Леснов, С.В. Леонтьев, В.М. Ткаченко // Комбикорма. – 2010. – №3. – С. 50–51.
5. Miranda Bernardo A.M., Dumoulin E.D., Lebert A.M., Bimbenet J.J. Drying of sugar beet fiber with hot air or superheated steam.– Drying technology.– 1990.– № 8(4).– P. 767–779.
6. Hunter R.S., Harold, R.W. 1987. The measurement of appearance. 2nd Ed., John Wiley & Sons, 411 p.
7. Dreher M.L. 1987. Methode AACC 88-04. Handbook of dietary fiber, M. Dekker - New York and Basel.

## ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ ДЛЯ ЗАМКНУТЫХ СИСТЕМ АКВАКУЛЬТУРЫ

Сулов А.Э., к.т.н., доцент, Маковская А.И., аспирант  
Калининградский государственный технический университет,  
г. Калининград

*Рассматривается энергосберегающая технология термopодготовки воды с использованием теплового насоса для предприятий с установками замкнутого водообеспечения аквакультуры. Предлагаемый способ подготовки воды позволяет обеспечить необходимый температурный режим, как для теплолюбивых, так и холодолюбивых видов рыбы на всех стадиях разведения.*

*The energy saving technology of thermal treatment of water with use of the heat pump for the aquaculture enterprises with installations of the closed water supply is considered. The proposed method allows for the preparation of water required temperature for thermophilic and psychrophilic species of fish at all stages of breeding.*

**Ключевые слова:** тепловой насос, аквакультура, установка замкнутого водообеспечения, термopодготовка воды, энергосбережение.

Снижение биологического разнообразия промысловых видов рыб привело к необходимости поиска и развития альтернативных способов обеспечения населения продукцией из гидробионтов. В настоящее время все большее распространение получают предприятия аквакультуры. Выпускаемая ими продукция позволяет не только увеличить долю гидробионтов на рынке, но и служит для восстановления исчезающих популяций промысловых рыб, путем зарыбления рыбопосадочным материалом их естественных сред обитания [1, 2].

Получение качественного рыбопосадочного материала — трудоемкий процесс, который для достижения хорошего результата целесообразно производить в установках с замкнутым циклом водообеспечения (УЗВ) на предприятиях аквакультуры. Использование УЗВ дает возможность контролировать параметры воды в рыбоводных бассейнах, что позволяет получать посадочный материал с более низким процентом потерь и товарную рыбу за более короткий период.

Для разведения рыбы в условиях замкнутого водообеспечения необходимо поддерживать параметры воды на оптимальном уровне рекомендуемого технологией для данного вида рыбы. Одним из основных параметров воды является температура. Поддержание оптимального температурного режима в рыбоводных бассейнах создает благоприятные условия для рыбы, вне зависимости от условий окружающей среды и сезона года.

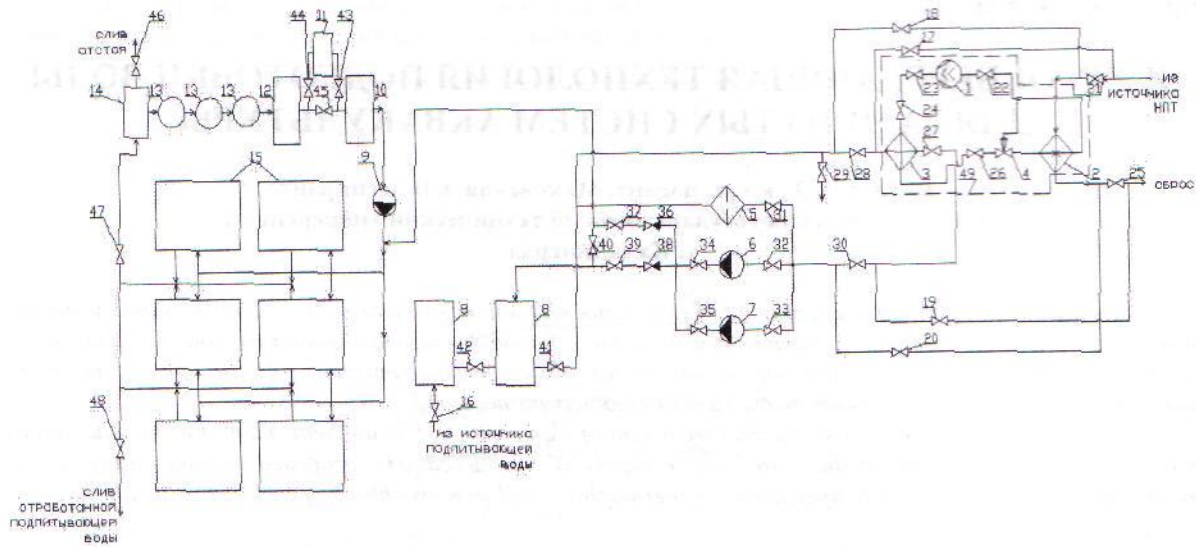
Термopодготовка воды перед подачей в рыбоводные бассейны заключается в нагреве или охлаждении, в зависимости от температуры воды из источника, сезона года и этапа технологии разведения рыбы. Для осуществления термopодготовки необходимо наличие оборудования, как для нагрева, так и для охлаждения воды, что влечет за собой увеличение стоимости всей УЗВ.

Для снижения количества необходимого оборудования для термopодготовки воды возможно использование теплового насоса, который совмещает функции холодильной машины и нагревателя. Также применение теплонасосных установок (ТНУ) для нагрева воды позволяет избежать выбросов продуктов горения в атмосферу в пределах предприятия аквакультуры, которые имеются в случае нагрева подпитывающей воды теплоносителем от котельной на органическом виде топлива.

Доказательства эффективности применения тепловых насосов для нужд теплохолодоснабжения на территории России носят больше теоретический характер [3,4]. Основными пользователями тепловых насосов остаются зарубежные страны с высокой степенью вовлечения нетрадиционных и возобновляемых источников тепла в сферу теплоснабжения [5].

Проведенный анализ возможных способов термopодготовки воды на предприятиях аквакультуры [6] показал, что технология термopодготовки воды с применением теплонасосной установки является наиболее энергосберегающей для указанных целей.

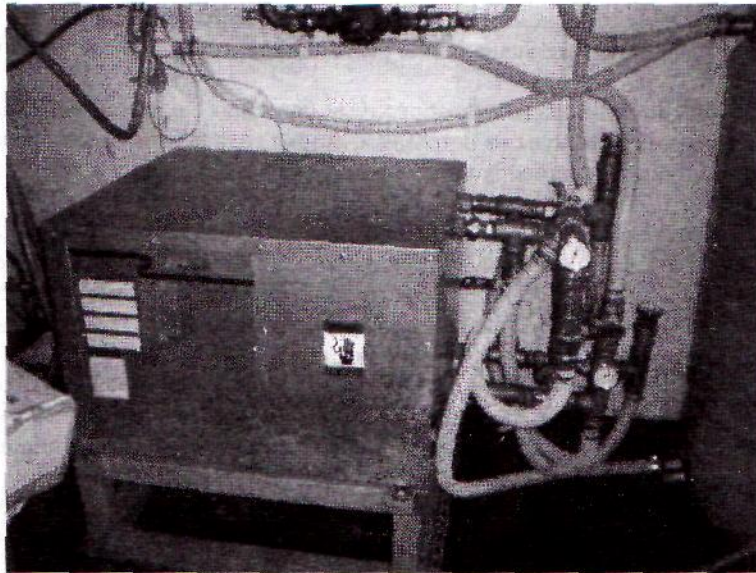
Для определения целесообразности применения ТНУ для термopодготовки воды в условиях замкнутого водообеспечения совместно с «Международным центром аквакультуры “Калининградского государственного технического университета”» был создан экспериментальный блок термopодготовки УЗВ на базе теплового насоса, схема которого представлена на рис. 1.



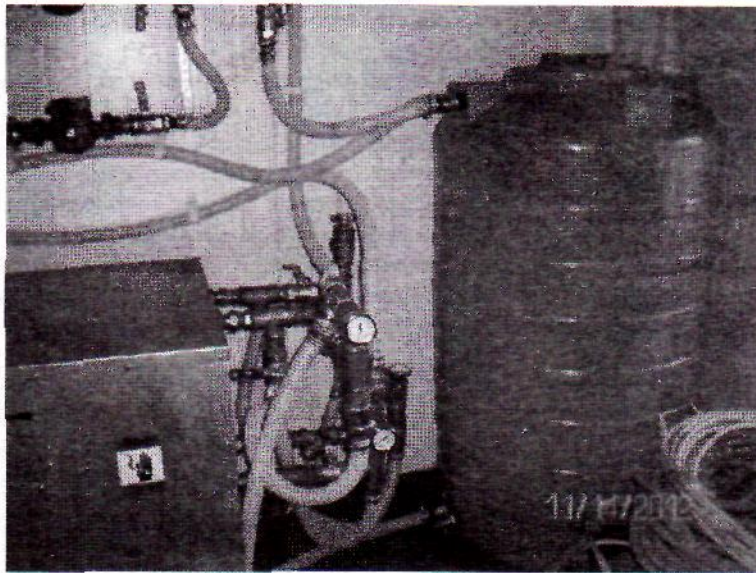
1 – компрессор; 2 – испаритель; 3 – конденсатор; 4 – терморегулирующий вентиль; 5 – фильтр механический; 6 – насос водяной циркуляционный; 7 – водяной насос подачи подпитывающей воды в рыбоводные бассейны; 8 – бак-аккумулятор; 9 – насос водяной; 10 – емкость расходная; 11 – оксигенатор; 12 – бактерицидная лампа; 13 – фильтр биологический; 14 – фильтр механический; 15 – рыбоводные бассейны; 16 – запорный вентиль подачи подпитывающей воды; 17-20 – обводные вентили; 21 – запорный вентиль подачи воды от источника низкопотенциальной теплоты; 22-24 – запорные вентили теплового насоса; 25 – запорный вентиль для сброса воды от источника низкопотенциальной теплоты; 26 – запорный вентиль теплового насоса; 27-48 – запорные вентили водяного контура; НПТ – низкопотенциальная теплота

**Рис. 1 – Схема установки замкнутого водообеспечения для разведения рыб с блоком термоподготовки на базе теплового насоса**

На рис. 2, 3 представлен экспериментальный блок термоподготовки для УЗВ, смонтированный в цехе «Международного центра аквакультуры КГТУ».



**Рис. 2 – Моноблочный тепловой насос экспериментального блока термоподготовки УЗВ**



**Рис. 3 – Бак-аккумулятор и водяной циркуляционный контур экспериментального блока термopодготовки УЗВ**

Установку замкнутого водообеспечения образуют комплекс рыбоводных бассейнов 15, блок термopодготовки и система подготовки воды, включающая в себя механический фильтр 14, биологические фильтры 13, бактерицидную лампу 12, оксигенатор 11, расходную емкость 10 и водяной насос 9. Блок термopодготовки выполнен на базе теплонасосной установки, включающую в себя компрессор 1, испаритель 2, конденсатор 3, терморегулирующий вентиль 4, фильтр механический 5, водяные насосы 6, 7, бак-аккумулятор 8.

Для поддержания оптимальных параметров воды ежесуточно в УЗВ подается свежая термopодготовленная подпитывающая вода в объеме 5–15% от объема циркулирующей воды в системе. Источником низкопотенциальной теплоты для теплового насоса служит вода из скважины.

