



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ
ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В.С. МАРТИНОВСЬКОГО**

ХІІ ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ
СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ
MODERN PROBLEMS OF REFRIGERATION EQUIPMENT AND TECHNOLOGY**

27-28 вересня 2019 року

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ КОНФЕРЕНЦІЇ



ОДЕСА 2019

УДК 621.565 (075.6)

Сучасні проблеми холодильної техніки та технології / Збірник тез доповідей XII Всеукраїнської науково-технічної конференції. – Одеса: ОНАХТ, 2019. – 229 с.

У збірнику наведені матеріали XII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» та розглянуто різні аспекти науково-технічних питань, пов'язаних з проектуванням, виготовленням та експлуатацією холодильного обладнання різного призначення, дослідженням робочих тіл та процесів в елементах холодильних та криогенних систем, застосуванням нано та когенераційних технологій, використанням холоду в харчових технологіях, застосуванням і впровадженням нетрадиційних джерел енергії.

В сборнике представлены материалы XII Всеукраинской научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии» и рассмотрены различные аспекты научно-технических вопросов, связанных с проектированием, изготовлением и эксплуатацией холодильного оборудования различного назначения, исследованием рабочих тел и процессов в элементах холодильных и криогенных систем, применением нано и когенерационных технологий, использованием холода в пищевых технологиях, применением и внедрением нетрадиционных источников энергии.

Відповідальність за достовірність інформації несе автор публікації.
Матеріали публікуються мовою оригінала, наданого автором.

Голова наукового комітету – Єгоров Богдан Вікторович – ректор Одеської національної академії харчових технологій, член-кореспондент НААН України, Заслужений діяч науки і техніки, д-р техн. наук, професор.

Заступник голови – Косой Борис Володимирович – директор Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, д-р техн. наук, професор.

Члени наукового комітету:

Ванєєв Сергій Михайлович - Сумський державний університет, к.т.н., доцент;

Василенко Сергій Михайлович - Національний університет харчових технологій, д.т.н., професор;

Железний В.П. - зав. кафедрою теплофізики та прикладної екології ОНАХТ, д-р техн. наук, професор;

Лабай Володимир Йосипович - Національний університет «Львівська політехніка», д.т.н., професор;

Лавренченко Г.К. - д-р техн. наук, професор;

Мілованов В.І. - зав. кафедрою компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ, заслужений діяч науки і техніки України, д-р техн. наук, професор;

Морозюк Л.І. - д-р техн. наук, професор;

Потапов Володимир Олексійович - Харківський державний університет харчування і торгівлі, д.т.н., професор;

Радченко М.І. - зав. кафедрою кондиціонування і рефрижерації НУК, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор;

Семенюк В.А. - к.т.н., директор НПФ «Терміон»;

Симоненко Ю.М. - зав. кафедрою кріогенної техніки ОНАХТ, д-р техн. наук, професор;

Снежкін Юрій Федорович - директор Інституту технічної теплофізики, д.т.н., академік НАНУ

Ткаченко Станіслав Йосипович - д.т.н., професор Вінницького національного технічного університету;

Хмельнюк М.Г. - зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ, академік Міжнародної академії холоду, д-р техн. наук, професор;

Щит Михайло Львович - к.т.н., пров. наук. спів. Інституту енергетики Академії Наук Молдови.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ

Голова – проф. Хмельнюк М.Г.

Науковий секретар – к.т.н. Зімін О.В.

Члени – к.т.н. Жихарева Н.В., к.т.н. Когут В.Є., к.т.н. Яковлева О.Ю., к.т.н. Желіба Ю.О., к.т.н. Остапенко О.В., к.т.н. Подмазко О.С.

ТЕМИ ДОКЛАДОВ ПЛЕНАРНОГО ЗАСІДАННЯ

110 РОКІВ ПРОФЕСОРУ ЧУКЛІНУ СЕРГІЮ ГРИГОРОВИЧУ (1909-1974)

ИННОВАЦИОННЫЕ ПОДХОДЫ, МЕТОДЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРИНЦИПЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ КОМФОРТНОГО И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Н.И. Радченко, д.т.н., проф., Е.И. Трушляков, к.т.н., проф., А.Н. Радченко, к.т.н., доц.,
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна

АЗОТНЫЕ ГАЗИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Кириченко И.В., технический директор ПКФ «Криопром» ООО, г. Одесса;
Леонтьев А.А., главный конструктор ПКФ «Криопром» ООО, г. Одесса.
e - mail: info@krioprom.com.ua

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Жихарева Н.В., к.т.н., доц., Одеська національна академія харчових технологій

ЗМІСТ

	СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.	стр.
1.	УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ГАЗІВ СУДНОВОГО ДВИГУНА ЕЖЕКТОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ	10
2.	ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	14
3.	СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ	17
4.	ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АЕРОТЕРМОПРЕСОРИ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ CFD МОДЕЛЮВАННЯ	20
5.	ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ АЭРОТЕРМОПРЕССОРНОГО АПАРАТА ДЛЯ СИСТЕМ КОНТАКТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ	22
6.	МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	24
7.	ВИЗНАЧЕННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ В КОНКРЕТНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ	28
8.	ПОДХОД К АНАЛИЗУ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ	32
9.	ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ	36
10.	АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ	41
11.	ВДОСКОНАЛЕННЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	46
12.	ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ В РАЗНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ	52
13.	ТЕПЛОНАСОСНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВЗ	54
14.	ВПЛИВ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА НА ПАЛИВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ	57
15.	UKRAINIAN ENERGY POLICY DEVELOPMENT. INTERNATIONAL EXPERIENCE	60
16.	THE CYCLE ENSURING UNINTERRUPTED OPERATION OF THE CONTACT HEAT EXCHANGER	62
17.	ОХОЛОДЖЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ	64
18.	АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ СОЗДАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ МОДЕЛЕЙ БЫТОВОЙ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ	67

СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.		стр.
19.	МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫХ РЕЖИМОВ В ПЛОТНОМ ПРОДУВАЕМОМ СЛОЕ ПЛОДООВОЩНОЙ ПРОДУКЦИИ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ	68
20.	АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ АНОДНОГО БЛОКА МАГНЕТРОНА	71
21.	ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ ХОЛОДОАГЕНТІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗОТЕРМІЧНИХ НАПІВПРИЧЕПІВ THERMO-KING В УКРАЇНІ	73
22.	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ С РАЗЛИЧНОЙ ОРГАНИЗАЦИЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ	75
23.	ЕНЕРГЕТИЧНА ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МІКРОХВИЛЬОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ОТРИМАННІ БІОПЕСТИЦИДІВ	78
24.	ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ ТЕЧІЇ ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ У ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБАХ	80
25.	ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ	82
26.	ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ	85
27.	КРИТЕРІЇ ВИБОРУ ЗАСОБІВ СКОРОЧЕННЯ ВТРАТ СВІТЛИХ НАФТОПРОДУКТІВ ПРИ ЗБЕРІГАННІ	88
28.	ПІДВИЩЕННЯ ПОТЕНЦІАЛУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДЛЯ УКРАЇНИ	90
29.	ШТУЧНЕ ЗАМОРОЖУВАННЯ-ВІДТАВАННЯ ОСАДУ СТІЧНИХ ВОД	93
30.	ПЕРСПЕКТИВНІ СХЕМИ І КОНСТРУКЦІЇ СИСТЕМ ОХОЛОДЖУЮЧИХ ЗЕРНОВИХ КОМПЛЕКСІВ	95
31.	ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЕКСТРАКЦІЇ ЛАВРОВОГО ЛИСТА ЗРІДЖЕНІМ ГАЗОМ	98
32.	ПЕРСПЕКТИВЫ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МАГНЕТРОНА	100
33.	СИСТЕМА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ДВОСТУПЕНЕВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ АВТОНОМНИХ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ	103
34.	АНАЛИЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВОСТУПЕНЕВОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ПІДПРИЄМСТВА ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ	105
35.	ОХОЛОЖДЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ЕЖЕКТОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ГАЗІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГОЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ	107
36.	ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ВИБУХОНЕБЕЗПЕЧНИХ БЛОКІВ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ТА РАДІУСІВ ЗОН МОЖЛИВИХ РУЙНУВАНЬ	111

СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.		стр.
ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ		
37.	РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ОХОЛОДЖУВАЧА НАПОЇВ	114
38.	ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОТИ ГОЗОВОГО ДВИГУНА В ХОЛОД ВИКОРИСТАННЯМ СТУПІНЧАСТОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ В ЕХМ І АБХМ	116
39.	ДВОПОТОЧНА ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНА СИСТЕМА ТРАНСФОРМАЦІЇ СКІДНОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВОГО МОДУЛЯ	118
40.	MODIFICATION OF SHIP'S THERMAL INSULATION STRUCTURES IN ACCORDANCE WITH REGULATIONS' REQUIREMENTS FOR THE FROZEN PRODUCTS TRANSPORTATION IN ORDER TO IMPROVE REFRIGERATION SYSTEM EFFICIENCY	121
41.	ВИКОРИСТАННЯ ІМЕРСІЙНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ БІНАРНИМ ЛЬОДОМ НА М'ЯСОКОМБІНАТАХ	123
42.	МОЖЛИВОСТІ ВИКОНАННЯ ЗАВДАНЬ ПАРИЗЬКОЇ УГОДИ ТА ПОПРАВКИ КІГАЛІ ДЛЯ HVAC&R СЕКТОРУ УКРАЇНИ	125
43.	ЗАТУХАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОЇ ХВИЛІ В КОНТЕЙНЕРАХ З ПІДВИЩЕНОЮ ТЕПЛОВОЮ ІНЕРЦІЄЮ СТІНОК	128
44.	АНАЛІЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАННЯ НА КРУПНИХ ПЕРЕДПРИЯТТЯХ ТОРГОВЛІ	131
45.	ВПЛИВ ХОЛОДОАГЕНТІВ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ	133
46.	МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ РОТОРНО-ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ПОМІРНОГО ХОЛОДУ	136
СЕКЦІЯ № 2. ХОЛОДИЛЬНІ ТА КРІОГЕННІ МАШИНИ.		стр.
ТЕПЛОВІ НАСОСИ		
1.	ПРОМИСЛОВІ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ KR ТА Xe З КОНЦЕНТРОВАНИХ СУМІШЕЙ	139
2.	ЛАБОРАТОРНА УСТАНОВКА ДЛЯ ОТРИМАННЯ ТВЕРДОГО НЕОНУ	141
3.	НЕЧІТКА СИСТЕМА ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ В СИСТЕМІ УПРАВЛІННЯ РЕКТИФІКАЦІЙНОЮ КОЛОНОЮ	142
4.	ГАЗОДИНАМІЧНІ ХОЛОДИЛЬНО-НАГРІВАЛЬНІ АПАРАТИ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ	144
5.	ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТВЕРДЫХ ОТЛОЖЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ КОМЕРЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК	145
6.	АНАЛІЗ СИСТЕМ КОГЕНЕРАЦІЇ С ДВУМА ТЕМПЕРАТУРНИМИ УРОВНЯМИ ПРОИЗВОДСТВА ХОЛОДА	147
7.	СИСТЕМА ХЛАДОСНАБЖЕННЯ КАМЕР ХРАНЕНИЯ РАСТИТЕЛЬНОЙ ПРОДУКЦИИ ФЕРМЕРСКОГО ХОЗЯЙСТВА С СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ	150
8.	DEVELOPMENT OF SYSTEMS FOR OBTAINING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR ON THE BASIS OF ABSORPTION WATER-AMMONIA REFRIGERATORS AND SOLAR COLLECTORS	152

СЕКЦІЯ № 2. ХОЛОДИЛЬНІ ТА КРІОГЕННІ МАШИНИ. ТЕПЛОВІ НАСОСИ		стр.
9.	THERMODYNAMIC ANALYSIS OF PERIODIC OPERATION AMMONIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHERIC WATER GENERATION SYSTEMS	155
10.	DEVELOPMENT OF DOMESTIC ABSORPTION REFRIGERATOR FOR OPERATION IN A WIDE RANGE OF EXTERNAL AIR TEMPERATURES	158
11.	MODELING OF THERMAL MODES OF THE REFLUX CONDENSER OF THE ABSORPTION REFRIGERATION UNIT	161
12.	РАЗРАБОТКА АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ	164
13.	RESEARCH OF ELEMENTS OF TECHNOLOGY FOR REMOVAL OF NATURAL PESTICIDES FROM PLANT RAW MATERIALS	167
14.	ПЕРСПЕКТИВНА СХЕМА ЗРІДЖУВАЧА ВОДНЮ МАЛОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ ТА ЇЇ РОЗРАХУНОК	169
15.	ВИКОРИСТАННЯ ВІДКРИТОГО ЦИКЛУ СТРІЛІНГА В АВТОМОБІЛІ, ЩО ПРАЦЮЄ НА РІДКОМУ АЗОТІ	172
СЕКЦІЯ № 3. КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ РОБОЧІ РЕЧОВИНИ		стр.
1.	ККД СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ З УРАХУВАННЯМ СТЕПЕНІ НЕРОЗРАХУНКОВОСТІ ТЯГОВОГО СОПЛА	175
2.	МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТРЁХСТУПЕНЧАТОЙ СЕКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ САЙКЛИНГ-ПРОЦЕССА	177
3.	ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕЧІЇ В ЩІЛИНАХ ТА ОТВОРАХ ЕКВІВАЛЕНТНОЮ ПЛОЩЕЮ ПРОХІДНОГО ПЕРЕРІЗУ	179
4.	РОБОТА МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА НА ХОЛОДОАГЕНТІ З ДОМІШКАМИ НАНОЧАСТОК	180
5.	ОЦЕНКА ПЕРСПЕКТИВ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ПЕРЕД СЖАТИЕМ ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ БРОСОВОГО ТЕПЛА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	182
6.	РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ В ПУСКОВИХ РЕЖИМАХ	185
7.	ВПРОВАДЖЕННЯ ІЗОБУТАНУ В ЯКОСТІ ХОЛОДОАГЕНТА В МАЛІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ	188
8.	ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВС В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	191
9.	МОДЕРНІЗАЦІЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ	193
10.	АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО ВУГЛЕКИСЛОТНОГО КОМПРЕСОРА	195
11.	ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БЕЗШАТУННОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ	197
12.	ПРОФІЛЮВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СОПЛА АКТИВНОГО ПОТОКУ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА	199
13.	АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ З РТО ПРОМІЖНОГО ТИСКУ	200

14.	ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ У ХОЛОДИЛЬНІЙ ГАЛУЗІ УКРАЇНИ	203
15.	ВЛИЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ НАНОЧАСТИЦ AL₂O₃ НА ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕННЫХ ПАРОВ ИЗОПРОПИЛОВОГО СПИРТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИРКУЛЯЦІЇ ДОМШОК	206
16.	КОМПРЕСОРНОГО МАСТИЛА В ХОЛОДОАГЕНТАХ R600A ТА R290 ПО КОНТУРУ ХОЛОДИЛЬНОЇ КОМПРЕСОРНОЇ СИСТЕМИ	209
17.	СТРУКТУРНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ В ЖИДКОЙ ФАЗЕ О-КСИЛОЛА ПРИ НАЛИЧИИ ПРИМЕСЕЙ ФУЛЛЕРЕНА C₆₀	211
18.	ВЛИЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ ФУЛЛЕРЕНОВ C₆₀ НА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕТРАЛИНА	214
19.	ВПЛИВ ДОМШОК МОДЕЛЬНОГО КОМПРЕСОРНОГО МАСТИЛА TEG В ХОЛОДОАГЕНТІ RE170 НА ПАРАМЕТРИ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРНОЇ СИСТЕМИ	217
20.	ПРИНЦИПИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАНОФЛЮІДІВ	220
	ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ	стр.
1.	АЗОТНЫЕ ГАЗИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ	223
2.	ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	227

СЕКЦІЯ № 1. ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ. КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.

УДК 621.444:629.5.03-8

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ГАЗІВ СУДНОВОГО ДВИГУНА ЕЖЕКТОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ

**Пирисунько М.А., викладач, Національний університет кораблебудування ім. адмірала
Макарова, Херсонська філія, Херсон, Україна, maximka1786@gmail.com
Радченко Р.М., к.т.н., доцент, Національний університет кораблебудування ім. адмірала
Макарова Миколаїв, Україна, e-mail: nirad50@gmail.com**

На сьогоднішній день найбільш актуальними є проблеми використання енергетичних ресурсів і запобігання забрудненню навколишнього середовища. Для вирішення цих проблем вкладається багато коштів в розвиток ресурсозберігаючих, енергозберігаючих і енергоефективних технологій, щоб звести до мінімуму екологічні наслідки використання органічного палива та інших природних ресурсів.

Енергетичні установки є однією з головних причин збільшення використання палива і викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище. Велика доля при цьому належить двигунам внутрішнього згорання (ДВЗ), які займають провідне місце як джерела енергії (теплової, механічної, електричної) майже в усіх галузях. Саме через хімічне забруднення токсичними речовинами, що містяться у відхідних газах ДВЗ, наноситься найбільша шкода, а найбільш чутливий вплив на навколишнє середовище має місце від суднових енергетичних установок, в яких головним джерелом енергії є ДВЗ.

Утворення таких шкідливих газів, як діоксид вуглецю CO_2 , оксидів азоту NO_x , монооксиду вуглецю CO , оксидів сірки SO_x та інш. залежить від організації робочих процесів в ДВЗ. Вельми ефективним шляхом екологізації суднових ДВЗ є штучна нейтралізація шкідливих речовин у відхідних газах, наприклад, рециркуляція газів (EGR-технологія). Однак, використання таких технологій вступає в протиріччя із енергетичною ефективністю ДВЗ, адже заходи зі зменшення викидів вимагають додаткових зовнішніх витрат.

Рециркуляція відхідних газів за технологією EGR є методом, що значно зменшує формування NO_x у суднових дизельних двигунах. Його застосування повністю задовольняє вимогам Tier III стосовно NO_x . За схемою EGR після охолодження і очищення частина відхідних газів рециркулюється до повітряного ресивера. Таким чином, частина кисню в повітрі, що використовується в процесі горіння, замінюється оксидом CO_2 . Це, в свою чергу, зменшує вміст кисню O_2 і швидкість горіння, тим самим знижуючи його максимальну температуру, а відтак і інтенсивність утворення NO_x [1].

Як показали дослідження [2], застосування рециркуляції з $K_p = 10\%$ знижує NO_x приблизно на 30% без істотного зростання витрати палива, хоча димність відхідних газів дещо збільшується. При $K_p = 20\%$ зменшення викиду оксидів азоту може сягати 60%. Однак вже при $K_p > 10-15\%$ спостерігається погіршення паливної економічності на 4-7%.

Оскільки молекули CO_2 і води мають більш високу теплоємність, то дещо знижується температура згорання. Підвищення витрати газів дає близько 93% ефекту зниження температури відхідних газів, тоді як збільшення питомої теплоємності – близько 7% [1]. Охолодження рециркуляційних газів призводить до зменшення викидів NO_x при порівнянних ступенях рециркуляції K_p . Цей ефект більш значущий при великих ступенях рециркуляції [2].

Перспективним на сьогоднішній день є використання технологій, які забезпечують підвищення паливно-енергетичної ефективності ДВЗ при роботі з системами рециркуляції газів, тобто поєднують високу екологічну ефективність з економічністю.

Мета дослідження – оцінка ефективності попереднього охолодження повітря суднового головного двигуна ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) з використанням теплоти рециркуляційних газів.

При аналізі ефективності застосування запропонованого рішення порівняння здійснено на основі базової схеми з рециркуляцією відхідних газів, для малооборотових двотактних дизельних двигунів фірми MAN відповідно до умов екологічності Tier III [2]. Рециркуляція забезпечується байпасування частини відхідних газів з наступним очищенням від шкідливих газів в скрубєрі та доохолодженням в теплообміннику-охолоджувачі газу.

Схемне рішення із застосуванням тепловикористовуючого контуру ЕХМ розглянуто для суднового малооборотового дизельного двотактного двигуна MAN B&W марки 6G70ME-C9.5. Для аналізу параметрів системи рециркуляції та характеристик двигуна використовувався програмний комплекс SEAS фірми-виробника MAN [3]. Розрахунок проведено для наступних експлуатаційних характеристик двигуна (при умовах ISO): навантаження на двигун NMCR = 90 %; потужність $N_e = 19656$ кВт; частота обертання $n_e = 80,1$ хв⁻¹; питома витрата умовного палива $g_e = 169,8$ г/(кВт·год). Система рециркуляції газів (EGR) зі скрубєром і охолоджувачем газу відповідає умовам екологічності Tier III.

Розрахунок характеристик двигуна проводився на експлуатаційному режимі при рейсі суховантажного судна з Одеси до Амстердаму, що здійснювався з 09.07.2019 по 20.07.2009 р. Дані зміни кліматичних умов протягом рейсу (температура зовнішнього повітря $t_{нв}$, температура забортної води t_w , вологовміст зовнішнього повітря $d_{нв}$ і відносна вологість $\phi_{нв}$ від доби рейсу судна (рис. 1).

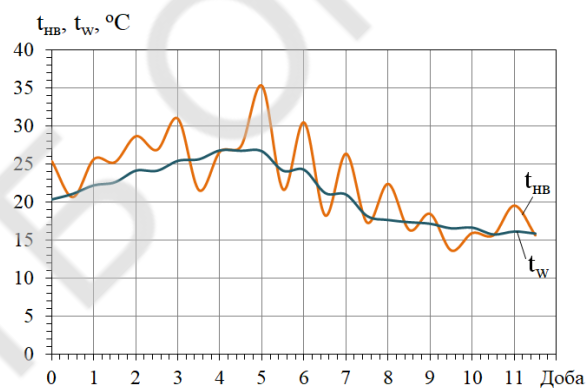


Рис. 1. Залежності температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ і забортної води t_w , вологовмісту зовнішнього повітря $d_{нв}$ і відносної вологості $\phi_{нв}$ упродовж рейсу судна Одеса-Амстердам

Характеристики ЕХМ: холодоагент – R142b; температури кипіння у випарнику-охолоджувачі повітря $t_0 = 3-7$ °C; кипіння в генераторі $t_g = 100-120$ °C; конденсації $t_c = 30-35$ °C.

Розроблена схема системи рециркуляції газів з ЕХМ (рис. 2), відповідно до якої відхідні гази кількістю від 10 до 40 % подаються з ресиверу відпрацьованих газів у скрубєр, де вони частково охолоджуються і очищуються при розпиленні води форсунками. Потім гази охолоджуються в теплообміннику-охолоджувачі газу, конденсат відводиться конденсатовідводником, а очищений і охолоджений газ подається вентилятором у повітряний ресивєр, де він змішується із повітрям від турбокомпресора.

Теплота рециркуляційних газів відводиться до генератору ЕХМ, розташованим перед скрубєром. Холод, що виробляється ЕХМ, застосовується для охолодження повітря на вході в турбокомпресор.

Результати розрахунків системи утилізації теплоти рециркуляційних газів в ЕХМ з тепловими коефіцієнтами $\zeta = 0,30$ показують, що холодопродуктивність (рис. 3) становить $Q_{0(0,3)} = 430\text{--}450$ кВт ($\zeta = 0,30$). Теплове навантаження на генератор ЕХМ $Q_r = 1450\text{--}1520$ кВт при відповідному зниженні температури газу в генераторі (перед скруббером) від $t_{r1} = 360\text{--}410$ °С до $t_{r2} = 180$ °С прийнято з урахуванням запобігання небезпеці виникнення низькотемпературної сірчистоокислої корозії.

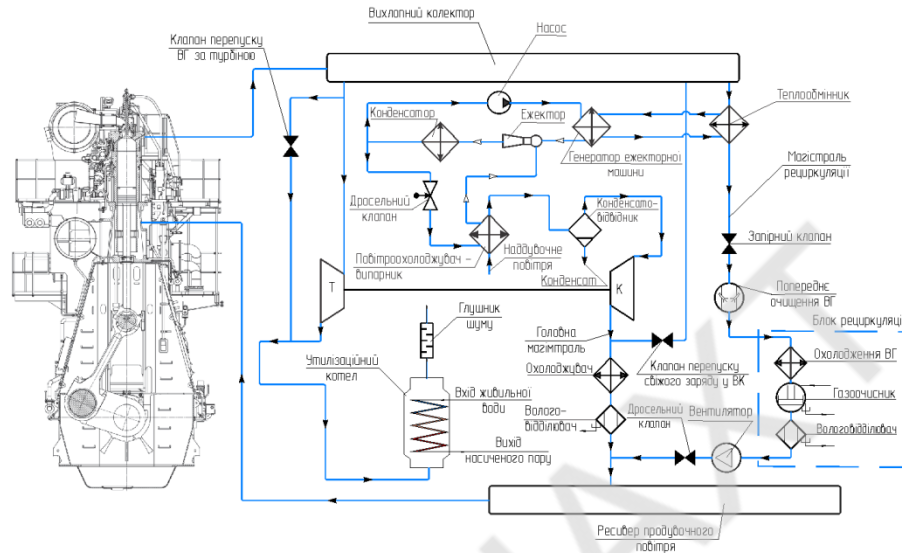


Рис. 2. Схема системи рециркуляції з байпасом малообертового двигуна фірми MAN із тепловикористовуючою ЕХМ

Застосування ЕХМ забезпечує зниження температури повітря перед турбокомпресором на: $\Delta t_{п(0,3)} = 5,1\text{--}8,0$ °С ($\zeta = 0,30$); $\Delta t_{п(0,35)} = 5,7\text{--}9,4$ °С ($\zeta = 0,35$).

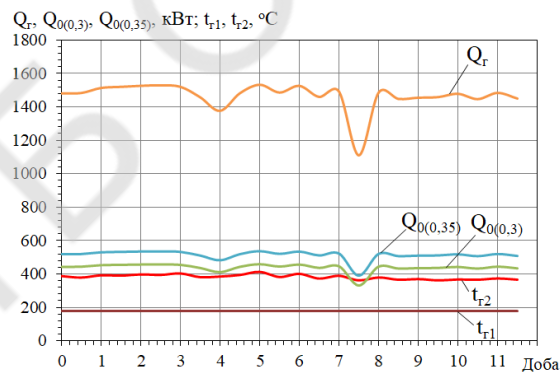


Рис. 3. Зміна температури відхідних газів на виході з колектору t_{r2} , на виході з генератора ЕХМ t_{r1} , теплового навантаження на генератор Q_r , холодопродуктивності ЕХМ при різних теплових коефіцієнтах $Q_{0(0,3)}$, $Q_{0(0,35)}$ упродовж рейсу судна

Зниження температури повітря на вході забезпечує скорочення питомої витрати умовного палива на $\Delta g_{e(0,3)} = 0,5\text{--}0,7$ г/(кВт год) ($\zeta = 0,30$).

Висновок. Розроблено схемно-конструктивне рішення системи рециркуляції випускних газів суднового головного двигуна з використанням їх теплоти ежекторною холодильною машиною для охолодження повітря на вході. Ефект від використання теплоти рециркуляційних газів для охолодження повітря на вході проаналізовано для двигуна фірми MAN 6G70ME-C9.5 з урахуванням змінних кліматичних умов упродовж рейсу судна "Одеса-Амстердам".

Список літератури

1. Ghosh, S. and Dutta, D., "The Effects of EGR on the Performance and Exhaust Emissions of a Diesel En-gine Operated on Diesel Oil and Pongamia Pinata Methyl Ester (PPME)", International Journal of En-gineering Inventions, 12 (1), - 2012. - 39-44.
2. Hussain, J., Palaniradja, K., Alagumurthi, N. and Manimaran, R., "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance and emission characteristics of a three cylinder direct injection compression igni-tion engine", Alexandria Engineering Journal, 51 (4),- 2012. - 241-247.
3. MAN Diesel Turbo, «CEAS Engine Calculations,» 2019. [Онлайновий]. Available: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>.

УДК 621.444:629.5.03-8

ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

**Андрєєв А.А., к.т.н., доцент, Пирисунько М.А., викладач, Національний університет
кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія, Херсон, Україна
andreev.cme@gmail.com**

Основним судновим джерелом забруднення навколишнього середовища є головні і допоміжні двигуни енергетичних установок. В якості головних суднових двигунів домінують дизельні. Морська транспортна індустрія стикається з підвищеними вимогами по скороченню шкідливих викидів дизельними двигунами.

Відпрацьовані гази (ВГ) дизелів являють собою складну газову суміш, яка містить більше 200 компонентів [1]. Чотири компоненти азот (N_2), кисень (O_2), діоксид вуглецю (CO_2) і вода (H_2O) становлять 99-99,9% обсягу ВГ. З точки зору екології вони не представляють інтересу, оскільки нетоксичні. Решта 0,1-1% обсягу ВГ - компоненти, які представляють екологічну небезпеку. Їх небезпеку прийнято оцінювати двома характеристиками: токсичністю і димністю. Під токсичністю ВГ розуміють газоподібні компоненти, які мають шкідливий вплив на навколишнє середовище, живу природу і людину. Серед безлічі токсичних компонентів приблизно 80-95% припадає на частку п'яти з них (табл. 1) [2]. Ступінь їх шкідливості різна і в відносному вигляді може бути виражена співвідношенням: $CO : CH_x : SO_x : NO_x : RCHO = 1 : 2 : 16 : 40 : 40$

У переліку основних токсичних компонентів безперечно лідирують оксиди азоту. В ВГ дизелів міститься близько 10 сполук азоту з киснем, але домінантою є NO , його частка становить 95-98% від усіх оксидів. Решта 2-5% - вищі оксиди азоту: NO_2 ; N_2O ; N_2O_3 [3].

Вирішення проблеми забруднення повітряного басейну Світового океану викидами шкідливих речовин, в тому числі оксидами азоту NO_x з ВГ суднових дизелів пов'язано, перш за все, зі створенням високоефективних технологій зниження концентрації NO_x на випуску з дизельної установки, і це повною мірою відноситься як до суден, які проектується і будуються, так і до суден, що знаходяться в експлуатації.

Законодавчим органом для нормування екологічних показників судових ДВЗ є Міжнародна Морська Організація (ІМО).

Розроблені нею і діючі з 1 січня 2011 р технічні норми ІМО Tier II стосуються тільки викидів оксидів азоту. З 2016 року введено новий стандарт ІМО Tier III, в якому гранично допустимий вміст NO_x у відпрацьованих газах знижено майже в 4 рази [2]. Таке різке посилення нормативів на викиди забруднюючих атмосферу речовин змушує виробників двигунів постійно вишукувати все нові і нові технічні рішення, які покращують екологічні показники дизелів. На даний час склалася ситуація, коли розвиток сучасних ДВЗ і їх конкурентоспроможність визначаються головним чином наявністю засобів, що дозволяють знизити викиди шкідливих речовин до рівня відповідних екологічних вимог.

Сучасні вимоги щодо обмеження викидів NO_x і SO_x регулюються положенням VI Конвенції МАРПОЛ, прийнятої Міжнародною морською організацією (ІМО). Вони стосуються спеціальних райо-нів контролю за викидами (Emission Control Area – ECA), та спеціальних районів контролю за ви-кидами сірки (Sulfur Emission Control Area - SECA), в яких норми викидів значно знижені (NO_x до 3,4 г/(кВт·годину), SO_x до нуля), а кількість таких районів зростає з кожним роком.

В зонах контролю за викидами можуть обмежуватись викиди SO_x або NO_x , або всіх трьох видів викидів із суден.

До існуючих зон контролю викидів входять:

- Балтійське море (SO_x , прийнято: 1997 / вступив в силу 2005 р.);
- Північне море (SO_x , 2005/2006);

- Балтійське море та Північне море SECAs (Sulfur Emission Control Area) - рівень SO_x у паливі встановлений 0,1% з 1 січня 2015 року);

- Північноамериканська зона, включаючи більшість побережжя США та Канади (NO_x та SO_x, 2016/2012);

- Американський Карибський басейн, включаючи Пуерто-Ріко та Американські Віргінські острови (NO_x та SO_x, 2011/2014).

