

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ



МАТЕРІАЛИ
XVII Всеукраїнської
науково-технічної конференції
**АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ
ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ**

26-29 вересня 2018 року, м. Одеса

26-29 вересня 2018 року, м. Одеса

ОДЕСА
2018

УДК 620
ББК 31+51
А 43

Рекомендовано до друку Науково-технічною радою Навчально-наукового інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, протокол № 1 від 25 вересня 2018 року.

ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ:

Голова:

Єгоров Богдан Вікторович – ректор Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

Заступники голови:

Поварова Наталія Миколаївна – проректор з наукової роботи Одеської національної академії харчових технологій, к.т.н., доцент;

Косой Борис Володимирович – директор Навчально-наукового інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського Одеської національної академії харчових технологій, д.т.н., професор.

Члени оргкомітету:

Бошкова І.Л.	Крусір Г.В.	Тітлов О.С.
Гоголь М.І.	Лук'янов М.М.	Шпирко Т.В.
Железний В.П.	Мазур В.О.	Хлієва О.Я.
Зацеркляний М.М.	Ольшевська О.В.	Цикало А.Л.
Івченко Д.О.	Сагала Т.А.	Якуб Л.М.
Кологривов М.М.	Семенюк Ю.В.	

ПЛЕНАРНА ДОПОВІДЬ

Актуальні проблеми енергетики та екології /

А 43 Матеріали XVII Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса, Бондаренко М. О., 2018. – 196 с.
ISBN 978-617-7613-26-7

УДК 620
ББК 31+51

Відповідальний за випуск: Семенюк Ю.В., завідувач кафедри теплофізики та прикладної екології ОНАХТ
За достовірність інформації відповідає автор публікації

© Одеська національна академія харчових технологій
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
© Факультет нафти, газу та екології

ISBN 978-617-7613-26-7

УДК 621.57.045

РАСЧЁТ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРИСТЫХ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ КАНАЛОВ ПРИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ПЕРВОГО РОДА С РАБОЧИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ ФРЕОН - 12

Лукиша А.П., кандидат технических наук, старший научный сотрудник,
Институт геотехнической механики НАН Украины, г. Днепр
E-mail: lukisha@ukr.net

Одним из путей в вопросе развития и совершенствования энергосберегающих технологий является исследование возможности создания и применения холодильной техники с незначительным потреблением электроэнергии. Решению данной задачи может способствовать разработка и внедрение пористых парогенерирующих каналов испарителей холодильных машин. Данная работа посвящена вопросу исследования теплогидравлической эффективности пористых цилиндрических каналов при фазовом переходе испарения теплоносителя для граничных условий первого рода. Приведём расчётные соотношения, применявшиеся в ходе вычислений.

Теплообмен в цилиндрическом гладкостенном канале.

Расчёт среднего по длине испарителя коэффициента теплоотдачи при кипении фреонов в каналах, согласно [1], можно провести по формуле Богданова С.Н.:

$$\alpha = Aq^{0,6} (w\rho)^{0,2} d_{ин}^{-0,2}, \quad (1)$$

где α [кВт/м²К], q [кВт/м²].

Для расчёта коэффициента A , зависящего от вида фреона и температуры кипения, в [1] рекомендована следующая справочная таблица:

Хладагент	Температура кипения t_0 , °C				
	-30	-10	0	10	30
R11	0,0208	0,0300	0,0341	0,0382	0,0498
R142	0,0372	0,0461	0,0514	0,0568	0,0710
R12	0,0536	0,0659	0,0719	0,0776	0,0928
R22	0,0599	0,0738	0,0833	0,0928	0,117

Здесь R11, R142, R12, R22 – соответственно названия хладагентов фреон 11, фреон 142, фреон 12, фреон 22.

Формула (1) учитывает различные режимы потока, которые возникают при изменении паросодержания по длине испарителя от $x = 0$ до $x = 1$. Диапазон применения формулы (1) составляет: $q = 0,6 \div 25$ кВт/м²; $w\rho = 50 \div 600$ кг/м²·с.