Блок термopодготовки работает следующим образом. Подпитывающая вода из источника подается в необходимом количестве в бак-аккумулятор 8 при открытом вентиле 16. После достижения необходимого объема воды вентиль 16 перекрывается. Вода от источника низкопотенциальной теплоты подается на испаритель 2, при нагреве подпитывающей воды, или на конденсатор 3, при ее охлаждении. Через вентиль 25 вода от источника НПП сбрасывается из установки. Подпитывающая вода из бака-аккумулятора подается на конденсатор 3, при работе установки в режиме «нагрев», или на испаритель 2, в режиме «охлаждение», далее водяным насосом подачи воды в рыбоводные бассейны 7 подается в рыбоводные бассейны 15. Если вода не достигла за один проход температуры, необходимой для разводимого вида рыбы, вода циркуляционным насосом 6 подается обратно в бак-аккумулятор 8, и процедура повторяется до достижения необходимой температуры, после чего водяной насос 6 отключается и включается насос подачи воды в рыбоводные бассейны 7. Переключение из режима «нагрев» в «охлаждение подпитывающей воды» и наоборот производится с помощью обводных вентилях в водяном контуре.

Для определения коэффициента преобразования и холодильного коэффициента рабочего цикла блока термopодготовки в режимах работы «нагрев» и «охлаждения подпитывающей воды» и сравнения с ранее рассчитанными теоретическими значениями данных коэффициентов был проведен ряд экспериментов.

Подготовка подпитывающей воды проводилась согласно технологии выращивания товарных рыб в УЗВ, объем подпитывающей воды составлял  $0,5 \text{ м}^3$  в сутки.

При испытании установки в режиме «нагрев» температура воды из источника составляла  $9 \text{ }^\circ\text{C}$ . Нагрев подпитывающей воды осуществлялся до рабочей температуры в бассейнах для выращивания теплолюбивых пород рыбы или инкубационного периода равной  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ . При работе в режиме «охлаждение» температура подпитывающей воды из источника составляла  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Охлаждение производилось до температуры воды  $4 \text{ }^\circ\text{C}$ , поддерживаемой при искусственной зимовке рыбы. Эксперимент заканчивался при достижении подпитывающей водой заданной температуры.

Значения коэффициента преобразования энергии и холодильного коэффициента определяли следующим формулам.

Коэффициент преобразования энергии,  $\mu$ :

$$\mu = \frac{Q_T}{N},$$

где  $Q_T$  – теплопроизводительность теплового насоса, кВт;

$N$  – электрическая мощность, потребляемая электродвигателем теплового насоса, кВт;

Холодильный коэффициент,  $\epsilon$ :

$$\epsilon = \frac{Q_0}{N},$$

где  $Q_0$  – холодопроизводительность теплового насоса.

Полученные теоретические и экспериментальные значения коэффициента преобразования энергии и холодильного коэффициента представлены на рис. 4, 5.

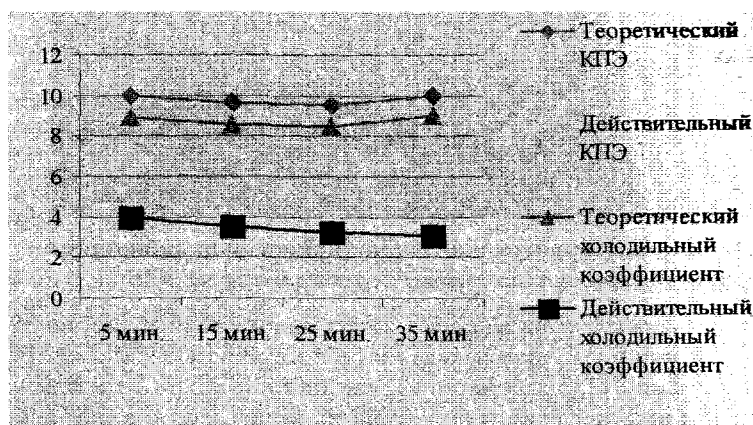


Рис. 4 – Теоретические и действительные значения коэффициента преобразования энергии и холодильного коэффициента теплового насоса, работающего в режиме «нагрев»

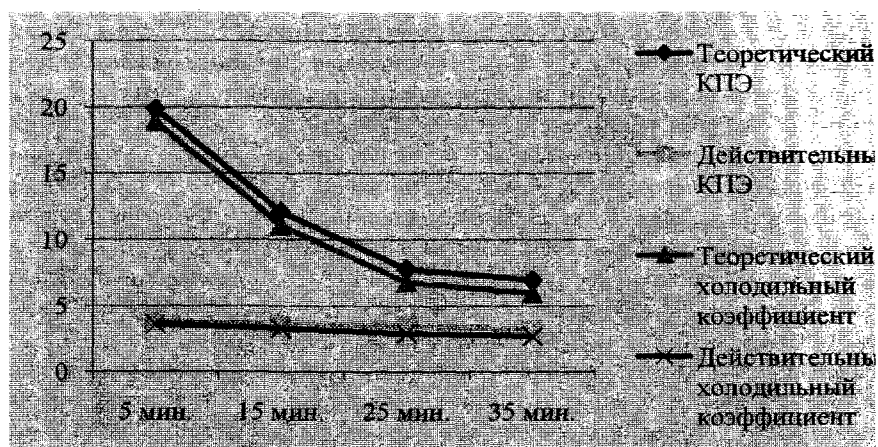


Рис. 5 – Теоретические и действительные значения коэффициента преобразования энергии и холодильного коэффициента теплового насоса, работающего в режиме «охлаждение»

Минимальное значение коэффициента преобразования энергии  $\epsilon_{\text{тн}}$ , при котором использование теплового насоса для теплоснабжения вместо современных установок на органическом топливе будет эффективно, равно 1,92 [7, с.123].

Как видно из рис. 4 и 5  $\mu > \epsilon_{\text{тн}}$ , и рассматриваемый экспериментальный блок термодготовки воды для УЗВ на предприятиях аквакультуры, где нагрев воды осуществляется до температуры 40 °С, позволит снизить затраты на топливо, по сравнению с другими способами нагрева подпитываемой воды.

Существенное различие теоретических и действительных значений коэффициентов показало, что при расчете теоретических коэффициентов не учитываются все возможные потери, которые происходят

во время работы установки, что необходимо принять во внимание при выборе ТНУ для целей теплоснабжения.

На основании данных, полученных при проведении экспериментов, можно сделать вывод, что блок термopодготовки УЗВ на базе теплового насоса в заданных диапазонах рабочих температур позволяет снизить затраты на нагрев подпитывающей воды, по сравнению с вариантами нагрева воды теплоносителем от котельной на органическом топливе. Переключение режима «нагрев» на режим «охлаждение» подпитывающей воды и наоборот за счет изменения положения обводных вентилей в водяном контуре ТНУ, позволяет теплому насосу работать без существенных колебаний давления в теплообменных аппаратах. Поддержание в рыбоводных бассейнах оптимального температурного режима положительно сказывается на разведении посадочного материала и достижении размерно-весовых кондиций при товарном разведении рыбы.

#### Литература

1. Макоедов А.Н. Основы рыбохозяйственной политики России / А.Н. Макоедов, О.Н. Кожемяко. – М.: ФГУП «Национальные рыбные ресурсы», 2007. – 480 с.
2. Стратегии развития рыбохозяйственного комплекса Российской Федерации на период до 2020 года. – М., 2009.
3. Калнинь И.М. Тепловые насосы: вчера, сегодня, завтра / И.М. Калнинь, И.К. Савицкий // Холодильная техника. – 2000. – № 10. – С. 2-6.
4. Поваров О.А. Использование геотермальной энергии – надежный, дешевый и экологически чистый способ производства электроэнергии и тепла / О.А. Поваров, О.М. Дубнов, А.И. Никольский // Теплоэнергетика. – 2007. – № 8. – С. 12-16.
5. Lund J.W. Direct application of geothermal energy: 2005 worldwide review / J.W. Lund, D.H. Freeston, T.L. Boyd // Geothermics. – 2005. – № 6. – P. 691-727.
6. Маковская А.И. Анализ применения теплонасосной установки на предприятиях аквакультуры / А.И. Маковская, А.Э. Суслов, Ю.А. Фатыхов // Вестник МАХ. – 2011. – № 3. – С. 14-17.
7. Эрлихман В.Н. Энергосбережение в технологических процессах агропромышленного комплекса с использованием теплонасосных установок / В.Н. Эрлихман, Ю.А. Фатыхов, А.Э. Суслов. – Калининград: Изд-во КГТУ, 2007. – 231 с.

УДК 632.7

## ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКСТРАКТОВ АИРА ОБЫКНОВЕННОГО И ТЫСЯЧЕЛИСТНИКА ОБЫКНОВЕННОГО В КАЧЕСТВЕ ИНСЕКТИЦИДОВ

Георгиеш Е.В., аспирант; Хлиева О.Я., канд. техн. наук, доцент;

Кузнецов И.О., канд. техн. наук, доцент

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Рассматриваются перспективы применения в качестве инсектицидных растений аира обыкновенного и тысячелистника обыкновенного. Обоснована целесообразность использования для борьбы с вредителями сельскохозяйственных культур пропиленгликолевых экстрактов инсектицидных растений, полученных с использованием микроволновой технологии. Показано, что водные и водно-пропиленгликолевые экстракты аира и тысячелистника, полученные с помощью микроволновой технологии не подлежат длительному хранению. Проведенное опрыскивание нескольких видов садовых растений показало их безопасность (кроме пропиленгликолевых экстрактов применительно к растениям с опушенной листвой). Экстракт аира обыкновенного и тысячелистника обыкновенного показал хорошую репеллентную (отпугивающую) активность относительно черных садовых муравьев.*

**Ключевые слова:** инсектициды, репелленты, аир обыкновенный, тысячелистник обыкновенный, микроволновая экстракция, пропиленгликоль.

В связи с ростом численности населения, истощением природных ресурсов, повышением антропогенной нагрузки на окружающую среду перед человечеством все более остро стоит проблема производства сельскохозяйственных продуктов питания. На сегодняшний день без защиты сельскохозяйственных растений от вредителей и болезней нельзя получить полноценный по количеству и качеству урожай.

Для борьбы с вредителями сельскохозяйственных культур в настоящее время широко применяются синтетические химические средства, которые, несмотря на их высокую эффективность, создают опасность загрязнения окружающей среды, часто уничтожают полезных насекомых, а так же могут попасть в пищевые продукты и в воду. Как дополнение к современным пестицидам, а иногда взамен их, для борьбы с вредителями сельскохозяйственных культур можно использовать водные настои или отвары ряда растений, а иногда и хорошо высушенные и размолотые в тонкий порошок сами растения. Считается [1], что применение инсектицидных растений не так опасно для полезной фауны и человека, как синтетических инсектицидов, так как препараты из этих растений на воздухе и под действием солнечного света быстро теряют свои токсические свойства, не обладают остаточным действием или оно ничтожно.

Немаловажную роль при приготовлении препаратов из инсектицидных растений является доступность и дешевизна этих растений. Как вариант, в тех хозяйствах, где культивируют табак и томаты, можно использовать отходы от этих растений для приготовления инсектицидов. Особый интерес представляют дикорастущие и сорные растения, запасы которых в окрестностях каждого конкретного хозяйства могут быть значительны.

Применительно к территории Украины интересно рассмотреть перспективы использования в качестве инсектицидных таких широко распространенных растений как аир обыкновенный и тысячелистник обыкновенный, запасы которых на территории Украины значительны.

### **Инсектицидные свойства аира обыкновенного и тысячелистника обыкновенного**

Инсектицидные свойства растений обусловлены наличием в них естественных химических соединений — алкалоидов, гликозидов, сапонинов, сложных эфиров, эфирных масел и других групп соединений. Количественный и качественный состав этих соединений в растениях очень изменчив и зависит от фазы развития растений и условий их произрастания (почвенные, климатические и др.).

**Аир обыкновенный** или аир болотный или ирный корень (*Acorus calamus*) — вид прибрежных, водных и болотных многолетних трав из монотипного семейства Аирные (*Acoraceae*), типовой вид рода Аир.