Методи зниження викидів оксидів азоту і частинок прийнято розділяти на внутрішні (первинні) і зовнішні (вторинні).

До внутрішніх методів належать ті, в яких зниження шкідливих викидів досягається за рахунок впливу на внутрішньоциліндрові процеси утворення шкідливих компонентів. Серед цих методів найбільше застосування отримали:

- підвищення максимального тиску згоряння;
- застосування багатоотворних розпилювачів форсунок;
- підвищення тиску упорскування палива;
- множинне впорскування палива;
- оптимізація конструкції камери згоряння;
- оптимізація подачі повітря.

Серед зовнішніх способів зменшення шкідливих викидів з ВГ слід виділити такі:

- очищення ВГ від шкідливих компонентів поза двигуном за допомогою спеціальних при-строїв і фільтрів;

- відновлення оксидів азоту в присутності спеціального каталізатора і при наявності відновника, в якості якого зазвичай використовується водний розчин сечовини.

- поліпшення якості палива і використання альтернативних палив.

Світовий прогрес та екологічні проблеми потребують більш нових, екологічних та економічних рішень. Ми розглянемо як спосіб покращення екологічних показників суднових ДВЗ систему рециркуляції відпрацьованих газів, основний принцип роботи якої зображено на рис. 1.

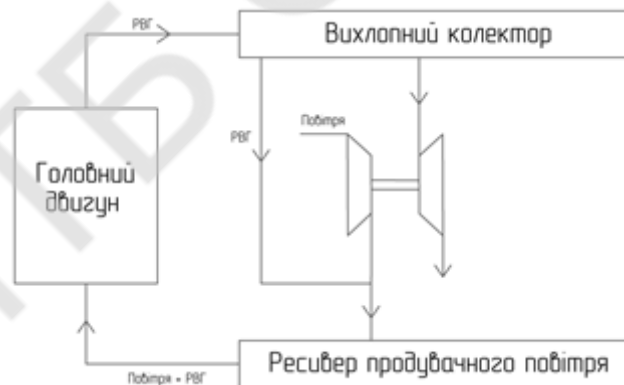


Рис. 1. Основний принцип рециркуляції відпрацьованих газів

Рециркуляція ВГ (від. англ. Exhaust Gas Recirculation (EGR)) - це спосіб значно зменшити утворення NO_x в суднових дизельних двигунах.

Використовуючи цей метод, з'являється можливість виконання вимог Tier III.

В системі рециркуляції, після процесу охолодження і очищення, частина ВГ повертається в ресивер свіжого заряду. Таким чином, частина кисню в свіжому заряді замінюється CO₂, що міститься у вихідних газах після процесу згоряння. Ця заміна зменшує вміст O₂ і збільшує теплоємність свіжого заряду, тим самим знижуючи температурний пік згоряння і утворення NO_x.

Для систем рециркуляції використовуються дві різні схеми [4]:

1. Система з байпасом, сконфігурованим тільки з одним турбонагнітачем, що використовується для двигунів з діаметром циліндра до 700 мм;

2. Система (T/C cut-out) сконфігурована з двома або більше турбонагнітачами і використовується для двигунів діаметром циліндра понад 800 мм.

Кількість газів, що перепускаються на свіжий заряд, характеризується ступенем рециркуляції, який виражається відношенням:

$$k_R = (M_R / M_R + M_B) 100\%$$

де M_R , M_B - маса перепускаемого газу і повітря в циліндрі двигуна.

Мета дослідження – оцінка зменшення викидів оксидів азоту за різних схемних рішень системи рециркуляції відпрацьованих газів (РВГ) суднових дизелів та оцінка ефективності попереднього охолодження повітря судового головного двигуна ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) за рахунок використання теплоти відхідних газів системи рециркуляції.

Розроблено та проаналізовано схемне рішення із застосуванням тепловикористовуючої ЕХМ. Система рециркуляції байпасуванням працює наступним чином: відхідні гази кількістю від 10 до 40 % через клапан з ресиверу відпрацьованих газів подаються в скруббер, де вони частково охолоджуються і очищуються при розпиленні води спеціальними форсунками. Потім гази охолоджуються в теплообміннику-охолоджувачі газу, конденсат відводиться в конденсатвідводнику, а очищений і охолоджений газ подається в вентилятором в повітряний ресивер, де він змішується із повітрям, що йде від турбокомпресора.

Запропоновано відводити на генератор тепловикористовуючої ЕХМ теплоту рециркуляційних газів, при цьому генератор розташовується перед скруббером. Холод, що виробляється ЕХМ застосовується для охолодження повітря на вході в турбокомпресор (попереднє охолодження повітря ДВЗ). Для розглянутого двигуна MAN B&W марки 6G70ME-C9.5 питома витрата палива збільшується в середньому на 5 г/(кВт год). При цьому степінь рециркуляції протягом рейсу складає $K_p = 15-17\%$, витрата відхідних газів, що йдуть на рециркуляцію складає $G_{r,p} = 6-7$ кг/с при загальній витраті $G_g = 38-39$ кг/с. Витрата "свіжого" повітря на турбокомпресор двигуна складає $G_{n,egr} = 37-38$ кг/с – з рециркуляцією та $G_n = 43-45$ кг/с – без рециркуляції відхідних газів.

Результати дослідження роботи тепловикористовуючої ЕХМ з різними тепловими коефіцієнтами $\zeta = 0,30; 0,35; 0,40; 0,60$ показують, що холодопродуктивність (fig. 4) складає: $Q_{0(0,3)} = 430-450$ кВт ($\zeta = 0,30$); $Q_{0(0,35)} = 500-530$ кВт ($\zeta = 0,35$); $Q_{0(0,4)} = 580-610$ кВт ($\zeta = 0,40$) і $Q_{0(0,6)} = 870-910$ кВт ($\zeta = 0,60$). Теплове навантаження на генератор ЕХМ складає $Q_g = 1450-1520$ кВт при відповідному охолодженні газу в генераторі (перед скруббером) від температури $t_{r1} = 360-410$ °С до температури $t_{r2} = 180$ °С (прийнята із врахуванням небезпеки виникнення низькотемпературної сірчистоокислої корозії). Така ефективність ЕХМ дозволяє забезпечити зниження температури повітря перед турбокомпресором двигуна відповідно на: $\Delta t_{n(0,3)} = 5,1-8,0$ °С ($\zeta = 0,30$); $\Delta t_{n(0,35)} = 5,5-9,4$ °С ($\zeta = 0,35$); $\Delta t_{n(0,4)} = 6,6-10,8$ °С ($\zeta = 0,40$); $\Delta t_{n(0,6)} = 8,7-16,0$ °С ($\zeta = 0,60$).

Висновок. Використання теплоти рециркуляційних газів ежекторною холодильною машиною дозволяє знизити температуру повітря на вході головного двигуна на 5–15 °С, що забезпечує зменшення питомої витрати палива на 0,5–1,5 г/(кВт год).

Список літератури

1. A.K. Agrawal, S. K. Singh, S. Sinha and M. K. Shukla, "Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines," Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences, vol. 29, no. 3, pp. 275-284, June 2004.
2. MAN B&W, MAN B&W Two-stroke Marine Engines. Emission Project Guide, 9th Edition ed., Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2018, p. 111.
3. N. Bent, «8500 TEU Container Ship Green Ship of the Future Concept study,» Odense Steel Shipyard Ltd, 2009.
4. MAN Diesel Turbo, «CEAS Engine Calculations,» 2019. [Онлайновий]. Available: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>.

УДК 621.181.27

СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

В.С. Корниенко, к.т.н., доцент, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Херсонский филиал, Херсон, kornienkovika1987@gmail.com

Введение. Требования международных организаций в области охраны окружающей среды, уменьшения тепловых потерь и выбросов при сжигании органических топлив, повышение экономичности и надежности работы энергетических установок остро ставят вопрос разработки комплексной технологии решения указанных задач на всех этапах: подготовки топлива к сжиганию; самого процесса горения; снижения скорости низкотемпературной коррозии (НТК), глубокой утилизации с использованием не только явной теплоты, но и теплоты конденсации паров H_2SO_4 и H_2O , содержащиеся в выхлопных газах; очистки газов от токсичных ингредиентов. Это требует соответствующей организации физико-химических процессов.

Анализ литературных данных и постановка проблемы. В данное время широко применяются физико-механические и физико-химические методы, способы и оборудование для очистки выхлопных газов от загрязняющих веществ и содержащихся в них вредных примесей [1-3].

К наиболее известным и широко применяемым за рубежом технологиям снижения концентрации загрязняющих веществ в выхлопных газах энергетических установок относятся: технологии фирмы Alfa Laval (Aalborg Industries) [1]; технологии, предлагаемые фирмой Wärtsilä [2]; технология CSNO_x фирмы Ecospec [3]. В качестве прототипа [3], рассматривается система очистки выхлопных газов CSNO_x, разработанная компанией "Ecospec Global Technology", которая в отличие от ранее рассмотренных технологий, позволяет более интенсивно и одновременно снижать содержание трех токсичных ингредиентов - SO_2 , CO_2 и NO_x . В прототипной технологии не учитываются вопросы надежности работы газового тракта элементов энергетической установки, возможности увеличения глубины утилизации теплоты выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) за счет снижения их температуры ниже температуры точки росы (ТТР) паров серной кислоты (130 °С) и водяных паров (ниже 48 °С) и улавливания твердых частиц до скрубберов. Последовательность технологических процессов очистки потока газов не учитывает изменение условий в газовом тракте самого энергетического оборудования (ДВС, котлы), начиная от зоны горения топлива и до выхода газов из этих элементов энергетической установки.

Целью исследования является разработка технологии комплексной очистки выхлопных газов ДВС. Возможность решения сложных задач в предлагаемой технологии обеспечивается сжиганием водотопливных эмульсий (ВТЭ) со специально рекомендованным значением содержания воды ($W^T = 30\%$). Такой состав ВТЭ существенно влияет не только на протекание тепловых и физико-химических процессов по всему пути агрегатов сжигания топлива, но и направляет их в необходимом направлении.

Для решения задач по технологии предложенного способа предусмотрено 6 этапов технологического процесса: 1) подготовка воды необходимого качества для приготовления ВТЭ с целью обеспечения условий сжигания ВТЭ с водосодержанием около 30 %; 2) сжигание ВТЭ соответствующего качества с водосодержанием около 30 %, что приводит к получению эквиволярного или близкого к нему соотношения $NO_2:NO$ в выхлопных газах на выходе из зоны горения, обеспечивающего снижение НТК, а также снижения эмиссии NO_x , SO_2 , CO_2 ; 3) установка конденсационных низкотемпературных поверхностей нагрева (НТПН), на поверхности которых создаются условия пассивации поверхности металла и резкого снижения интенсивности НТК, а также условия со стороны газов и в конденсате для интенсификации абсорбции NO_x , SO_2 , CO_2 ; 4) продолжение интенсификации абсорбции на конденсационных поверхностях газоходов до

скрубберной части (при обеспечении условий надежной работы металла) или поддержание температуры металла этих газоходов выше ТТР H_2SO_4 без абсорбции NO_x , SO_2 , CO_2 , но при обеспечении надежности работы (при низком уровне НТК); 5) применение интенсивных скрубберных технологий с применением процессов активизации абсорбции NO_x , SO_2 , CO_2 ; 6) защита металла газоходов после скрубберов.

Результаты исследований. Как показали проведенные нами научные исследования, связанные с развитием тепловых и физико-химических процессов в элементах СЭУ, первостепенным и решающим фактором для решения поставленных задач в разработке комплексной системы улучшения экологических показателей, уменьшение коррозии и тепловых потерь, повышение экономической эффективности является организация процесса сжигания в ДВС ВТЭ (на основе сернистых топлив) с водосодержанием около 30 % (второй этап). Для выполнения задачи активизации абсорбционных свойств выхлопных газов необходимо обеспечить эквимолярное (или близкое к этому) соотношение $NO_2 : NO$ в газах. Как показали наши исследования [4], такое соотношение (или близкое к нему) автоматически создается в конце зоны горения ВТЭ с водосодержанием $W^f = 30\%$ вследствие влияния интенсивной турбулентности, создаваемой при микровзрывах капель ВТЭ в зоне активного горения.

При этих условиях проходит пассивация поверхности металла с температурой ниже ТТР H_2SO_4 и поэтому появляется возможность существенного снижения НТК конденсационной поверхности, что подтверждается полученным патентом [4]. Это дает возможность установить на выходе из утилизационного котла (УК) после ДВС НТПН с температурой поверхности ниже ТТР паров серной кислоты (температура стенки $t_{ст}$ может поддерживаться в диапазоне 130...70 °С) (третий этап) благодаря микровзрывам при конденсации паров на НТПН. В результате вся поверхность, например, экономайзера является конденсационной, покрытой слоем мокрых (от конденсата кислоты) загрязнений. Причем концентрация серной кислоты в этом диапазоне $t_{ст}$ также естественно (вследствие соответствующего прохождения физико-химических процессов) устанавливается на уровне 57 %, при котором наблюдается максимум абсорбции SO_2 .

На интенсивность абсорбционных процессов в конденсате на НТПН в котлах и газоходах влияет наличие загрязнений на этих поверхностях [5]. Поэтому важно, как развиваются процессы загрязнения поверхностей нагрева и газоходов при сжигании ВТЭ. В слое увлажненных кислотой загрязнений происходит активизация процесса абсорбции NO_x и особенно SO_2 раствором серной кислоты, имеющейся в загрязнениях. Обеспечение процесса абсорбции оксидов NO_x , SO_2 и CO_2 конденсатом серной кислоты на конденсационных поверхностях котлов рассматривается как третий этап очистки выхлопных газов от токсичных ингредиентов.

После конденсационной поверхности, установленной на выходе из УК, выхлопные газы попадают в газоход. Концентрация паров кислоты в газах становится ниже и соответственно снижается ее ТТР H_2SO_4 , что облегчает защиту металла газохода после конденсационной НТПН.

Важным для осуществления следующих этапов очистки выхлопных газов, оценки их коррозионного воздействия на металл газоходов паров H_2SO_4 и H_2O является то, что в ходе физико-химических процессов в слое конденсата и загрязнений, имеющих на конденсационных поверхностях, снижается не только концентрация NO_x и, что важно, увеличивается содержание в них NO_2 , что обеспечивает эквимолярных соотношение $NO : NO_2$ в потоке газов после конденсационной теплообменной поверхности УК. Значит появляется возможность при наличии конденсата H_2SO_4 на внутренней металлической поверхности газохода (в районе и после НТПН) обеспечить пассивацию поверхности металла газохода при дальнейшем процессе очистки выхлопных газов от NO_x , SO_2 по тому же механизму, что и в предыдущей конденсационной поверхности нагрева на выходе из УК (способ защиты от НТК).

Для обеспечения процесса конденсации газоход должен иметь такую толщину изоляции, чтобы обеспечить температуру стенки ниже ТТР H_2SO_4 в этом газоходе и перепад температур газов и стенки на уровне 10...15 °С, при котором будет проходить конденсация. При таком теплоперепаде

обеспечивается минимальный уровень коррозии и дополнительно идет процесс пассивации металла, что повышает надежность поверхностей, и, кроме того, будет обеспечена дополнительная очистка газов от NO_x и SO_2 . Таким образом, указанные процессы обеспечивают четвертый этап очистки выхлопных газов.

Чтобы обеспечить конечную очистку выхлопных газов от NO_x и SO_2 до уровня, соответствующего нормативным документами ИМО, необходимо использование скрубберных технологий [1]. С целью очистки выхлопных газов с помощью скрубберных технологий после выхода газов из УК устанавливается на газоходе мокрый скруббер последовательной очистки газов ДВС от SO_2 , NO_x и CO_2 при сжигании высокосернистых топлив (пятый этап).

Вследствие существенного снижения температуры выхлопных газов (ниже 50°C) в скрубберах после ДВС (ГТД) и котла, в которых имеются пары воды с кислотными свойствами, возможна при этих условиях их конденсация на внутренней поверхности газоходов после скрубберов. Поэтому необходимо применить подсушку влажных выхлопных газов (шестой этап). Подсушка влажных газов после скруббера проводится за счет установки экономайзера. В трубках этих пленочных теплообменников движется горячая вода, а поперек трубок снаружи - газы.

Экспериментальные исследования показали: 1 м^2 конденсационной поверхности абсорбирует $3,4\text{ мг/м}^3\text{ NO}_x$ и $0,89\text{ мг/м}^3\text{ SO}_2$. При этом важно, что дополнительно имеет место процесс осаждения токсичных твердых зольных и сажистых частиц: от $150...170\text{ мг/м}^3$ (на выходе из топки при сжигании ВТЭ с $W^r = 30\%$) до $50...60\text{ мг/м}^3$ после конденсационной поверхности.

Выводы. При сжигании ВТЭ с водосодержанием 30% снижается интенсивность НТК, что позволяет установить конденсационные поверхности нагрева в УК. Установка конденсационной поверхности нагрева в УК снижает содержание в газах NO_x на 55% , SO_2 - на 50% , а содержание твердых частиц - в 3 раза. Использование комплексной системы обеспечивает очистку газов от токсичных ингредиентов и тепловых выбросов до уровня, рекомендуемого ИМО.

Литература

1. Kjølholt, J. Assessment of possible impacts of scrubber water discharges on the marine environment [Online] / J. Kjølholt, S. Aakre, C. Jürgensen, J. Lau-ridsen // The Danish Environmental Protection Agency, Environmental Project. – 2012. – No.1431. – 92 p. – Available at: <http://www2.mst.dk/Udgiv/publications/2012/06/978-87-92903-28-0.pdf>. – 01.04.2013.
2. PureSOx Exhaust gas cleaning [Online]. – Available at: <http://www.alfalaval.com/industries/marine/oiltreatment/Documents/PureSOx%20product%20brochure.pdf>. – 04.03.2013).
3. Ecospec CSNOxTM Brochure [Online]. – Available at: http://www.ecospec.com/upload/brochure%20pdf/67_ua_ez4cere8bt2axql5896mgz76wsbasv.pdf. – 04.09.2013.
4. Пат. 99408 Україна, МПК C23F 11/10, F22B 37/00, F23J 15/00. Спосіб захисту металу низько-температурних поверхонь нагріву котла від сірча-нокіслотної корозії [Текст] / В. Ю. Горячкін, А. В. Горячкін, О. В. Акімов, В. С. Корнієнко; заявник НУК. – №a201110299; заявл. 23.08.11; опубл. 10.08.2012, Бюл. №15. – 8 с.
5. Radchenko, M. Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Com-bustion [Text] / M. Radchenko, R. Radchenko, V., M. Pyrysunko. – In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer, Cham. – 2020. – pp. 853-862. doi: 10.1007/978-3-030-22365-6_85.

УДК 621.578

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОГАЗОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АЕРОТЕРМОПРЕСОРИ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ CFD МОДЕЛЮВАННЯ

Кобалава Г.О., викладач, Цапенко В.Д., студент, Бойко А.І., магістр

Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова, м. Херсон, g.lavamay@gmail.com

Розвиток енергозберігаючих технологій, які забезпечують утилізацію низькопотенційної теплоти вторинних енергоресурсів, являється перспективним шляхом для сприяння підвищення ефективності газотурбінних установок (ГТУ). Подача води в канал компресора ГТУ є одним з ефективних способів підвищення потужності і ефективності ГТУ. Вода під високим тиском упорскується в ненасичений потік повітря, в якому вона випаровується, через що відбувається відведення теплоти від циклового повітря. Цей метод часто використовується і давно застосовується в широкому спектрі ГТУ [1].

Одним з перспективних способів розпилення рідини є застосування аеротермопресора, який представляє собою двофазовий струминний апарат, в якому за рахунок відведення теплоти від повітряного потоку відбувається підвищення тиску повітря та його охолодження. Основною проблемою при розробці аеротермопресора є визначення геометричних характеристик проточної частини апарата та системи упорскування рідини, які б дозволили забезпечити ефективне його застосування.

Для визначення основних характеристик аеротермопресора системи охолодження циклового повітря ГТУ було проведено аналіз ряду типових моделей за допомогою комп'ютерного CFD-моделювання. Конструкцію аеротермопресора розроблено для дослідження робочих процесів при виникненні термогазодинамічної компресії з метою визначення оптимальних геометричних і режимних параметрів.

Тривимірний твердотільний модель аеротермопресора наведена на рис. 1.



Рис. 1. Тривимірний твердотільний модель аеротермопресора

Було прийнято наступні основні геометричні характеристики проточної частини досліджуваної моделі аеротермопресора: довжина аеротермопресора (при $(L/D) = 5$) $L_{атп} = 1324$ мм; діаметр на вході в конфузор $D_{c1} = 188$ мм; кут конусності конфузора $\alpha = 35^\circ$; діаметр камери випаровування $D_{ch} = 68$ мм; довжина камери випаровування $L_{ch} = 340$ мм; діаметр на виході з дифузора $D_{d2} = 190$ мм; кут конусності дифузора $\beta = 5^\circ$.

Для проведення чисельного моделювання процесу перебігу повітряного потоку в аеротермопресорі методом кінцевих об'ємів [2, 3, 4] в програмному комплексі ANSYS Fluent (CFD-моделювання) була визначена методика розрахунку, обрана модель турбулентності, проведено розрахунок з урахуванням збіжності результатів та здійснена обробка вихідних даних в постпроцесорі.

Для забезпечення максимального підвищення тиску в результаті термогазодинамічної компресії, упорскування води здійснювалося із збитком. Також це дозволить отримати дисперсність

поток на виході з дифузора достатню (середній діаметр крапель води до 20 мкм) для забезпечення мінімальної сепарації крапель на лопатках та корпусі компресора, що у свою чергу дозволить створити необхідні умови для процесу ізотермічного стиснення в компресорі високого тиску газотурбінного двигуна. Розпилення води здійснювалося в перерізі початку камери випаровування (рис. 1).

Результати. Результати моделювання роботи аеротермопресора показали (рис. 2), що підвищення повного тиску циклового повітря між ступенями компресора в результаті термогазодинамічної компресії складає $\Delta P_{\text{атп}} = 1,4$ кПа (0,5%) при охолодженні потоку на $\Delta T_{\text{атп}} = 300$ К. Таким чином початкова температура $T_{\text{атп1}} = 650$ К (377 °С) знижується до температури на виході $T_{\text{атп2}} = 350$ К (70°С). Швидкість на вході в камеру випаровування складає $w_{\text{атп}} = 326$ м/с (0,67 М). Порівняння зміни тиску $P_{\text{атп}}$ по довжині проточної частини аеротермопресора з та без упорскування води (рис. 2) показує, що тиск в камері випаровування внаслідок втрат зменшується з 220 кПа до 215 кПа, тобто втрати тиску складають $\Delta P_{\text{терп}} = 5$ кПа (1,7 %). Однак, наявність термогазодинамічної компресії підвищує тиск і компенсує ці втрати. При цьому повний тиск в камері випаровування збільшується на $\Delta P_{\text{атп1}} = 30$ кПа (10 %).

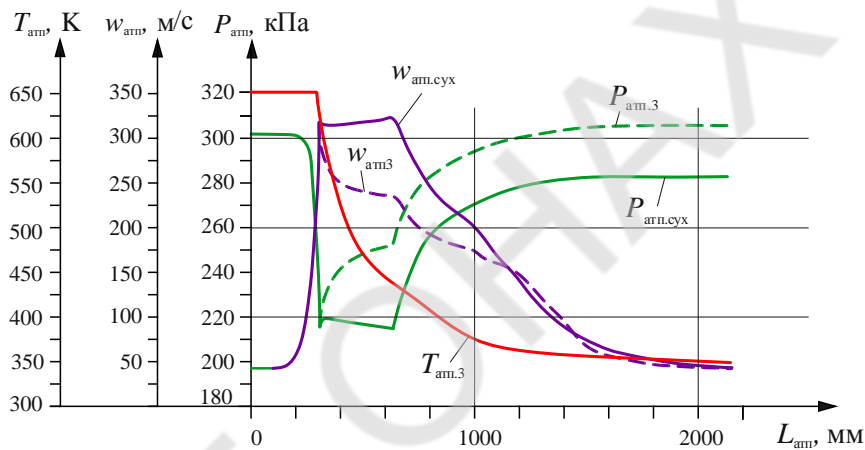


Рис. 2. Залежності основних характеристик потоку: повного тиску $P_{\text{атп}}$, швидкості $w_{\text{атп}}$, температури $T_{\text{атп}}$ по довжині проточної частини аеротермопресора $L_{\text{атп}}$:

————— – для аеротермопресора без упорскування рідини;

----- – для аеротермопресора з упорскуванням рідини в камеру випаровування.

В дифузорі відбувається зменшення швидкості потоку до 30–40 м/с із одночасним підвищенням тиску. Підвищення тиску в проточній частині аеротермопресора з упорскуванням рідини у порівнянні із «сухим» аеротермопресором складає $\Delta P_{\text{сух.атп}} = 24,5$ кПа (8,1 %).

ЛІТЕРАТУРА

1. Konovalov, D., Kobalava, H.: Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds.) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 581-591. Springer, Cham (2020).
2. ANSYS Fluent Tutorial Guide Release 17.0. Canonsburg: ANSYS, Inc., – 2016. – 1216 p.
3. Jayanti, S. Computational Fluid Dynamics for Engineers and Scientists [Text] / S. Jayanti. – Netherlands: Springer, 2014. – 402 p.
4. Кобалава, Г.О. Визначення конструктивних параметрів проточної частини аеротермопресора системи охолодження циклового повітря мікротурбін [Текст] // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2019. – № 2 (154). – С. 44-50.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ АЭРОТЕРМОПРЕССОРА ДЛЯ СИСТЕМ КОНТАКТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГТУ

**Коновалов Д.В., к.т.н., доцент, Кобалава Г.А., преподаватель, Максимов В.И., преподаватель
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения
имени адмирала Макарова, г. Херсон, g.lavamay@gmail.com**

Струйные аппараты давно заняли свою нишу в технической сфере, и нашли широкое применение, как в виде отдельных устройств, так и в составе энергетических установок для совершенствования вспомогательных систем и повышение топливно-энергетической эффективности. Одним из таких аппаратов является аэротермопрессор, представляющий собой двухфазное струйное устройство для контактного охлаждения, в котором за счет отвода теплоты от воздушного потока происходит повышение давления воздуха, и соответственно, его охлаждение.

Эффективность работы аэротермопрессора зависит от значений потерь полного давления, на которые влияют следующие факторы: поверхностное и внутреннее трение газа, аэродинамическое сопротивление системы впрыска, лобовое сопротивление капель впрыснутой жидкости и др. Такие потери могут быть достаточно значительными и составлять до 10-40% в зависимости от особенностей конструкции проточной части аппарата. Таким образом, для обеспечения высокоэффективной работы аэротермопрессора необходимо определить технологические требования к конструкции проточной части аппарата, так как они оказывают значительное влияние на рабочие процессы и предопределяют затраты энергии для преодоления сил трения и местных сопротивлений на сужающе-расширительных участках аппарата [1, 2].

Для определения оптимальных конструктивных параметров экспериментального аэротермопрессора (рис. 1) при различных скоростях потока воздуха в рабочей камере ($M = 0,4-0,8$) был проведен гидродинамический анализ ряда типовых моделей при помощи компьютерного CFD моделирования [3, 4]. Расчет основных параметров потока воздуха (полное давление, динамическое давление, скорость, температура и др.) в аэротермопрессоре проводился для ряда углов конусности конфузора α и диффузора β , а также для ряда значений относительной скорости воздуха в рабочей камере $M = 0,4 - 0,8$.

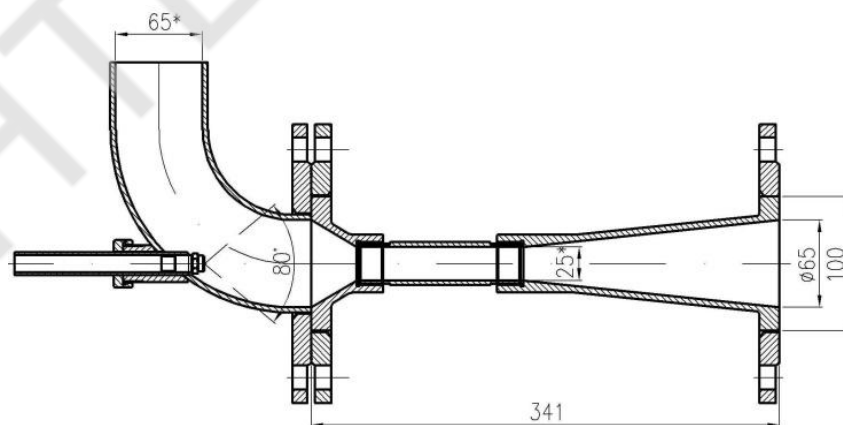


Рис. 1. Основные параметры экспериментального аэротермопрессора

Для проведения численного моделирования процесса течения воздушного потока в аэротермопрессоре методом конечных объемов в программном комплексе ANSYS Fluent, была определена методика расчета, основанная на решателе Pressure-Based. Была выбрана модель турбулентности, проведен расчет с учетом сходимости результатов, после чего осуществлена

обработка и визуализация выходных данных в постпроцессоре, в виде графиков, полей и линий тока для основных параметров рабочего процесса.

В результате компьютерного моделирования ряда моделей аэротермопрессора было получено значение коэффициентов местного сопротивления для диффузора (угол раскрытия $\beta = 6; 8; 10; 12^\circ$) и конфузора (угол раскрытия $\alpha = 30; 35; 40; 45; 50^\circ$). При этом для конфузора - $\zeta_c = 0,02-0,08$, где меньшие значения соответствуют углу раскрытия $\alpha = 30^\circ$. Влияние сопротивления диффузора более значительное - $\zeta_d = 0,08-0,32$, где меньшее значение имеет диффузор с углом раскрытия $\beta = 6^\circ$.

Уравнение зависимости коэффициента местного сопротивления конфузора ζ_c от геометрических параметров аппарата определено методом аппроксимации:

$$\zeta_c = \sin^2 \alpha \cdot 0,3287 \sin \alpha - 0,2421 + n_c \cdot 7 \cdot 10^{-4} n_c - 0,0063 + 0,0858 \quad (1)$$

где α - угол конусности конфузора, $^\circ$;

n_c - степень сужения конфузора.

Данное уравнение (коэффициент регрессии - $R = 0,9857$; $R^2 = 0,9715$) получено для характеристик течения в конфузоре: $1,2 \cdot 10^5 < Re < 3,4 \cdot 10^5$; $\alpha = 30-50^\circ$; $M = 0,4-0,8$; $n_c = 5,6-8,5$. Отклонение расчетных значений коэффициента ζ_c от полученных при численном CFD-моделировании $\zeta_{c,c}$ составляет $\delta_c = \pm 7\%$.

Уравнения зависимости коэффициента местного сопротивления диффузора ζ_d от геометрических параметров аэротермопрессора:

$$\zeta_d = \sin^2 \beta \cdot 0,428 + 6,4174 \sin \beta + n_d \cdot 0,0142 - 7 \cdot 10^{-4} n_d - 0,0794 \quad (2)$$

где β - угол конусности диффузора, $^\circ$;

n_d - степень расширения диффузора.

Данное уравнение (коэффициент регрессии - $R = 0,9828$; $R^2 = 0,9659$) получено для характеристик течения в диффузоре: $1,2 \cdot 10^5 < Re < 3,4 \cdot 10^5$; $\beta = 4-12^\circ$; $\alpha = 40^\circ$; $M = 0,4-0,8$; $n_d = 4,4-8,7$.

Отклонение расчетных значений коэффициента ζ_d от полученных при численном моделировании $\zeta_{d,d}$ составляет $\delta_d = \pm 10\%$.