Расчет теплоотдачи при движении двухфазного потока в пористых материалах

Вопрос экспериментального исследования теплоотдачи при движении пароводяной смеси через пористые среды рассмотрен в диссертации Калмыкова И. В. [2]. На основании обобщения массива экспериментальных данных автор получил следующую обобщенную зависимость, характеризующую теплообмен при движении пароводяной смеси сквозь пористые среды

$$\alpha_v / \alpha_{v,0} = 1 + 810x \sqrt{(\rho w)_0} \frac{v'}{\sigma} \cdot \frac{1-x}{x} \quad (2)$$

Здесь α_v – коэффициент объёмного внутрипористого теплообмена при движении сквозь пористый материал двухфазного парожидкостного потока Вт/м³·град; $\alpha_{v,0}$ – коэффициент объёмного внутрипористого теплообмена при движении сквозь пористый материал жидкости с расходом, равным полному расходу смеси, Вт/м³·град; $(\rho w)_0$ – скорость фильтрации смеси (удельный массовый расход, кг/(м²·с)); v' – коэффициент кинематической вязкости жидкости на линии насыщения, м²/с; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м; x – массовое расходное паросодержание.

Для расчёта величины $\alpha_{v,0}$ использовалась рекомендованная Косторновым А.Г. [3] зависимость для расчёта теплоотдачи внутри пористого металловолоконистого материала при движении сквозь него однофазного теплоносителя.

$$Nu_v = 0,007 Re^{1,2}, \quad (3)$$

где $Nu_v = \alpha_v(\beta/\alpha)^2/\lambda_l$, $Re = \frac{(\rho w)_0(\beta/\alpha)}{\mu_l}$, индекс l относится к параметрам жидкости; α и β – вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления пористого материала.

Расчёт перепада давления при испарении фреона в цилиндрическом гладкостенном канале

При испарении фреона в цилиндрическом гладкостенном канале расчёт перепада давления, согласно [1], производится по упрощённому уравнению Бо-Пьерре для полного испарения хладагента:

$$\Delta P^{(0)} = f v'' \cdot x_{cp} (l/d_{ин})(\rho w)^2, \quad (4)$$

где $\Delta P^{(0)}$ [кПа], f – коэффициент полного сопротивления, учитывающий потери на трение, ускорение и повороты потока. Для чистого хладагента $f = 1,5 \cdot 10^{-5}$, а при наличии масла $f = 3,5 \cdot 10^{-5}$. v'' – удельный объём насыщенного пара хладагента, м³/кг; x_{cp} – среднее паросодержание (расходное). Поскольку в ходе расчётов предполагается полное испарение фреона, принимаем $x_{cp} = 0,5$.

Расчёт гидросопротивления в пористых высокотеплопроводных каналах при двухфазном парожидкостном движении теплоносителя

Расчёт гидросопротивления в пористых каналах при двухфазном парожидкостном движении теплоносителя проводился по методике, аналогичной методике Локарта-Мартинелли [4]. Данная методика была применена Зейгарником Ю.А. и Калмыковым И.В. [2], [5], к движению двухфазных парожидкостных адиабатических потоков в пористых средах. Согласно этой методике, применённой для пористых сред, величины $(dp/dz)_L$ и $(dp/dz)_G$ рассчитываются по модифицированному уравнению Дарси

$$-(dp/dz) = \alpha \mu v G + \beta v G^2 \quad (5)$$

где α и β – вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления пористого материала; μ и v – динамический коэффициент вязкости и удельный объём жидкости; G – удельный массовый расход жидкости сквозь пористый материал.

Согласно [4] параметры Φ_L и Φ_G являются функцией параметра Мартинелли $X = \sqrt{(\Delta P/Z)_L / (\Delta P/Z)_G}$. Для параметра X^2 можно записать следующее выражение [5]:

$$X^2 = \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\mu'}{\mu}\right) \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right) \frac{1 + (\beta/\alpha)[G(1-x)]/\mu'}{1 + (\beta/\alpha)[G \cdot x]/\mu''} = \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\mu'}{\mu}\right) \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right) \frac{1 + Re'}{1 + Re''} \quad (6)$$