Произрастает на болотистых лугах, болотах, на берегах и на мелководьях рек, озер, стариц почти по все Украине (кроме Карпат и Донецкой области), преимущественно в лесных и лесостепных районах, иногда образуя большие заросли, которые застилают мелкий плес. В мире произрастает в Юго-Восточной Азии, Европе, Северной Америке, на территории России встречается в европейской части и от юга Сибири до Дальнего Востока.

Применяется в качестве пряно-ароматического растения как заменитель лаврового листа, корицы и имбиря, в медицине, пищевой промышленности.

*Химический состав* [2, 3]. В корневищах аира обыкновенного содержится около 5 % эфирного масла, в состав которого входит ряд сесквитерпенов (например, азарон), а также ряд веществ, например, эвгенол и метилэвгенол, которые имеют инсектицидную активность. Основным компонентом эфирного масла является азарон ( $\beta$ -азарона и  $\alpha$ -азарона, обычно их суммарное содержание в эфирном масле составляет около 10 %). Кроме эфирного масла, в корневищах аира найден специфический для растения горький гликозид акорин, горечь акоретин, а также гликозид люценион, алкалоид каламин, дубильные вещества и др.

В работе [4] показано, что  $\beta$ -азарон (наибольшее количество которого содержится в аире обыкновенном) является химическим стерилантом (вызывает стерильность насекомых).

В работе [5] проводилось исследование инсектицидной (фумигационной) активности эфирного масла аира обыкновенного, а так же индивидуальных компонентов этого масла, против сеноедов (*Liposcelis bostrychophila*). Авторы работы выделили из эфирного масла три компонента, которые по их мнению могут проявлять инсектицидную активность: метилэвгенол (8,6 % масс. в исследуемом масле), метилизоэвгенол (14,0 %) и  $\alpha$ -азарон (50,1 %). Эфирное масло тестировалось в качестве контактного инсектицида и в качестве фумиганта. Сравнение проводилось по значению ЛД<sub>50</sub> (полулетальная доза). Как контактный инсектицид  $\alpha$ -азарон показал в два раза большую активность, чем само эфирное масло, активность метилизоэвгенола была сопоставима с активностью эфирного масла, а у метилэвгенола — была несколько ниже. Оба изомера метилэвгенола показали в несколько раз более высокую фумигационную активность, по сравнению с эфирным маслом.

По данным [1], корневище аира действует на яйца и гусениц тутового шелкопряда как контактный и кишечный яд. В Индии используется как инсектицид. Так же в [1] отмечается, что порошок из корневища аира токсичен для мух, комаров и некоторых видов клещей.

**Тысячелистник обыкновенный** (*Achillea millefolium L.*). Вид рода Тысячелистник (*Achillea*) семейства Астровые, или Сложноцветные (*Asteraceae*), типовой вид этого рода. Многолетнее растение с силь-

ным приятным ароматом, обусловленным наличием эфирного масла. Стебель большей частью прямой или сверху ветвистый, высотой 30 см и выше. Листья сложные, перистые. Цветки собраны в небольшие корзинки, образующие соцветия в виде зонтиков. Корневище короткое, ветвистое. Используется как лекарственное, пряное, декоративное и медоносное растение.

Широко распространённый в Европе и Азии вид, занесён также и на другие континенты. В природных условиях на территории Украины тысячелистник встречается практически во всех районах. Растет в смешанных лесах на полянах, в лесокультурных насаждениях, лесосеках, вдоль дорог. Предпочитает сухие, недостаточно развитые типы грунтов. Запасы сырья значительны.

*Химический состав* [2, 3]. Надземная часть в период цветения содержит флавоны, алкалоид ахиллеин, кумарины, аконитовую кислоту, горькие и дубильные вещества, смолы, органические кислоты, инулин, аспарагин, минеральные соли, аскорбиновую кислоту, филлохинон, каротин, холин. В семенах содержится до 21 % жирного масла. В листьях и соцветиях содержится эфирное масло (до 0,85 %) желтовато-зелёного или синего цвета, в состав которого входят монотерпеноиды: цинеол — 8...10 %, камфора, туйол, сесквитерпеноиды — ахиллин, ацетилбалхинолид, кариофиллен, азулены, сложные эфиры, L-борнеол,  $\beta$ -пинен, L-лимонен, туйон, борнилацетат. Эфирного масла в цветках больше чем в листьях.

Вероятно, инсектицидные свойства тысячелистника обусловлены совокупностью отдельных веществ. Но одно из веществ, содержание которого в корневищах аира значительно, — цинеол, в ряде литературных источников отмечается как инсектицидное.

В [2] отмечается, что цинеол, а так же эфирное масло эвкалипта (содержащие до 80 % цинеола) в некоторых странах используется как инсектицидное и репеллентное (отпугивающее насекомых) вещество. По данным [1], цинеол является инсектицидным в концентрации 1% при использовании в виде эмульсии.

В работе [6] отмечается, что хотя 1,8-цинеол и не обладает существенной активностью против личинок комаров, но проявляет разной степени активность (в зависимости от фазы развития насекомого и способа применения) как репеллент против особой желтолихорадочного комара. Авторы связали снижение численности популяции данного вида комаров в некоторых районах Северной Калифорнии, с произрастанием на их территории растения *Nemizonia fitchii* (относящегося к тому же семейству астровых, что и тысячелистник и содержащего достаточное количество цинеола).

В работе [7] показано, что при рассмотрении инсектицидной и репеллентной активности эфирных масел пяти видов различных растений из семи видов монотерпеноидов наибольшей инсектицидной активностью в отношении личинок одного из видов кровососущего клопа обладает эфирное масло эвкалипта (содержащие до 80 % цинеола) и сам цинеол.

По данным [1 и др.] отвары и настои тысячелистника эффективны и против мелких гусениц и личинок, питающихся открыто; убивают сосущих вредных насекомых (тли, медяницы, трипсы) и паутиных клещей. В [8] говорится, что настой тысячелистника эффективен против тлей, клопов, трипсов, малинной и смородинной почковой моли, малинной галлицы и мухи, крыжовниковой огневки и пилильщиков, смородинной стеклянницы, сливового и слизистого пилильщика, яблонной медяницы, запятовидной цитовки.

Для применения в борьбе с вредителями сельскохозяйственных культур тысячелистник обыкновенный собирают в начале цветения, используют всю надземную часть с прикорневой розеткой листьев. Для приготовления настоя 800 г хорошо высушенных растений измельчают и запаривают в кипятке на 30-40 мин, затем доливают воду до 10 л и настаивают 36-48 часов. Готовят и отвары при том же соотношении воды и сухих растений, что и для настоев, залитые водой сухие растения кипятят 30 мин [1]. По некоторым данным можно использовать и свежее сырье из расчета 2,5 кг на 10 л воды для отваров по описанной выше технологии.

Есть сведения, что отвар тысячелистника обыкновенного обладает хорошей инсектицидной активностью против листогрызущих вредителей капусты белокачанной (капустной моли и капустной белянки).

Хорошая инсектицидная активность эфирного масла тысячелистника обыкновенного против разных видов насекомых показана в ряде зарубежных работ [9, 10]

В статье [9] исследовалась овицидная активность (способность приводить к гибели яйца насекомых) и репеллентная активность против оранжерейной белокрылки (проводилась обработка огурцов) эфирных масел и водных экстрактов, полученных из пяти растений. Наибольшую овицидную и репеллентную активность из всех используемых эфирных масел показало эфирное масло тысячелистника обыкновенного, активность водного экстракта была ниже, но тоже существенной.

В работе [11] рассматривалась активность этанольного экстракта пяти лекарственных растений против зерновки *Acanthoscelides obtectus* при хранении семян бобовых. Наибольшую инсектицидную активность проявили 100 % этанольные экстракты крапивы двудомной, одуванчика лекарственного, экстракт

тысячелистника обыкновенного показал незначительную инсектицидную активность, но проявил себя как хороший репеллент. Экстракты черной бузины и грецкого ореха оказались не эффективны.

В связи с приведенным выше обзором литературных источников можно сделать вывод о целесообразности дальнейших исследований инсектицидного действия аира обыкновенного и тысячелистника обыкновенного на вредителей сельскохозяйственных культур, встречающихся на территории Украины.

#### **Способы применения инсектицидных растений**

Как было показано выше, при исследовании инсектицидной активности различных растений наибольший эффект показывают эфирные масла этих растений. Получение эфирных масел достаточно сложный и дорогостоящий процесс и инсектициды на их основе вероятно будут проигрывать в цене, по сравнению с традиционными средствами защиты растений от вредителей. Поэтому кажется целесообразным рассмотреть вариант получения экстрактов этих растений. Традиционно используемые водные отвары и настои, конечно, отличаются невысокой стоимостью, но имеют очень серьезный недостаток — низкий срок хранения и не содержат весь спектр активных компонентов инсектицидных растений (например, жирорастворимых) в своем составе.

В связи с вышесказанным кажется перспективным получение экстрактов инсектицидных растений на основе достаточно дешевого, нетоксичного вещества — пропиленгликоля. Это вещество разрешено к применению в пищевой промышленности из-за его консервирующего, стерилизующего и бактерицидного свойства [12]. В данном случае достоинством пропиленгликолевых экстрактов перед водными является их длительный срок хранения и экстрагирование ряда веществ, не растворимых в воде. Возможно получение высококонцентрированных пропиленгликолевых экстрактов с последующим разбавлением их водой перед использованием, так как эти экстракты хорошо смешиваются с водой в разных соотношениях.

Таким образом, целесообразность применения экстрактов аира и тысячелистника как средства защиты растений несомненна. С другой стороны, использование подобных средств защиты, основанных на материалах естественного происхождения, не получило широкого распространения несмотря на их очевидные достоинства. В первую очередь это связано с низкой производительностью существующих методов получения экстрактов. Ситуация может измениться существенным образом, если экстракцию проводить в условиях действия микроволнового поля. Применение микроволнового электромагнитного поля интенсифицирует процессы экстрагирования биологически активных соединений, то есть способствует повышению скорости и эффективности экстрагирования веществ из растительного сырья. Положительным моментом использования микроволновой технологии в процессах экстракции биологически активных соединений является сохранение физиологической активности экстрагированных веществ, экологическая безопасность и достаточно высокая эффективность при применении, а также относительно низкая себестоимость [13].

#### **Результаты эксперимента**

Однако, существует ряд вопросов, без ответа на которые невозможно внедрить метод микроволнового экстрагирования. В первую очередь, это целесообразность применения такого экстрагента, как пропиленгликоль, для получения эффективных средств защиты от сельскохозяйственных вредителей. С этой целью были получены экстракты из высушенных корневищ аира обыкновенного и высушенных соцветий тысячелистника обыкновенного, которые были испытаны в полевых условиях. В качестве экстрагента использовали чистую воду, чистый пропиленгликоль, смесь воды с пропиленгликолем в соотношении 1:1 по объему. Соотношения экстрагент-материал (аир и тысячелистник) выбирались в соответствии с имеющимися в литературе рекомендациями для приготовления водных настоев и отваров из этих растений с целью борьбы с вредителями сельскохозяйственных культур.

Количественное соотношение между растительным сырьем и экстрагентом, вид экстрагента, температура экстракта в конце процесса микроволновой экстракции, а так же описание состояния экстракта в процессе его хранения приведены в табл. 1. Эксперимент проводился двукратно при температуре окружающей среды — 24,6 °С; начальной температуре экстрагента — 22 °С; полная мощность магнетрона — 900 Вт; объем водяного эквивалента в установке — 260 мл. Время экспозиции — 180 с. После получения экстракта и его остывания экстракт процеживался.

В ходе эксперимента оценивалась изменения при хранении экстрактов аира обыкновенного и тысячелистника обыкновенного в течении 7 суток. Как показано в табл. 1, несмотря на известный стерилизующий эффект микроволнового поля, водные и водно-пропиленгликолевые (50 %/50 % об.) экстракты оказались нестойкими. Экстракты с пропиленгликолем, хранившиеся в прохладном месте за этот же период времени изменениям подвержены не были.