Выводы. Анализ расчетных данных показывает, что общие потери давления в "сухом" аэротермопрессоре (без впрыска жидкости на испарение) при фиксированном угле сужения конфузора $\alpha = 40^\circ$ и переменных углах раскрытия диффузора $\beta = 4-14^\circ$ составляют $\Delta P_{loss} = 0,05-1,00 \cdot 10^5$ Па (2-31%). При фиксированном угле раскрытия диффузора $\beta = 6^\circ$ и переменных углах сужения конфузора $\alpha = 30-50^\circ$ - $\Delta P_{loss} = 0,05-0,40 \cdot 10^5$ Па (1-12%). Таким образом, влияние изменения угла раскрытия диффузора больше, чем влияние угла сужения конфузора. При этом можно рекомендовать для аэротермопрессора с расходом воздуха до 1,0 кг/с углы: $\alpha = 30^\circ$ и $\beta = 6^\circ$, соответствующие минимальным потерям давления $\Delta P_{loss} = 1,0-9,5\%$, а значит, и максимальному повышению давления в результате термогазодинамической компрессии при испарении впрыснутой жидкости в рабочей камере.

ЛІТЕРАТУРА

1. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик. - Москва: Машиностроение, 1992. - 672 с.
2. Кулінченко, В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід [Текст] / В. Р. Кулінченко. - Київ: Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с.
3. Jayanti, S. Computational Fluid Dynamics for Engineers and Scientists [Text] / S. Jayanti. - Netherlands: Springer, 2014. - 402 p.
4. Rao, P. S. Turbulence Modeling and Numerical Analysis for the Configuration of a Supersonic Air Ejector [Text] / P. S. Rao, C. Moorthy, V. Srinivas. // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. - 2017. - Vol. 8, No. 10. - P. 130-139.

УДК 66.067.1.621.72

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор, Радченко А.М., к.т.н, доцент, Зубарєв А.А., ст. викладач, Грич А.В., к.т.н, доцент, Ткаченко В.С., аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна; Зонмін Я., доцент, Цзяньсунський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР
nirad50@gmail.com

Ефективність застосування кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення залежить від отриманого за його рахунок ефекту. Оскільки термодинамічна ефективність теплових двигунів, насамперед газотурбінних, підвищується зі зниженням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, то ефективність охолодження повітря на їх вході визначається скороченням споживання палива або збільшенням виробництва електричної (механічної) енергії, тоді як у випадку установок комфортного кондиціювання з тепловологісною обробкою зовнішнього повітря (передусім в центральних і автономних кондиціонерах) – річним виробництвом холоду як показником ефективності використання холодильної потужності.

В установках кондиціювання повітря (УКП) на вході теплових двигунів найбільш поширене застосування абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин (АБХМ), в яких повітря охолоджують від зовнішньої температури $t_{зп}$ до $t_{п2} \approx 15^\circ\text{C}$ з високою ефективністю трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ [1]. В ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) можливе більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{п2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, однак за значно нижчих теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$. Двоступеневе охолодження повітря на вході двигунів в ступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ): в АБХМ – до $t_{п2} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$, в ЕХМ – до $t_{п2} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$, запропоновано в роботі [2]. Оскільки мають місце як сезонні, так і добові коливання температур, то проектне теплове навантаження УКП на вході двигунів доцільно визначати за річним термочасовим потенціалом $\Sigma\Pi, ^\circ\text{C}\cdot\text{год}$, який представляє собою добуток зниження температури $\Delta t_{п}$ зовнішнього повітря та тривалості τ роботи двигуна при зниженій температурі упродовж року $\Sigma\Pi = \sum(\Delta t_{п} \cdot \tau)$ [3, 4]. Вочевидь, виходячи з річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$, можна визначати й холодопродуктивність установок кондиціювання повітря.

Мета дослідження – встановити особливості застосування методів визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення за максимальним значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплових двигунів та річного виробництва холоду установками комфортного кондиціювання повітря.

З метою узагальнення результатів розрахунків теплові навантаження УКП доцільно визначати у відносних величинах – як питомі теплові навантаження, або ж питома холодопродуктивність, що припадають на одиницю витрати повітря: $q_0 = Q_0 / G_{п}$, де Q_0 – повна холодопродуктивність, кВт; $G_{п}$ – витрата повітря, кг/с. Питома холодопродуктивність $q_0 = \xi c_{вл} (t_{зп} - t_{п2})$, кВт/(кг/с), де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{зп}$ – поточна температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$; $t_{п2}$ – температура охолодженого повітря, $^\circ\text{C}$; $c_{вл}$ – питома теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К).

Для визначення проектної холодопродуктивності УКП необхідно проаналізувати залежність від неї річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$, відповідно й ефекту від охолодження у вигляді скорочення витрати палива та виробництва холоду за рік.

Значення річних термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ, та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_{п} = 1$ кг/с, в залежності від проектної

питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1$ кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С за 2017 р., м. Южноукраїнськ, наведені на рис. 1, а віднесені до їх максимальних за рік величин $\Sigma\Pi/\Sigma\Pi_{\max}$, $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e,\max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП $q_0/q_{0\max}$, віднесеної до максимального за рік теплового навантаження $q_{0\max}$, – на рис. 2.

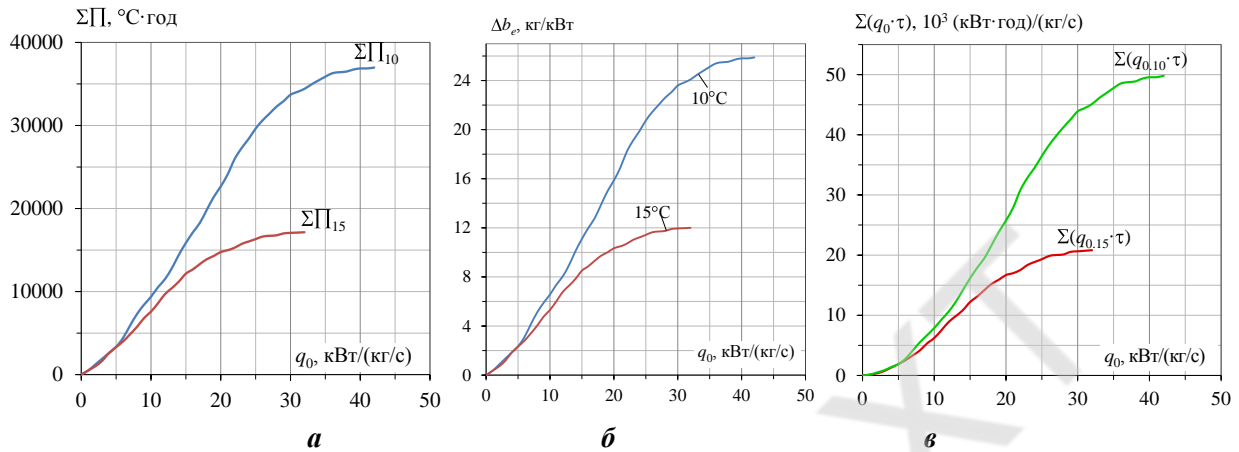


Рис. 1. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_n = 1$ кг/с (в), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1$ кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С за 2017 р.

Як видно з рис. 1, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С, визначені за близьким до максимального зменшенням питомої витрати палива за рік $\Sigma\Delta b_e$ для УКП ГТУ на рис. 1,б, становлять $q_0 \approx 34 \dots 36$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 24 \dots 26$ кВт/(кг/с) відповідно, і практично такі ж за річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ для комфортної УКП на рис. 3,в.

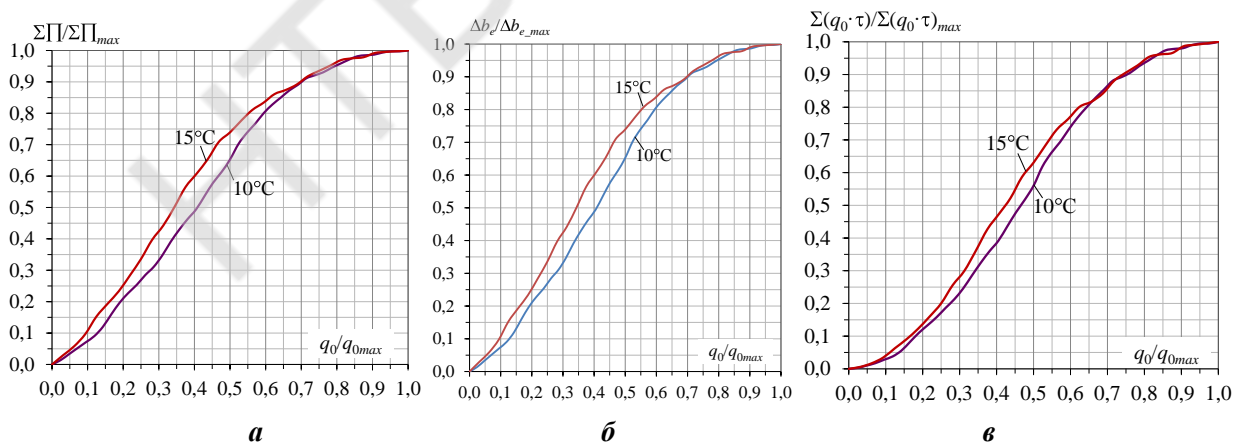


Рис. 2. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi/\Sigma\Pi_{\max}$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e,\max}$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесені до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0/q_{0\max}$, віднесеної до максимального за рік питомого теплового навантаження $q_{0\max}$, при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10$ і 15 °С за 2017 р.

Як видно з рис. 2, зростання річного потенціалу охолодження $\Sigma\Pi / \Sigma\Pi_{\max}$ і відповідних величин ефекту $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,\max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ від нього зберігається достатньо помітним при збільшенні проектної питомої холодопродуктивності приблизно до 80 % максимального за рік питомого навантаження $q_{0\max} : q_0 / q_{0\max} \approx 0,8$. Подальше підвищення питомої холодопродуктивності від 80 % до 100 % приводить до незначного (менше ніж на 5 %) зростання величин $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e,\max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$, що свідчить про недоцільність завищення встановленої холодопродуктивності.

Зменшення темпу нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$ і, відповідно, ефекту від охолодження при високій холодопродуктивності УКП q_0 свідчить про наявність надлишку холоду. То доцільно визначити холодопродуктивність, що забезпечує максимальний темп нарощування $\Sigma\Pi$.

Для визначення холодопродуктивності УКП, яка забезпечує максимальний темп нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi / q_0$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік та річного питомого (при $G_n = 1$ кг/с) виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$, необхідно проаналізувати їх залежність від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 (рис. 3) або їх відносних величин $\Sigma\Pi / q_0 / (\Sigma\Pi / q_0)_{\max}$, $\Sigma\Delta b_e / q_0 / (\Sigma\Delta b_e / q_0)_{\max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0 / (\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0)_{\max}$ від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 , віднесеної до максимального за рік теплового навантаження $q_{0\max}$ (рис. 4).

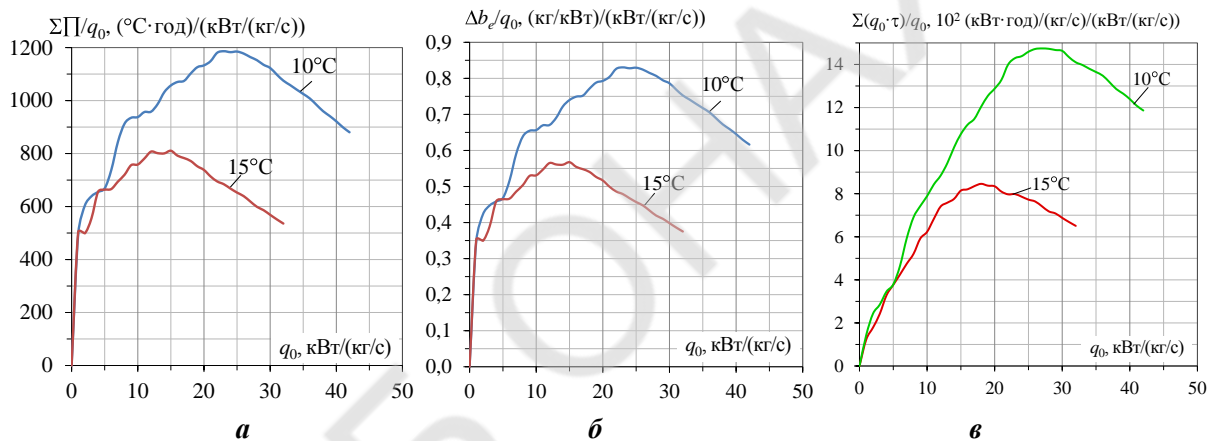


Рис. 3. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi/q_0$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 УКП, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_n = 1$ кг/с), при температурах охолодженого повітря $t_{e2} = 10$ і 15 °С за 2017 р.

м. Южноукраїнськ

Як видно, оптимальні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{e2} = 10$ і 15 °С, визначені за максимальним темпом зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ для УКП ГТУ на рис. 3,б, становлять $q_0 \approx 23 \dots 26$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 12 \dots 16$ кВт/(кг/с) відповідно, тоді як за темпом прирощення річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ для УКП на рис. 3,в дещо більше і становлять $q_0 \approx 25 \dots 30$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 16 \dots 20$ кВт/(кг/с).

Як видно, при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Оскільки величини встановленої питомої холодопродуктивності q_0 , які забезпечують максимальний темп прирощення річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi/q_0$ і, відповідно, ефекту від кондиціонування повітря (рис. 2, 4), менше їх величин, визначених відповідно до максимальних їх значень за рік на рис. 1, 3, то при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ матиме місце дефіцит холодопродуктивності, тоді як при знижених температурах повітря $t_{зп}$, навпаки, її надлишок.

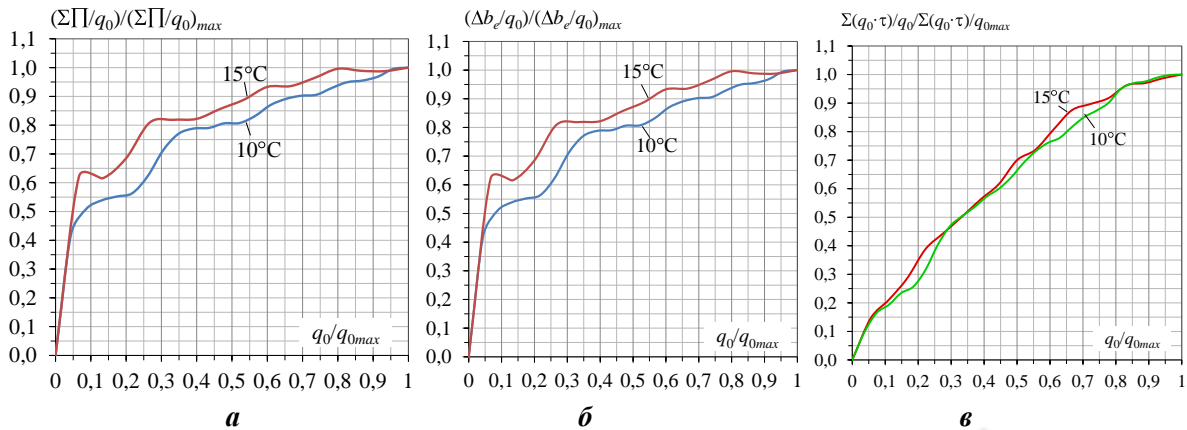


Рис. 4. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi$ (а), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (б) та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ при $G_n = 1$ кг/с (в), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 та до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_{0max} , при температурах охолодженого повітря $t_{62} = 10$ і 15 °С за 2017 р.

м. Южноукраїнськ

То ж надлишок холоду, який утворюються в періоди знижених теплових навантажень, доцільно використовувати для більш глибокого охолодження повітря, або накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати при підвищених теплових навантаженнях.

Висновок. Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення за двома методами: максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціонування повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду як показника ефективності використання холодильної потужності УКП. За результатами аналізу встановлено, що при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності УКП комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Список літератури

1. Bortmany, J.N. Assesment of aqua-ammonia refrigeration for precooling gas turbine inlet air [Текст] / J.N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
2. Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76 – 79.
3. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.
4. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

УДК 66.067.1.621.72

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ В КОНКРЕТНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор, Радченко А.М., к.т.н., доцент, Зубарєв А.А., ст. викладач,
Ткаченко В.С., аспірант, Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова,
Миколаїв, Україна;

Зонмін Я., доцент, Цзяньсунський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР;
Фордуй С.Г., к.т.н., доц., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна
nirad50@gmail.com

Тепловолісна обробка зовнішнього повітря здійснюється в центральних системах кондиціювання та при їх сумісній роботі з місцевими рециркуляційними системами [1–3]. Ефективність застосування систем кондиціювання повітря (СКП) залежить від того, наскільки повно використовуються встановлені холодильні потужності в конкретних кліматичних умовах, тобто за більш повного навантаження і тривалого часу упродовж року. За показник кількісної оцінки ефективності використання холодильної потужності СКП правомірно взяти виробництво холоду – кількість виробленого холоду відповідно до його поточних витрат на кондиціювання повітря, яка в свою чергу залежить від поточних витрат холодопродуктивності Q_0 та тривалості τ роботи системи кондиціювання за цих витрат і представляє собою їх добуток. Кількість холоду, виробленого/витраченого за рік: $\sum(Q_0 \cdot \tau)$, кВт·год, де Q_0 – поточна холодопродуктивність (теплове навантаження СКП); τ – тривалість роботи СКП. Основні положення методології вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності СКП в умовах нерівномірних теплових навантажень розглянуті в роботах [4].

Вочевидь, що максимальна величина поточної кількості виробленого/витраченого холоду свідчить про ефективне використання встановленої холодильної потужності. Однак, оскільки поточні витрати холодопродуктивності та їх тривалість, тобто кількість холоду, залежать від змінних поточних кліматичних умов, то вони відзначаються значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності СКП.

Вочевидь, якщо визначати кількість виробленого/витраченого холоду за його поточними величинами і нарощуванням упродовж року, то можна суттєво спростити вибір встановленої холодопродуктивності. При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду спричиняє зміну темпу прирощення річного виробництва холоду зі зміною встановленої холодопродуктивності і максимальному темпу відповідає встановлена холодопродуктивність, яка забезпечує її ефективне використання.

Мета роботи – розробити підхід до визначення встановленої холодопродуктивності (проектного теплового навантаження) в конкретних кліматичних умовах упродовж року, яка забезпечує максимальне виробництво холоду відповідно до його поточного споживання.

Для оцінки тривалості використання СКП за різної встановленої питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_n$, що припадає на одиницю витрати повітря $G_n = 1$ кг/с, упродовж року були побудовані її залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 для кліматичних умов України (на прикладі м. Миколаїв) та КНР (м. Пекін), наведені на рис. 1.

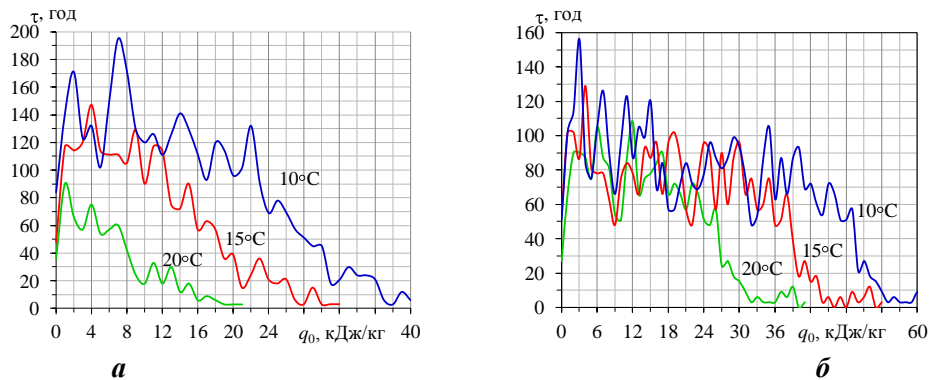


Рис. 1. Тривалість τ кондиціювання повітря при різній питомій холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{n2}=10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

Як видно з рис. 1, більшу частину часу (максимальні значення тривалості τ) упродовж року СКП експлуатується при низькій холодопродуктивності q_0 , що пояснюється помірними температурами зовнішнього повітря $t_{zп}$, близькими до температур охолодженого в СКП повітря $t_{n2}=10, 15$ і 20°C , що не потребує значних витрат холодопродуктивності. Зі зниженням t_{n2} від 20 до 10°C максимальні значення тривалості зростають і зміщуються у бік більшої холодопродуктивності.

При цьому максимальне виробництво холоду $q_0 \cdot \tau$ при охолодженні зовнішнього повітря до температур $t_{n2} = 10, 15$ і 20°C має місце в діапазоні значень проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = 6 \dots 14$ кДж/кг ($t_{n2} = 20^\circ\text{C}$), $q_0 = 11 \dots 16$ кДж/кг ($t_{n2} = 15^\circ\text{C}$) і $q_0 = 18 \dots 22$ кДж/кг ($t_{n2} = 10^\circ\text{C}$) на рис. 2,а. Для більш теплого клімату (м. Пекін) максимальні величини виробництва холоду $q_0 \cdot \tau$ та відповідні значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 суттєво зростають: $q_0 = 26 \dots 38$ кДж/кг при $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ і $q_0 = 35 \dots 41$ кДж/кг при $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 2,б).

Відповідні величини питомого виробництва холоду $q_0 \cdot \tau / (q_0 \cdot \tau)_{max}$, віднесені до його максимального значення упродовж року $(q_0 \cdot \tau)_{max}$, наведені на рис. 3

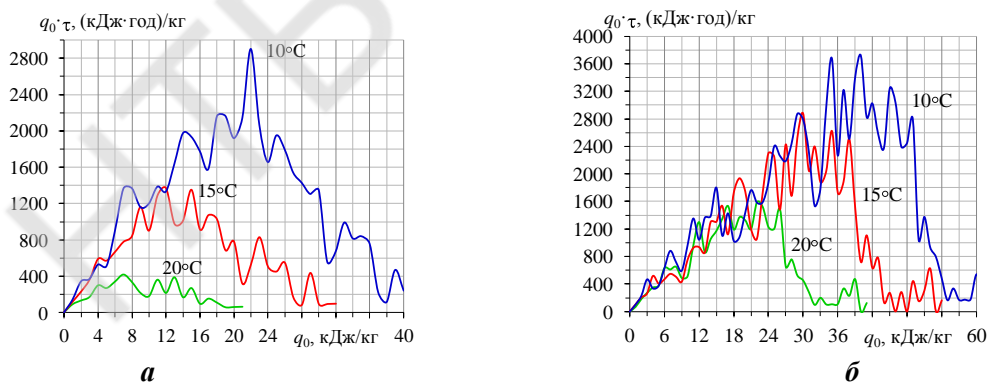


Рис. 2. Питоме виробництво холоду $q_0 \cdot \tau$ для кондиціювання зовнішнього повітря при різних значеннях проектної питомої холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{n2}=10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

Як видно з рис. 3, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ лежать в діапазонах: $11 \dots 15$ кДж/кг (м. Миколаїв) і $31 \dots 33$ кДж/кг (м. Пекін), а при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$: $21 \dots 23$ кДж/кг і $36 \dots 42$ кДж/кг відповідно. При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду $q_0 \cdot \tau$ характеризується значними коливаннями, що ускладнює вибір холодопродуктивності СКП q_0 .

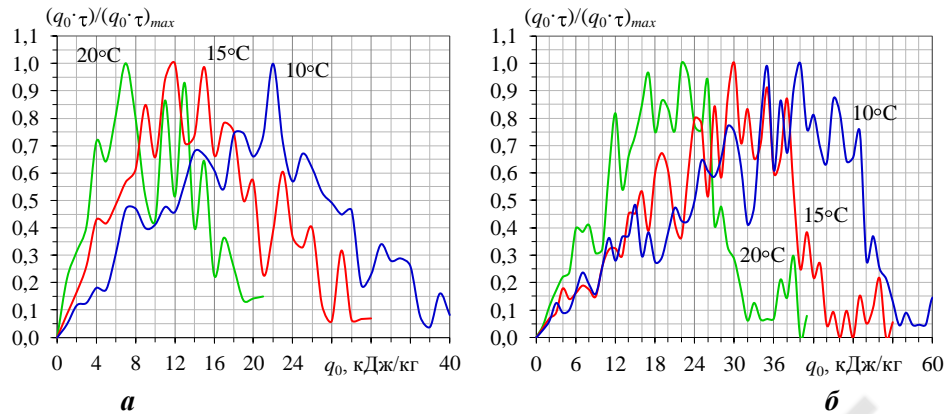


Рис. 3. Питоме виробництво холоду $q_0 \cdot \tau / (q_0 \cdot \tau)_{max}$, віднесене до його максимального значення упродовж року $(q_0 \cdot \tau)_{max}$, при різних значеннях проектної питомої холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

Якщо визначати кількість виробленого/витраченого холоду за нарощуванням упродовж року (сумуванням його поточних значень): $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, то можна суттєво спростити вибір встановленої холодопродуктивності q_0 . При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду $q_0 \cdot \tau$ спричиняє зміну темпу прирощення річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ зі зміною встановленої холодопродуктивності, і максимальному темпу $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ відповідає встановлена холодопродуктивність, яка забезпечує її ефективне використання (рис. 4).

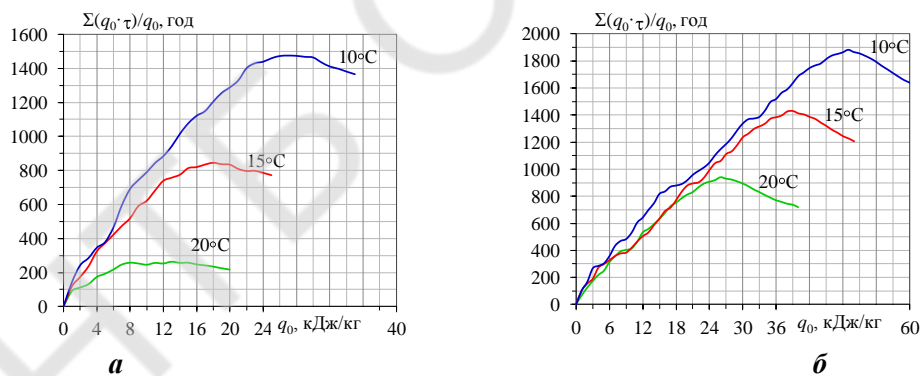


Рис. 4. Залежність річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 , від встановленої питомої холодопродуктивності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{n2} = 10, 15$ і 20°C упродовж 2017 р.: **а** – м. Миколаїв, Україна; **б** – м. Пекін, КНР

З рис. 4 видно, що значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні повітря до температури $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ становлять: близько 18 кДж/кг (м. Миколаїв) і 38 кДж/кг (м. Пекін), а при $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$: близько 26 кДж/кг та 41 кДж/кг відповідно.

Висновок. Досліджено ефективність використання встановленої холодопродуктивності СКП для різних кліматичних умов (України на прикладі м. Миколаїв та КНР, м. Пекін), як показник запропоновано застосовувати кількість виробленого холоду відповідно до його витрати на охолодження повітря.

Поточна кількість виробленого холоду характеризується значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності СКП. Запропоновано кількість виробленого холоду визначати за нарощуванням упродовж року (сумуванням його поточних значень), що дає можливість вибрати встановлену холодопродуктивність СКП, яка забезпечує її ефективне використання з максимальним темпом прирощення річного виробництва холоду.

Список літератури

1. Obara, S. Distributed energy systems [Text] / S. Obara // GA, USA: Nova Science Publishers Inc. – 2009.
2. Carvalho, M. Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads [Text] / M. Carvalho, M. A. Lozano, L. M. Serra, V. Wohlgenuth // *Environmental Modelling & Software*. – 2012. – № 30. – pp. 71–80.
3. Коченков Н.В., Коченков В.Н., Шакиров Я.А., Александрова А.П. Энергоэффективные режимы совместного функционирования центральной системы кондиционирования и местной рециркуляционной системы охлаждения // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2016. № 4 (16). С. 43–46.
4. Радченко, А. М. Ефективність охолодження повітря на вході газотурбінної установки в умовах помірного і субтропічного клімату [Текст] / А. М. Радченко, Я. Зонмін, С. А. Кантор, Б. С. Портной // *Авиационно- космическая техника и технология*. – 2018. – № 6(150). – С. 34 – 38.

ПОДХОД К АНАЛИЗУ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

**Трушляков Е.И., к.т.н., профессор, Радченко А.Н., к.т.н, доцент, Радченко Н.И., д.т.н,
профессор, Ткаченко В.С., аспирант, Национальный университет кораблестроения им.
адмирала Макарова, Николаев, Украина;
nirad50@gmail.com**

Эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) отличается значительными колебаниями тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, которые определяются тепловлажностными параметрами наружного воздуха (температурой $t_{нв}$ и относительной влажностью $\phi_{нв}$) [1, 2]. В то же время работа замкнутых систем кондиционирования воздуха (теповлажностной обработки воздуха помещений) характеризуется сравнительно незначительными колебаниями тепловой нагрузки на воздухоохладители (ВО), соответствующими изменению температуры воздуха в помещении в довольно узком диапазоне (около 5 °С) по сравнению с охлаждением наружного воздуха. Для таких замкнутых систем кондиционирования воздуха весьма эффективно применение компрессоров с преобразователями частоты, которые обеспечивает регулирование холодопроизводительности от номинальной (спецификационной) до 50 % номинальной и даже ниже. При этом за счет изменения скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора давление всасывания, соответственно и температура кипения хладона в испарителе-воздухоохладителе поддерживаются постоянными, что обеспечивает эффективную работу компрессора без уменьшения холодильного коэффициента (coefficient of performance - COP), соответственно и без увеличения удельного (на единицу генерируемой холодопроизводительности) энергопотребления при снижении тепловой нагрузки до 50 % номинальной. Однако стоимость компрессоров с преобразователями частоты в 3-5 раз выше таковых без него.

Цель исследования – разработать подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности компрессора СКПВ с преобразователем частоты для конкретных климатических условий.

Для удобства пересчета на другие холодопроизводительности СКПВ тепловые нагрузки удобно представлять в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха ($G_b = 1$ кг/с) – в виде удельной тепловой нагрузки, или холодопроизводительности холодильной машины (ХМ), $q_0 = Q_0 / G_b$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, где Q_0 – полная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) при охлаждении воздуха расходом G_b .

Для климатических условий юга Украины при охлаждении воздуха до температуры $t_{в2} = 10$ °С максимальная удельная годовая выработка холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$ имеет место при удельной (при $G_b = 1$ кг/с) холодопроизводительности $q_0 \approx 34$ кВт/(кг/с), принимаемую рациональной $q_{0,рац}$ [3].

Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0,10}$, расходования удельной холодопроизводительности в области ее частотного регулирования $q_{0,10/2пер>0} = q_{0,10} - q_{0,10рац/2} \geq 0$ (положительные значения в области регулируемой холодопроизводительности от 100 до 50 % – выше $q_{0,10рац/2}$ на рис.1,*а*), а также вне области ее частотного регулирования $q_{0,10/2пер<0} = q_{0,10рац/2} - q_{0,10} \geq 0$ (положительные значения в нерегулируемом диапазоне холодопроизводительности ниже 50 % – ниже $q_{0,10рац/2}$ на рис.1,*б*) при охлаждении наружного воздуха до температуры $t_{в2} = 10$ °С для климатических условий (г. Вознесенск, Николаевская обл., 2015 г.) приведены на рис. 1.