Связь параметра X с Φ_L и Φ_G можно выразить следующими формулами [5]:

$$\Phi_L^2 = 1 + CX + 1/X^2, \quad \Phi_G^2 = 1 + CX + X^2 \quad (7)$$

Зайгарником Ю.А. и Калмыковым И.В. [5], в результате обработки опытных данных, было получено, что коэффициент C для пористых каналов является функцией массовой скорости фильтрации $(\rho w)_0 = G$, физических свойств $(\rho'$ и $\mu')$ и гидравлических характеристик пористой структуры (коэффициенты α и β)

$$C = 4,0 \left(\frac{\beta/\alpha}{G} \cdot \frac{\rho'}{\mu} \right)^{0,4} \quad (8)$$

Результаты выполненных работ

Для изучения возможности применения пористых парогенераторов в составе холодильных машин были проведены расчёты теплогидравлической эффективности пористых прямоточных трубчатых парогенераторов с рабочей жидкостью фреон – 12. В качестве параметров теплогидравлической эффективности использовались отношение Q/N , где Q – количество тепла, поглощенного при испарении жидкости, N – мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя; отношение перепадов давления, затрачиваемого на прокачку испаряющегося теплоносителя в гладкостенном и пористом каналах $\Delta P_{sm}/\Delta P_{por}$; отношение длин гладкостенного и пористого каналов l_{sm}/l_{por} . В качестве сравниваемых эталонных поверхностей использовались гладкостенные цилиндрические каналы различных диаметров. В ходе вычислений расчётно-конструктивные параметры изменялись в следующих диапазонах: число Рейнольдса на входе в канал $Re_0 = 2300 \div 10000$; температура и давление жидкости на входе в канал $t_{0s} = 110^\circ\text{C}$; $P_{0s} = 39,9 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; разность между температурой стенки канала и температурой жидкости на входе в канал $t_w - t_{0s} = 1 \div 5^\circ\text{C}$; диаметр канала $d = 3 \div 6 \text{ мм}$; пористость канала принималась равной $\Theta = 0,9$. В ходе проведенных расчётных исследований было получено, что для полного испарения теплоносителя пористые каналы могут быть короче аналогичных по диаметру гладкостенных каналов в 10 и более раз. При этом, при одинаковом расходе теплоносителя, пористые испарительные каналы, за счёт их значительно меньшей длины, могут иметь перепад давления на прокачивание теплоносителя в 2-3 меньше, чем аналогичные гладкостенные каналы. В ходе расчётов было получено, что теплогидравлическая эффективность пористых каналов увеличивается с уменьшением диаметра исследуемых каналов и с уменьшением разности между температурой стенки канала и температурой жидкости на входе в канал, что свидетельствует о том, что пористые испарительные каналы можно эффективно использовать для снятия низкопотенциального тепла. Пример расчётных данных для температуры входа $t_{s in} = 110^\circ\text{C}$; температурного напора $t_w - t_{s in} = 5^\circ\text{C}$; диаметра канала $d = 5 \text{ мм}$, показан в таблицах 1-8:

Таблица 1. Длина гладкостенного парогенератора, l_{sm} , м

	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
Length l , m	0,033	0,038	0,045	0,060	0,081	0,088

Таблица 2. Длина пористого парогенератора, l_p , м

Пористость, Θ	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
0,9	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002

Таблица 3. Геометрический коэффициент эффективности $k_F = l_{sm}/l_p$

Пористость, Θ	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
0,9	20,581	22,886	25,932	32,575	42,238	45,496

Таблица 4. Отношение Q/N для гладкостенного парогенератора

	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
Q/N	$3,98 \cdot 10^6$	$2,02 \cdot 10^6$	$0,95 \cdot 10^6$	$0,30 \cdot 10^6$	$0,11 \cdot 10^6$	$0,09 \cdot 10^6$

Таблица 5. Отношение Q/N для пористого парогенератора

Пористость, Θ	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
0,9	$627,96 \cdot 10^6$	$424,25 \cdot 10^6$	$270,94 \cdot 10^6$	$138,55 \cdot 10^6$	$84,01 \cdot 10^6$	$75,42 \cdot 10^6$

Таблица 6. Перепад давления в гладкостенном канале, ΔP_{sm} , Н/м²

	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
ΔP_{sm} , Н/м ²	5,41	10,73	23,16	78,53	244,38	329,31

Таблица 7. Перепад давления в пористом канале, ΔP_{por} , Н/м²

Пористость, Θ	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
0,9	6,55	9,67	15,11	29,45	48,47	53,96

Таблица 8. Коэффициент отношения перепадов давлений $K_p = \Delta P_{sm}/\Delta P_{por}$, Н/м².