**Таблица 1 – Количественное соотношение между растительным сырьем и экстрагентом, вид экстрагента, температура экстракта в конце процесса микроволновой экстракции, а так же описание состояния экстракта в процессе его хранения**

Растительное сырье	Экстрагент	Отношение количества сырья к количеству смеси экстрагент-сырье, гр/мл	Конечная температура экстракта, °С	Внешние изменения при его хранении в течение 7 дней в прохладном месте
Сухие корневища аира обыкновенного	вода	4,8/65	65	на четвертый день появился характерный запах брожения, сильна мутность
	пропиленгликоль	4,8/65	102	изменений нет
	Вода-пропиленгликоль (50 %/50 % об.)	4,8/65	78	на пятый день появился характерный запах брожения, мутность
Сухие соцветия тысячелистника обыкновенного	вода	5/80	56	на шестой день появился характерный запах брожения, сильна мутность
	пропиленгликоль	5/80	109,5	изменений нет
	Вода-пропиленгликоль (50 %/50 % об.)	5/80	66	на пятый день появился характерный запах брожения, мутность

Полученными экстрактами была проведена обработка листы айвы, смородины, розы, абрикоса, яблони, крыжовника. Была так же проведена обработка ствола абрикоса, яблони и айвы. Целью обработки являлась проверка безопасности экстрактов для обрабатываемых растений. Наблюдение за растениями проводилось три раза с 24 часовым интервалом. Ухудшений внешнего состояния обработанных участков не наблюдалось для большинства обработанных растений. Однако, при обработке листы айвы экстрактом, полученным на основе чистого пропиленгликоля, листья немного привяли, а войлочная опушка листы слиплась. Следовательно, в данном случае можно рекомендовать использовать разбавленные водой пропиленгликолевые экстракты.

Обработка растений проводилась в середине апреля. В этот период на обрабатываемых растениях вредителей не наблюдалось, поэтому на первом этапе исследований оценить инсектицидную активность полученных экстрактов не удалось. Но полученные экстракты (как водные, так и пропиленгликолевые) показали хорошую репеллентную активность против черных садовых муравьев (*Lasius niger*), что может говорить об их вероятной репеллентной и инсектицидной активности и по отношению к вредителям сельскохозяйственных культур.

### Выводы

1. Водные экстракты тысячелистника и аира, полученные с применением микроволнового поля при экспозиции 180 с и максимальной удельной мощности источника, обусловленной действием микроволновой энергии  $10,11 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>3</sup>, подлежат хранению не более 3 суток. Необходим подбор консерванта для сохранности полученных экстрактов в течение более длительного периода времени.

2. Экстракты аира обыкновенного и тысячелистника обыкновенного, на пропиленгликолевой и на водной основе, а так же на основе их смеси, не показали отрицательного влияния на растения, подвергнутые обработке. Нежелательно только использование пропиленгликолевых экстрактов для обработки опушенной листы (на примере айвы). В данном случае, вероятно, целесообразно будет проводить обработку разбавленными водой пропиленгликолевыми экстрактами.

3. Используемый для получения экстракта экстрагент может существенно повлиять на инсектицидную и репеллентную активности полученного препарата. Необходима проверка растворимости активных компонентов (которые предположительно проявляют инсектицидную активность), как в воде, так и в пропиленгликоле. Например, известно, что монотерпеноид цинеол (эвкалиптол), содержащейся в тысячелистнике и являющийся эффективным инсектицидом, растворяется в некоторых органических растворителях, но плохо растворим в воде. Кроме того, анализ литературных источников показал, что водные экстракты оказываются менее эффективными, чем, например, эфирные масла инсектицидных растений.

4. Показана неплохая репеллентная активность экстрактов айра обыкновенного и тысячелистника обыкновенного против черных садовых муравьев (*Lasius niger*).

#### Литература

1. Васина А.Н. Использование растений диких видов для борьбы с вредителями садовых и овощных культур. – М.: Колос, 1972. – 128 с.
2. Блинова К.Ф. и др. Ботанико-фармакогностический словарь: Справочное пособие / Под ред. К. Ф. Блиновой, Г. П. Яковлева. – М.: Высш. шк., 1990. – 272 с.
3. Атлас лекарственных растений СССР. М.: Гос. изд-во медицинской литературы, 1962. – 704 с.
4. Рощина В.В., Рощина В.Д. Выделительная функция высших растений. – LAP Lambert Academic Publishing, 2012. – 476 с.
5. Xin Chao Liu, Li Gang Zhou, Zhi Long Liu, Shu Shan Du Identification of Insecticidal Constituents of the Essential Oil of *Acorus calamus* Rhizomes against *Liposcelis bostrychophila* Badonnel // *Molecules* 2013, № 18, pp. 5684-5696.
6. Klocke J. A., Darlington M. V., Balandrin M. F. 1,8-Cineole (Eucalyptol), a Mosquito Feeding and Ovipositional Repellent from Volatile Oil of *Hemizonia fitchii* (Asteraceae) *Journal of Chemical Ecology*, vol. 13, issue 12, December 1987, pp. 2131-2141.
7. Sfara V., Zerba E. N., Alzogaray R. A. Fumigant Insecticidal Activity and Repellent Effect of Five Essential Oils and Seven Monoterpenes on First-Instar Nymphs of *Rhodnius prolixus*, *Journal of Medical Entomology*, 46 (3), May 2009, pp. 511–515.
8. Пешкава Г.И. Растения защитники плодовых и овощных культур. В помощь садоводам-огородникам. – М.: Изд-во МСХА, 1991. – 51 с.
9. Dehghani M., Ahmadi K. Anti-oviposition And repellence Activities of essential oils And Aqueous extracts from five Aromatic plants Against greenhouse whitefly *Trialeurodes vaporariorum* westwood (homoptera: Aleyrodidae) // *Bulgarian Journal of Agricultural Science*, 19 (№ 4), 2013, pp. 691-696.
10. Asgar Ebadollahi, Shabnam Ashouri Toxicity of Essential Oils Isolated from *Achillea millefolium* L., *Artemisia dracunculoides* L. and *Heracleum persicum* Desf. Against Adults of *Plodia interpunctella* (Hübner) (Lepidoptera: Pyralidae) in Islamic Republic of Iran *Ecologia Balkanica* Dec. 2011, Vol. 3, Issue 2. – pp. 41-48.
11. Zlatko Jovanovi, Miroslav Kosti, Zorica Popovi Grain-protective properties of herbal extracts against the bean weevil *Acanthoscelides obtectus* Say // *Industrial Crops and Products*, 26 (2007), pp. 100–104.
12. Дымент О.Н., Казанский К.С., Мирошников А.М., Глиокли и другие производные окисей этилена и пропилена. – М.: Химия. 1976. – 373 с.
13. Лукьянчук И.И., Сантели А.Н. Микроволновая экстракция биологически активных соединений из растительного сырья // *Микроволновые технологии в народном хозяйстве*. – Одесса, 2009. – Вып. 7-8. – С. 61-65.

УДК 621.565.58; 621.560

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АКТИВНОГО ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИ ЗБЕРІГАННІ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Жихарєва Н.В., канд. техн. наук, Хмельнюк М.Г., д-р техн. наук, професор  
Одеська національна академія харчових технологій, м.Одеса

Обґрунтовано можливість підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодовоовочевої продукції з забезпеченням найменших втрат продукції з використанням оптимального повітроохолоджувача та оптимальних режимів роботи холодильної установки.

The possibility to increase the efficiency of active ventilation during storage of fruits and vegetables with the least loss software products using optimum air cooler and the best modes of the refrigeration unit.

**Ключеві слова:** активне вентилявання, плодовоовочева продукція, насипна щільність, усушка, повітроохолоджувач, режими холодильної установки, термоскопомічний аналіз, ексертія.

Задача зберігання такої «дихаючої» рослинної продукції є досить складною, тому що ефективність її збереження на холодильниках залежить не тільки від створення в камерах оптимальних умов, що враховують особливості окремих видів плодів, але і від правильного вибору найбільш придатних по ліжкоздатності сортів і якості продукції, що надходить. Найсучасніша техніка і технологія охолодження і зберігання фруктів не зможе забезпечити тривале збереження їх при низькій первісній якості. Ефективність зберігання багато в чому залежить також від своєчасного і ретельного виконання комплексу підготовчих робіт: збирання, сортування, упакування і транспортування фруктів, у деяких випадках обробки їх спеціальними антисептиками (наприклад, винограду).

У камерах плодосховищ трьома основними регульованими параметрами, що повинні бути сприятливими для зберігання охолоджених плодів і постійними є температура, відносна вологість і швидкість руху повітря.

Рациональні умови зберігання рослинних продуктів в охолодженому стані дуже різноманітні, що визначається розходженням властивостей і дуже тонкими індивідуальними особливостями процесів, що протікають у рослинних продуктах. У рекомендаціях Міжнародного інституту холоду перелік раціональних режимів зберігання для різних рослинних продуктів представлений великою таблицею, у якій зазначені температури від 20 °С до — 1 °С, а відносна вологість повітря — від 60 до 95 %. Природно, що технічні засоби для підтримки режимів у такому значному діапазоні також вельми різноманітні.

Більш раціональним є метод чисто повітряного охолодження з активним вентиляванням штабеля продукції, що забезпечує рівномірність полів режимних параметрів у камерах зберігання. Технологічні і планувальні рішення холодильників-плодосховищ різноманітні. Такі холодильники будуються в місцях заготівлі плодів, у споживаючих районах, а також при плодоконсервних заводах; вони проєктуються окремо розташованими чи в блоці з іншими виробничими будівлями, ступінь їхнього використання різна. Холодильники для фруктів будуються, як правило, одноповерховими, без підвалу. Велике значення має вибір числа камер і розмірів кожної з них. Важливими питаннями, що впливають істотно на збереження плодів при зберіганні, є вибір типу тари, методів штабелювання вантажу і схеми розташування вантажних штабелів у камерах. Наявні в літературі рекомендації загального характеру не зв'язують ці особливості із системами повітророзподілення і локалізації зовнішніх теплоприпливів.

Різноманітність технічних рішень на діючих холодильниках плодосховищах приводить найчастіше до підвищених капіталовкладень і експлуатаційних витрат.

У зв'язку з вищевикладеним, мета даної роботи — скорочення технологічних втрат при холодильній обробці і зберіганні плодоовочевої продукції, зменшення питомих енерговитрат і підвищення рентабельності переробних підприємств.

Для виконання досліджень розроблена комплексна модель яка враховує оптимальні параметри зберігання, вплив витрати повітря на усушку, оптимальний повітроохолоджувач та оптимальні режими холодильної установки.

На першому етапі знайдені оптимальні параметри зберігання плодоовочевої продукції.

Однорідність і стаціонарність полів температур і парціальних тисків кондиціонованого повітря — є необхідними умовами успішного довгострокового зберігання рослинної сировини. Проте зовнішні теплоприпливи і зазвичай широко застосовувана система автоматичного регулювання роботи вентилятора, припускають періодичний нагрів сировини (за рахунок теплоти дихання) і подальший відвід тепла вентилячим повітрям. Неминуча при цьому нерівномірність і нестабільність температурного поля в насипу плодів і овочів не може бути оцінена, якщо невідомі теплофізичні характеристики сировини. Теплофізичні характеристики необхідні також при розрахунку оптимальних значень температури і вмісту вологи вентиляваного повітря на вході в насип продукції, що забезпечує найменшу втрату вологи рослинної сировини при зберіганні з урахуванням зовнішніх теплоприпливів за рахунок добових і сезонних коливань температури зовнішнього повітря.