Расчеты проведены для $q_{0,10рац} = 34$ кВт/(кг/с), порогового значения $q_{0,10рац}/2 \approx 17$ кВт/(кг/с), соответствующего 50 % снижению номинальной (спецификационной) холодопроизводительности. Там же даны значения нереализованного избытка установленной холодопроизводительности

$(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}>0})$ в области ее частотного регулирования (выше $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,*а*), ее избытка $(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}<0})$ вне области ее регулирования (ниже $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,*б*), а также суммарные по нарастающей значения расходуования $\sum(q_{0.10/2\text{рег}>0} \cdot \tau) = \sum[(q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2}) \cdot \tau] \geq 0$ и избытка $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}>0}) \cdot \tau] = q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2} \geq 0$ холодопроизводительности в области ее регулирования (выше $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,*а*) и расходуования $\sum(q_{0.10/2\text{рег}<0} \cdot \tau) = \sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10}) \cdot \tau] \geq 0$ и избытка установленной холодопроизводительности $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}<0}) \cdot \tau] = \sum[(q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2}) \cdot \tau] \geq 0$ холодопроизводительности вне области ее регулирования (ниже $q_{0.10\text{рац}/2}$ на рис.1,*б*).

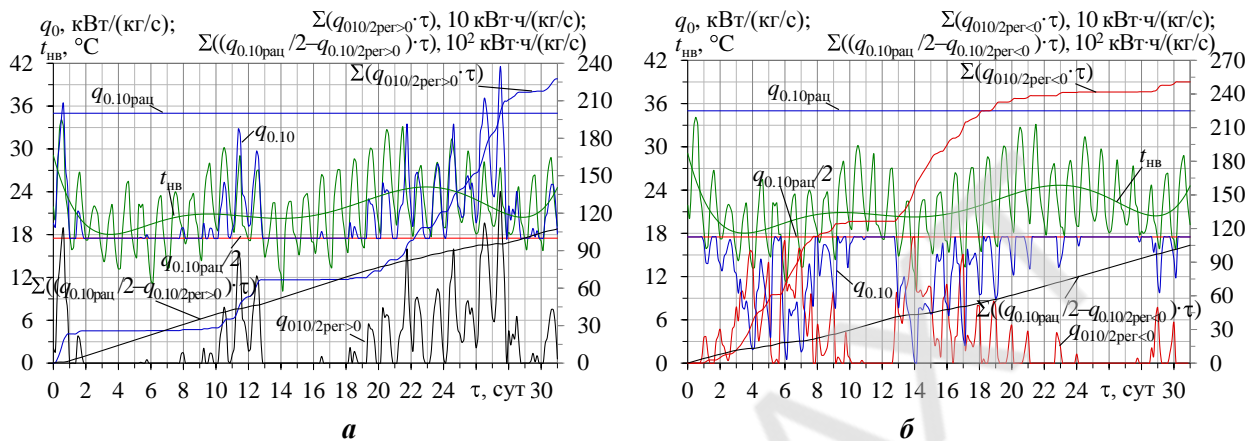


Рис. 1. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.10}$, расходуования удельной холодопроизводительности $q_{0.10/2\text{рег}>0}$ и нереализованного избытка установленной холодопроизводительности $(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}>0})$, а также суммарных расходуования $\sum(q_{0.10/2\text{рег}>0} \cdot \tau)$ и избытка $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}>0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности в области ее частотного регулирования (*а*), текущих расходуования $q_{0.10/2\text{рег}<0}$ и избытка установленной холодопроизводительности $(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}<0})$, а также суммарных расходуования $\sum(q_{0.10/2\text{рег}<0} \cdot \tau)$ и избытка $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}<0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности вне области ее регулирования (*б*) при охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{г2} = 10$ °С: $q_{0.10/2\text{рег}>0} = q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2} \geq 0$ (регулируемый диапазон); $q_{0.10/2\text{рег}<0} = q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10} \geq 0$ (нерегулируемый диапазон); пороговое значение $q_{0.10\text{рац}/2} \approx 17$ кВт/(кг/с)

Как видно из рис. 1, доля производства холода при частотном 50% регулировании холодопроизводительности составляет:

$\sum(q_{0.10/2\text{рег}>0} \cdot \tau) / (\sum(q_{0.10/2\text{рег}>0} \cdot \tau) + \sum(q_{0.10/2\text{рег}<0} \cdot \tau)) \approx 0,47$, т.е. около 47% всего количества холода, затраченного на охлаждение воздуха в диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.10}$ от 0 до $q_{0.10\text{рац}} = 34$ кВт/(кг/с).

В то же время, по отношению к нереализованному избытку установленной холодопроизводительности сверх расходуемой на охлаждение воздуха $\sum[(q_{0.10\text{рац}/2} - q_{0.10/2\text{рег}>0}) \cdot \tau] = q_{0.10} - q_{0.10\text{рац}/2} \geq 0$ в области 50% ее частотного регулирования доля производства холода составляет согласно рис. 1,*а*: $2200 / (2200 + 10500) \approx 0,17$, т.е. около 17%, и практически в два раза меньше ($2200 / [2(2200 + 10500)] \approx 0,087$) во всем диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.10}$ от 0 до $q_{0.10\text{рац}} = 34$ кВт/(кг/с) для июля месяца.

Это свидетельствует, во-первых, о наличии значительных резервов повышения эффективности СКПВ путем реализации избытка установленной холодопроизводительности сверх расходуемой на охлаждение воздуха, в частности, его аккумуляцией для последующего расходуования, что обеспечивает существенное сокращение установленной холодопроизводительности, а во-вторых, о возможности использования и других способов регулирования холодопроизводительности помимо изменением частоты вращения электродвигателя компрессора, например, перепуском паров хладагента с нагнетания на всасывание, отключением цилиндров или всего компрессора в случае его работы в составе установки из нескольких компрессоров и т.п.

Понятно, что при эксплуатации СКПВ в июне или августе эффективность применения регулирования холодопроизводительности изменением частоты вращения электродвигателя поршневого компрессора будет еще ниже, а с учетом в 3-5 раз более высокой стоимости компрессоров с преобразователями частоты целесообразность их для СКПВ весьма проблематична.

При охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до более высокой температуры $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ значительная доля нестабильной тепловой нагрузки переносится из регулируемой ее области ($q_{0.20/2рег>0} = q_{0.20} - q_{0.20рац/2} \geq 0$), приходящейся на зону $q_{0.20} \geq q_{0.20рац} / 2$, в область нерегулируемой тепловой нагрузки $q_{0.20} \leq q_{0.20рац} / 2$ (рис.2).

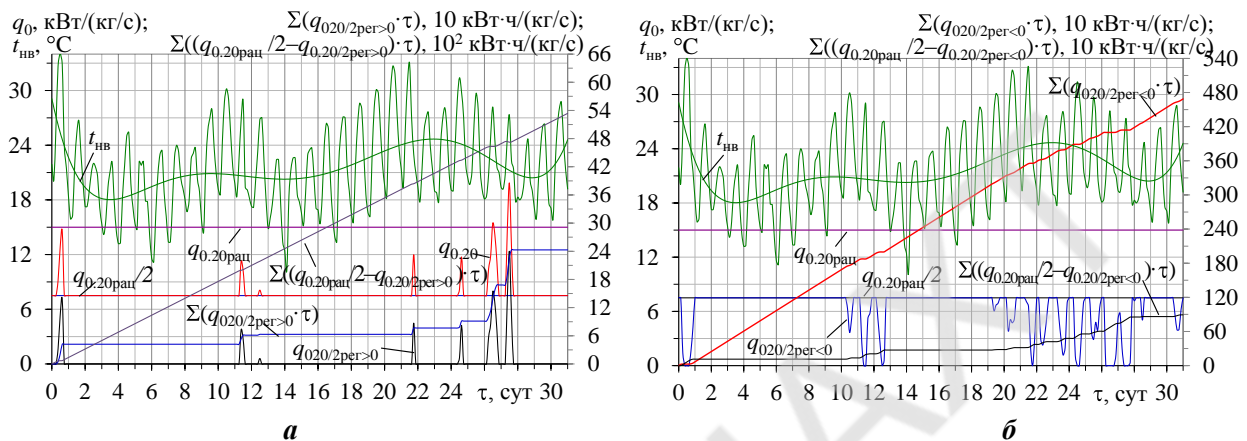


Рис. 2. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.20}$, расхода удельной холодопроизводительности $q_{0.20/2рег>0}$ и нереализованного избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2рег>0}$), а также суммарных расходов $\Sigma(q_{0.20/2рег>0} \cdot \tau)$ и избытка $\Sigma[(q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2рег>0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности в области ее частотного регулирования (а), текущих расходов $q_{0.20/2рег<0}$ и избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2рег<0}$), а также суммарных расходов $\Sigma(q_{0.20/2рег<0} \cdot \tau)$ и избытка $\Sigma[(q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2рег<0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности вне области ее регулирования (б) при охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$: $q_{0.20/2рег>0} = q_{0.20} - q_{0.20рац/2} \geq 0$ (регулируемый диапазон); $q_{0.20/2рег<0} = q_{0.20рац/2} - q_{0.20} \geq 0$ (нерегулируемый диапазон); пороговое значение $q_{0.20рац} / 2 \approx 7,5\text{ кВт/(кг/с)}$

Как видно из рис. 2, доля производства холода при частотном 50% регулировании холодопроизводительности составляет:

$\Sigma(q_{0.20/2рег>0} \cdot \tau) / (\Sigma(q_{0.20/2рег>0} \cdot \tau) + \Sigma(q_{0.20/2рег<0} \cdot \tau)) \approx 0,05$, т.е. около 5% всего количества холода, затраченного на охлаждение воздуха в диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.20}$ от 0 до $q_{0.20рац} = 15\text{ кВт/(кг/с)}$, что свидетельствует о крайне низкой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования.

Вывод. Предложен методологический подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ в конкретных климатических условиях, согласно которому весь диапазон изменения текущих тепловых нагрузок разбивают на две области: область эффективного регулирования холодопроизводительности без энергетических потерь (без уменьшения холодильного коэффициента) и область пониженной нерегулируемой холодопроизводительности. Показано, что для самого теплого летнего месяца доля холода, расходуемого на охлаждение наружного воздуха до температуры $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ при частотном 50% регулировании холодопроизводительности, составляет около 10% всего его количества, которое могло быть произведено при номинальной нагрузке. При более высоких температурах охлажденного воздуха, как и в более прохладные периоды даже летних

месяцев, она еще меньше. Это свидетельствует о невысокой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования. Предложенный подход позволяет не только оценить эффективность того или иного способа регулирования, но и выявить резервы повышения эффективности использования располагаемой установленной холодопроизводительности.

Список литературы

1. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

2. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

3. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

УДК 66.067.1.621.72

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор, Радченко А.М., к.т.н., доцент, Ткаченко В.С., аспірант, Грич А.В., к.т.н., доцент, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Кантор С.А., к.т.н., ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Особливістю роботи систем кондиціонування повітря (СКП) є значні коливання теплового навантаження відповідно до поточних параметрів зовнішнього повітря. Низка досліджень присвячена підвищенню ефективності СКП комбінованого типу – центрально-місцевих, або центрально-рециркуляційних [1–3], у тому числі використанню надлишкової холодопродуктивності, накопиченої при зменшених навантаженнях охолодження, для покриття пікових теплових навантажень або попереднього охолодження зовнішнього повітря [4, 5].

Одним з потужних резервів підвищення енергетичної ефективності СКП є збільшення коефіцієнта використання холодильних машин (ХМ) СКП (тривалості роботи упродовж року при близьких проектному теплових навантаженнях) шляхом визначення раціональної встановленої холодопродуктивності, тобто проектного теплового навантаження СКП, та її раціонального використання відповідно до поточних кліматичних умов, що забезпечує енергетично ефективну роботу СКП при навантаженнях, близьких до номінальних [4, 5].

Метою роботи – є підвищення ефективності кондиціонування зовнішнього повітря системи комбінованого центрально-місцевого типу шляхом раціонального розподілу теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов і відносно стабільної його величини, накопичення надлишку холодопродуктивності та його використання для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

З метою узагальнення і поширення результатів на СКП різної продуктивності – витрати повітря в повітроохолоджувачі (ПО) – доцільно представляти їх характеристики як питомі, тобто у відносних величинах, віднесених до витрати повітря G_n в ПО.

Про характер зміни питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ та річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності ХМ q_0 , в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0/G_n$, кДж/кг, ХМ для температури охолодженого повітря $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ і кліматичних умов Миколаївської обл., 2017 рік, можна судити з рис. 1.

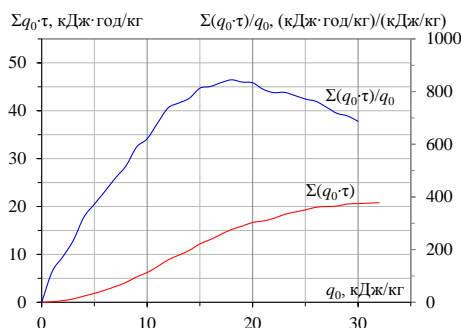


Рис. 1. Значення питомого (при $G_n = 1$ кг/с) річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ та річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до питомої холодильної потужності ХМ СКП q_0 , в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0

Питоме річне виробництво холоду – витрати холодопродуктивності на кондиціювання повітря одиначної витрати ($G_{\text{п}} = 1 \text{ кг/с}$) $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_{\text{п}}$, кВт·год/(кг/с), або кДж·год/кг, де $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ – повне річне виробництво холоду, кВт·год; Q_0 – холодопродуктивність, кВт; τ – період, год.

Як видно з рис. 1, питоме річне виробництво холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ на охолодження повітря до $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$ при проектній питомій холодопродуктивності $q_{0.15} = 25 \text{ кВт/(кг/с)}$, або кДж/кг, приблизно $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15} = 25 \text{ кДж·год/кг}$ і досягається з доволі високим темпом її приросту.

Через падіння темпу приросту $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ подальше збільшення проектної питомої холодопродуктивності $q_{0.10}$ не призводить до помітного збільшення річного виробництва холоду. Таким чином, питому холодопродуктивність $q_{0.15\text{рац}} = 25 \text{ кДж/кг}$ приймають за раціональну, що забезпечує річне виробництво холоду, близьке до максимального.

Значення річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau) / q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодильної потужності q_0 дозволяє визначити мінімальну проектну (встановлену) холодопродуктивність, що забезпечує максимальний темп приросту річного виробництва холоду відповідно до збільшення встановленої холодильної потужності ХМ.

Максимальний темп приросту річного виробництва холоду у вигляді співвідношення $\sum(q_0 \cdot \tau) / q_0$ при охолодженні повітря до $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$ досягається при проектній питомій холодопродуктивності $q_{0.\text{опт}} = 17 \text{ кДж/кг}$ (оптимальне значення $q_{0.\text{опт}}$), що значно менше, ніж раціональна $q_{0.15\text{рац}} = 25 \text{ кДж/кг}$.

Очевидно, що за меншої встановленої питомої холодильної потужності $q_0 = 17 \text{ кДж/кг}$ максимальне значення річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15} = 20 \text{ кДж·год/кг}$ може бути досягнуто за рахунок використання надлишку холоду, накопичуваного при зменшених поточних теплових навантаженнях, для покриття підвищених потреб охолодження.

Типова схема центрально-місцевої СКП комбінованого типу та схема вдосконаленої комбінованої СКП з використанням надлишку холоду для попереднього охолодження зовнішнього повітря в ПО водяного охолодження показані на рис. 2.

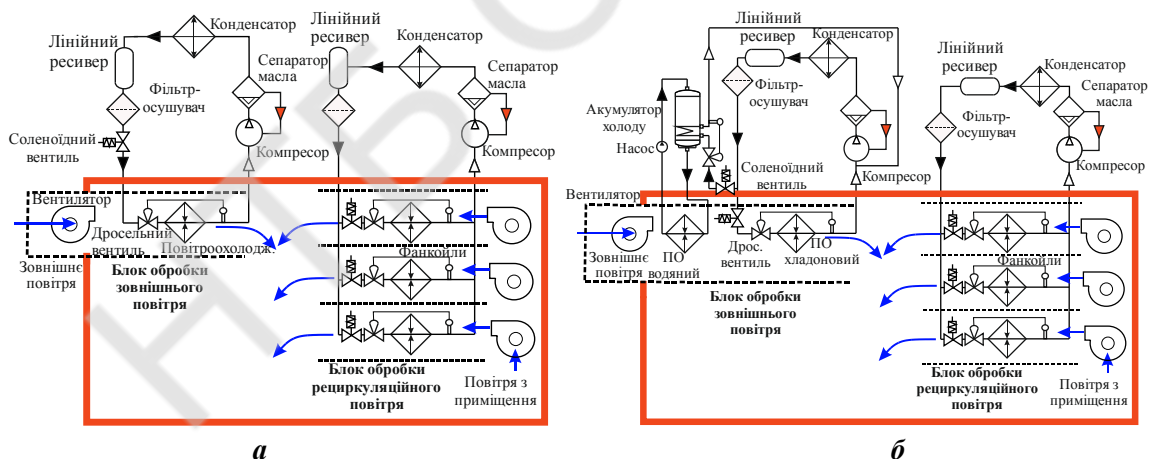


Рис. 2. Типова схема центрально-місцевої СКП (а) та запропонована вдосконалена схема комбінованої СКП з використанням надлишку холоду для попереднього охолодження зовнішнього повітря у водяному ПО (б)

Для обґрунтування підходу до визначення проектного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов поточні значення питомого теплового навантаження СКП $q_{0.15}$, необхідного для охолодження зовнішнього повітря до $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$, теплового навантаження $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ подальшого охолодження повітря від $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{п2}} = 10^\circ\text{C}$ для кліматичних умов Миколаївської обл. (липень 2017 р.) представлено на рис.3.

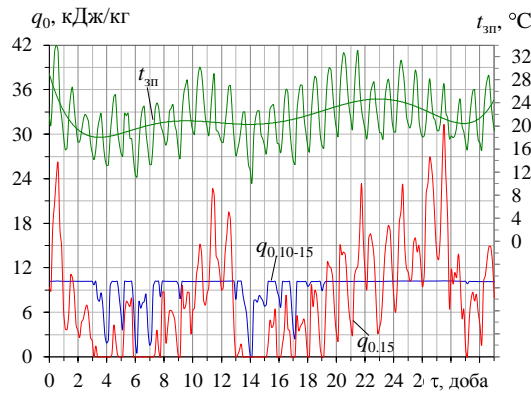


Рис. 3. Поточні значення питомих теплових навантажень на ПО $q_{0,15}$, необхідних для охолодження зовнішнього повітря $t_{зп}$ до температури $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, теплового навантаження $q_{0,10-15}$ для подальшого охолодження повітря від $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, температури зовнішнього повітря $t_{зп}$

Як видно з рис. 3, при подальшому охолодженні повітря від $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ коливання теплового навантаження на СКП $q_{0,10-15}$ спрямовані практично в бік їх зменшення. Тож температуру охолодженого повітря $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ цілком логічно вважати за порогову, подальше охолодження повітря нижче якої проходить за відносно стабільного теплового навантаження $q_{0,10-15} = q_{0,10} - q_{0,15}$. Як видно, характер теплового навантаження на СКП відмінний: значні зміни теплового навантаження $q_{0,15}$ і порівняно стабільне навантаження $q_{0,10-15}$ подальшого охолодження від $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Оскільки раціональне проектне питома теплове навантаження $q_{0,15\text{рац}} = 25\text{ кДж/кг}$ вибране дещо менше необхідного для максимального річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ (Рис.1), у найтепліші дні зовнішнє повітря не буде охолоджуватись до температури $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ через дефіцит холодопродуктивності $q_{0,15\text{д.рац}} = q_{0,15} - 25\text{ кДж/кг}$. Аналогічно, оскільки оптимальне проектне теплове навантаження $q_{0,15\text{опт}} = 17\text{ кДж/кг}$, в свою чергу, менше раціонального $q_{0,15\text{рац}} = 25\text{ кДж/кг}$, питання покриття дефіциту холодильної потужності $q_{0,15\text{д.опт}} = q_{0,15} - 18\text{ кДж/кг}$ постає ще гостріше, то доцільно використовувати холод, накопичений упродовж знижених теплових навантажень на СКП.

Як показують розрахунки, дефіцит холодопродуктивності $q_{0,15\text{д.рац}}$ (при $q_{0,15\text{рац}} = 25\text{ кДж/кг}$) практично незначний і має місце тільки упродовж лічених годин в липні для кліматичних умов у Миколаївській області (рис. 4,а). Відсутність практично дефіциту холодильної потужності ХМ доводить, що температура повітря $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ обрана правильно. Однак при оптимальному проектному тепловому навантаженні $q_{0,15\text{опт}} = 17\text{ кДж/кг}$ дефіцит холодопродуктивності $q_{0,15\text{д.опт}}$ суттєво зростає (рис. 4,б).

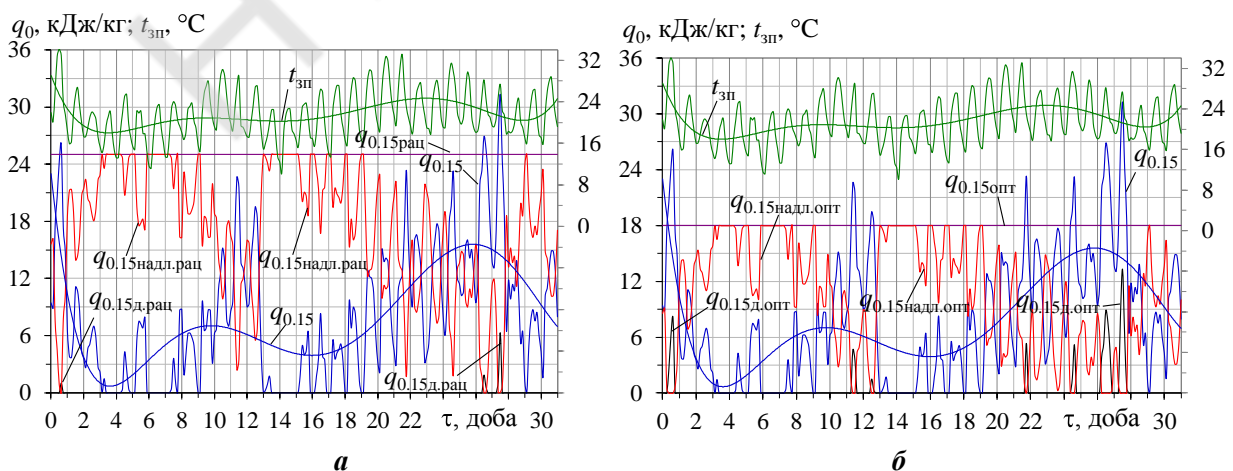


Рис. 4. Поточні значення питомих теплових навантажень $q_{0,15}$, необхідних для охолодження зовнішнього повітря від поточної температури $t_{зп}$ до температури $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, дефіциту $q_{0,15\text{д}}$ і надлишку $q_{0,15\text{надл}}$ для раціонального (а) і оптимального (б) проектного теплового навантаження

Про можливість використання надлишкового холоду, накопиченого при знижених поточних теплових навантаженнях на СКП, для покриття дефіциту при пікових навантаженнях можна тлумачити за розрахованими (для кожних трьох діб) значеннями дефіциту $\Sigma q_{0.15д_рац}$ і надлишку $\Sigma q_{0.15надл_рац}$ питомого виробництва холоду за кожні 3 доби для раціонального проектного теплового навантаження $q_{0.15рац}$, яке забезпечує максимальне річне виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, а також їх дефіциту $\Sigma q_{0.15д_опт}$ та надлишку $\Sigma q_{0.15надл_опт}$ за кожні 3 доби для оптимального проектного теплового навантаження $q_{0.15опт}$, що забезпечує максимальний темп приросту річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, а також за відповідними величинами дефіциту $\Sigma q_{0м.15д}$ і надлишку $\Sigma q_{0м.15надл}$ по накопиченню за місяць для кліматичних умов липня 2017 р. Миколаївської області (рис. 5).

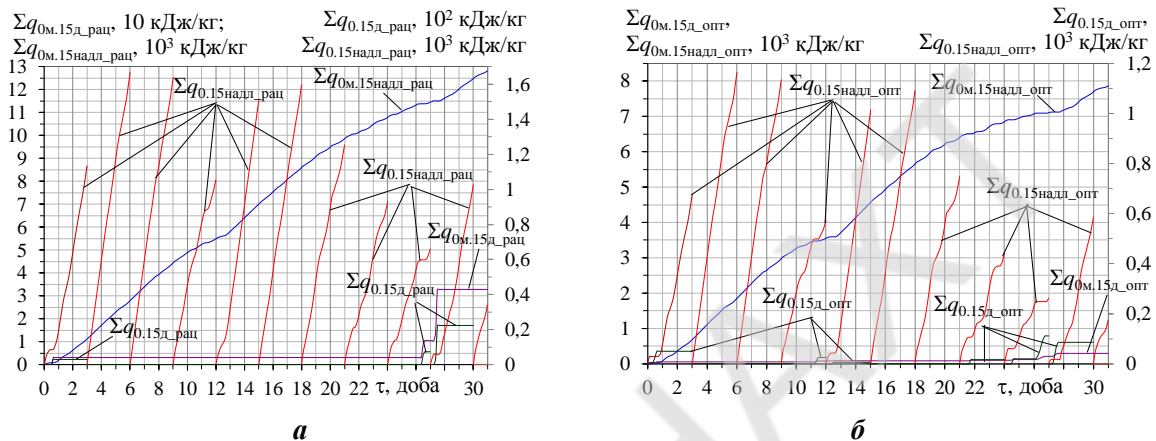


Рис. 5. Значення сумарного дефіциту $\Sigma q_{0.15д}$ і надлишку $\Sigma q_{0.15надл}$ питомої холодопродуктивності для раціонального $q_{0.15рац}$ (а) та оптимального $q_{0.15опт}$ (б) проектних навантажень за кожні три доби, а також по накопиченню за місяць дефіциту $\Sigma q_{0м.15д}$ і надлишку $\Sigma q_{0м.15надл}$ питомої холодопродуктивності

Як видно з рис. 5, при зменшенні проектного теплового навантаження від раціонального $q_{0.15рац}$ до оптимального $q_{0.15опт}$ величина сумарного по накопиченню за місяць надлишку $\Sigma q_{0м.15надл}$ скоротилась з 12,8 МДж/кг до 7,8 МДж/кг, а дефіцит $\Sigma q_{0м.15д}$, навпаки, виріс приблизно з 33 кДж/кг до 290 кДж/кг, однак загалом величини сумарного накопиченого надлишку холодопродуктивності при знижених теплових навантаженнях значно перевищують її дефіцит. Це свідчить про доцільність накопичення надлишку холодопродуктивності та його використання для попереднього охолодження зовнішнього повітря в підсистемі кондиціонування зовнішнього повітря (у центральному кондиціонері) на вході у підсистему кондиціонування повітря в окремих приміщеннях (місцевого кондиціонування рециркуляційного повітря) у складі комбінованої центрально-місцевої СКП за розробленою схемою (рис. 2,б).

Висновок. Обґрунтовано напрям підвищення ефективності кондиціонування зовнішнього повітря в системах комбінованого центрально-місцевого типу шляхом раціонального розподілу теплового навантаження центрального кондиціонера на зони змінного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов і відносно стабільної його величини на подальше охолодження повітря на вході до системи кондиціонування рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях, накопичення надлишку холодопродуктивності центрального кондиціонера та його використання для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

Розроблено схему комбінованої центрально-місцевої СКП, до складу якої входять підсистеми кондиціонування зовнішнього повітря в центральному кондиціонері та місцевого кондиціонування рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях.

Список літератури

4. Radchenko R., Radchenko A., Serbin S., Kantor S., Portnoi B. Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler // *HTRSE-2018. E3S Web of Conferences*. – 2018. – V. 70. – 6 p.5. Trushliakov E., Radchenko M., Radchenko A., Kantor S., Zongming Y., Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions // *The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018"*. – 2018. – pp.1303-1307.

ФТБ ОНАХТ

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ

Радченко А.М., к.т.н., доцент, Зубарєв А.А., ст. викладач, Бойчук В.В., науковий співробітник, Коновалов А.В., к.т.н., науковий співробітник, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Фордуй С.Г., к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна
nirad50@gmail.com

Газопоршневі двигуни (ГПД) знаходять широке застосування в установках авто-автономного енергозабезпечення для комбінованого виробництва електроенергії, тепла і холоду. Такі ГПД випускаються у вигляді когенераційних модулів з навішеними на них теплообмінниками для отримання гарячої води, яка використовується для абсорбційних бромистолітєвих холодильних машин (АБХМ) [1-3].

Через значні теплоприпливи до повітря машинного відділення (МВ), звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором (ТК), температура повітря на вході ТК доволі висока: $t_{вх} = 25...30$ °С при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$, що спричиняє погіршення паливної економічності ГПД.

У процесі моніторингу отримують дані зі спільного впливу температур $t_{зп}$ і $t_{вх}$ на паливну економічність ГПД. Тому **метою** є отримання даних з роздільного впливу температур на паливну економічність ГПД задля визначення шляхів подальшого її підвищення.

Аналіз ефективності газового двигуна розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" – "Pepsico Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установа включає два когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера охолодження припливного повітря МВ, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис.1).

Всі датчики температури, тиску, лічильник теплоти і витрати газу підключені до комп'ютеризованої системи моніторингу.

Аналіз даних моніторингу газового двигуна JMS 420 GS-N.L показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, звідки воно всмоктується ТК двигуна, оскільки при підвищених температурах зовнішнього повітря через значні теплоприпливи з МВ температура повітря на вході ТК доволі висока: 25...30 °С.

Ефект від охолодження повітря ГПД аналізували за зміною електричної потужності N_e і об'ємної витрати газу V_e як показників паливної економічності ГПД. Фірми-виробники ГПД, як правило, не дають в доступних інформаційних джерелах даних зі зміни N_e і V_e в залежності від кліматичних умов експлуатації. Обробка даних зі зміни N_e і V_e , отриманих в процесі моніторингу ГПД, викликає певні труднощі через сумісний вплив на N_e і V_e температур зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в радіатор і повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$. Тому була розроблена методика обробки даних по N_e і V_e з урахуванням впливу окремо температур зовнішнього повітря на вході в радіатор $t_{зп}$ і повітря на вході ТК $t_{вх}$.

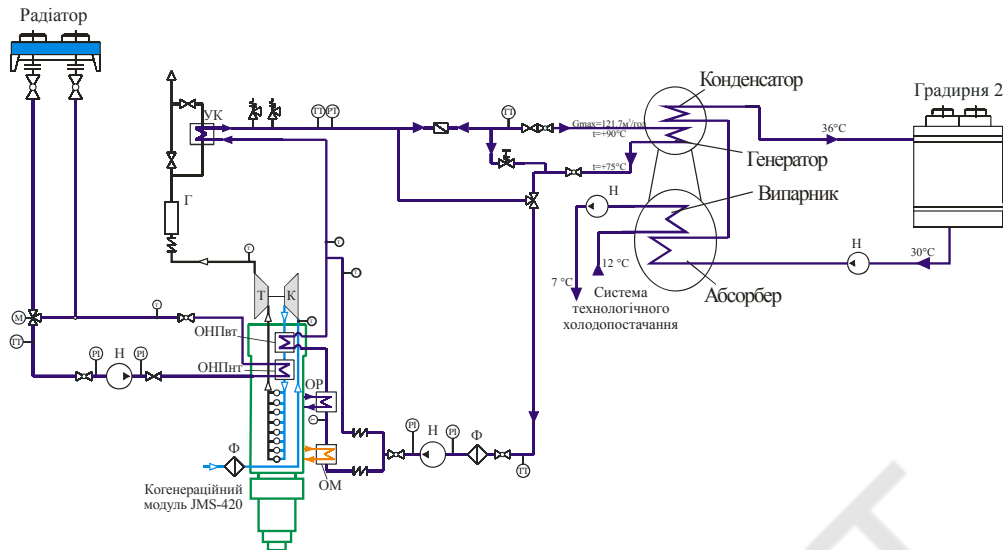


Рис. 1. Схема тригенераційної установки "Sandora" – "PepsiCo Ukraine" з трансформацією скидного тепла когенераційного модуля JMS 420 GS в АБХМ: ОМ – охолоджувач масла; ОР – охолоджувач рубашки двигуна; УК – утилізаційний котел; Г – глушник; ОНП_{ВТ} і ОНП_{НТ} – високо- і низькотемпературний ступені охолоджувача наддувного повітря; Ф – фільтр; Н – насос

Результати моніторингу паливної економічності ГПД представляли у вигляді залежності потужності двигуна $N_e = f(t_{\text{вх}})$ та об'ємної витрати природного газу $B_e = f(t_{\text{вх}})$ від температури повітря $t_{\text{вх}}$ на вході ТК ГПД при різних температурах зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС (рис. 2 і 3).