Пористость, Θ	Число Рейнольдса Re_0					
	2300	3000	4000	6000	8000	10000
0,9	0,825	1,109	1,532	2,666	5,042	6,103

Литература

1. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин // А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, В.М. Азарсков, Н.М. Медникова / Под ред. д.т.н., проф. А.А. Гоголина – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
2. Калмыков И. В. Теплообмен и гидродинамика при движении пароводяного потока в пористых средах: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14.–М.:АН СССР, ИВТАН, 1987, 224с.
3. Поляев В.М., Майоров В.А., Васильев Л.Л. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988, 168 с.
4. Lockart, R. W., R.C. Martinelli Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chemical Engineering Progress. 1949. Vol. 45(1). Pp. 39-48.
5. Зейгарник, Ю. А., Калмыков И. В. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления пористых структур при адиабатическом движении пароводяных смесей //Теплофизика высоких температур. 1985. Т.23, № 5. С. 934-940.

АНАЛІЗ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВИХ ПРИМІЩЕНЬ Калініченко І.В., Сидорова В.В.	118
РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПОИСКА ЭЛЕМЕНТАРНЫХ КОНТУРОВ КОЛЬЦЕВОЙ ГАЗОВОЙ СЕТИ Кологривов М.М., Бузовский В.П.	120
ДЛИНА ФАКЕЛА ПЛАМЕНИ ГОРЕЛКИ Кологривов М.М., Григорьев А.О.	124
ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОПЕНТЕНЦІЙНОЇ ПАРИ СИСТЕМ ВИПАРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ СКЛОВАРНИХ ПЕЧЕЙ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ХОЛОДУ Кошельник О.В., Долобовська О.В.	127
МОДЕРНИЗАЦИЯ УСТАНОВКИ СУХОГО ТУШЕНИЯ КОКСА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 100 Т/ЧАС ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ УТРАТЫ КОКСА И ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ Круглякова О.В., Макей А.И.	128
ДОСЛІДЖЕННЯ ВАРІАНТІВ МОДЕРНИЗАЦІЇ ОПАЛЮВАЛЬНОЇ КОТЕЛЬНОЇ Круглякова О.В., Яхоніна А.Д.	129
ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ В ЖИТЛОВО-КОМУНАЛЬНОМУ СЕКТОРІ Лужанська Г.В., Назаров І., Мангрір А.С.	130
РАСЧЁТ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРИСТЫХ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ КАНАЛОВ ПРИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ПЕРВОГО РОДА С РАБОЧИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ ФРЕОН - 12 Лукиша А.П.	132
РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ НА НИЗЬКОПЕНТЕНЦІАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛАХ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ СИСТЕМ ОТРИМАННЯ ПИТНОЇ ВОДИ З АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ Мазуренко С.Ю., Магурян Н.С., Возиянов А.И.	136
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ Мельник Е.Ю., Лукьянов Н.Н., Денисов Ю.П.	138
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТАКТНИХ ПРИСТРОЇВ БРАГОРЕКТИФІКАЦІЙНИХ УСТАНОВОК Ободович О.М., Булій Ю.В.	142
НАУКОВІ ОСНОВИ З ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГО-ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НА ОСНОВІ КОГЕНЕРАЦІЙНО-ТЕПЛОНОСОСНИХ УСТАНОВОК Остапенко О. П.	143
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ Потапов М.Д., Дорошенко Ж.Ф., Пуникверский А.Ф.	145
ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ Радченко Р.М., Калініченко І.В., Зубарев А.А., Богданов Н.С.	147
АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ПРОЦЕСУ КИПІННЯ ХОЛОДОАГЕНТІВ ЗА РАХУНОК ДОДАВАННЯ НАНОЧАСТИНОК ТА МОДИФІКАЦІЇ ТЕПЛОБІМННОЇ ПОВЕРХНІ Семенюк Ю.В., Хлієва О.Я., Лук'янова Т.В.	149
ТЕПЛООБМЕН ГРАВИТАЦИОННОГО СЛОЯ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА С ПОВЕРХНОСТЬЮ Титарь С.С., Бабаев Е.С.	153