Теплофізичними характеристиками елементів плодоовочевої продукції є: теплоємність, теплопровідність, температуропровідність, фізична щільність [1,2].

З приміщень зберігання і з маси штабеля овочів і фруктів видаляють їх продукти життєдіяльності (вологу, вуглекислий газ, тепло), подаючи в них певну кількість повітря із заданою температурою і вологістю. Повітря, проходячи через штабель, нагрівається, зволожується, насичується газоподібними продуктами обміну. При цьому повітря може проходити як через масу продукції при її розміщенні навалом, так і омиває поверхневі шари продукції, що зберігається в тарі. Потік повітря при проходженні через насип долає його гідравлічний опір тим більший, чим вище швидкість руху повітря. Дослідження І. Л. Волкінда [3] показали, що ефективні діаметри каналів, по яких рухається повітря через масу продукції для качаю капусти складають 6 см, столового буряка — 4 см, картоплі та яблук — 3 см, цибулі — 2 см, моркви — 3,5 см. Швидкість руху повітря через масу по каналах продукції може коливатися в межах від 0,1

до 0,5 м/с. При таких швидкостях в свердловинах критерій Рейнольдса, що визначає характер перебігу газу, коливається в межах від 200 до 1000.

Вільний простір в штабелі, заповнене повітрям, відіграє важливу роль при зберіганні плодів і овочів, так як необхідний мікроклімат необхідно створювати і підтримувати в самій насипу сировини. Швидкість повітря в насипу при активному вентиляванні залежить від співвідношення між фізичної та насипною щільністю сировини. Багато видів плодів і овочів мають форму, що наближається до форми кулі. Насипну щільність в цьому випадку можна висловити наближено відношенням маси кулі до обсягу куба з ребром, рівним діаметру кулі. Насипну щільність в цьому випадку можна висловити наближено відношенням маси кулі до обсягу куба з ребром, рівним діаметру кулі

$$\rho_n = \left(\frac{\pi}{6}\right) \cdot \rho_{\phi} \cdot \varepsilon_{nd} \quad (1)$$

де  $\rho_{\phi}$  — фізична щільність сировини, кг/м<sup>3</sup>;

$\varepsilon_{nd}$  — коефіцієнт, що враховує полідисперсність насипу сировини (нерівномірність розмірів його елементів).

В табл. 1 приведені співвідношення розрахункових та експериментальних [1] даних.

**Таблиця 1 – Співвідношення розрахункових та експериментальних даних насипної щільності**

Сировина	$\rho_{\phi}$ , т/м <sup>3</sup>	$\rho_n$ , т/м <sup>3</sup>	
		Розрахунок	Експеримент
Картопля	1,08	0,66	0,65
Морква	1,04	0,62	0,60
Цибуля	0,94	0,56	0,60
Буряк	1,05	0,63	0,60
Яблука	0,88	0,48	0,5
Груші	1,0	0,61	0,6
Персик	0,95	0,57	0,5

Проведені розрахункові та експериментальні дослідження [1] показують, що насипна щільність не залежить від розмірів окремих елементів сировини.

Вирішальний вплив на аеродинамічний опір штабеля сировини в планчатій тарі надає щільність установки його елементів (ящиків, контейнерів). Неминучі зазори між елементами штабеля призводять до того, що активному вентиляванню піддаються, головним чином, вони, і в меншій мірі — сировина. Якщо продукція розміщена в тарі (в ящиків піддонах, ящиках, контейнерах), то повітря проходить через зазори між тарою. Згідно з нормативами, зазори між піддонами приймають рівними 5-10 см. При піддонах розміром в плані 1240×855 площа зазорів шириною 5 см становить 0,21 м<sup>2</sup>. Пакет піддонів висотою в 4 яруси при вентиляванні знизу повинен омиватися 100 м<sup>3</sup> повітря на годину. У цьому випадку швидкість потоку повітря в зазорі становить 0,13 м/с, а гідравлічний опір штабеля не перевищить 2 Па. З деяким запасом розрахунковий гідравлічний опір штабеля продукції в ящиках, ящиків піддонах і контейнерах може бути прийнято рівним 0,8 Па на 1 м довжини по руху повітря.

На рис. 1 та рис. 2 показані залежність середньої температури повітря та швидкості повітря при природній конвекції. Результати розрахунку свідчать про те, що при природній конвекції повітря при великій висоті штабелю, який щільно упакований, температура сировини з висотою швидко підвищується, перевищуючи допустимі значення відповідають умовам зберігання (для яблук  $t = 0$  °С) продукції. на кожному метрі висоти такого штабеля температура сировини підвищується в середньому на 0,2-0,3 °С. Таким чином, при зберіганні плодоовочевої продукції пакування штабеля має бути організоване таким чином, щоб забезпечити: по-перше хороший приплив холодного повітря знизу штабеля, а по-друге в штабелі необхідні просвіти в горизонтальних площинах для відводу тепла і вологи і доступу холодного повітря у внутрішні шари штабеля.

Застосування активного вентилявання при зберіганні плодів в ящиках (контейнерах) диктує необхідність зводити до мінімум зазори між штабелями та їх елементами. Виконання цих вимог покращує умови рівномірного охолодження сировини і дозволяє значно збільшити завантаження камер.

Таким чином, активне вентилявання являє собою принципово новий спосіб розподілення повітря. Він повинен розглядатися як елемент нової технології зберігання фруктів та овочів. Обов'язковою вимогою до системи розподілу повітря є режим активної вентиляції штабелю з подачею холодного повітря за схемою “знизу-догори” (рис. 3).

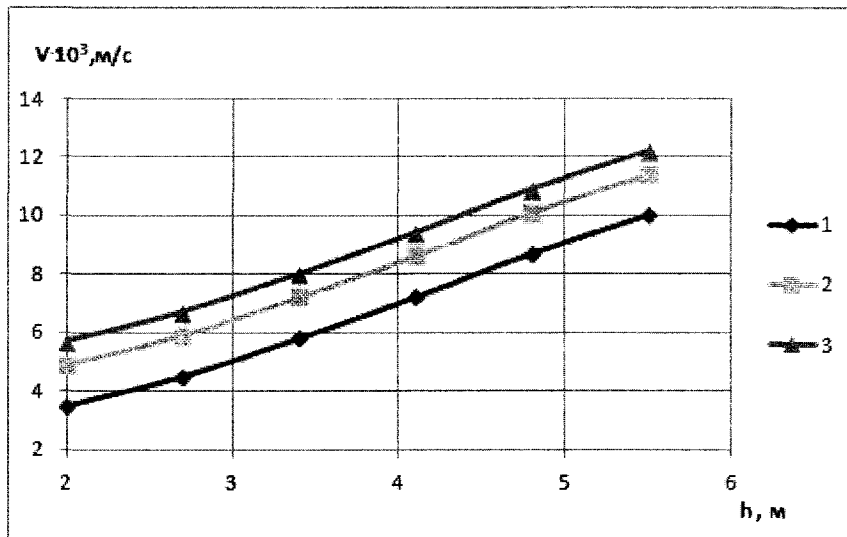


Рис. 1 – Графік залежності середньої температури повітря в залежності від висоти штабеля для 1 – φ = 80 %; 2 – φ = 90 %; 3 – φ=95 %

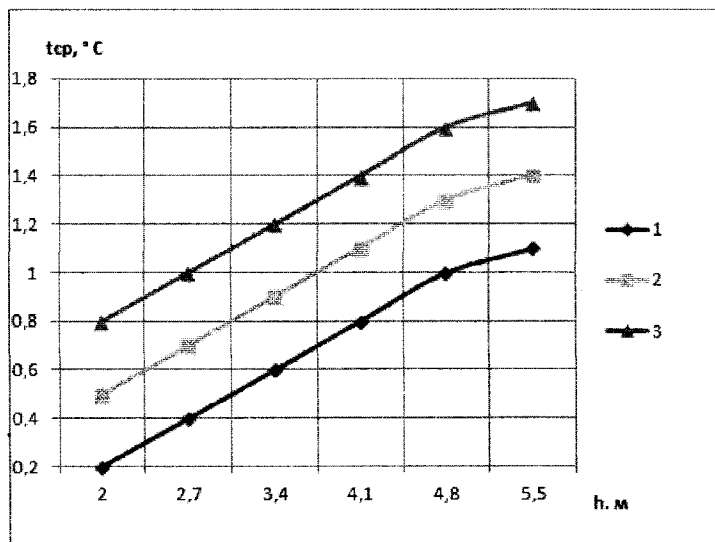


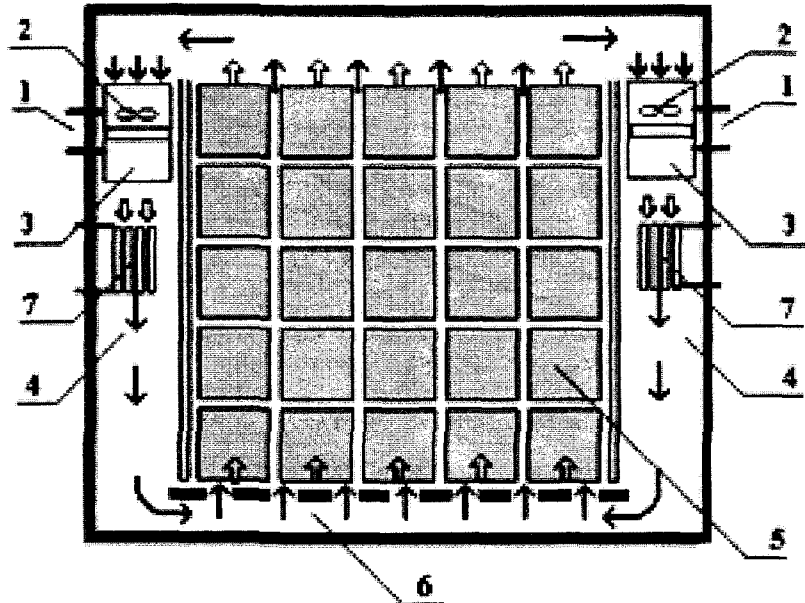
Рис. 2 – Графік залежності середньої температури повітря в залежності від висоти штабеля для 1 – φ = 80 %; 2 – φ = 90 %; 3 – φ=95 %

На якість зберігання плодоовочевої продукції впливає і витрата повітря. Існує витрата повітря при якій втрата продукції мінімальна [4]. Цей мінімум досягається при витраті повітря

$$G_{\text{п}} = \frac{Q \cdot K_2 (1-n)}{2n(1-\varphi_{\text{ex}} \cdot C_{\text{в.п.}}) \cdot t_{\text{п}}^2}, \quad (2)$$

де n — усушка продукту;  
 $K_2$  — емпіричний коефіцієнт;  
 C — теплоємність волого повітря, кДж/(кг·К);  
 $t_{\text{п}}$  — температура повітря, °С.

Аналіз залежності (2) показує, що величина витрати повітря, за якої усушка продукту є мінімальною, залежить від таких факторів, як: величина теплоприпливів, відносна вологість і температура вентиляючого повітря, режим руху повітря біля поверхні продукту (для умов зберігання плодоовочевої продукції, коли швидкість руху повітря не перевищує 0,3 м/с, режим руху, як правило, ламінарний).



1 – трубопроводи холодоагента; 2 – вентилятор; 3 – повітроохолоджувач;  
4 – теплозахисна повітряна сорочка; 5 – штабель продукції;  
6 – система повітропроводів у підлозі камери; 7 – плівкові зволожувачі

**Рис. 3 – Схема камери з теплозахисною повітряною оболонкою**

У результаті обчислювального експерименту встановлено, що величина оптимальної витрати вентиляючого повітря збільшується з пониженням його температури, збільшенням відносної вологості та кількості тепла, яке сприймається та мало залежить від випарної здатності  $W = f(G_{II})$  більш виражений для менших значень  $\varphi_{вх}$ , а для значень близьких до 100 % збільшення  $G_{II}$  не приводить до збільшення усушки.