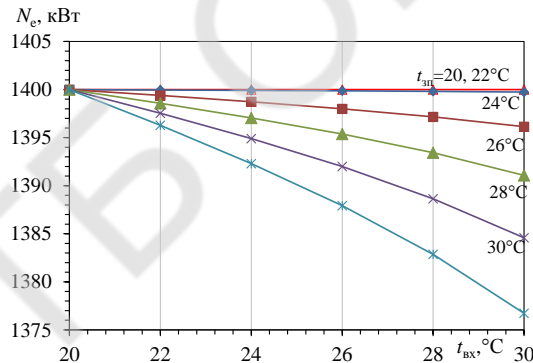


Рис. 2. Зміна електричної потужності ГПД N_e в залежності від температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ при номінальній потужності $N_e = 1400$ кВт і різних температурах зовнішнього повітря на вході радіатора системи оборотного охолодження наддувної ГПС $t_{\text{зп}} = 20 \dots 30$ °C: Δ – 20 °C; ◆ – 22 °C; ■ – 24 °C; ▲ – 26 °C; X – 28 °C; ж – 30 °C

Метою обробки даних $N_e = f(t_{\text{вх}})$ і $B_e = f(t_{\text{вх}})$ є знаходження зміни потужності ГПД dN_e і об'ємної витрати газу dB_e , що припадають на зміну температури $t_{\text{вх}}$ повітря на вході ТК на 1 °C, тобто $dN_e/dt_{\text{вх}}$ і $dB_e/dt_{\text{вх}}$. При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{\text{вх}})$ і $B_e = f(t_{\text{вх}})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{\text{зп}}$, а коливання температури $t_{\text{зп}}$ обмежувалися діапазоном в 1 °C. Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{\text{вх}}$ на вході ТК при різних температурах $t_{\text{зп}}$ на вході радіаторів (рис. 4...8).

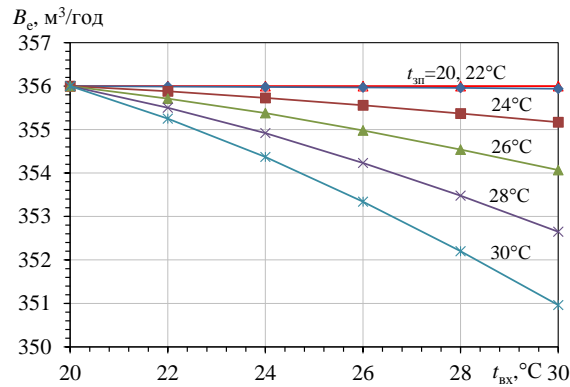


Рис. 3. Зміна об'ємної витрати газу ГПД ΔV_e в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних температурах $t_{\text{зн}}$

При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{\text{вх}})$ і $V_e = f(t_{\text{вх}})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{\text{зн}}$, а коливання температури $t_{\text{зн}}$ обмежувались діапазоном в 1°C . Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{\text{вх}}$ на вході ТК при різних температурах $t_{\text{зн}}$ на вході радіаторів (рис. 4-7).

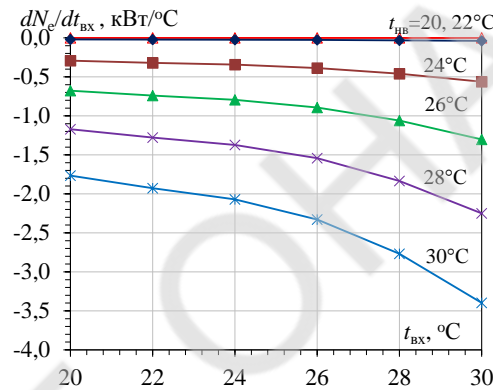


Рис. 4. Зміна електричної потужності ГПД $dN_e/dt_{\text{вх}}$, що припадає на зміну температури повітря на вході ТК $dt_{\text{вх}} = 1^\circ\text{C}$, в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних $t_{\text{зн}}$

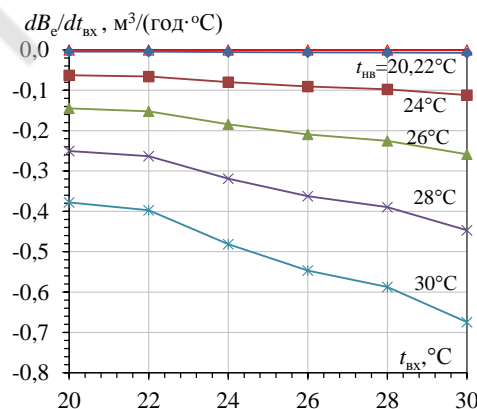


Рис. 5. Зміна об'ємної витрати газу ГПД $dV_e/dt_{\text{вх}}$, що припадає на зміну температури на вході ТК $\Delta t_{\text{вх}} = 1^\circ\text{C}$, в залежності від $t_{\text{вх}}$ при різних $t_{\text{зн}}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1°C температури повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ ($dt_{\text{вх}} = 1^\circ\text{C}$) електрична потужність ГПД змінюється на величину $dN_e/dt_{\text{вх}} =$

0,7...1,2 кВт/°С при $t_{зп} = 25\text{ °С}$ та на величину $dN_e/dt_{вх} = 1,7...3,5\text{ кВт/°С}$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 20...30\text{ °С}$ (рис. 4). При зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ ($dt_{вх} = 1\text{ °С}$) об'ємна витрата газу змінюється на $dB_e/dt_{вх} = (0,15...0,25)\text{ м}^3/(\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 25\text{ °С}$ та на $dB_e/dt_{вх} = (0,4...0,7)\text{ м}^3/(\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 20...30\text{ °С}$ (рис. 5).

Питому об'ємну витрату b_e газу визначали за його об'ємною витратою G_r і потужністю двигуна N_e як $b_e = G_r / N_e$, $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ (рис. 6).

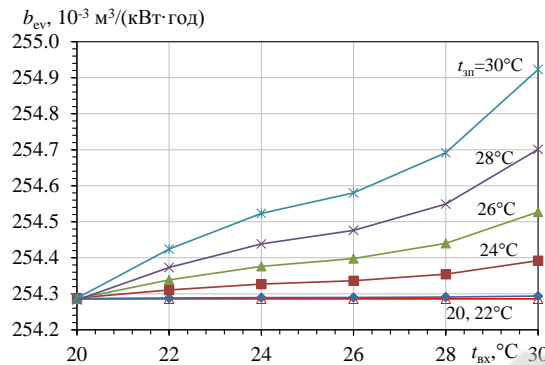


Рис. 6. Зміна об'ємної питомої витрати газу ГПД b_{ev} в залежності від температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

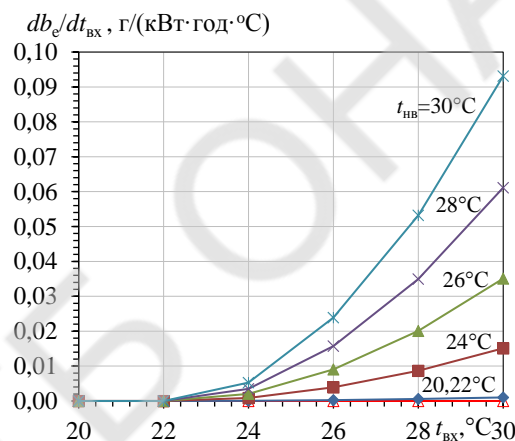


Рис. 7. Зміна масової питомої витрати газу ГПД $db_e/dt_{вх}$, що припадає на $\Delta t_{вх} = 1\text{ °С}$, в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ від 20 °С до 30 °С об'ємна питома витрата газу b_{ev} зростає на величину $\Delta b_{ev} = 0,2 \cdot 10^{-3}\text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при температурі зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження наддувної ГПС $t_{зп} = 26\text{ °С}$ та на величину $\Delta b_{ev} = 0,4 \cdot 10^{-3}\text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 20...30\text{ °С}$ (рис. 6).

При зміні на 1 °С температури $t_{вх}$ ($\Delta t_{вх} = 1\text{ °С}$) питома витрата газу змінюється на величину $db_{ev}/dt_{вх} = (0,01...0,03)\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 25\text{ °С}$ і на $db_{ev}/dt_{вх} = (0,01...0,09)\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год}\cdot\text{°С})$ при $t_{зп} = 30\text{ °С}$ і $t_{вх} = 26...30\text{ °С}$ (рис. 7).

Висновок. У процесі статистичної обробки результатів моніторингу масиви даних з електричної потужності $N_e = f(t_{вх})$ і витрати палива $B_e = f(t_{вх})$ формувалися при різних і практично незмінних температурах зовнішнього повітря на вході $t_{зп}$ радіатора, а коливання $t_{зп}$ обмежувались 1 °С . Це дало можливість дослідити вплив температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК при різних $t_{зп}$ та обґрунтувати необхідність більш глибокого охолодження повітря на вході ТК і подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід ТК, щоб звести до мінімуму теплоприпливи у МВ.

Список літератури

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. GE Jenbacher Company Overview. June 13, 2007. 39 p.
2. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications București, October 28, 2010, 73 p.
3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.

НТБ ОНАХТ

УДК 66.067.1.621.72

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Фордуй С.Г., к.т.н., технічний керівник напрямку енергоресурсів та енергозбереження PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна; Радченко Р.М., к.т.н., доцент, Зубарєв А.А., ст. викладач, Бойчук В.В., науковий співробітник, Остапенко О.В., к.т.н., доцент, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

В установках автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення набули широкого поширення газопоршневі двигуни (ГПД), які випускаються в когенераційному виконанні – зі штатними теплообмінниками нагріву води (теплоносія), теплота якої в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною (АБХМ) – абсорбційним бромистолітєвим термотрансформатором (АБТТ).

Термічний стан ГПД забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході ГПД не вище 70 °С, оскільки він є водночас і охолоджувальним для відведення теплоти від вузлів охолодження двигуна, мастила тощо [1-3]. В той же час ефективність трансформації теплоти в холод в АБТТ висока за умови зниження температури теплоносія не більше ніж на 10...15 °С, тобто до 75...80 °С при його температурі на виході з ГПД (на вході АБТТ) 90 °С. Через суперечливі вимоги до ефективної і надійної експлуатації ГПД і АБТТ по температурі зворотного теплоносія для підтримання його температури на вході ГПД на безпечному рівні 70 °С його додатково охолоджують в радіаторі "аварійного скидання" теплоти у довкілля.

Метою дослідження є виявлення та реалізація резерву підвищення ефективності трансформації скиданої теплоти в холод в установках автономного енергозабезпечення шляхом більш глибокої її утилізації за умови ефективної і надійної з погляду теплового стану роботи когенераційних ГПД-модулів.

Аналіз ефективності ГПД розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" – "PepsiCo Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГПД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера охолодження припливного повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис.1).

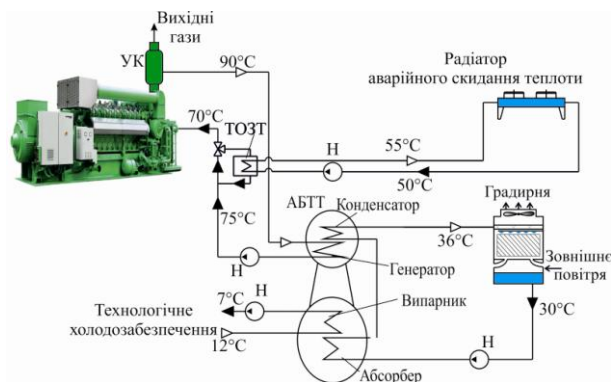


Рис. 1. Схема типової системи трансформації скиданої теплоти когенераційного модуля ГПД в АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолодження зворотного теплоносія; Н – насос

Принципова схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS в АБТТ з отриманням холодної води наведена на рис. 1. Результати обробки даних моніторингу з температур теплоносія подані на рис. 2 і 3.

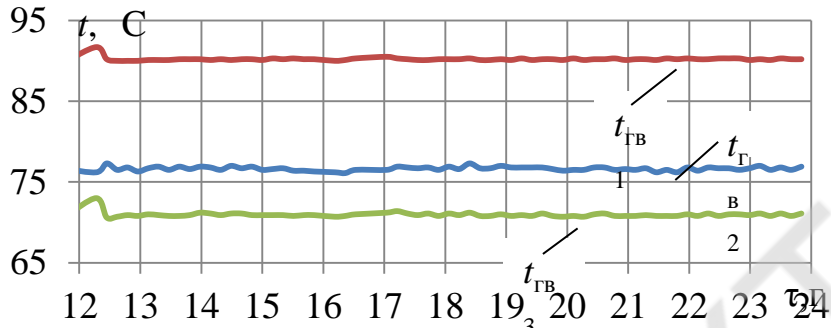


Рис. 2. Температури гарячої води t_{261} на вході АБТТ, зворотної води після АБТТ t_{262} та охолодженої зворотної води на вході в ГПД t_{263}

На рис. 3 наведені графіки поточних значень різниці температур гарячого теплоносія (гарячої води) на вході і виході з АБТТ, що характеризують теплоту, трансформовану в АБТТ в холод, і температур зворотного теплоносія після АБТТ на вході та виході з ТОЗТ, а також охолодженого в ТОЗТ шляхом аварійного скидання теплоти в атмосферу радіатором через обмеження по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{ГВ3} = 7$

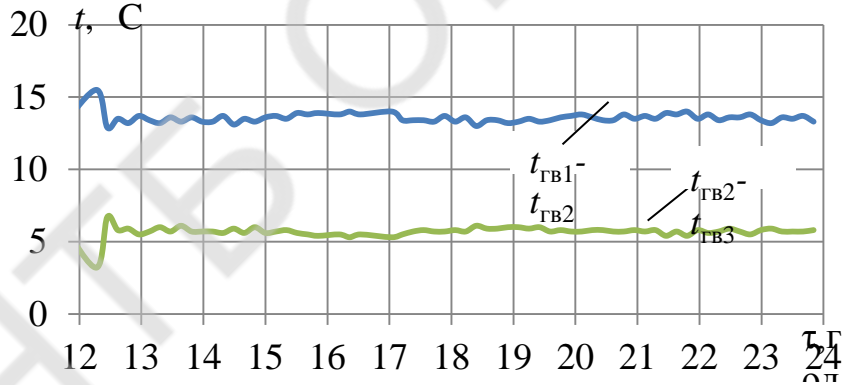


Рис. 3. Різниці температур гарячої та охолодженої в АБТТ води $\Delta t_{2.А6} = t_{261} - t_{262}$ та зворотної води в охолоджувачі ТОЗТ $\Delta t_{2.впр} = t_{262} - t_{263}$ для базового варіанта

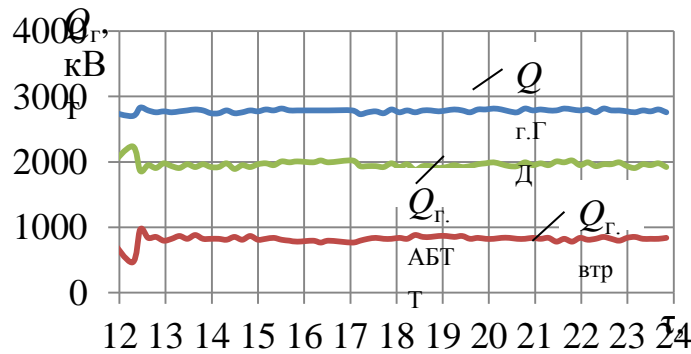


Рис. 4. Значення загальної кількості теплоти $Q_{г.ГД}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГПД, теплоти, трансформованої в АБТТ в холод, $Q_{г.АБТТ}$, та втрат теплоти $Q_{г.впр}$

З графіків на рис. 3 видно, що тільки частина теплоти, що відводиться від двигуна і визначається різницею температур $\Delta t_{г.Аб} = t_{гв1} - t_{гв2} = 14...15\text{ }^\circ\text{C}$, трансформується в АБТТ в холод, тоді як вся наявна теплота визначається різницею температур $t_{гв1} - t_{гв3} = 20\text{ }^\circ\text{C}$.

За результатами моніторингу системи трансформації скидної теплоти газового двигуна JMS 420 GS-N.LC GE фірми Jenbacher в АБТТ AR-D500L2 фірми Century, наведеними на рис. 3, були розраховані теплові потоки в системі трансформації теплоти в холод, подані на рис. 4. Загальна кількість одержаної від двох двигунів теплоти у вигляді гарячої води з температурою $t_r = 90\text{ }^\circ\text{C}$ становить $Q_{г.ГД} \approx 2800\text{ кВт}$, з якої в АБТТ використовується тільки частина, $Q_{г.АБТТ} \approx 2000\text{ кВт}$. У той же час через обмеження ГПД по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{гв3} = 70\text{ }^\circ\text{C}$ в теплообміннику ТОЗТ та радіаторі аварійного скидання від нього відводиться надлишок теплоти $Q_{г.втр} \approx 800\text{ кВт}$. Тобто втрати теплоти $Q_{г.втр}/Q_{г.ГД}$ складають майже 30 % загальної кількості $Q_{г.ГД}$, відведеної від ГПД.

З урахуванням температури гарячого теплоносія $t_{гв1}$ (рис. 2) і температури конденсації t_k водяної пари в АБТТ, яка визначається, виходячи зі значень температури води $t_{о.в}$, охолоджуючої конденсатор і генератор пари-десорбер АБТТ, як $t_k = t_{о.в} + 3\text{ }^\circ\text{C}$, були розраховані значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{СТб}$ базового варіанта (рис. 5).

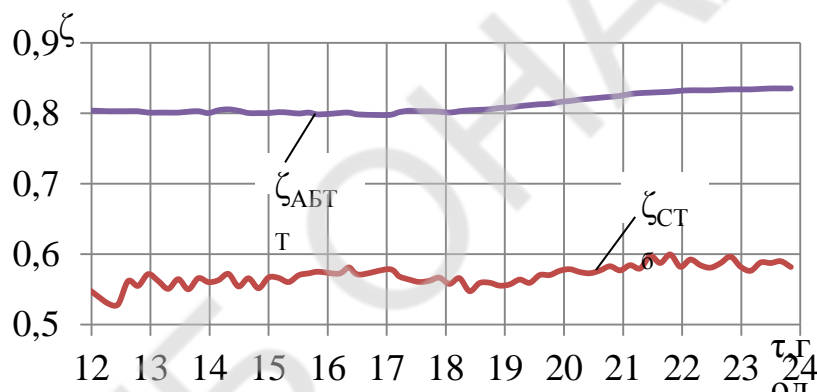


Рис. 5. Значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $\zeta_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $\zeta_{СТб}$ базового варіанта

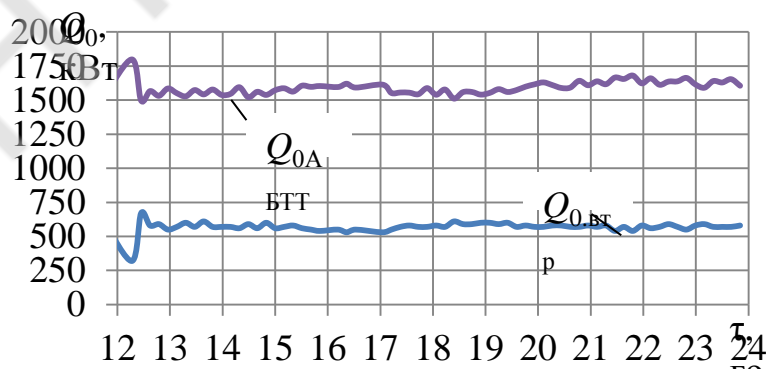


Рис. 6. Поточні значення холодопродуктивності $Q_{0,АБТТ}$ базового варіанта системи трансформації, а також потенційно можливої кількості холоду $Q_{0,втр}$, яку можна отримати трансформацією скидного тепла $Q_{2,втр}$ в АБТТ

За результатами моніторингу були розраховані також поточні значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0,АБТТ}$ і потенційно можливої кількості холоду $Q_{0,втр}$, яку можна було б отримати

трансформацією в АБТТ (при тепловому коефіцієнті $\zeta_{\text{АБТТ}} = 0,7$) скидного тепла $Q_{\text{г.втр}}$ (рис. 1.7) існуючої системи трансформації (рис. 6).

Як видно з рис. 6, якщо трансформувати в АБТТ (з $\zeta_{\text{АБТТ}} \approx 0,7$) в холод надлишкову теплоту $Q_{\text{г.втр}}$, яка скидається в атмосферу радіатором аварійного скидання, то можна збільшити холодопродуктивність установки з 1600 кВт до 2100 кВт.

Розроблена система глибокої трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ (рис.7). Трансформація теплоти теплоносія здійснюється в такій послідовності: спочатку високопотенційний теплоносій після ГПД з температурою 90°C подається у випарну секцію генератора ЕТТ, після чого з температурою 85°C – в АБТТ. В АБТТ температура теплоносія знижується до $73\dots74^{\circ}\text{C}$, з якою він надходить до економайзерної секції генератора ЕТТ, де охолоджується до необхідної для подачі на вхід ГПД температури 70°C зворотного теплоносія на вході до вузлів охолодження ГПД.

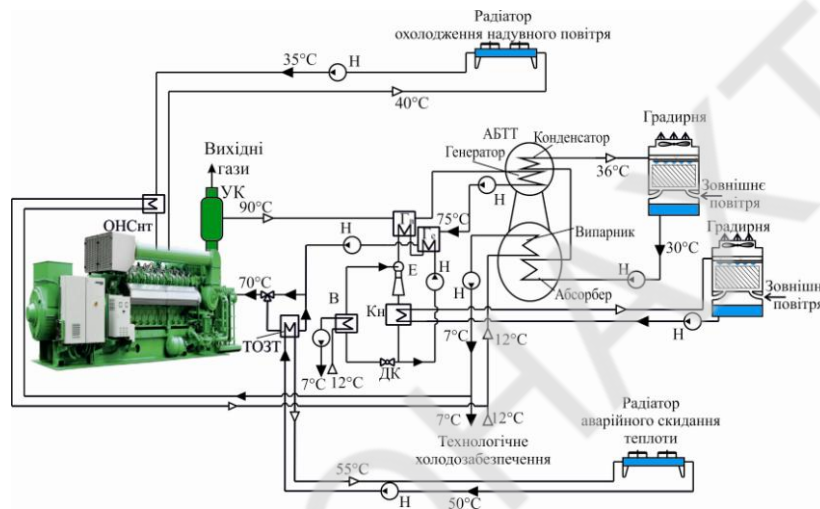


Рис. 7. Схема розробленої системи трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолоджувач зворотного теплоносія; Н – насос; Е – ежектор; В – випарник; Кн – конденсатор; Г – генератор пари високого тиску ЕТТ; ДК – дросельний клапан

На рис. 8 наведені температури гарячого теплоносія з ГД $t_{\text{г.в.ген.ЕТТ}}$ на вході в генератор ЕТТ, вході в АБТТ $t_{\text{г.АБТТвх}}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{\text{г.АБТТвих}}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{\text{г.ек.ЕТТвих}}$ та охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{\text{г.ГДвх}}$.

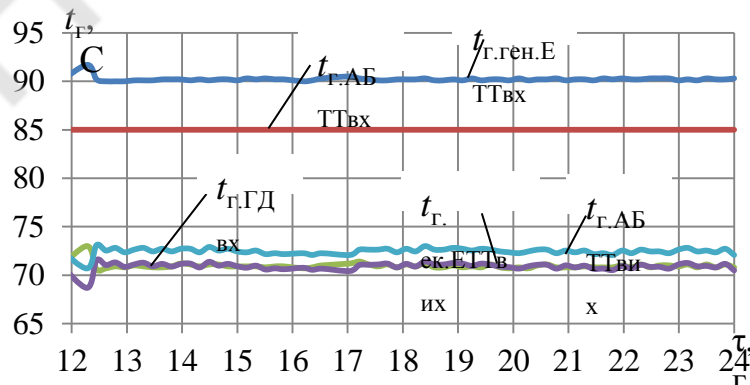


Рис. 8. Значення температури гарячого теплоносія від ГД $t_{\text{г.в.ген.ЕТТвх}}$ на вході в генератор ЕТТ і в АБТТ $t_{\text{г.АБТТвх}}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{\text{г.АБТТвих}}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{\text{г.ек.ЕТТвих}}$ і охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{\text{г.ГДвх}}$

На рис. 9 наведені значення загальної кількості теплоти, яка надходить з ГД $Q_{\text{г.ГД}}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{\text{г.АБТТ90}}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ

$Q_{г.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$, для розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ та базовій $Q_{г.втр.баз}$ схемах.

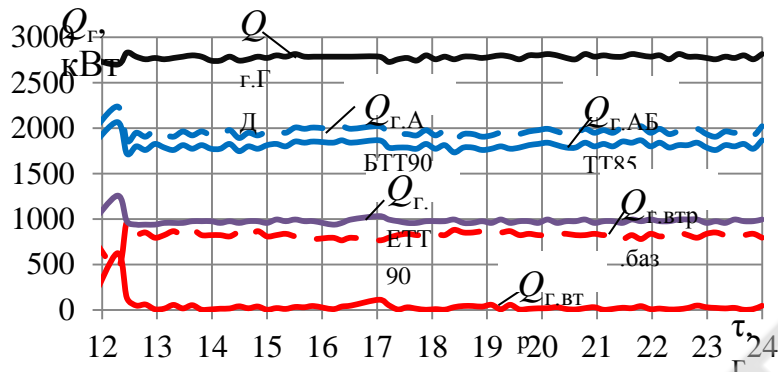


Рис. 9. Значення кількості теплоти від ГПД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, трансформованої в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$ розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ і базовій $Q_{г.втр.баз}$ системах

Як видно з рис. 9, втрати теплоти $Q_{г.скид}$ в розробленій системі трансформації мінімальні порівняно з базовою системою $Q_{г.баз.скид}$, де вони складають 30% загальної кількості теплоти від ГПД $Q_{г.з}$. Це досягається її трансформацією в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$. Через те, що ЕТТ більш чутлива до температури теплоносія, гарячий теплоносій від ГПД подають спочатку в генератор ЕТТ, що забезпечує високий тепловий коефіцієнт ЕТТ, замість подачі його, як в базовій схемі, відразу в АБТТ. В результаті в АБТТ надходить теплоносій з меншою температурою, що призводить до зменшення температурного напору в генераторі АБТТ і, як наслідок, використання в АБТТ меншої кількості теплоти від ГПД $Q_{г.АБТТ85}$ в порівнянні з її значенням $Q_{г.АБТТ90}$ у базовому варіанті.

На рис. 10 наведені значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$.

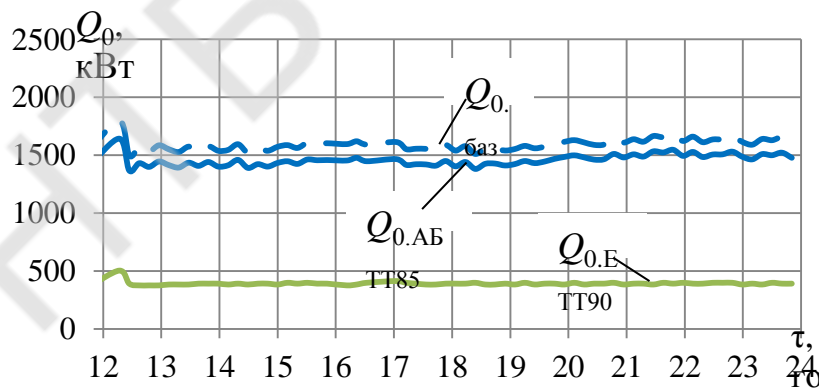


Рис. 10. Значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ запропонованої системи $Q_{0.АБТТ85}$ та ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$

Як видно, холодопродуктивність АБТТ запропонованої системи нижче її базового значення.

На рис. 11 наведено значення сумарної $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ холодопродуктивності АБТТ і ЕТТ для запропонованої системи. Як видно, її значення збігаються зі значеннями холодопродуктивності базової АБТТ.

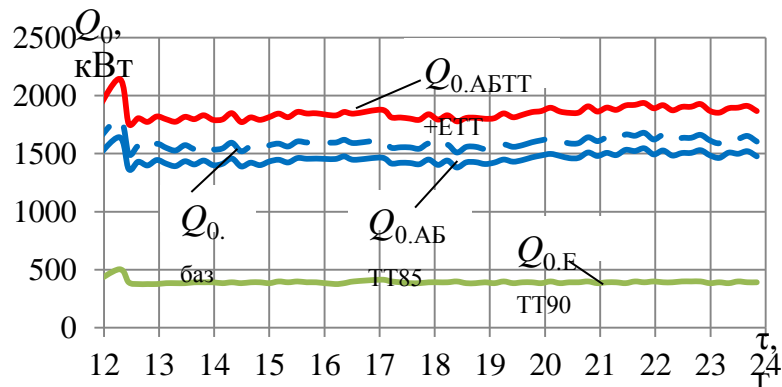


Рис. 11. Значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0.баз}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$, ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$ та сумарної АБТТ і ЕТТ $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ для розробленої системи

Значення теплових коефіцієнтів АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$, базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТ6}$ і запропонованої $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ}$ наведено на рис. 12.

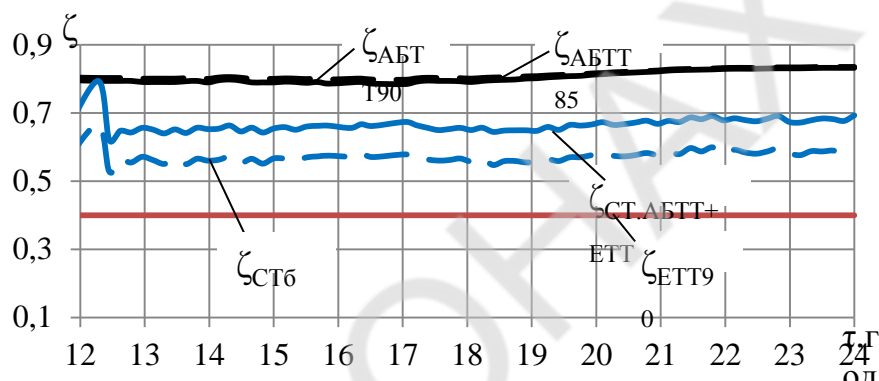


Рис. 12. Теплові коефіцієнти АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТ6}$ і розробленої $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ}$

Як видно з рис.12 і 13, більш глибока трансформація теплоти зворотного теплоносія в АБТТ і ЕТТ забезпечує зростання холодопродуктивності приблизно на 200...300 кВт (для двох ГПД) порівняно з базовою системою з АБТТ з відповідним підвищенням коефіцієнта трансформації теплоти від $\zeta_{СТ6} \approx 0,55$ базового варіанта до $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ} \approx 0,65$ для розробленої системи двоступеневої трансформації теплоти в АБТТ і ЕТТ.

Висновок. За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення виявлено наявність втрат теплоти близько 30 % всієї її кількості. Показано, що їх усунення можливе шляхом глибокої двоступеневої трансформації теплоти зворотного теплоносія, яка в базовій установці скидається у довкілля радіатором "аварійного скидання", із застосуванням абсорбційної та ежекторної холодильних машин відповідним підвищенням холодопродуктивності.