ВИБРАЦИЯ ТРУБЧАТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА ТЕПЛООБМЕН С ПЛОТНЫМ СЛОЕМ Титарь С.С., Дариненко Б.Е.	154
РАЗРАБОТКА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛА С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ Титлов А.С., Васильев О.Б.	155
РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНОГО ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПАРОЭЖЕКТОРНОЙ И АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ГАЗА И ПОЛУЧЕНИЯ ЖИДКОГО УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА Титлов А.С., Дьяченко Т.В., Сагала Т.А., Артюх В.Н., Алнамер А.	157
МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ИХ ЭЛЕМЕНТАХ Титлов А.С., Осадчук Е.А., Биленко Н.А.	160
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКИ МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР Титлов А.С., Петушенко С.Н., Устенко Р.А.	162
РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ СПОСОБОВ УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ АППАРАТАМИ Титлов А.С., Тюхай Д.С., Титлова О.А., Березовская Л.В., Адамбаев Д.Б.	164
МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА КОМБИНИРОВАННОГО АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА Титлов А.С., Холодков А.О., Приймак В.Г., Гратий Т.И.	167
ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПОЛИМЕРНОГО ЖИДКОСТНОГО СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА Халак В.Ф.	170
ВПЛИВ ДОМШОК ФУЛЕРЕНІВ C60 НА ГУСТИНУ ОРТО-КСИЛОЛУ Ханчич К.Ю., Мотовий І.В.	172
ЛИМИТИРУЮЩИЕ СТАДИИ ПРОЦЕССА АБСОРБЦИИ АММИАКА В СИСТЕМЕ АММИАК – ВОДЯНОЙ ПАР – ВОДА Цейтлин М.А., Райко В.Ф.	175
СЖИГАНИЕ СЕРНИСТОГО ТОПЛИВА В КИПАЩЕМ СЛОЕ Шевчук В. И., Гирияк В.В., Мудрая С.Г.	177
ВЫБОР СПОСОБА ШЛАКОУДАЛЕНИЯ Шевчук В.И.	179
МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМА ТЕМПЕРАТУРА ПІДГРІВУ ПОВІТРЯ В РАДІАЦІЙНО-КОНВЕКТИВНИХ РЕКУПЕРАТОРАХ Шраменко О.М., Медвідь А.Н., Ревенко В.О.	181
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ОТВЕРДІЛИХ МЕТАНУ CH ₄ , ПЕРФОРМЕТАНУ CF ₄ ТА ПЕРХЛОРМЕТАНУ CCL ₄ Якуб Л.М., Бодюл О.С.	183
THE SEARCH OF ENERGY-EFFICIENT OPERATION MODE OF AMMONIA-WATER-ABSORPTION REFRIGERATION MACHINES Kirilov V.Kh., Titlov A.S., Osadchuk E.A.	185
PROBLEMS OF DEVELOPMENT OF SEASONAL HOUSEHOLD REFRIGERATOR Selivanov A.P., Titlov A.S.	188

Наукове видання

АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ЕКОЛОГІЇ

**Матеріали XVII Всеукраїнської науково-
технічної конференції**

Мови видання: українська, російська, англійська

Підписано до друку 17.10.2018 р.
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк офсетний. Ум. друк. арк. 11,39. Наклад 300 прим.
Зам. № 1710/1.

Надруковано з готового оригінал-макету у друкарні «Апрель»
ФОП Бондаренко М.О.
65045, м. Одеса, вул. В.Арнаутська, 60
тел.: +38 0482 35 79 76
www.aprel.od.ua

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до державного реєстру видавців ДК № 4684 від 13.02.2014 р.