Підвищення ефективності активного вентилявання досягається за рахунок використання повітроохолоджувача розробленого за модульним принципом. Як константа модуля обрана загальна довжина пучка труб, а не загальна зовнішня поверхня, при цьому залишається константою для даного діаметра труби внутрішня поверхня, а зовнішня змінюється за варіації кроку оребрення. Критерій споживача другого типу, який відповідає сумарним витратам за цикл зберігання, що дорівнюють : сумі вартостей продукції, втраченої внаслідок усушки, амортизації модуля повітроохолоджувача, споживаної вентилятором модуля електроенергії.

$$\left( C_{no} A + C_u + N \cdot \tau_p \cdot C_{el} \right) \text{ грн,} \quad (3)$$

де  $C_{no}$  — ціна повітроохолоджувача, яка розраховувалась для кожного варіанту в залежності від маси труб з урахуванням інших витрат по статтях кошторису;

$A$  — доля амортизації за цикл зберігання ( $A = 0,12$ );

$C_u$  — вартість продукції, втраченої внаслідок усушки, грн (ціна яблук);

$\tau_p$  — строк зберігання,

$C_{el}$  — ціна електроенергії (грн./кВт·год).

Цей критерій враховує вид рослинної продукції, що зберігається у камері, і визначається за результатами наших досліджень, якими доведено, що для кожного виду плодів та ягід існує оптимальна питома витрата повітря через штабель продукції, якій відповідають мінімальні втрати від усушки [5].

У критерії (3) від витрати повітря через трубний пучок залежить не тільки споживана потужність вентилятора, але також втрати продукції від усушки, а витрата повітря, в свою чергу, залежить від варіанту компоновки і діаметра труб та кроку оребрення на них.

В системі охолодження застосовані повітроохолоджувачі з струменевим повітроподіленням. В цих системах струменя повітря, маючи великий запас енергії, витрачають її, в основному, на подолання тертя об стінки каналу. Енергія струменя на виході з сопел витрачається на циркуляцію повітря в об'ємі камери, створюючи сприятливі умови для продукту. Крім того, повітряний струмінь, володіючи високою

ежекційні здатністю, викликає інтенсивне перемішування холодного повітря на виході з повітроохолоджувача з отепленим повітрям камери, забезпечуючи необхідну рівномірність температури в охолоджуваному об'єкті. Повітряні потоки, які впливають із верхніх отворів повітроохолоджувачів, підпорядковуються законам стиснутої струї в обмеженому просторі.

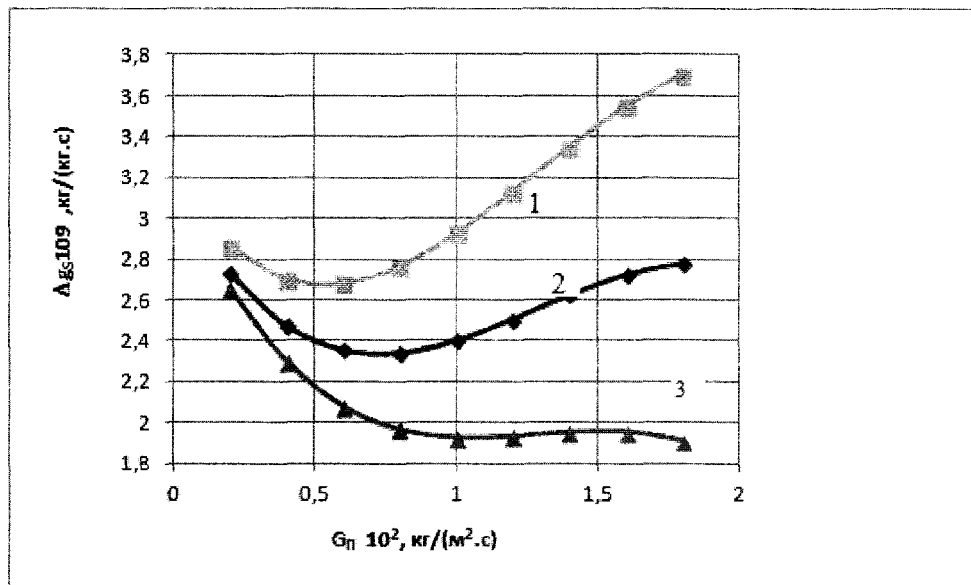


Рис. 4 – Залежність сумарних втрат яблук від витрати повітря для 1 –  $\phi = 80\%$ ; 2 –  $\phi = 90\%$ ; 3 –  $\phi = 95\%$

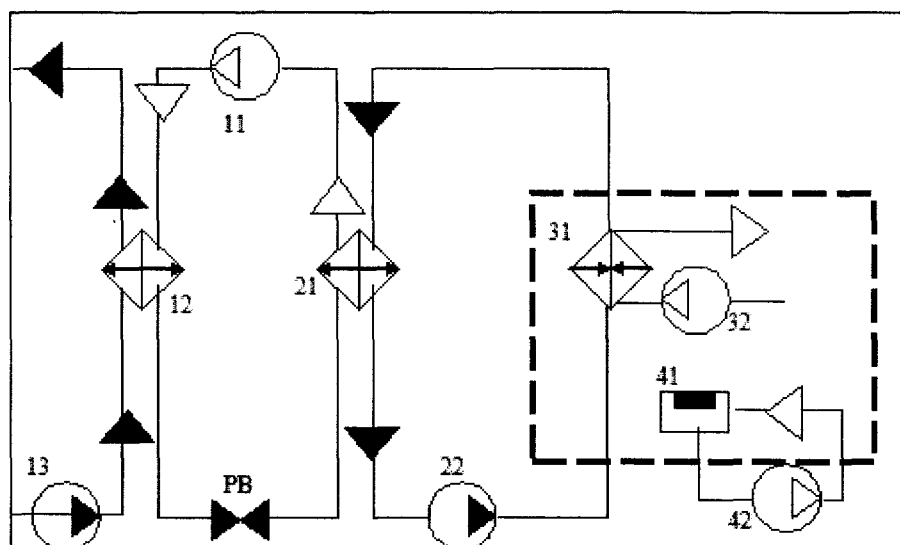


Рис. 5 – Схема одноступеневої холодильної установки

Термоекономічна модель холодильної установки, з врахуванням зроблених допущень змальована у вигляді послідовний сполучених трьох зон. (рис. 5). Зона 1 включає компресор (11) з електродвигуном, конденсатор (12), насос охолоджуючої води з електродвигуном (13) і регулюючий вентиль (PB); зона 2 — випарник (21) для охолодження проміжного холодоносія і насос з електродвигуном (22), що забезпечує циркуляцію холодоносія; зона 3 — пристрої з вільним або примусовим рухом повітря, що охолоджують (31), і вентилятор з електродвигуном (32), а також плівковий зволожувач (41) і насос з електродвигуном для забору води (42). Остаточний вираз для цільової функції стосовно до розглянутої холодильної установки складає:

$$PB = (\sum_{e_{el}} (e_{11} + e_{13} + e_{22} + e_{32} + e_{42}) + \sum_w V_{cwa} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32} + z_{42}) \cdot \tau_p \quad (4)$$

де  $C_{сл}$  — вартість електроенергії (грн./кВт.год);

$V_{сва}$  — об'ємна витрата свіжої води;

$e_{11}$  — ексергія, що споживається електродвигуном компресора 11;

$e_{13}$  — ексергія, що споживається електродвигуном водяного насоса 13;

$e_{22}$  — ексергія, що споживається електродвигуном вентилятора 22;

$e_{32}$  — ексергія, що споживається електродвигуном вентилятора повітроохолоджувача;

$e_{42}$  — ексергія, що споживається електродвигуном насоса зволожувача;

$Z_{11}, Z_{12}, Z_{13}, Z_{31}, Z_{32}, Z_{41}, Z_{42}$  — нормативні відрахування від вартості та витрати на ремонт і експлуатацію компресора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, охолоджувача 31, вентилятора 32, зволожувача 41, насоса з електродвигуном для зволожувача 42, відповідно;

$\tau_p$  — кількість робочих годин у рік. Для отриманого значення  $Q_{охл}$ .

На підставі розробленої термoeкономічної моделі [5] була проведена оптимізація режиму роботи холодильної установки (рис. 5) та визначений температурний напір в повітроохолоджувачі і зміни температур охолоджуваного та охолоджувального середовищ за фіксованої зовнішньої температури та безперервної роботи установки.

### Висновки

Таким чином, з урахуванням вищевикладеного задача підвищення ефективності активного вентиляції при зберіганні плодоовочевої продукції рішається в комплексі і залежить від оптимальних параметрів зберігання плодоовочевої продукції з урахуванням впливу витрати повітря на усушку плодоовочевої продукції, враховуючи теплофізичними характеристиками елементів плодоовочевої продукції, з раціональними характеристиками теплообмінних апаратів та оптимальним режимом холодильної установки, що сприяє процесу проектування енергоощаджуваної системи охолодження. Оптимізація системи охолодження плодоовочесховищ дозволяє скоротити змінну частину витрат приблизно на 12 %, що при тривалій експлуатації обладнання представляє собою значну економію коштів.

### Література

1. Жадан В.З. Теоретические основы кондиционирования воздуха при хранении сочного растительного сырья. [Текст] / В.З. Жадан – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 154 с.
2. Поморцева Т.И. Технология хранения и переработки плодоовощной продукции [Текст] / Поморцева Т.И. – М.: Академия, 2003. – 136 с.
3. Волкинд, И.П. Комплексы для хранения картофеля, овощей и фруктов. [Текст] / И.П. Волкинд. – М.: Колос, 1981. – 224 с.
4. Жихарева Н.В. Метод розрахунку процесів тепломасообміну в камерах зберігання плодоовочесховищ з повітряним охолодженням. [Текст] / Н.В. Жихарева // Холодильна техніка і технологія. – 2000, № 68. – С.32–35.
5. Жихарева Н.В. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ. [Текст] / Н.В. Жихарева, Хмельнюк М.Г. // Вестник международной академии холода. 2013. – Вып 4. – С. 16-20.

УДК 621.650

## ВАЖЛИВІСТЬ СТАНУ ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА У ЗАБЕЗПЕЧЕННІ ПРОДОВОЛЬЧОЇ БЕЗПЕКИ УКРАЇНИ

Хмельнюк М. Г., д-р техн. наук, професор, Лагутін А. Ю., д-р техн. наук, професор,  
Кочетов В. П., к.т.н., пр. н. сп., Томчик О. М., мол. н. сп., аспірант  
Інститут холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського  
Одеської національної академії харчових технологій, м. Одеса

*Виконано розгляд стану холодильного господарства загальної структури зберігання продовольчих запасів та визначено головні напрямки підтримання цієї структури в оптимальному стані.*

*Complete review of the status of the overall structure of the cold storage of food stocks and identified key issues for the maintenance of this structure in optimal condition.*

**Ключові слова:** продовольча безпека, харчові продукти, виробництво, зберігання, холодильне господарство, структура, проектні рішення холодильників, знос холодильних об'єктів, енерговитрати, втрати продукції, заходи до підтримання оптимального стану.

Право на забезпечення необхідного рівня харчування визнано світовим суспільством важливішим критерієм в «Загальній декларації прав людини», що дозволило на протязі 60-х років минулого сторіччя прийняти в країнах Європи закони, в яких вирішення проблем постачання продовольства населенню було передбачено на основі формування продовольчих запасів та забезпечення продовольчою продукцією кожної країни без імпорту з інших країн.

У 1974 році міжнародні організації ООН і FAO визнали продовольче забезпечення глобальною проблемою, вирішення якої потребує об'єднання зусиль та коригування напрямків розвитку продовольчої безпеки в усіх країнах світу. При цьому в законодавстві більшості країн був визначений межвий рівень приєднання інших держав до свого ринку, який взагалі не повинен перевищувати 30 %.