Список літератури

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. *GE Jenbacher Company Overview*. June 13, 2007. 39 p.
2. Elsenbruch T. *Jenbacher gas engines a variety of efficient applications* București, October 28, 2010, 73 p.
3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ В РАЗНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

**Портной Б.С., аспирант, Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина**

С повышением температуры воздуха $t_{\text{нв}}$ на входе эффективность газотурбинных установок (ГТУ) уменьшается: удельный расход топлива b_e растет, а эффективная мощность N_e уменьшается.

Повысить эффективность ГТУ и за счет этого сократить расход топлива при высоких температурах $t_{\text{нв}}$ воздуха на входе можно путем его предварительного охлаждения теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), которые утилизируют теплоту отходящих газов ГТУ [1].

Глубина охлаждения воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими холодильными машинами зависит от температуры полученного в них хладоносителя, подаваемого в воздухоохладители (ВО) на входе ГТУ. В наиболее распространенных одноступенчатых абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах воздух охлаждается до температуры $t_{\text{в2}} \approx 15^\circ\text{C}$ с высокой эффективностью трансформации сбросной теплоты в холод: их тепловой коэффициент $\zeta = 0,7 \dots 0,8$. Более глубокое охлаждение воздуха до температуры $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ и ниже возможно в эжекторных холодильных машинах (ЭХМ), эффективность трансформации сбросной теплоты в холод которых значительно меньше: $\zeta = 0,2 \dots 0,3$. Целесообразно двухступенчатое охлаждение воздуха на входе ГТУ: до $t_{\text{в2}} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$ в АБХМ, а до $t_{\text{в2}} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$ в ЭХМ, то есть в ступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машине [2, 3]. Особенностью эксплуатации систем охлаждения воздуха на входе ГТУ в условиях умеренного климата, характерного для Украины, является то, что глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ до температур $t_{\text{в2}} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$ и ниже в хладоновых воздухоохладителях обеспечивало бы дополнительное существенное сокращение удельного расхода топлива даже при умеренных температурах наружного воздуха $t_{\text{нв}} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$, которые наблюдаются в межсезонье и ночные-утренние часы летних месяцев.

Из-за сезонных и суточных колебаний температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ при эксплуатации ГТУ, крайне важен выбор рациональной тепловой нагрузки на воздухоохладители на входе ГТУ с учетом климатических условий. Согласно тепловой нагрузке на ВО выбирается нагрузка ТХМ.

При проектировании обычно выбирают наибольшую величину тепловой нагрузки. Однако, данный подход приводит к тому, что спроектированные теплообменные аппараты большую часть времени работают при пониженных тепловых нагрузках, что, в свою очередь, приводит к необоснованным затратам мощности, а затем и топлива, на преодоление их аэродинамического сопротивления, а также к росту капитальных затрат на теплообменное оборудование.

Цель исследования – разработать метод определения рациональных тепловых нагрузок комбинированной двухступенчатой теплоиспользующей абсорбционно-эжекторной холодильной машины с учётом отличий климата в разных регионах Украины.

Эффективность охлаждения воздуха на входе ГТУ удобно оценивать годовой удельной экономией топлива $b_e, \text{кг/кВт}$, которая представляет собой отношение $b_e = B_e / N_e$ общего количества сэкономленного топлива $B_e, \text{кг}$ к мощности ГТУ $N_e, \text{кВт}$. Для определения установленной (проектной) удельной холодильной мощности (удельной холодопроизводительности) ступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машины $q_0 = Q_0 / G_{\text{в}}$, приходящейся на единицу расхода воздуха $G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$, необходимо проанализировать зависимость годовой удельной экономии топлива b_e от нее. Удельная холодильная мощность рассчитывается как $q_0 = \xi \cdot c_{\text{вл}} \cdot (t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}})$, кВт/(кг/с), где ξ –

коэффициент влаговыпадения; $t_{\text{нв}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{в2}}$ – температура воздуха на выходе из воздухоохладителя, °С; $c_{\text{вл}}$ – удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К).

Учитывая зависимость удельной холодильной мощности q_0 от температуры $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности $\phi_{\text{нв}}$ наружного воздуха, необходимо проанализировать суточные изменения параметров наружного воздуха. Для расчетов были выбраны климатические параметры наружного воздуха в различных регионах Украины: Николаевская обл., Волынская обл., Киевская обл., где расположены, соответственно, Южно-Бугская, Ковель и Ставищенская газоперекачивающие компрессорные станции (КС), для июля 2017 года.

Как показали результаты расчетов, значительные колебания температуры $t_{\text{нв}}$ и относительной влажности $\phi_{\text{нв}}$ наружного воздуха, соответственно, и тепловых нагрузок на системы охлаждения воздуха на входе ГТУ, затрудняют выбор значения проектной (установленной) тепловой нагрузки на ступени холодильной машины q_0 , которая обеспечивала бы получение максимального в течение года эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ.

Установленная (проектная) удельная холодильная мощность (холодопроизводительность) q_0 , с одной стороны, должна покрывать расходы холода на охлаждение воздуха на входе ГТУ в течение как можно большего времени в течение года, что обеспечивало бы наибольший эффект в виде экономии топлива. С другой стороны, она не должна быть завышенной, чтобы большую часть года ступенчатая абсорбционно-эжекторная холодильная машина эксплуатировалась при тепловых нагрузках, близких к номинальным (проектным), иначе будет место невысокий коэффициент использования абсорбционно-эжекторной холодильной машины (эксплуатация на частичных нагрузках, далеких от проектных), а при заниженных q_0 , наоборот, – недоохлаждение воздуха на входе ГТУ при высоких температурах $t_{\text{нв}}$.

Для климатических условий эксплуатации ГТУ в различных регионах Украины, при охлаждении воздуха на входе до температуры $t_{\text{в2}} = 10$ °С, рациональной можно считать проектную удельную холодильную мощность ступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машины (для $G_{\text{в}} = 1$ кг/с) $q_0 \approx 34$ кВт/(кг/с), при которой темп прироста годовой удельной экономии топлива b_e сохраняется достаточно высоким, а при охлаждении воздуха до $t_{\text{в2}} = 15$ °С в абсорбционно-бромистолитиевой холодильной машине – $q_0 \approx 24$ кВт/(кг/с). Исходя из рациональной удельной холодильной мощности выбирают полную установленную холодильную мощность абсорбционно-эжекторной холодильной машины в соответствии с расходом воздуха $G_{\text{в}}$ через ГТУ: $Q_0 = G_{\text{в}} \cdot q_0$, кВт.

Предложен метод определения рациональной тепловой нагрузки комбинированной двухступенчатой абсорбционно-эжекторной холодильной машины с учетом различия климатических условий разных регионов Украины (Николаевская обл., Волынская обл., Киевская обл.), где расположены газоперекачивающие компрессорные станции, которая обеспечивает наибольшую годовую удельную экономию топлива, при высоких темпах ее прироста.

Список литературы

1. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / J. Ortiga, J. C. Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.
2. Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76 – 79.
3. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

УДК 621.577

ТЕПЛОНАСОСНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВЗ

**Калініченко І.В., к.т.н., доцент; Захарченко В.С., Леоненко В.В. Горбишен О.Д., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон; kiv26@ukr.net**

Актуальність теми. Утилізація вторинних теплових ресурсів суднового головного двигуна (ГД) традиційно є одним з основних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання паливо-енергетичних ресурсів суднової енергетичної установки (СЕУ). Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти ГД, в першу чергу суднових дизельних установок (СДУ), були успішно реалізовані на великому числі морських суден. Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти СДУ на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД ГД (ККД сучасних малооборотових суднових ГД становить від 48,0 до 51,0 %) і зниження питомої витрати палива сучасних суднових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу, зокрема зменшенням втрат з відхідними газами (ВГ) із зниженням температури ВГ (температура ВГ двигунів фірми "MAN Diesel & Turbo" знизилася до 235...265 °С, а двигунів фірми "Wartsila" - до 257...298 °С) при одночасному зростанні частки теплоти, що відводиться в охолоджувачі надувного повітря (ОНП) [<http://www.mandieselturbo.com>, <http://www.wartsila.com>]. Ці фактори в сукупності різко знижують ефективність традиційних схем утилізації теплоти. Стає складним одночасне забезпечення водяною парою як підігрівачів різних середовищ на судні (перелік основних споживачів теплової енергії і необхідні їй температурні рівні наведено в табл. 1), так і утилізаційного турбогенератора, що призводить до необхідності введення в роботу допоміжного котла (ДК).

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на судах теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси ГД. Це дозволило б, по-перше, утилізувати скидаючу теплоту, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи ДК на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії (котельне паливо).

Аналіз проведених досліджень. Теплонасосний напрямок утилізації вторинних теплових ресурсів СДУ для виробництва водяної пари в науково-технічній літературі раніше вже розглядався [1 - 3]. В роботі [1] представлена схема роботи ТНПУ, де розглядалися різні варіанти теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для одержання водяної пари тиском 0,2 МПа і вище за рахунок теплоти надувного повітря і охолоджуючої ГД води. У якості робочого тіла ТНПУ рекомендувалися висококиплячі рідини, наприклад хладон R114 (CF₂ClCF₂Cl) та хладон R22 (CHF₂Cl), але і R114 і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.

Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації низько-потенційної теплоти СДУ. Параметри роботи дизелів наведені для устарілих моделей двигунів, не обґрунтований вибір робочого агента, не проведені конструктивні розрахунки основних апаратів.

Тому метою дослідження є з'ясування технічної можливості та доцільності теплонасосної утилізації низькопотенційної теплоти СДУ з метою виробництва водяної пари для різних суднових споживачів.

Проведений аналіз експлуатаційних ходових режимів роботи суден типу танкер «Победа», «Капелла», «Григорий Нестеренко», «Дмитрий Медведев» показав, що існує чотири різних режими навантаження на котельну установку судна типу танкер:

- ходовий режим при підтримці температури вантажу до 45 °С;
- підготовка вантажу до вивантаження з підігрівом до 60 °С;
- миття танків;
- ходовий режим в баласті.

Тому витрата пари, а відповідно і навантаження на судову котельну установку (утилізаційний (УК) і допоміжний котли (ДК)) залежатиме від режиму експлуатації судна. У всіх ходових режимах для отримання водяної пари на танкері працює УК, але він не задовольняє всіх споживачів пар згідно [4]. Для задоволення всіх потреб на судні у водяній парі додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

Як судно-прототип для проведення розрахункового дослідження був вибраний танкер проекту 15966 (типу "Григорий Нестеренко") [5], водотонаажністю $D = 35970$ т, розробки ЦКБ Ізумруд (м. Херсон). На танкері встановлені ГД марки 6ДКРН 60/195-10 потужністю $Ne_{nom}^{ГД} = 9370$ кВт, два ДК, один з яких КАВ 6,3/7 має паропродуктивність 6,3 т/годину, а інший КАВ 16/16 - 16 т/годину, та утилізаційний котел КУП 660 паропродуктивністю 5 т/годину.

Вибір параметрів роботи ТНПУ визначається, з одного боку, параметрами охолоджуючої води ДВЗ, що є джерелом низько потенціальної теплоти, а з іншого, - наявністю на судні споживачів пари, в першу чергу, підігрівачів вантажу. Аналіз параметрів судових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи: що використовують водяну пару низького (0,3 МПа), середнього (0,5 МПа) і високого (до 0,7 МПа) тисків. Спочатку розглядалася робота ТНПУ з отриманням пара всіх трьох параметрів. Однак, з огляду на можливість термічного розкладання хладонів, які є робочим тілом ТНПУ, і з метою спрощення установки остаточно була прийнята схема двох тисків, принцип дії якої детально описано в [4]. При цьому передбачалося, що водяна пара тиском 0,9 МПа виробляється в традиційному утилізаційному водяному котлі за рахунок теплоти ОГ ГД. В якості альтернативного ГД для танкера розглядалися сучасні малообертові двигуни 6RTA52U-B фірми "Wartsila-NSD" з номінальною потужністю $Ne_{nom}^{ГД} = 9600$ кВт та двигун 6S50ME-C8-III фірми "MAN B&W" з потужністю $Ne_{nom}^{ГД} = 9960$ кВт. Для обох дизелів використовується трьохконтурна система охолодження.

Згідно з розрахунками, сумісна робота ТНПУ та УК забезпечує водяною парою необхідних параметрів всіх споживачів на ходовому режимі в холодній зоні без використання ДК. Загальна кількість отриманої водяної пари при використанні ТНПУ може сягати $G_{сТНПУ} = 2272$ кг/год, з головним двигуном "MAN B&W" та $G_{сТНПУ} = 2632$ кг/год, з головним двигуном "Wartsila", що більше ніж потрібно для покриття всіх потреб споживачів пари на судні в ходовому режимі при експлуатації в холодній зоні (рис. 1, а).

Проведені розрахунки показують (рис. 1, б), що завдяки більш високому температурному потенціалу теплоти води системи охолодження ГД фірми "Wartsila", що утилізується в ТНПУ, витрати палива в дизель-генераторі на електропривід компресора ТНПУ становить 95...97 кг/год, що на 5,8...6,1 % менше порівняно з витратою палива при утилізації теплоти ГД фірми "MAN B&W" і на 24...28 % менше порівняно з витратою палива в ДК.

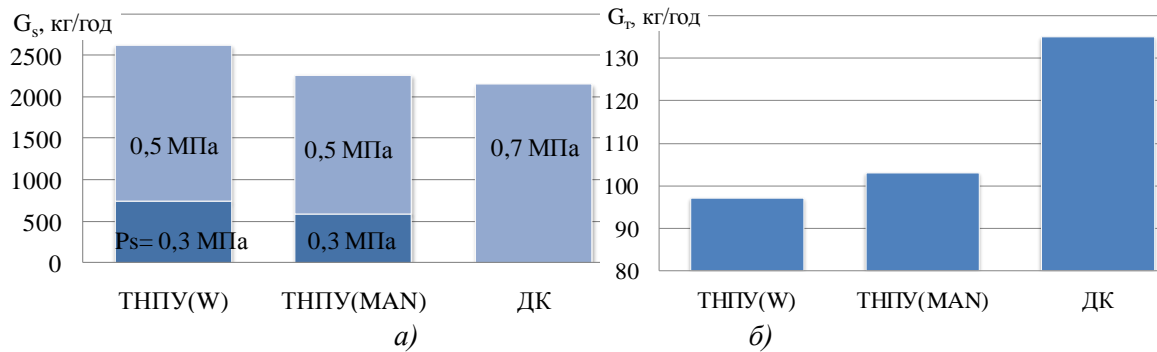


Рисунок 1. Результати проведених розрахунків

(а) отримання водяної пари різними установками; (б) витрати палива при сумісній роботі

ТНПУ та УК або ДК та УК в ходовому режимі судна в холодній зоні

ТНПУ(W) – утилізація теплоти ГД фірми "Wartsila";

ТНПУ(MAN) – утилізація теплоти ГД фірми "MAN B&W";

ДК – допоміжний котел

Попередні розрахунки показали, що економія палива на судні в цілому при заміщенні ДК в ходовому режимі в холодній зоні на ТНПУ становить 1,8...2,2 % (рис. 2).

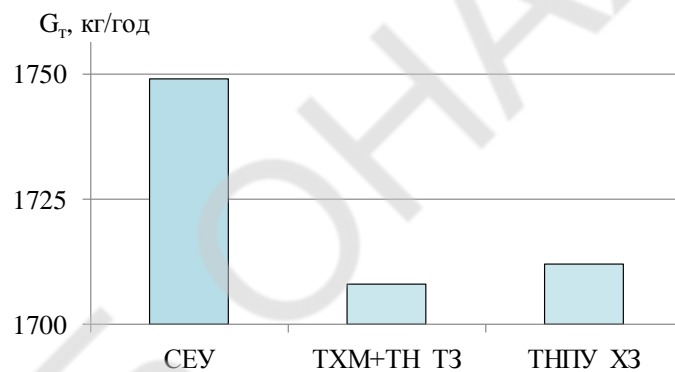


Рисунок 2. Зміни витрати палива на судні при використанні ТХМ з ТН та ТНПУ

СЕУ – при експлуатації СЕУ без використання ТН; ТХМ+ТН ТЗ – при використанні ТХМ з

бустерним ТН у теплій зоні; ТНПУ ХЗ – при використанні ТНПУ у холодній зоні

Таким чином, проведені розрахункові дослідження показали безсумнівні енергетичні переваги від установки на судні ТНПУ.

Отримані результати вказують на перспективність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДУ і доцільність проведення подальших досліджень.

Список літератури

1. Радченко Н.И. Теплоутилизирующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС / Н.И. Радченко, А.А. Сирота // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2002. – Вип. 31. Двигуни та енергоустановки. – С.17-19. – С. 17–19.
2. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл. – Пер. с англ. – М.: Энергоиздат. – 1982. – 224 с.
3. Янговский Е.И. Промышленные тепловые насосы / Е.И. Янговский, Л.А. Левин. – М.: Энергоатомиздат. – 1989. – 128 с.
4. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками / Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов // *Зб. наук. пр. НУК*. – Миколаїв: НУК. – 2005. – № 2 (401). – С. 70-79.
5. Танкер проекта 15966 "Григорий Нестеренко" / Спецификация. – Херсон: ЦКБ "Изумруд". – 1985. – 156 с.

УДК 621.577

ВПЛИВ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА НА ПАЛИВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ

Калініченко І.В., к.т.н., доцент; Павлов О.В., Боровик О.О., Лещов Є.М., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон; kiv26@ukr.net

Системи охолодження сучасних і перспективних поршневих і комбінованих двигунів повинні забезпечувати оптимальний і стабільний тепловий стан деталей і вузлів.

Оптимальним слід вважати такий температурний рівень, при якому матеріали деталей зберігають свої властивості міцності, моторні масла - високу здатність змащувати і несучу здатність, а втрати теплоти через систему охолодження мінімальні. На експлуатаційні показники двигуна чинить негативний вплив як недостатнє, так і надмірне охолодження. Процеси тепловідведення в рідинних системах охолодження супроводжуються ерозійно-корозійними руйнуваннями елементів систем і утворенням відкладень на тепловіддаючих поверхнях. Зі збільшенням середнього ефективного тиску і зниженням питомої маси двигунів проблема кавітаційних і корозійних руйнувань в порожнинах охолодження зберігає свою актуальність. Зазначені процеси вкрай негативно позначаються на надійності і ефективності ДВЗ. Корозія в системах охолодження є причиною утворення шламу, який осідає переважно в зонах з низькою швидкістю течії. Під відкладеннями, що утворюються активно протікає підшламова корозія [1].

Дизелі, експлуатовані в складі суднових енергетичних установок суден, значну частину часу працюють на несталих і змінних режимах. Найбільш характерними є перехідні режими, пов'язані з численними реверсами і маневруванням. Під час несталих режимів роботи і перехідних процесів температура найбільш теплонавантажених деталей циліндропоршневої групи зазнає значних змін, а температура охолоджувальної рідини залишається при цьому практично незмінною. Має місце так звана тепла інерційність. Дана проблема особливо актуальна для сучасних суднових дизелів, що мають високий рівень форсування, в яких теплові навантаження і температурні напруги стають порівнянними з механічними, у багатьох випадках обмежуючи надійність двигунів. Для вирішення зазначеної проблеми необхідно забезпечити оптимальний температурний рівень судового дизеля не тільки на сталих режимах роботи, а й на перехідних, несталих режимах.

Вплив фізико-хімічних і теплофізичних властивостей охолоджуючих рідин на ресурсні, економічні та екологічні показники роботи дизелів є вкрай важливим фактором. У зв'язку з цим сучасна концепція регулювання охолодження повинна передбачати як автоматичне регулювання режимних показників, так і регулювання водно-хімічних параметрів охолодження.

Мета роботи – оцінити вплив параметрів системи охолодження сучасних двигунів внутрішнього згорання з високим рівнем форсування на їх паливну ефективність.

Удосконалення рідинних систем охолодження суднових дизелів передбачає вирішення трьох взаємопов'язаних завдань:

- визначення параметрів охолодження, що роблять найбільш істотний вплив на надійність і ефективність роботи двигуна;
- обґрунтування бажаних значень обраних параметрів;
- розробка механізмів, які забезпечують автоматичний контроль і регулювання параметрів охолодження.

Отримані результати підтверджують, що ерозійно-корозійні руйнування циліндрових втулок найбільш інтенсивно протікають в двигунах з високим ступенем форсування по середньому ефективному тиску і малій питомій масі, яка призводить до підвищеної віброактивності дизеля.

Для оцінки впливу режимів охолодження на інтенсивність ерозійно-корозійних руйнувань і втрати теплоти через систему охолодження були виконані розрахунки для трьох дизель-генераторів (ДГ). Результати виконаних розрахунків представлені на рис. 1 і 2 [4].

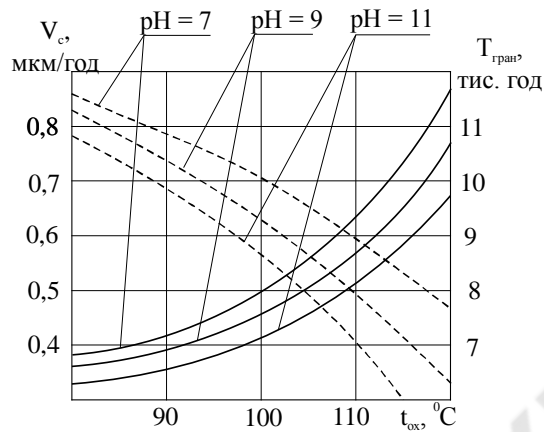


Рисунок 1. Вплив режимів охолодження на інтенсивність ерозійно-корозійних руйнувань зовнішньої поверхні втулки циліндра

— середня швидкість ерозійно-корозійних руйнувань, мкм/год;
 - - - - час до граничного зносу, тис. год

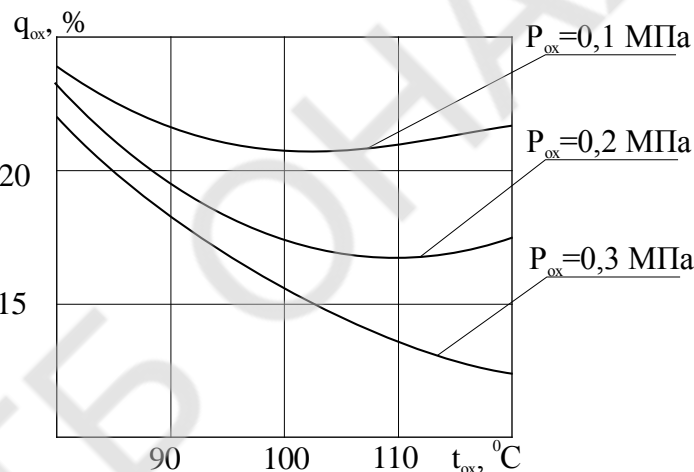


Рисунок 2. Вплив режимів охолодження на теплові втрати з охолоджуючою рідиною

Отримані дані свідчать про те, що найбільш оптимальними з енергетичної та ресурсної точки зору для судових ДГ є температура охолоджуючої рідини 110 ... 120 °С, при тиску, що виключає активне пристіночне кипіння (0,13 ... 0,14 МПа), і склад охолоджуючої рідини, що містить комплексну присадку, що забезпечує водневий показник в межах 7,5 ... 9,0.

При роботі двигуна з фіксованим навантаженням ($N_e = 1300$ кВт) температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна змінювалася від 75 до 110 °С. Подальше підвищення температури обмежувалося можливостями герметизації штатної системи охолодження, тиск в якій становив при температурі 110 °С близько $P = 0,15$ МПа. Підвищення температури рідини t_{ox} призвело до практично лінійному зростанню температури відпрацьованих газів перед турбіною t_t , що викликало деяке підвищення тиску наддуву p_k і температури повітря після компресора t_k . Більш суттєвим було підвищення температури на впуску $t_{вп}$, що пояснюється зменшенням глибини охолодження наддувочного повітря в охолоджувачі, включеному у внутрішній контур охолодження. Результати розрахунків представлені на рис. 3.

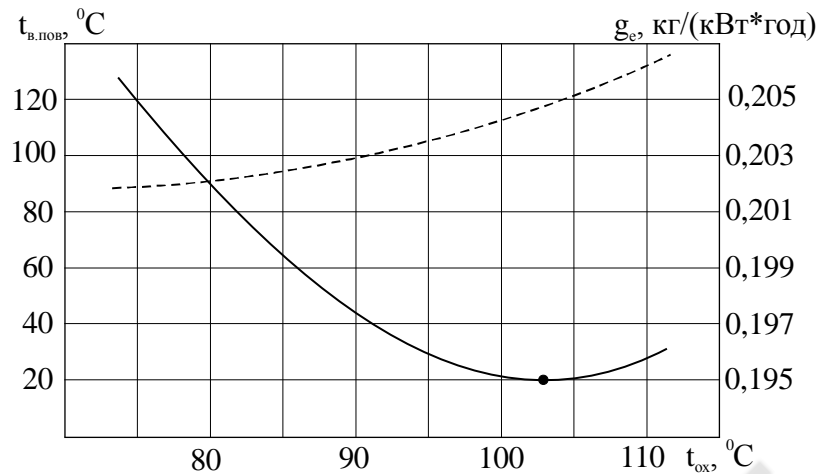


Рисунок 3. Вплив температури охолоджуючої рідини на питомі витрати палива ДГ
 _____ питомі витрати важкого палива ДГ;
 - - - температура повітря на впуску в циліндри $t_{вн}$

Мінімальне значення питомої ефективної витрати палива відповідало $t_{ox} = 102\text{ }^\circ\text{C}$. При подальшому збільшенні температури питома ефективна витрата палива почала зростати, що пояснюється зниженням коефіцієнта наповнення і підтверджує необхідність збільшення глибини охолодження наддувочного повітря.

Висновки.

Результати виконаних розрахунків підтвердили, що найбільш інтенсивно ерозійно-корозійні руйнування протікають в двигунах з підвищеною віброактивністю, обумовленої високим середнім ефективним тиском і низькою питомою масою двигуна.

Доведено вплив параметрів охолодження (температури охолоджуючої рідини, тиску в системі охолодження, водневого показника охолоджуючої рідини) на економічні та ресурсні показники роботи ДВЗ.

Проведено математичне моделювання, що дозволило визначити оптимальні значення зазначених параметрів, для високофорсованих суднових дизель-генераторів.

Список літератури

1. Безюков, О.К. Комплексная оптимизация параметров охлаждения судовых энергетических установок / Безюков О.К., Жуков В.А. // Журнал университета водных коммуникаций. – 2012. – Вип. 1. – С. 51–60.
2. Дорохов, А.Ф. Моделирование теплопередачи через стенку рабочего цилиндра поршневого ДВС и управление его напряженно-деформированным состоянием / Дорохов, А.Ф., Пахомов Н.В. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – №1 (45). – С. 68–74.
3. Безюков, О.К., Выбор параметров охлаждения судовых дизелей / Безюков, О.К., Жуков В.А., Пуляев А.А. // Вестник государственного университета морского и речного флота. – (2018). – №2. – С. 379-389.
4. Ципленкин, Г.Е. Уровень форсировки поршневых ДВС нового поколения / Ципленкин, Г.Е., Иовлев В.И. // Двигателестроение. – 2016. – №1. – С. 25–30.

УДК 620.9.001.12/18

UKRAINIAN ENERGY POLICY DEVELOPMENT. INTERNATIONAL EXPERIENCE

Yakovleva O., Associate Professor, ONAFT, Odessa, Ukraine, osarja@gmail.com

Ostapenko O., Senior Instructor, ONAFT, Odessa, Ukraine

Khmelniuk M., Professor, ONAFT, Odessa, Ukraine, Ukraine

***Abstract.** Ukraine is in position of translator for West modern and innovative technologies which are ground and facilitator for Energy Policy development now. Ukrainian legislative base directed on energy and environment is floating long away from any activity of industry which is trying to follow West colleagues within Energy Sector to get profit and to create image in order to move toward world market. Ukrainian scientific society is hard working to fulfill this gap. The European Energy Union's 2030 Strategy is based on the targets for reducing carbon emissions, increasing the share of renewable energy sources, improving energy efficiency, and the reform of the Carbon Emissions Trading System adopted at the EU Summit in 2014. Ukraine has made a step forward by adopting a bill about Ozone Depleting Substances in September 2018. The problem is to be a good politician is not a deal you understand industry requests in full manner. Our team contribute a standardized set of technology-specific meters which describe methods all the way through the energy technology innovation system, covering from publications to policy mixes and energy market share.*

Key Words: Energy Policy, Energy Sector, Energy Efficiency, European Climate Strategies

The European Energy Union's 2030 Strategy is based on the targets for reducing carbon emissions, increasing the share of renewable energy sources, improving energy efficiency, and the reform of the Carbon Emissions Trading System adopted at the EU Summit in 2014.

European Council at EU Summit on 23-24 October 2014 endorsed major policy areas for climate and energy by 2030. The European Council's decision is based on the European Commission's position of 22 January 2014 "The basis of climate and energy policy from 2020 to 2030 and the European Commission Regulation of 23 July 2014 on "Energy efficiency and its contribution to energy security and the basics of climate and energy policy by 2030". On the basis of the developed strategic areas of activity, the European Union made a united and "ambitious" proposal at the December 2015 Global Climate Conference in Paris.

The main strands of the Ukrainian and European Framework Strategy for a Strong Energy Alliance with a progressive climate policy are to combat global climate warming, to develop green technologies and a green economy, and to promote EU energy security by increasing domestic energy production and reducing consumption.

In order to start accepting energy policy opportunities we look through analytical research of global investment in energy. Global energy investment covered 1.8 trillion US dollars in 2018. More oil, gas and coal supply expenses was compensated by lower investment on fossil-fuel based generation and renewable power. Efficiency spending was unchanged. Power sector is attracted the maximum investment, greater than oil and gas third year in a row.

Modern investment tendencies are not gone step-on-step with where the world seems to be heading. Approvals of new-started conventional oil and gas projects are lacking of highlighted requirements to meet sustained robust demand growth.

Even as expenses goes down in particular areas, investing active process in low-carbon supply and demand is delaying, cause of insufficient policy focus to address persistent risks. In the Sustainable Development Prognoses, the investment in low carbon technologies increases up to 65% by 2030, but progressing from nowadays share of 35% would require a step-by-step change in policy emphasis, innovative financing solutions at consumer and bulk power levels and faster technological progress, including more RD&D, amid sustained spend on electricity grids.

For several years, power exceeded oil and gas supply pointed as one of the biggest investment area [1]. Due to flowing costs in both sectors, the tendency reveals the increasing importance of electricity, whose demand growth in 2018 was approximately two times as fast as overall energy demand.

A 1% fall down in power sector investment goes from less spending on coal power in the China and gas power in the US. Investment in renewables reduced, as net additions to capacity were flat and expenses cut down in particular technologies. That was supported by plants under development.

Dramatically reducing energy intensity within Ukrainian power industry is a best choice. Research works directed vapor generated systems optimization and design innovative, energy effective systems both in the power sector and metallurgy can bring greater contribution for moving Ukraine toward decarbonization and meeting Paris Agreement requirements.

We are defining efficiency as an energy resource which can of yielding energy and demand savings that can relocate investment from coal, natural gas and oil energy sectors. Investing in energy efficiency it is possible to get resulting resource benefits are factored directly into utility energy resource decision making about investing in new resources and operating existing systems. Defining efficiency as a resource and integrating it into utility decision making is especially critical because of the clear resource cost advantage of energy efficiency. Energy Efficiency Projects can work for reducing the requirement to install, upgrade or replace transmission and distribution equipment as well [2].

When improving Energy Efficiency, we can improve system reliability as well and allow utilities to reduce or manage the demand on their systems — in some cases offsetting the need to add new peak generation capacity.

Reducing fossil fuel use industry has many additional benefits including reducing air pollution improving business image, greenhouse gases reducing. Environmental impacts associated with fossil fuel production and use can be decreased. Where appropriate, decision-makers can consider these benefits as well when making utility system resource decisions.