Сформульоване поняття продовольчої безпеки характеризує можливість забезпечення громадян продуктами харчування відповідно діючим нормам, та здатність держави мобілізувати внутрішні ресурси для наповнення продовольчого ринку продукцією вітчизняного виробництва, і таким чином гарантувати власний суверенітет.

У 2007 році Урядом України була розроблена та прийнята «Методика визначення основних показників продовольчої безпеки». Виконаний аналіз цих показників підтвердив доцільність їх використання, але одночасно дозволив зробити висновок, що всі особливості національної продовольчої безпеки вона не враховує, оскільки практично не містить показників стану загальної структури зберігання продовольчих запасів в галузях АПК.

Важливість структури холодильного господарства у забезпеченні продовольчої безпеки була підтверджена багаторічними дослідженнями працівників ОНАХТ у співробітництві з провідними інститутами інших країн світу. При цьому, вже в останній чверті ХХ-го сторіччя спрямованість аналізу стану холодильного господарства, що виконувався працівниками ОНАХТ, відрізнялася логістичною методологією, яка, на відміну від методології досліджень інших науково-дослідних організацій, враховувала взаємозв'язок умов зберігання продовольчих запасів різного призначення з властивостями самої продукції, характером будівельно-ізоляційних конструкцій і охолоджувальних систем, та станом їх фізичного і морального зносу в певних кліматичних умовах.

Така спрямованість відповідає сучасним напрямкам здійснення контролю стану структури зберігання продовольчих запасів в розвинутих країнах, наприклад спрямованості організації Council of Logistics Management (USA), яка сформулювала визначення логістики як процес планування, здійснення контролю і складування сировинних струмів при досягненні оптимальної вартості, створення запасів готової продукції та відповідної до цього інформації з ціллю задоволення потреб клієнтів від пунктів проходження до пунктів споживання.

Отримані результати досліджень дозволили зробити висновки, що в кліматичних умовах України, з високим потенціалом її АПК, розвинуте промислове виробництво в стані не тільки забезпечити продовольчу безпеку власного населення, але й здійснити експорт великої кількості власної продовольчої сировини і готової продукції.

Аналіз стану структури системи зберігання підтвердив, що недостатність загальної місткості національної системи зберігання продовольчих запасів примушує вітчизняних виробників збільшувати експорт власної продукції, або зменшувати обсяги його виробництва, тому що тривале зберігання продукції з ціллю її поступової реалізації, або обробки, без застосування холодильних технологій — неможливе.

Розгляд нормативної документації [1-6] та результатів численних обстежень НДС ІХКЕ ОНАХТ холодильників різного призначення дозволили зробити висновок про невідповідність існуючої структури холодильного господарства України сучасним вимогам до зберігання поточних і резервових продовольчих запасів.

Це обумовлено тим, що ця структура поступово створювалася на протязі минулого сторіччя як частина загальної структури холодильного господарства іншої держави, і зараз не відповідає потребам України, оскільки розташування і місткість окремих об'єктів не враховують регіональних особливостей, а запланована стратегія загального розвитку цієї структури не існує.

Ознайомлення з інформацією ВНТИЦ, ASHRAE, USAID, а також з результатами провідних інститутів з багаторічних проведень обстежень холодильників різних галузей промисловості, підтвердило, що зараз здійснення оптимальної стратегії сталого відновлення та підтримання на сучасному рівні стану холодильного господарства отримує все більш важливе значення.

Розгляд результатів обстежень діючих холодильників, показав, що підтримання необхідних параметрів технологічного регламенту в об'єктах, що виконано за різними проектними рішеннями будівельних конструкцій та охолоджувальних систем, здійснюються в різних балансових умовах.

Аналіз результатів досліджень ОДАХ свідчить, що зберігання ідентичних типів продукції при підтриманні необхідних параметрів технологічного регламенту в різних балансових умовах веде до відмінної

тривалості строків зберігання та відмінного змінення показників якості в процесі зберігання, що підтвердило необхідність проведення оцінки проектних рішень при їх виборі для здійснення технологій холодної обробки і зберігання певної харчової сировини і готової продукції.

Розгляд нормативної і науково-дослідної інформації щодо технологій холодної обробки і зберігання харчової сировини і готової продукції показав, що в світовій практиці оцінка вибору проектних рішень здійснюється не тільки при проектуванні холодильних об'єктів, але й в процесах переходу до застосування нових технологій на діючих об'єктах.

Але що найбільш важливе, в розвинутих країнах виконується періодична атестація проектних рішень діючих об'єктів на відповідність новим вимогам продовольчої енергетичної і екологічної безпеки.

З врахуванням отриманої інформації працівниками НДС ІХКЕ ОНАХТ було розроблено проект методології оцінки відповідності рівня проектних рішень вимогам технологій холодної обробки і зберігання харчової сировини і готової продукції, в основу якого покладено:

1. Перевірка відповідності проектною документації об'єкта діючим державним і міжнародним нормативним документам в галузі проектування холодильників з врахуванням внесених змінень і галузевих особливостей об'єкта.

2. Перевірка відповідності будівельної конструкції та охолоджувальної системи холодильника проектному рішенню з врахуванням внесених змінень

3. Оцінка стану зносу будівельно-ізоляційних конструкцій з врахуванням теплової інерційності огорожень, щільності теплових струмів та інфільтрації повітря скрізь огороження.

4. Оцінка стану зносу охолоджувальної системи з врахуванням стану морального і фізичного зносу окремих елементів системи.

5. Визначення структурних елементів теплового балансу в приміщеннях охолоджуваного контуру та порівняння впливу цих елементів на параметри технологічного регламенту у вантажному просторі.

6. Визначення відповідності реальних показників холодильних об'єктів вимогам до здійснення запропонованих холодильних технологій з застосуванням додатних факторів впливу та без.

Запропонована методологія розроблена з використанням діючих державних нормативних документів, а її впровадження буде сприяти сталому відновленню і модернізації холодильного господарства.

При цьому особливу увагу привертає забезпечення можливості застосування цієї методології з ціллю оцінки стану морального зносу проектних рішень, або виявлення порушень діючих вимог початкового проектного рішення внаслідок внесення змінень в процесі експлуатації. Як свідчить практика, зараз проведення обстежень об'єктів холодильного господарства без попереднього запрошення власника — неможливе.

Це обумовлено тим, як вказали результати останніх обстежень, що в більшості випадків здійснюється практика працювання до повного зносу, а зростання енерговитрат і втрат продукції компенсується цінами при реалізації продукції.

Зараз за останніми даними в Закарпатті у зв'язку зі зменшенням поголів'я скотини припинило дію 6 м'ясокомбінатів, де відразу виникли проблеми з експлуатацією незаповнених холодильників. Результати численних багаторічних обстежень холодильників підтверджують, що недостатня заповненість місткості холодильників веде до зростання енерговитрат і можливості виникнення аварійних ситуацій.

Аналіз результатів обстежень холодильників різних галузей промисловості України та інших країн, що були виконані працівниками НДС ІХКЕ ОНАХТ (ОДАХ) на протязі другої половини ХХ-го і початку ХХІ сторіччя, а також розгляд діючої нормативної документації і наукових розробок провідних наукових організацій свідчить, що в процесі експлуатації холодильників різних галузей промисловості здійснюється практика заміни холодильного обладнання при досягненні межового (аварійного) стану зносу на нове та продовження експлуатації будівельно-ізоляційних конструкцій до виникнення необхідності їх повної реконструкції, або будівництва нової споруди.

Відповідь Держстату України (лист №15/1-20/1276 від 12.10.2012) підтвердила, що визначення кількості холодильників торгівлі та промислових галузей, а також місця їх розташування планом державних статистичних спостережень не передбачено, що свідчить про відсутність загальної державної стратегії контролю стану і розвитку загальної системи холодильного господарства для зберігання плинних і резервових продовольчих запасів та підтверджує необхідність її здійснення. Викликає подив те, що одночасно питаннями оцінки стану холодильного господарства в Україні займаються закордонні організації, наприклад, USAID (Агентство США по міжнародному розвитку).

Дослідження USAID підтвердили, що стан холодильного господарства України незадовільний, у тому числі в аграрній сфері, табл. 1.

Дані USAID свідчать про те, що забезпеченність в холодильниках для зберігання різних видів рослинницької продукції знаходиться в межах  $2 \div 22$  %.

На жаль, інформації щодо кількості обстежених холодильників і характеру самої структури, включно з використаними проектними рішеннями, не надано.

При цьому, як правило для проведення експертиз і обстежень запрошуються представники закордонних компаній, кількість представництв яких зараз безперервно зростає в Україні.

Така тактика дозволяє цим компаніям отримувати необхідну інформацію і планувати стратегію розвитку власного виробництва. При цьому здивовує, що перевірку всього холодильного господарства аграрного сектору всіх областей України, кількість об'єктів якого нараховує кілька сотен, працівники USAID здійснювали в дуже стислі строки.

Таблиця 1 – Стан холодильного господарства аграрної сфери України у 2011 р. (дані USAID)

Вид продукції	Показники потрібної $G_{п}$ , та наявної $G_{н}$ , місткості зберігання, та їх співвідношення $G_{н}/G_{п}$	Регіони України				
		Захід	Центр	Схід	Південь	Всі регіони
Картопля	$G_{п}$ , тис. тон	1761	1658	547	133	4099
	$G_{н}$ , тис. тон	30	76	35	9	150
	$G_{н}/G_{п}$ , %	2	5	6	7	4
Овочі	$G_{п}$ , тис. тон	486	403	265	279	1433
	$G_{н}$ , тис. тон	27	45	28	47	147
	$G_{н}/G_{п}$ , %	6	11	11	17	10
Фрукти	$G_{п}$ , тис. тон	135	78	53	32	298
	$G_{н}$ , тис. тон	14	13	10	21	58
	$G_{н}/G_{п}$ , %	10	17	19	66	19
Овочі і фрукти	$G_{п}$ , тис. тон	621	481	318	311	1730
	$G_{н}$ , тис. тон	41	58	38	68	205
	$G_{н}/G_{п}$ , %	7	12	12	22	12

Привертає увагу, що при виконанні цих робіт працівники USAID не запрошували до сумісної діяльності працівників колективу НДС ІХКЕ ОНАХТ, авторитет якого підтверджується створенням на його основі філіала Міжнародної академії Холоду (IIR), а також тим, що на протязі останніх 60 років його співробітники отримали величезний досвід в процесі проведення обстежень і реконструкції більшості холодильників всіх галузей України і багатьох інших країн.

Розгляд результатів обстежень холодильних об'єктів дозволив зробити висновок про те, що зараз встановилася практика використання будівельно-ізоляційних конструкцій холодильників до повного зносу без здійснення заходів до його сталого підтримання на нормативному рівні. При цьому погіршення теплозахисних та зростання інфільтраційних властивостей будівельно-ізоляційної конструкції веде до порушення параметрів технологічного регламенту, скорочення строків зберігання і зростання втрат продукції, що примушує використовувати холодинне обладнання в непридатних умовах на протязі більш довгого часу щоденно, веде до зростання енерговитрат і скорочення строків експлуатації холодильного обладнання. В багатьох випадках це примушує до встановлення додатного холодильного обладнання.

Обмірковування цих ситуацій з працівниками організацій-власників холодильних об'єктів дозволило зробити висновок, що головною причиною відмовлення від періодичного профілактично-оновлюючого ремонту є необхідність досить тривалого припинення або зменшення оборту продукції на цьому холодильнику.

Запланована логістика дистанційного моніторингу холодильників загальної структури холодильного господарства АПК і Держкомрезерву передбачає на основі обробки інформації електронних паспортів визначати стан морального і фізичного зносу окремих об'єктів та холодильного господарства в цілому, та надавати отриману інформацію і рекомендації відповідним установам для прийняття рішень по сталому підтриманню холодильного господарства на оптимальному рівні, та забезпеченню державної енергетичної і продовольчої безпеки.