A new financial instrument (reserve) is being set up by the European Council to help EU Member States with GDP per capita below 60% of the EU average of 2% of total carbon emissions quotas every year. This will amount to around 40 million tons of emissions per year, i.e. 400 billion euros in a decade. In fact, another NER 400 is being created, specifically designed for Eastern European countries. The "low-income EU Member States" will be managing this reserve. The proceeds from the sale of allowances will be used for energy efficiency and modernization projects.

Ukraine has made a step forward by adopting a bill about Ozone Depleting Substances in September 2018. It is based on international climate legislation and determines operations with controlled substances (e.g. refrigerants) with high amount of GWP, creation of committees, legislative base regarding production, import and export, and utilization of refrigerants. One of the main points in this bill was Certification and training of refrigeration equipment operators regarding operation of the existing and new systems using controlled substances – flammable refrigerants, such as: A2L(mildly flammable substances) and A3(flammable substances), safety and utilization of existing high GWP refrigerants.

Conclusions.

Using provided meters, it is possible to conceptualize and develop benchmark tests for energy policy design portfolio. Portfolio balance refers to the relative highlighting of specific technologies. Portfolio consistency refers to the relative emphasis on related innovation system processes. Portfolio alignment refers to the relative emphasis on innovation system processes for delivering targeted outcomes. Deployment of the benchmark tests in Ukraine using data for the Global Strategic Energy Technology Plan which cover five technology fields. It can be defined the Strategic Energy Technology Plan portfolio performs well mostly in areas over which portfolio managers have direct influence such as Research, Design and Development funding. It is shown how the development of effective Energy Efficiency Projects related with Energy Policy can be investigated using measurements of various system processes.

Literature.

1. International Energy Agency, [On-line resource] accessed by URL: <https://www.iea.org> September 2019
Renewable Capacity Statistics. International Renewable Energy Agency. [On-line resource] accessed by URL: <https://www.iea.orghttps://www.irena.org/publications/2019/Mar/Renewable-Capacity-Statistics-2019> March 2019

608.3

THE CYCLE ENSURING UNINTERRUPTED OPERATION OF THE CONTACT HEAT EXCHANGER

**Kogut V.O. Associate Professor, Bushmanov V.M. graduate student, Khmelnyuk M.G. Professor,
Zhikhareva N.V. Associate Professor
ONAPT
Ukraine Odessa
vyypio@gmail.com**

Abstract In this work, a method was proposed that can ensure almost uninterrupted operation of a device for trapping a pair of liquid fuels. The results are applicable in the fuel and energy field and can provide an improvement in the environmental situation.

Key words: combined cycle; contact heat exchanger; ecology

Introduction

During storage and transportation of liquid fuels, its constant evaporation occurs. As a result, significant amounts of fuel can escape into the atmosphere. Which causes not only financial harm but also significant environmental damage. To prevent this, various devices that capture fumes of fuels in different ways can be used. We previously proposed a device and method that implements such capture. In this work, the aim was to improve this method.

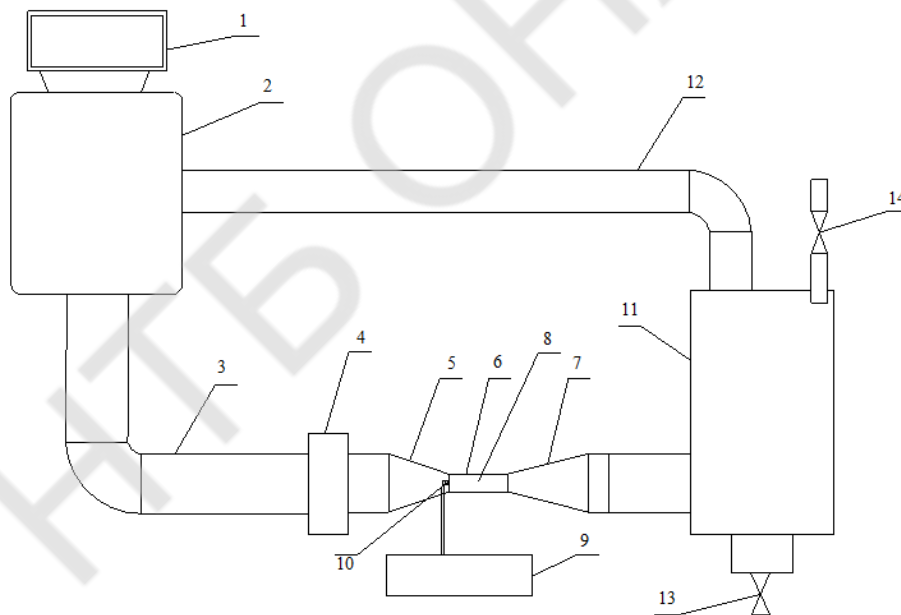


Fig. 1 Device diagram

1-receiving capacity; 2-working capacity; 3-site stabilization; 4-fan; 5-Confuser; 6-chamber mixing; 7-diffuser; 8-lector; 9-Thermally insulated tank; 10-nozzle injection; 11-liquid separator; 12-pipeline; 13-valve; 14-Relief valve;

Hydrocarbon vapors are sent to the receiving tank of hydrocarbon vapors, and fed into the working tank for hydrocarbon vapors, from the tank the flow enters the flow stabilization zone, after which they are accelerated by a supercharger to 10 ... 15 m / s, and an ejector is passed through the thermal condenser. In the confuser of the ejector thermocondenser, the flow accelerates to 60 ... 80 m / s, then hydrocarbon vapors are fed into the mixing chamber into which liquid inert gas is injected through the nozzle, where instant mixing occurs. The nozzle can be of any design that provides the necessary performance and maintains a speed at

the outlet of the nozzle of 60 ... 80 m / s. Liquid nitrogen with a temperature of minus 193 ° C is supplied from a thermally insulated container for inert gas at a speed of 60 ... 80 m / s. Condensation of hydrocarbon vapors occurs in the diffuser of the ejector thermal condenser due to uniform heat exchange in the volume of the mixing chamber of the ejector thermal condenser, the flow is inhibited by expanding the flow area, and the liquefied hydrocarbon is sent to the receiver tank and enters the consumer through the valve.

The device operates in a combined cycle, the main working substance is nitrogen, which changes its phase from a liquid to a gaseous state. This conversion occurs due to the throttled liquid nitrogen in the fine atomizer nozzle. Excipients are hydrocarbons that change phase from a gaseous substance to a liquid. This occurs in a contact heat exchanger.

The principle of operation is as follows, hydrocarbon vapors accumulate in a receiving tank (from a gas station, a hydrocarbon storage tank, pipelines - the gaseous phase) and using a device (fan or supercharger) they accelerate the flow of a mixture of nitrogen vapor and hydrocarbon vapor. The flow enters the contact heat exchanger, in which liquid nitrogen is injected through the nozzle. Thermal compression occurs in the device, not a significant increase in flow pressure, which allows to reduce the local resistance of the apparatus and pipelines. Condensed liquid hydrocarbons are released from the stream in the liquid separator and are taken out of the cycle through the valve. Gaseous nitrogen is returned through the pipeline to the receiving tank. In the case of increasing pressure in the system through the valve, gaseous nitrogen is released into the environment. In the presence of hydrocarbon vapors in the receiving tank, the cycle repeats. Hydrocarbon vapors collected from (gas station, hydrocarbon storage tank, pipelines - gaseous phase) are collected in a tank where moisture from the air is dried with dry nitrogen vapor with a low dew point. After collecting a sufficient amount of vapor, a passage to the container opens and then, with the help of a fan, the flow receives acceleration. The cycle repeats. In the presence of a large number of hydrocarbon vapors, the cycle becomes continuous, and when they decrease, it becomes intermittent.

Conclusion

A method and device have been developed with the help of which it is possible to ensure continuous operation of a device for trapping fuel vapor. In addition to the fuel and energy complex, this device can be used in other areas as a kind of filtering device. At the moment, a patent application is being prepared for this device and method.

Bibliography

1. The principle of the ejector N. S. LUPOV Omsk State Technical University
2. Kochin, N.E. Theoretical hydromechanics. In 2 hours, Part II / N.E. Kochin, I.A. Kibel, N.V. Rose. - M.: Fizmatgiz
3. S.M. Andonyev. Evaporative cooling of metallurgical furnaces

УДК: 504.32:62-67

ОХОЛОДЖЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Талибли Р. Е., інженер каф. ХУіКП, ОНАХТ, м. Одеса ruslantalibli@gmail.com

Хмельнюк М. Г., зав. каф. ХУіКП, д.т.н., проф., ОНАХТ, м. Одеса

У теперішньому часі є широкий вибір обладнання, що дозволяє реалізувати прямі цикли, як, наприклад, цикл Стирлінга, або Ранкіна, який у свою чергу, вводить у дію цикл стиснення пари в машинах, що працюють за зворотним циклом. Для того, щоб досягти максимальної ефективності, для встановлення роботи в прямому циклі необхідно використовувати велику теплообмінну площу сонячних колекторів з температурою більше 400 °С. Системи подібного роду добре себе показали при використанні сумісно з установками сорбційного охолодження. У свою чергу вони поділяються на два основних типи: адсорбційні та абсорбційні.

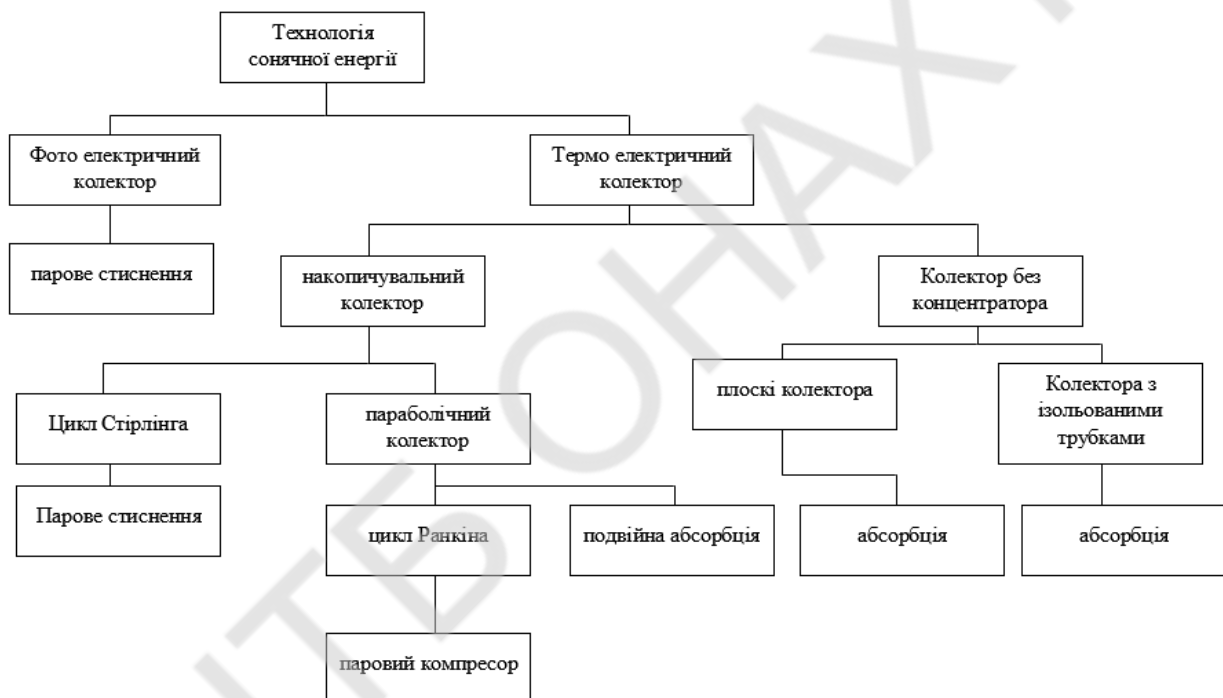


Рис. 1 Шляхи отримання холоду з використанням сонячних колекторів

Принципова відмінність від традиційної абсорбційної машини полягає в наявності сонячного колектора. Регенерація сорбенту відбувається за рахунок тепла яке відводиться від води підігрітої в колекторі. COP установки сильно залежить від температури води яка надходить в установку з сонячного колектора і температури конденсації.

Загальна ефективність

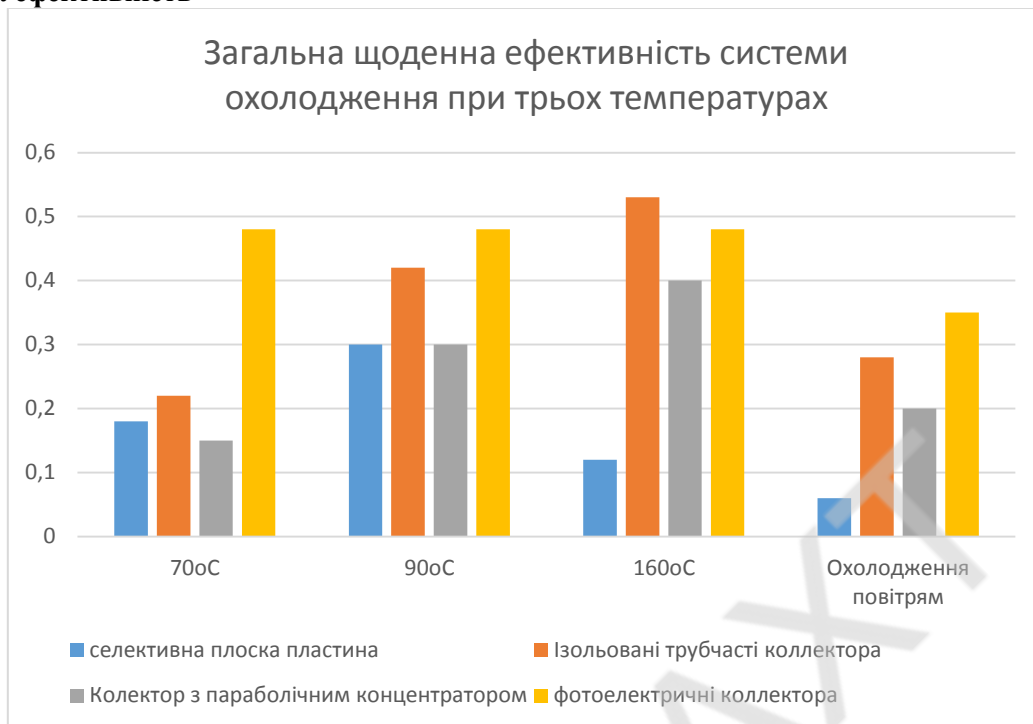


Рис 2. Загальна щоденна ефективність системи охолодження при трьох температурах

Термодинамічна оцінка сонячної системи охолодження може бути отримана через загальну сезонну ефективність системи (OSE), яка визначається як відношення питомої охолоджуючого ефекту (q_o , тобто охолоджуючого ефекту, створюваного одиничною площею сонячного випромінювання) і падаючого сонячного випромінювання. Інтенсивність випромінювання визначається протягом відповідного періоду часу, наприклад, одного дня або одного місяця або цілого сезону.

Для сонячного теплового охолодження, рівняння може бути пов'язане з ефективністю сорбційної чилера, яка характеризується тепловим COPth, тобто відношенням між охолоджуючим ефектом і кількістю тепла для роботи чилера. (Q_g , тобто тепла енергія, що постачається сонячною радіацією), виходячи з цього:

$$OSE = \frac{q_o}{I_B} = \frac{q_o}{q_g} \cdot \frac{q_g}{I_B} = COPth \cdot \eta$$

На рисунку 2 показані окремі результати для різних систем (з тепловим або електричним приводом), включаючи чилери з водяним і повітряним охолодженням. Що стосується повітряного охолодження конденсатора / абсорбера, сонячна енергія відноситься тільки до чилера з циклічною роботою і аміачною водою, оскільки для більшості систем LiBr-H₂O потрібна водяна градирня.

Економічний аналіз

Високі початкові витрати характерні для багатьох установок альтернативної енергії. Зокрема, це особливо стосується сонячних холодильних установок. Повне порівняння витрат (інвестиційні та експлуатаційні витрати протягом терміну служби станції) врахувати такі поправки: клімат, призначення охолоджуваного об'єкта, і т. д.). Спрощений економічний аналіз проводиться тільки на основі інвестиційних витрат на установку сонячної системи кондиціонування повітря для невеликого офісної будівлі (охолоджуюча навантаження 10-50 кВт). Для прикладу взято середній річний день в Римі з індексом ясності 0.65. Для полегшення розрахунку, всі дані наведені у вигляді співвідношення вартості до одного кіловату енергії, виробленої за 10 годин роботи установки.

На рисунку 3 представлена оцінка, яка враховує різні режими роботи. На малюнку показані інвестиційні витрати на одиницю площі збору теплової енергії для охолодження 10 кВт / ч в літній день для трьох різних сонячних колекторів і чотирьох розглянутих технологій охолодження (адсорбція при 70 ° С, одноразове поглинання при 90 ° С, абсорбція з подвійним ефектом при 160 ° С, абсорбційний повітря GAX з аміаком, охолоджений при 160 ° С) і для сонячного охолодження з використанням термоелектричного колектора.

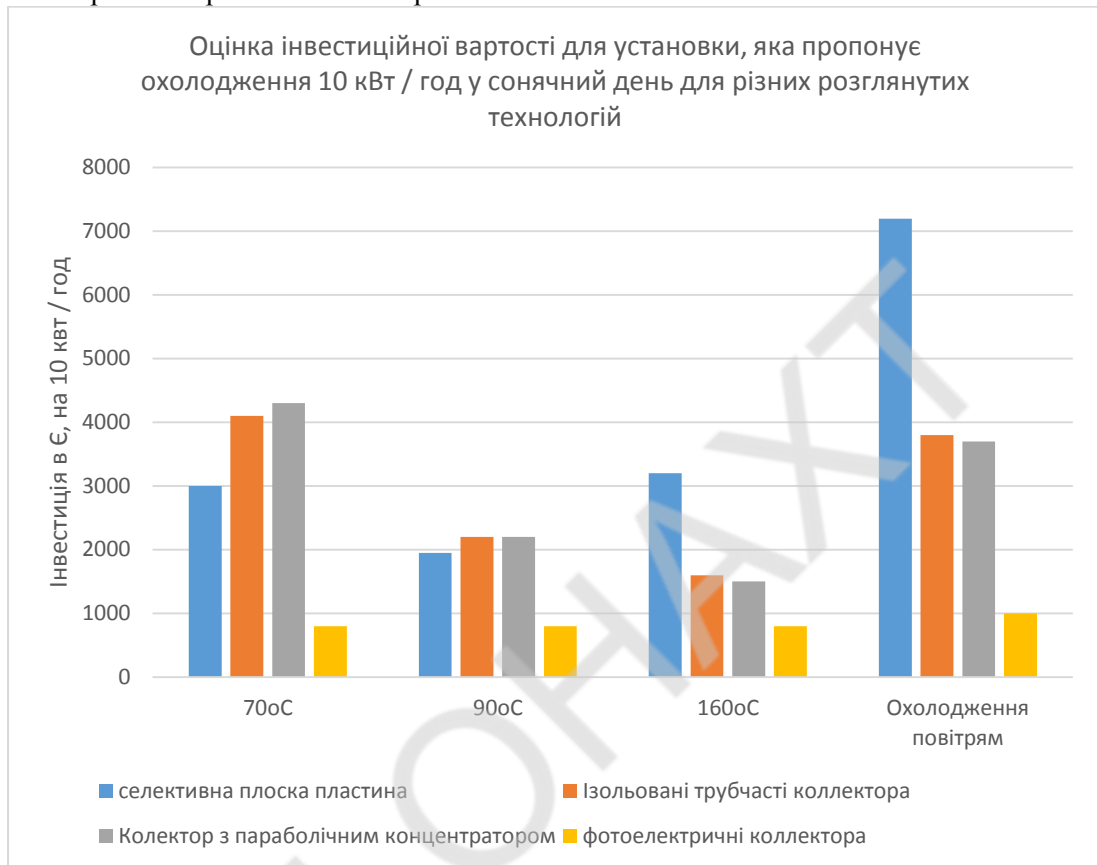


Рис. 3 Оцінка інвестиційної вартості для установки, яка пропонує охолодження 10 кВт / год у сонячний день для різних розглянутих технологій

Виходячи з усього перерахованого вище, сонячна тепла енергія може бути використана протягом цілого року в різні сезони залежно від вживаної технологій. По суті, сонячна тепла енергія може як забезпечувати охолодження приміщень так і опалення в поєднань з тепловим насосом. Таким чином, подальша оцінка економічної ефективності повинна ретельно аналізуватися і враховувати нерівномірність коефіцієнта ясності в різних регіонах.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ward, D.S., 1979. Solar absorption cooling feasibility, *Solar Energy*, 12, 259-268.
2. Infante Ferreira C.A., 2011. Advancement in solar cooling, *Proc. ISHPC 2011, Padova*, 23-46.
3. Ward D.S., Smith C.C., Ward J.C., 1977. Operational modes of solar heating and cooling systems, *Solar Energy*, 19, 55-61.
4. EIA, 2010. *Solar Thermal Collector Manufacturing Activities*. Energy Information Administration.
<https://www.eia.gov/renewable/annual/solar_thermal/>.
5. 34th Informatory Note on Refrigeration Technologies / April 2017, Solar cooling 1-21.

УДК 621.575.932:621.565.92

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ СОЗДАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ МОДЕЛЕЙ БЫТОВОЙ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Березовская Л.В., Гратий Т.И., Биленко Н.А.
Одесская национальная академия пищевых технологий
E-mail milaberez2016@gmail.com

На основе теоретического анализа, аналитических и экспериментальных исследований разработаны научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов, которые обладая рядом позитивных качеств (бесшумность, надежность и длительный ресурс работы, меньшая по сравнению с компрессионными аналогами стоимость, отсутствие вибрации, магнитных и электрических полей при эксплуатации, возможность использования в одном агрегате нескольких источников энергии – как электрических, так и тепловых) и имея рабочее тело, состоящее из природных компонентов, могут рассматриваться как один из вариантов перехода на экологически безопасные хладагенты. Установлено, что наиболее перспективными направлениями при создании энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов являются: совершенствование термодинамических циклов АХА; совершенствование режимов работы и конструкций элементов АХА; рациональное использование холода в бытовых АХП; энергосберегающее управление режимами работы бытовых АХП; расширение функциональных возможностей бытовых холодильных приборов на базе АХА за счет утилизации «бросового» тепла цикла. Энергетический и эксергетический анализ циклов АХА показал, что: состав инертного газа не влияет на эффективность цикла – замена водорода гелием приводит лишь к росту количества циркулирующего газа в 2 раза, что усложняет работу КЕЦ; максимальную энергетическую эффективность имеют двух-трех-четырёхкамерные АХП, работающие в диапазоне температур охлаждения – от минус 18 °С до плюс 12 °С; энергетическая эффективность АХП, оснащенных горелочными устройствами, по сравнению с аппаратами с электрическими источниками энергии, выше в 3 раза (для условий Украины); основные эксергетические потери в цикле АХА приходятся на генератор (при работе на электроэнергии – до 80 % от общих потерь, с горелочными устройствами – до 60 %).

Результаты энергетического анализа режимных параметров серийных и опытных моделей АХА позволили сформулировать ряд рекомендаций для производителей: необходимо обеспечивать максимальное переохлаждение потока жидкого аммиака и потока слабого ВАР на входе в абсорбер с максимальным приближением к температуре окружающей среды; для кардинального решения задач переохлаждения потоков в жидкого аммиака и слабого ВАР следует использовать низкотемпературный потенциал потока холодной насыщенной ПГС, причем в низкотемпературных аппаратах весь поток насыщенной ПГС следует использовать только для переохлаждения потока слабого ВАР; температура кипения в генераторе не должна превышать 175 °С (ее рост до 195 °С сопровождается снижением от 24 % до 7 %). Для снижения затрат холода на предварительное охлаждение (от 10 % до 15 %) необходимо предварительно охлаждать поток очищенной ПГС на входе адиабатного участка испарителя с недорекуперацией в 1...5 °С (для морозильников) и в 5...10 °С (для моделей с НТО); достаточно поддерживать температурный напор в 5 °С между потоком жидкого аммиака и минимальной температурой испарения для всех типов АХА (за исключением, работающих в составе универсальных АХП).

При наличии вытяжного канала на задней стенке холодильного шкафа за счет интенсификации циркуляции воздуха снижение энергопотребления составляет 10...20 %, при этом повышенная температура воздушного потока в верхней части вытяжного канала позволяет установить дополнительную тепловую камеру (ТК) для термической обработки пищевых продуктов, сырья и полуфабрикатов.

УДК 621.31

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫХ РЕЖИМОВ В ПЛОТНОМ ПРОДУВАЕМОМ СЛОЕ ПЛОДОВООВОЩНОЙ ПРОДУКЦИИ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ

**Бошкова И. Л., профессор каф. ТТТЕ ОНАПТ; Альтман Э. И., доцент каф. ТТТЕ ОНАПТ;
Мукминов И. И., аспирант ОНАПТ
boshkova.irina@gmail.com**

Современная технология производства продовольственной продукции включает этапы охлаждения и длительного хранения сочного растительного сырья. Известно, что на стадию хранения приходится существенная доля потерь продукции – необратимая порча или значительное снижение качества сырья. Следует отметить, что даже в промышленно развитых странах потери на этапе хранения достигают 25 %. Основным направлением в этой области должно стать качественное улучшение технологии хранения. Существующие способы хранения фруктов и овощей сводятся к замедлению в них процессов жизнедеятельности. Обычно интенсивность жизнедеятельности снижают низкими температурами. Однако с понижением температуры хранения часто нарушается сопряженность биохимических реакций в тканях: в них накапливаются соединения, вызывающие физиологические заболевания. Из-за этого многие виды продукции приходится хранить при сравнительно высоких температурах (2÷4 °С).

Основной фактор, влияющий на жизнедеятельность плодоовощной продукции – температура. С понижением температуры падает интенсивность дыхания, т.е. замедляется скорость реакций в тканях. При этом снижается расход органических веществ, участвующих в реакциях окисления. На этой основе осуществляется холодильное хранение. Холод имеет фундаментальное значение для торможения процессов дыхания плодов и овощей в начальный период хранения. В дальнейшем, при длительном хранении, он становится недостаточно эффективным. Низкотемпературный режим не позволяет замедлять с одинаковой скоростью все биохимические процессы, что приводит к нарушению обмена веществ и физиологическим заболеваниям. Для сохранения сопряженности протекания биохимических реакций в тканях плодов и овощей при низких температурах и дополнительного замедления интенсивности дыхания в атмосфере хранилища изменяют концентрации кислорода и углекислого газа, т.е. применяют регулируемые газовые среды. По данным [2, с. 81] теплота дыхания плодов и овощей в регулируемой газовой среде уменьшается в 2 – 3 раза.

Как следует из балансового уравнения, дыхание сопровождается выделением в окружающую среду энергии в виде теплоты. Значения этих тепловыделений прямо пропорциональны интенсивности дыхания плодов и овощей и могут быть определены по объему выделившегося углекислого газа [1, с. 56]:

$$q = q_t K_{O_2} K_{CO_2}, \quad q_t = q_0(1 + bt),$$

где q , q_t – удельная теплота дыхания при температуре хранения соответственно в газовой и воздушных средах, Вт/т; q_0 – удельная теплота дыхания в воздушной среде при температуре t , °С, Вт/т.

Зависимости справедливы в интервале температур от 0 до 4 °С. В [2, с. 107] приведены значения коэффициентов K_{O_2} , K_{CO_2} для некоторых видов продукции.

Математическое описание процессов тепломассопереноса при охлаждении и хранении плодов и овощей в активно вентилируемом слое затруднено и известные модели построены с рядом допущений, не всегда соответствующих реальным условиям (не учитывается теплота дыхания, внешние теплопритоки, рассматриваются одномерные процессы). Единая точка зрения на механизмы тепломассопереноса, протекающего в слое плодоовощной продукции при охлаждении и хранении, отсутствует, расчеты для таких процессов выполнены в ограниченном диапазоне изменения режимных параметров.

В данной работе в качестве объекта расчета рассматривается прямоугольный штабель плодоовощной продукции высотой H , шириной $2L$ и глубиной, значительно большей чем $2L$. Продукты охлаждаются газовой средой (ГС), подаваемой через нижнее сечение в слой в направлении x_2 . Боковые поверхности штабеля омываются ГС, проходящей по щелевым каналам шириной $2L_k$.

Продуваемый плотный слой продукта рассматривается как двухкомпонентная система взаимодействующих компонентов – газового и твердого. В обоих компонентах дисперсной системы протекают процессы тепломассопереноса, между ними – процессы конвективного тепло- и массообмена. Каждый компонент рассматривается как квазигомогенная среда с эффективными коэффициентами переноса, различными для продольного (x_2) и поперечного (x_1) направлений. Эффективные коэффициенты теплопроводности λ_{m1}^* , λ_{m2}^* учитывают перенос теплоты кондукцией в частицах (продукте), через контакты и газовую прослойку между ними, излучением. Соответствующие коэффициенты для газового компонента λ_{z1}^* , λ_{z2}^* учитывают кондукцию и излучение в газе, а также конвективный перенос теплоты. Эффективные коэффициенты диффузии газового компонента D_1^* , D_2^* учитывают концентрационную диффузию и конвективную составляющую переноса. Межкомпонентный тепломассообмен в штабеле, а также между газом в канале и боковыми поверхностями штабеля, учитывается с помощью соответствующих коэффициентов тепло- и массоотдачи.

Количество влаги, испаряющейся с поверхности продукта, определяется приближенно по закону Дальтона. Обоснование применимости уравнения Дальтона для приближенного описания влагообмена плодов и овощей содержится, например, в работе [56]. Теплота дыхания, выделяемая в результате биологических процессов в продукте, рассматривается как внутренний положительный источник теплоты в твердом компоненте, изменяющийся в зависимости от температуры по экспоненциальному закону. Его зависимость от состава ГС учитывается с помощью коэффициента снижения интенсивности дыхания f_1 . Теплота парообразования учитывается как сток теплоты в твердом компоненте. Сопrotивление массопереноса в продукте не учитывается.

Условия теплообмена на боковых поверхностях штабеля принимаются одинаковыми и характеризуются эффективными коэффициентами теплоотдачи, учитывающими также термическое сопротивление стенок тары. Теплоемкость тары принята пренебрежимо малой. Распределения скорости ГС и порозности слоя по сечению приняты равномерными, теплофизические свойства продукта и ГС в диапазоне температур охлаждения и хранения приняты не зависящими от температуры.