Розглянута інформація ВНТЦ, USAID, ASHRAE, IIR щодо здійснення контролю стану об'єктів холодильного господарства, а також аналіз результатів багаторічних обстежень окремих холодильників різних галузей промисловості підтвердили доцільність впровадження електронних енерго-технологічних паспортів холодильних об'єктів з щорічною реєстрацією показників, до переліку яких повинно бути надано:

– дані і дата розробки першопочаткового проектного рішення холодильного об'єкта, а також дані і дати внесення змінень в будівельно-ізоляційні конструкції та охолоджувальні системи в процесі експлуатації;

– перелік складових частин холодильного обладнання, з вказівкою на дату їх виготовлення, а також строків загальної, та за останній рік, тривалості експлуатації;

– рівень оборотності вантажів, (тон/рік);

– коефіцієнт робочого часу, що характеризує тривалість використання холодильного обладнання об'єкта на протязі року;

– встановлена холодовидатність обладнання та її відношення до 1 тони місткості;

– загальні енерговитрати на виробництво холоду на протязі року;

– загальне виробництво холоду на протязі року з врахуванням температурного регламенту окремих споживачів холоду;

– виробництво холоду на холодильну обробку і зберігання 1 тони продукції з врахуванням температурного регламенту окремих споживачів холоду;

– зведені витрати на виробництво холоду (грн/т).

При проведенні аналізу стану будівельно-ізоляційних конструкцій запропоновано враховувати їх можливі дефекти і пошкодження.

Стан будівельно-ізоляційних конструкцій холодильників запропоновано кваліфікувати наступним чином:

1. Нормальний (категорія I) — при відсутності необхідності в проведенні ремонтно-відновлювальних робіт у зв'язку виникненням наявних дефектів і пошкоджень.

2. Задовільний (категорія II) — у випадку наявності невеликих дефектів і пошкоджень, для позбавлення від яких виконуються необхідні заходи.

3. Непридатний для нормальної експлуатації (категорія III) — у випадку неможливості підтримання нормативних вимог технологічного регламенту.

4. Аварійний (категорія IV) — у випадку наявності критичних дефектів і пошкоджень, які свідчать про небезпеку перебування обслуговуючого персоналу в будівлі холодильника та примикаючі до нього додатних спорудах.

Виконання перевірок опору прониканню повітря і теплового струму скрізь огороження запропоновано здійснювати тільки відповідно діючим стандартним методикам (ГОСТ 25891-83, ГОСТ 25380-82). Здійснення заходів для забезпечення нормальних умов експлуатації холодильників повинно відповідати державним будівельним нормам України ДБНВ.2.2-12-2003 та переліку наданих у ньому нормативних документах.

Останні дослідження ІХКЕ дозволили зробити висновки, що стабільність підтримання нормативних параметрів технологічного регламенту значно залежить від показників теплової інерційності зовнішніх огорожень, які поступово погіршуються в процесі експлуатації традиційних масивних конструкцій, а при використанні сандвіч-панелей від'ємний вплив безінерційності ще більший.

Результати досліджень дозволили вперше зробити висновки про доцільність проведення досліджень і розробки заходів для збільшення теплової інерційності самого вантажного простору, та його акумулятивної здатності до накопичення холоду.

В результаті при виборі показників для здійснення логістики дистанційного моніторингу вперше запропоновано показники акумулятивності і теплової інерційності вантажного простору та теплової інерційності огорожуючих конструкцій холодного контуру.

Виконаний аналіз отриманої інформації дозволив запропонувати головні показники оцінки стану холодильного господарства для здійснення його сталого дистанційного енерго-технологічного моніторингу з ціллю підтримання на сучасному рівні.

До переліку головних показників оцінки стану регіональних та загальної структури холодильного господарства надано наступні:

– співвідношення загальної місткості холодильного господарства кожного регіону України та кількості населення цього регіону,  $\eta_p = V_p / N_p$ , кг/люди;

– співвідношення загальної місткості холодильного господарства України та загальної кількості населення,  $\eta_s = V_s / N_s$ , кг/люди;

– показники застарілості проектних рішень холодильників регіональних структур та загальної структури холодильного господарства за даними електронних паспортів окремих об'єктів, які враховують відповідність показників цих проектних рішень діючим зараз законодавчим нормативним вимогам (— відповідає; — не відповідає в цілому; — не відповідає за пунктами \_\_\_ \_\_\_);

– загальні енерговитрати холодильного господарства кожного регіону за кожний квартал,  $W_{рег. кв} = \sum W_{рег. хол. кв.}; W_{рег. рік} = \sum W_{рег. кв.};$

- загальні енерговитрати холодильного господарства України в цілому за рік,  $W_{\text{заг. рік}} = \sum W_{\text{рег. рік}}$ ;
- зведені питомі витрати на виробництво холоду в регіональних структурах та загальному холодильному господарстві з врахуванням особливостей галузей промисловості, грн/т;
- встановлена холодовидатність та енергоспоживча потужність холодильного обладнання окремих регіонів та холодильного господарства в цілому.

Запропоновані показники запропоновано надавати до інформаційного банку ОНАХТ ІХКЕ для обробки і систематизації даних.

Отримання вищевказаних показників дозволить здійснювати логістику дистанційного моніторингу загальної структури холодильного господарства, та надавати отриману інформацію і рекомендації відповідним установам для підтримання холодильного господарства на сучасному рівні з ціллю забезпечення продовольчої і енергетичної безпеки.

### **Висновки**

Отримана інформація підтверджує актуальність оптимального розвитку холодильного господарства для забезпечення національної продовольчої безпеки та необхідність впровадження методології дистанційного логістичного моніторингу для сталого контролю і оцінки стану окремих об'єктів та загальної структури холодильного господарства.

### **Література**

1. (ДБН В.1.2-11-2008 «Основні вимоги до будівель і споруд. Економія енергії».
2. ВНТП –СтП- 46-14.96/ МСППУ . «Бази і склади комплектування та забезпечення АПК України»;
3. Наказ Держкомрезерву України №172/142 від 14.07.04.
4. IARW, Global Cold Storage Capacity Report, [www.iarw.org/hq/aboutus/capacity](http://www.iarw.org/hq/aboutus/capacity) Lasp. 2008.
5. С-ПТУХП (НТП АПК 1.10.12.001-02 «Нормы технологического проектирования предприятий по хранению и обработке картофеля и плодоовощной продукции» та ін.
6. IIR. Report on Refrigeration Sector Achievements and Challenges. 2002.

## ЗМІСТ

### РОЗДІЛ 1

#### ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РЕЧОВИН І МАТЕРІАЛІВ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНОЇ ЗАВИСИМОСТІ КОЕФІЦІЕНТОВ ПЕРЕНОСА ЖИДКИХ ГОМОЛОГОВ И ИХ СМЕСЕЙ Горыкин С.Ф. ....	8
ОБЪЕМНАЯ ВЯЗКОСТЬ ФЛЮИДА В ОКРЕСТНОСТИ КРИТИЧЕСКОЙ ТОЧКИ ЖИДКОСТЬ-ГАЗ Бошкова И.Л., Кузнецов И.О., Анвар Зеайтер, Шамшик И.А. ....	12
РАСЧЕТ ВЯЗКОСТИ СМЕСЕЙ КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА С ИЗОПРОПИЛОВЫМ СПИРТОМ МОДИФИЦИРОВАННЫМ МЕТОДОМ ЖЁСТКИХ СФЕР Шимчук Н.А., Лапардин Н.И., Геллер В.З. ....	15

### РОЗДІЛ 2

#### ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНЕСЕННЯ ТЕПЛА

О НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ СУШКИ ЗЕРНОВОГО СЛОЯ В УСТРОЙСТВЕ С ВРАЩАЮЩИМСЯ ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ТЕРМОСИФОНОМ Смирнов Г.Ф., Воскресенская Е.В. ....	20
ОЦЕНКА ТЕПЛООВОГО ЭФФЕКТА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МАТЕРИАЛА С МИКРОВОЛНОВЫМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПОЛЕМ Бошкова И.Л., Колесниченко Н.А. ....	22
К ВОПРОСУ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕМПЕРАТУРНОМ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ПОГРАНИЧНОМ СЛОЕ В ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ Зуев А.А., Мелкозеров М.Г. ....	28
АНАЛИТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ В МАТЕРИАЛЕ ПРИ ДЕЙСТВИИ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ Бошкова И.Л., Георгиев Е.В. ....	33
ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ЭЖЕКЦИОННОМ АППАРАТЕ Кологривов М.М., Бузовский В.П. ....	38
МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ДВИЖУЩЕМСЯ ПЛОТНОМ СЛОЕ ПРИ МИКРОВОЛНОВО-КОНВЕКТИВНОМ И МИКРОВОЛНОВОМ НАГРЕВЕ Бошкова И.Л., Георгиев Е.В., Колесниченко Н.А. ....	46

### РОЗДІЛ 3

#### РОЗРОБКА ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

РОЗРОБКА НОВИХ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ СПОСОБІВ УПРАВЛІННЯ ХОЛОДИЛЬНИКА З ВАХА, ПРАЦЮЮЧОГО В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ ТЕМПЕРАТУР НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА Іщенко І.М. ....	56
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДОЗИРОВАННОГО УВЛАЖНЕНИЯ ПЛЕНОЧНЫХ НАСАДОК Пищанская Н.А. ....	61

ПОИСК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АБСОРБЦИОННОЙ ВОДОАММИАЧНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СИСТЕМАХ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА Осадчук Е.А., Титлов А.С., Васылив О.Б., Мазуренко С.Ю. ....	65
РАЗРАБОТКА СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ БЫТОВЫМИ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ Титлова О.А., Холодков А.О. ....	69
СУДНОВА ГАЗОТУРБІННА УСТАНОВКА З ТЕРМОПРЕСОРИМ ПІДВИЩЕННЯМ ТИСКУ В КОНТУРІ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ Коновалов Д.В., Радченко М.І., Бойко О.В., Пекун О.О. ....	77
КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЖЕКТОРОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И ИХ ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ Когут В.Е., Бутовский Е.Д., Хмельнюк М.Г. ....	81
СОЛНЕЧНЫЕ КОЛЛЕКТОРЫ С МЕТАЛЛО-ПОЛИМЕРНЫМ АБСОРБЕРОМ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ Данько В.П. ....	88

#### РОЗДІЛ 4

### ПРОЦЕСИ ПЕРЕНЕСЕННЯ ТЕПЛА В ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЯХ

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ СУШІННЯ ЖОМУ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ГАРЯЧИМ ПОВІТРЯМ І ПЕРЕГРІТОЮ ПАРЮЮ Шутюк В.В., Василенко С.М., Бессараб О.С. ....	96
ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ ДЛЯ ЗАМКНУТЫХ СИСТЕМ АКВАКУЛЬТУРЫ Суслов А.Э., Маковская А.И. ....	101
ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭКСТРАКТОВ АИРА ОБЫКНОВЕННОГО И ТЫСЯЧЕЛИСТНИКА ОБЫКНОВЕННОГО В КАЧЕСТВЕ ИНСЕКТИЦИДОВ Георгиев Е.В., Хлиева О.Я., Кузнецов И.О. ....	105
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АКТИВНОГО ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИ ЗБЕРІГАННІ ПЛЮДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г. ....	110
ВАЖЛИВІСТЬ СТАНУ ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА У ЗАБЕЗПЕЧЕННІ ПРОДОВОЛЬЧОЇ БЕЗПЕКИ УКРАЇНИ Хмельнюк М.Г., Лагутін А.Ю., Кочетов В.П., Томчик О.М. ....	116