В соответствии со сформулированной физической моделью с учетом принятых допущений, процессы тепломассопереноса в слое описываются следующей системой нестационарных дифференциальных уравнений, полученных на основании законов сохранения энергии и массы [4, с. 69]:

- уравнение энергии твердого компонента слоя

$$(1 - \varepsilon)\rho_m c_m \frac{\partial t_m}{\partial \tau} - \lambda_{m1}^* \frac{\partial^2 t_m}{\partial x_1^2} - \lambda_{m2}^* \frac{\partial^2 t_m}{\partial x_2^2} - \alpha(\bar{x}, \tau)a(t_z - t_m) - \rho_m(1 - \varepsilon)f_1 q_D(\tau) \exp(b \cdot t_m) + \beta(\bar{x}, \tau)\varepsilon_F \cdot ar(f(t) - m) = 0, \quad (1);$$

- уравнение энергии газового компонента слоя

$$\varepsilon \rho_z c_z \frac{\partial t_z}{\partial \tau} + c_z G_z(\tau) \frac{\partial t_z}{\partial x_2} - \lambda_{z1}^* \frac{\partial^2 t_z}{\partial x_1^2} - \lambda_{z2}^* \frac{\partial^2 t_z}{\partial x_2^2} + \alpha(\bar{x}, \tau)a(t_z - t_m) = 0, \quad (2);$$

- уравнение массопереноса в газовом компоненте слоя

$$\varepsilon \rho_z \frac{\partial m}{\partial \tau} + G_z(\tau) \frac{\partial m}{\partial x_2} - \rho_z D_1^* \frac{\partial^2 m}{\partial x_1^2} - \rho_z D_2^* \frac{\partial^2 m}{\partial x_2^2} - \beta(\bar{x}, \tau)\varepsilon_F a(f(t) - m) = 0, \quad (3);$$

- уравнение энергии охлаждающей газовой среды в канале

$$\rho_c c_c L_K \frac{\partial t_K}{\partial \tau} + c_c G_c(\tau) L_K \frac{\partial t_K}{\partial x_2} + \alpha_L(\bar{x}, \tau)(t_z - t_{mL}) = 0, \quad (4);$$

- уравнение массопереноса в газовой среде в канале

$$\rho_c L_K \frac{\partial m_K}{\partial \tau} + G_c(\tau) L_K \frac{\partial m_K}{\partial x_2} + \beta_L(\bar{x}, \tau)(m_K - m_L) = 0. \quad (5);$$

Граничные и начальные условия:

$$\tau = 0: t_m = t_{mH}; t_z = t_{zH}; m = m_H; t_K = t_{KH}; m_K = m_{KH},$$

$$\begin{aligned}
x_1 = 0: 0 \leq x_2 \leq H; \quad \frac{\partial t_m}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial t_z}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial m}{\partial x_1} = 0; \\
x_1 = L: \quad 0 \leq x_2 \leq H; \quad -D_1^* \frac{\partial m}{\partial x_1} = -\beta_L \varepsilon (m_L - m_K); \\
-\lambda_{m1}^* \frac{\partial t_m}{\partial x_1} = \alpha_{mL} (1 - \varepsilon) (t_{mL} - t_K); \quad -\lambda_{z1}^* \frac{\partial t_z}{\partial x_1} = \alpha_{zL} \varepsilon (t_{zL} - t_K); \\
x_2 = 0; 0 \leq x_1 \leq L: \quad \frac{\partial t_m}{\partial x} = 0; \quad t_z = t_{z0}(\tau); \quad m = m_0(\tau); \quad t_K = t_{K0}(\tau); \quad m_K = m_{K0}(\tau). \\
x_2 = H; 0 \leq x_1 \leq L: \quad -\lambda_{m2}^* \frac{\partial t_m}{\partial x_2} = \alpha_{mH} (1 - \varepsilon) (t_{mH} - t_{zH}); \quad \frac{\partial t_z}{\partial x_2} = \frac{\partial m}{\partial x_2} = 0.
\end{aligned} \tag{6}$$

В формулах (1) – (6): b - температурный фактор скорости дыхания, $f(t)$ - аппроксимация температурной зависимости равновесной безразмерной концентрации пара в ГС; G_z - массовая скорость ГС, кг/(м²с), m - безразмерная концентрация пара в ГС, кг/(м²с), q_d - удельная теплота дыхания, Вт/кг, ε_F - коэффициент испарительной способности продукта, β - коэффициент массотдачи, кг/(м²с). Индексы m , z , K показывают, что характеристики относятся соответственно к твердому, газовому компонентам слоя и газу в канале; 0 , L , H - нижняя, боковая, верхняя граница, n - начальное значение, $*$ - эффективное значение, $1, 2$ - составляющие вдоль осей x_1 и x_2 .

Система уравнений (1) – (6) описывает распределения температур компонентов и влагосодержания в слое в двумерной постановке. В силу пренебрежимо малого вклада кондуктивной составляющей в процессы тепломассопереноса в канале, соответствующие уравнения (4) и (5) записаны в одномерном приближении.

Список информационных источников

1. Календерьян В. А., Бошкова И. Л. Тепломассоперенос в аппаратах с плотным слоем дисперсного материала : монография / - Киев : Слово, 2011. - 184 с.
2. Тяжкороб А.Ф., Бондарев В.И. Генераторы газовых сред для хранения плодоовощной продукции.- Киев: Наукова думка, 1988. - 232с.
3. Узаков Г. Н., Хужакулов С. М. Исследование углубленной холодильной камеры в регулируемой газовой среде с использованием нетрадиционных источников энергии // Молодой ученый. — 2010. — №5. Т.1. — С. 81-83.
4. Календерьян В.А., Левицкий В.А, Конева Ю.А. Анализ технологических режимов охлаждения и хранения растительного сырья. Тез. докл II межд. конф. «Проблемы экологии и ресурсосбережения для сельскохозяйственных районов агропромышленных комплексов». Одесса, 1992, с.69.

УДК 62-713.82/621.385

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ АНОДНОГО БЛОКА МАГНЕТРОНА

**Титлов А. С., профессор каф. ТТТЕ ОНАПТ; Бошкова И. Л., профессор каф. ТТТЕ ОНАПТ;
Волгушева Н. В., доцент каф. ТТТЕ ОНАПТ**
boshkova.irina@gmail.com

Оптимальной системой обеспечения теплового режима магнетронов, которые входят в состав устройств для термообработки материалов при непрерывной и длительной работе, является система жидкостного охлаждения с замкнутым контуром циркуляции [1, с. 32]. Предлагаемая замена системы воздушного охлаждения на жидкостное для магнетронов малой мощности позволит стабилизировать температуру и повысить надежность работы устройства. При этом предполагается установка рубашки охлаждения непосредственно на анодный блок. Объектом исследования являлся магнетрон с выходной мощностью 1,0 кВт. При этом потребляемая мощность $N_m=1200$ Вт. Мощность, которую необходимо отвести от анодного блока, $Q=200$ Вт. Допустимая температура поверхности анодного блока $t_a=100$ °С. Рубашка охлаждения крепится непосредственно на анодный блок. Анодный блок и рубашка охлаждения изготовлены из меди. Целью расчета является определение температур теплоносителя на входе и выходе из условия предельно допустимой температуры поверхности анодного блока магнетрона. В качестве теплоносителей приняты к рассмотрению применение воды и 54 % водного раствора этиленгликоля. Вода используется для работы при температуре окружающей среды от 2 °С до 50 °С, а водный раствор этиленгликоля может применяться при отрицательной температуре окружающей среды. Теплофизические свойства этих теплоносителей хорошо известны, что позволяет проводить надежные тепловые расчеты.

Предварительно была произведена оценка вклада термических сопротивлений теплопроводности контактных пятен и воздушного зазора. Любые две поверхности, находящиеся в контакте, независимо от силы их сжатия, остаются удаленными друг от друга из-за их шероховатостей [2, с. 298]. Газ, жидкость, различные прокладки могут заполнять пространство между поверхностями, обеспечивая наличие между ними контактного теплового сопротивления (КТС). Теплота от одной из соприкасающихся поверхностей к другой в общем случае может передаваться теплопроводностью через пятна контакта и теплопроводностью через воздушную среду. Воздушная среда заполняет пространство между выступами и шероховатостями контактирующих поверхностей. Контактное термическое сопротивление определялось в следующей последовательности. Как показали расчеты, контактное термическое сопротивление $R \approx 10^{-9}$ м²·К/Вт, что позволяет пренебречь его вкладом в процесс теплопередачи.

Одним из определяющих вопросов при проведении тепловых расчетов являлся выбор критериального уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи. Поскольку подобные каналы до настоящего времени не исследовались, возникла необходимость изготовления экспериментального участка и проведения экспериментов. Измерения температур проводились на входе и выходе канала с помощью термопар хромель–алюмель ТП.ХА(К), предназначенных для контроля температуры жидких сред. Также измерялась температура поверхности анодного блока в трех точках, данные по которым затем усреднялись. Характеристики канала следующие: больший диаметр $D_z=0,072$ м; меньший $d=0,052$ м; длина $h_z=0,04$ м. Диапазон изменения температуры теплоносителя $t=50 \dots 100$ °С; объемный расход теплоносителя $G=1,5 \cdot 10^{-4} \dots 2,5 \cdot 10^{-4}$ м³/с.

В результате обработки экспериментальных данных получена эмпирическая зависимость (1) для среднего коэффициента теплоотдачи в условиях вынужденного движения жидкости в кольцевом канале с закручивающимся потоком. При охлаждении модели анодного блока наблюдались вязкостные и переходные режимы движения.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_z}{\lambda_{ж}} = 0,22 \cdot Pe^{0,38} \cdot Ra^{0,1} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}, \quad (1)$$

где Ra – число Рэлея, рассчитываемое по эквивалентному диаметру канала; $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости; Pe – число Пекле. (в формуле нет такой переменной – вторая после коэффициента)

Предложенная зависимость учитывает особенности движения жидкости в рубашке охлаждения, в частности, закручивание потока приводит к интенсификации теплообмена.

Получено, что коэффициент теплоотдачи равен $\alpha=2718$ Вт/(м²·К) при использовании воды в качестве теплоносителя. При этом скорость теплоносителя в кольцевом канале составляла $w=0,09$ м/с. Коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления анодного блока равен $k=2189$ Вт/(м²·К). Изменение температуры воды при прохождении через рубашку охлаждения:

$$\delta t = \frac{Q}{C_p \cdot G} = 1,04 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6)$$

А средняя температура теплоносителя:

$$t_g = t_a - \frac{Q}{K \cdot F} = 88,5 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (7)$$

где t_a – максимально допустимая температура поверхности анодного блока, °С.

Тогда температура воды на входе в рубашку охлаждения составит $t'=88$ °С, а на выходе – $t''=89$ °С. Расчет позволяет сделать вывод, что для нормальной работы магнетрона температура воды на входе в рубашку охлаждения не должна превышать 90 °С.

Получено, что при использовании 54 % водного раствора этиленгликоля в качестве теплоносителя коэффициент теплоотдачи равен $\alpha=1282$ Вт/(м²·К). Изменение температуры теплоносителя при прохождении через рубашку охлаждения $\delta t=1,2$ °С, коэффициент теплопередачи $k=1151$ Вт/(м²·К), средняя температура теплоносителя $t_g=76$ °С. Для нормальной работы магнетрона температура водного раствора этиленгликоля на входе в рубашку охлаждения не должна превышать 75 °С.

Таким образом, применение воды увеличивает в 2,1 раз интенсивность теплоотдачи. Коэффициент теплопередачи с учетом термического сопротивления анодного блока при использовании воды равен $k=2189$ Вт/(м²·К), при использовании этиленгликоля – $k=1151$ Вт/(м²·К): коэффициент теплопередачи увеличивается в 1,9 раза. Однако возможна работа микроволновых установок при отрицательных температурах окружающей среды, в этом случае возникает необходимость применения водных растворов этиленгликоля.

Список использованных источников

1. Pozar D. M. Microwave Engineering – 4-rd edition. – N.Y.: Wiley. – 2012. – 756 p.
2. M. Grujicic , C.L. Zhao, E.C. Dusel. The effect of thermal contact resistance on heat management in the electronic packaging/ Applied Surface Science . – 2005. – Vol. 246 2. – P. 290–302.

УДК 621.56

ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ ХОЛОДОАГЕНТІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗОТЕРМІЧНИХ НАПІВПРИЧЕПІВ THERMO-KING В УКРАЇНІ

Гайдаржи В., Остапенко О., к.т.н., доц., ОНАХТ

В зв'язку з тим, що Україна підписала Угоду про міжнародне перевезення харчових продуктів та про спеціальні транспортні засоби, призначені для транспортування СПС [1], це потребує безперервне удосконалення холодильних систем за допомогою нових технологій з метою підвищення ефективності та зниження впливу на навколишнє середовище.

Збільшення обсягів виробництва харчової продукції, яка потребує, для зберігання якості, дотримання відповідних умов транспортування, викликає конкуренцію між перевізниками. Адже конкурентоспроможним, у сучасні динамічні середі, може бути тільки якісний і вчасно доставлений продукт, процес доставки має повністю відповідати таким логістичним концепціям, як «точно в термін» і «від дверей до дверей». [2]

У наступний час ізотермічні напівприцепи використовують холодильні агенти HFC і HCFC [3] типів. Дані холодильні агенти не відповідають міжнародним договорам: Монреальському та Кійотському Протоколам та Кігалі Поправці щодо Монреальського Протоколу, де Україна зараз виступає активним учасником в розробці законодавчих актів.

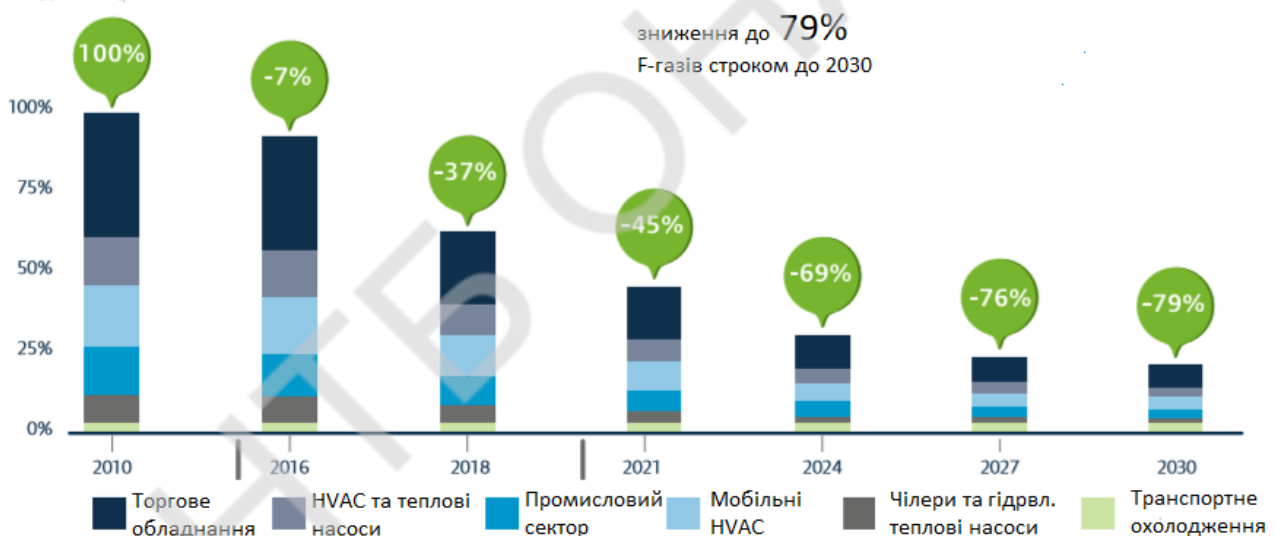


Рис. 1. Використання HFC-газів.

Сьогоднішні готові рішення компаній Thermo King і Carrier Transicold технічному плані відповідають вимогам, але замовник завжди вимагає підвищення енергоефективності, та щоб система відповідала нормативно-правовій базі згідно екологічної безпеки, що в свою чергу дозволить йому бути конкурентоспроможним на ринку.

З проекту рефрижераторного контейнеру місткістю 86м³ для транспортування швидкопсувних продуктів проведено дослідження переведу холодильної системи з R 404A на R452-A.

Поставлені завдання власником перед проектною групою:

- підвищити енергоефективність;
- знизити вплив на навколишнє середовище.

На Рис.2 видно, що R-452a по характеристикам порівняно з R-404a майже однаковий. Тиск та температура кипіння і конденсації практично на одному рівні.

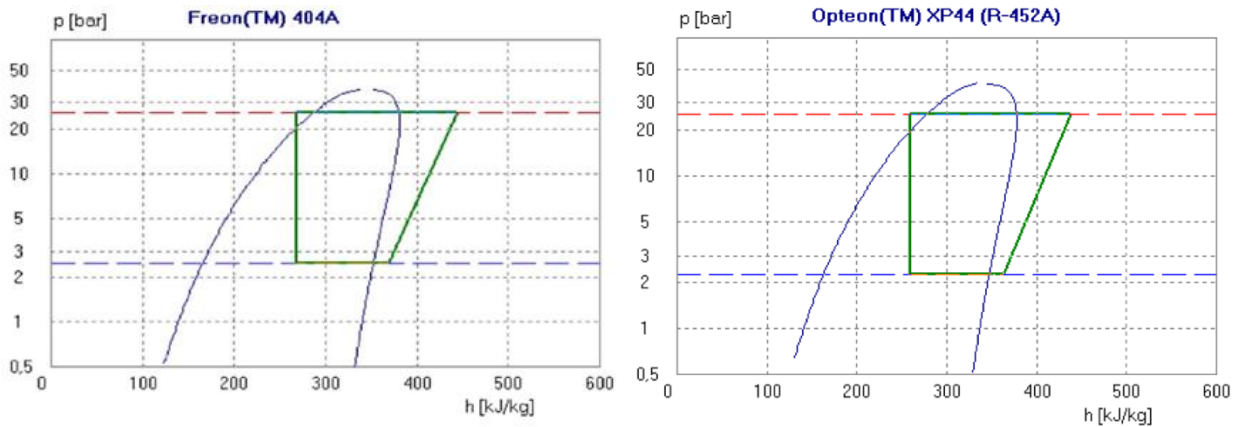


Рис.2 Цикл ХМ на R-404A та R-452A

З світового досвіду компаній виробників авторефрижераторного транспорту R-452a є оптимальною альтернативою з холодильних агентів на основі гідрофторуглеродів.

Завдяки холодоагенту R-452A, власники ізотермічних напівпричепів Thermo King стають конкурентоспроможними транспортними компаніями не тільки в Україні але й на світовому ринку. Використання R-452A у холодильній системі ізотермічного напівпричепу екологічно безпечне, відповідає технічним та комерційним вимогам та нормативно-правової бази, представляє собою вигідне рішення для застосування у рефрижераторному транспорті.

У той час, як холодоагенти на основі гідрофторуглеців (HFC) поступово виводяться з обігу, майбутнє експлуатаційної діяльності рефрижераторного транспорту з використанням холодоагенту R-452A в рамках всіх модельних рядів, має місце. При дослідженні вслід заміні R-404A на R-452A було виявлено:

- рівень впливу на навколишнє середовище нижче на 45%.
- випереджальне відповідність прийдешньому Регламенту про фторсодержащих газах 2020 року.
- нижче експлуатаційні витрати.
- просте переобладнання: не потрібно заміни компонентів. R-452A є стандартним холодоагентом для рефрижераторних установок в ізотермічних напівпричепках компанії Thermo King.

Завдяки використанню мікроканальних конденсаторів знизили кількість холодоагенту при процесу заправки холодильної системи та мінімізували ризик витоку. Що в свою чергу сприяє зниженню впливу роботи холодильної системи ізотермічних напівпричепів Thermo King на навколишнє середовище.

Модифікація холодильної установки ізотермічного транспортного засобу та проведені дослідження дозволяють стверджувати, що R-452A оказує менший вплив на навколишнє середовище, застосування разом з застосуванням мікроканальних конденсаторів у холодильній системі ізотермічних напівпричепів Thermo King робить транспортну компанію конкурентоспроможною на світовому ринку.

Література.

1. Справочник СПС 2018. БЭК ООН. [електронний ресурс] URL: https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp11/ATP_publication/2017/ATP-2017r_Handbook.pdf
2. Ширяєва С.В. Конрад Т.І., Аналіз сучасного стану автомобільних і залізничних перевезень швидкопсувних вантажів в Україні. irbis-nbuv.gov.ua – 2014. – с.212-220 [електронний ресурс] URL: <https://www.google.com/irbis-nbuv.gov.ua/https://www.thermoking.com/na/en.html>
3. R452A refrigerant. Thermo-King. [електронний ресурс] URL: <https://europe.thermoking.com/>

УДК 536.24

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ЗАМКНУТЫХ ДВУХФАЗНЫХ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ С РАЗЛИЧНОЙ ОРГАНИЗАЦИЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

**Шаповалов А.В., Кидун Н.М., Никулина Т.Н., Дорохова Н.А.
Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого,
г. Гомель, Республика Беларусь
a_v_shapovalov@gstu.by**

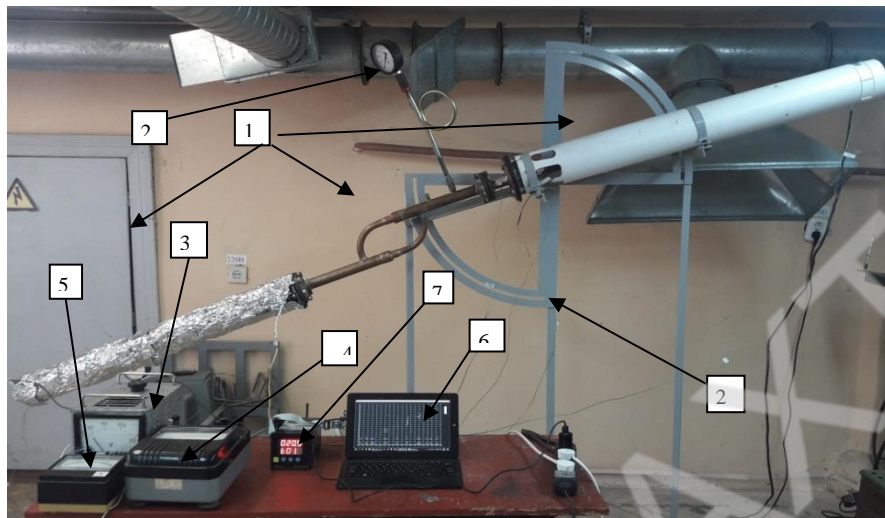
В последнее время в теплообменном оборудовании различного назначения успешно применяются тепловые трубы (ТТ) и термосифоны (ТС) – замкнутые, герметичные устройства с испарительно-конденсационным циклом, способные передавать большие количества тепла, превосходящие по теплопередающей способности самые высокотеплопроводные металлы. Данные проводники тепла эффективны, просты в эксплуатации, не требуют энергозатрат для функционирования и не нуждаются в техническом обслуживании. В теплообменниках, изготовленных на базе тепловых труб и термосифонов, достигается передача больших тепловых потоков, так как скрытая теплота парообразования теплоносителя, заправленного в устройство, велика, и даже при малой разности температур между концами теплообменного аппарата он может передавать значительное количество теплоты.

Тепло в ТТ и ТС передаётся путем переноса теплоты парообразования от испарителя к конденсатору, различие заключается в способе возврата жидкой фазы рабочего вещества из конденсаторов в испаритель: в тепловых трубах роль насоса выполняет капиллярный фитиль, в термосифонах после нагревания теплоносителя, пары его под действием конвекции поднимаются вверх, где охлаждаются и стекают в виде конденсата в нижнюю часть под действием силы тяжести. По этой причине обычные термосифоны устойчиво работают в вертикальном положении или с отклонением от вертикальной оси в ограниченном диапазоне углов. Однако по условиям компоновки либо другим техническим причинам испаритель и конденсатор бывает необходимо располагать горизонтально. Кроме того, вследствие встречного движения пара и жидкости нормальной работе термосифона может препятствовать срыв и унос капель жидкости в результате возникающих на поверхности раздела фаз касательных напряжений и сдвигающей силы. Это явление ограничивает теплопередающую способность устройства, и в случае необходимости применяют ТТ и ТС с отдельными каналами для транспорта пара и жидкости (пародинамические и кольцевые термосифоны). В таком случае могут изменяться движущие силы и механизм перемещения жидкой фазы из конденсатора в испаритель, как в пародинамическом термосифоне.

Исследовательские и инженерные работы по созданию теплообменников на базе ТТ и ТС получили широкое развитие [1–3]. На протяжении многих лет тепловые трубы и двухфазные термосифоны разрабатываются и исследуются в Институте тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, в лаборатории пористых сред созданы разнообразные конструкции ТТ и ТС для работы в широком диапазоне тепловых нагрузок и рабочих температур, с размерами от миниатюрных – диаметром 2–6 мм и длиной 100 мм – для охлаждения компонентов электроники до длинномерных, способных передавать тепло на расстояние десятков метров [4]. В последние несколько лет работы в данном направлении ведутся также в Гомельском государственном техническом университете имени П. О. Сухого [5].

Для исследования процессов, протекающих в полости термосифонов различной конструкции, на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого» был создан экспериментальный стенд (рисунок 1).

На специально спроектированной стойке 2 размещен термосифон 1. Стойка обеспечивает поворот устройства в вертикальной плоскости от горизонтального до вертикального положения. Для подвода теплового потока к испарителю термосифона служит спиральный электрический нагреватель. Подводимая мощность к нагревателю регулируется при помощи лабораторного автотрансформатора 3. Величина подводимой электрической мощности определяется по показаниям амперметра 4 и вольтметра 5, установленных на рабочем столе.



1 – термосифон; 2 – стойка; 3 – лабораторный автотрансформатор;
4 – амперметр; 5 – вольтметр; 6 – компьютер, для сбора данных;
7 – измеритель-регулятор; 8 – манометр.

Рисунок 1 – Экспериментальный стенд для исследования работы термосифонов

Для снижения тепловых потерь на испарителе применена трубчатая изоляция K Flex Solar HT на основе вспененного каучука. Преимущества данного теплоизоляционного материала в том, что может использоваться при температуре до плюс 150 градусов. Материал сохраняет эластичность во всем диапазоне рабочих температур. При монтаже нет необходимости в применении специальных защитных костюмов, так как материал не крошится и выделяет пыли. Коэффициент теплопроводности λ при +20 градусах – 0,04 Вт/(м·К), при 60 градусах – 0,045 Вт/(м·К). Пожарная безопасность – Г1.

Для регистрации температуры насыщения и давления внутри устройства подобран и установлен манометр в конце транспортной зоны. Манометр подбирался для обеспечения диапазона измерения давления при работе термосифона с различными теплоносителями и при температурах, превышающих 100 °С. Для предотвращения влияния высоких температур на измерительные элементы манометра перед ним установлена термосифонная трубка. Также на транспортной зоне расположен штуцер для стравливания не конденсирующихся газов из внутренней полости устройства. Такой же штуцер установлен в торце трубы конденсатора. Он облегчает заправку термосифона, а также служит для стравливания газов, которые препятствуют качественной работе устройства.

Для измерения температуры использовались 9 хромель-копелевых термопар с диаметром проводников 0,2 мм. Термопары устанавливались на внешние поверхности труб. Предварительно места установки были зачищены и обезжирены, для обеспечения лучшего контакта термопары со стенкой испарителя и конденсатора термосифона. Термопары под номерами 1, 2, 3, 4 и 5 установлены на поверхности испарителя: №1 – расположена в торце испарителя, №2, 3, 4 – в разных точках поперечного сечения трубы на расстоянии 450 мм от края термосифона, №5 – сбоку трубы на расстоянии 900 мм от торца испарителя.

Термопары под номерами 6, 7 и 8 измеряют температуру конденсатора. Термопара №8 установлена на торце конденсатора, № 6 и 7 расположены посередине трубы на расстоянии 900 и 450 мм от края конденсатора, соответственно. Термопара 9 предназначена для измерения температуры окружающего воздуха. При необходимости количество термопар может быть увеличено до 12 штук. Сбор информации производился с помощью измерителя-регулятора, с последующей передачей показаний температуры на компьютер.

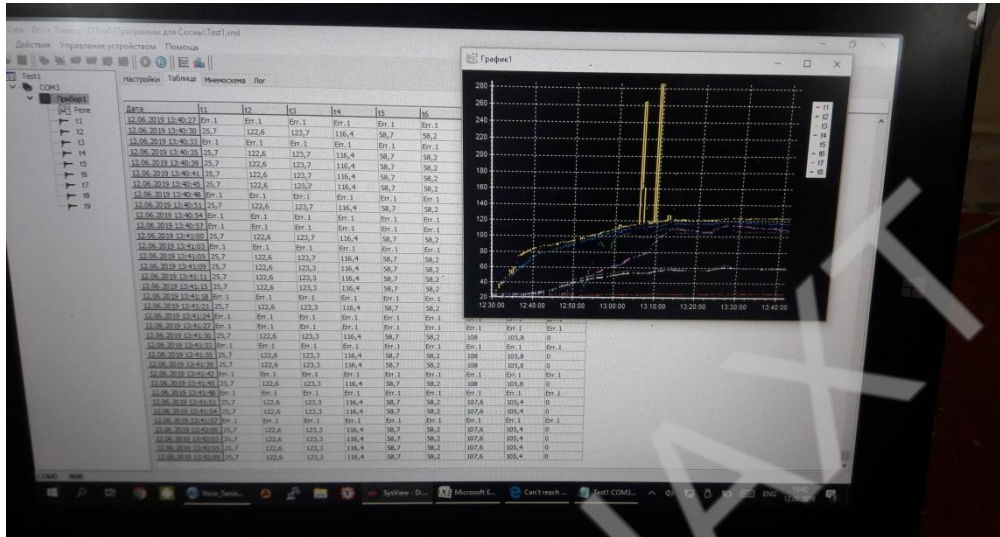


Рисунок 2 – Показания температур

Методика проведения опытов заключалась в ступенчатом увеличении подводимого теплового потока к испарителю термосифона с определенным интервалом между приращениями тепловой нагрузки для стабилизации изменяющихся параметров. Охлаждение зоны конденсации производилось вентилятором в кожухе кольцевого канала при переменном расходе воздуха. Кипение в испарителе пародинамического термосифона происходило в щелевом кольцевом канале между трубами 35x1,5 и 26x1,5, в классическом термосифоне – в трубах испарителя и конденсатора.

Перед проведением основных экспериментов была выполнена серия квалификационных испытаний. Полученные результаты удовлетворительно согласуются с предыдущими исследованиями [5], что позволяет сделать заключение о надежности выбранной методики исследования и достоверности полученных результатов. Максимальная погрешность в определении термического сопротивления не превышала 5%.

Литература

1. Faghri, A. Heat pipes: review, opportunities and challenges / A. Faghri // *Frontiers in Heat Pipes*. – 2014. – Vol. 5, No. 1. – P. 1–48.
2. Дмитрин, В. И. Контурная тепловая труба с бинарным теплоносителем / В. И. Дмитрин, Ю. Ф. Майданик, М. А. Чернышева // *Тепловые процесс в технике*. – 2013. – Т. 5, № 3. – С. 131–135.
3. Experimental investigation of conventional heat pipe using different working fluids / Ezhil Vannan S., Shravan P M., Sandesh Kumar A. // *Int. J. of Engineering Trends and Technology*. – 2016. – Vol. 38, No. 7. – P. 352–354.
4. Васильев, Л. Л. Теплопередающие трубки / Л. Л. Васильев, С. В. Конев ; под ред. акад. А. В. Лыкова ; АН БССР. Ин-т тепло- и массообмена. – Минск : Наука и техника, 1972. – 151 с.
5. Шаповалов, А. В. Результаты экспериментального исследования пародинамического термосифона / А. В. Шаповалов, А. В. Родин, Р. Н. Жихарев // *Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого*. – 2015. – № 3. – С. 58–64.

УДК 537.868.4

ЕНЕРГЕТИЧНА ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ МІКРОХВИЛЬОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ОТРИМАННІ БІОПЕСТИЦИДІВ

Георгієш К.В., ОНАХТ, м.Одеса, georgiesh.kat@gmail.com

Сучасні тенденції розвитку науки та техніки викликають необхідність застосування нових технологічних процесів виробництва пестицидів для аграрного сектору. Використання енергії мікрохвильового випромінювання при отриманні активних екстрактів дозволяє здійснити інтенсивний, безвідходний, енергозберігаючий та екологічно чистий метод.

Застосування електромагнітного поля сприяє підвищенню швидкості та ефективності екстрагування речовин з рослинної сировини. Позитивним моментом використання мікрохвильової технології в процесах екстракції біологічно активних сполук є збереження фізіологічної активності екстрагованих речовин, екологічна безпека і досить висока ефективність при застосуванні, а також відносно низька собівартість. Крім того, мікрохвильові екстракти часто виявляють нові властивості, які не виявлялися при використанні інших методів.

При розробці мікрохвильових пристроїв, призначених для технологічних процесів екстрагування з рослинних матеріалів, використовуються такі унікальні властивості, як: об'ємний характер нагріву, вибірковість нагріву, висока чистота нагріву, високий коефіцієнт перетворення енергії мікрохвильового випромінювання в теплову енергію.

Результати аналізу вітчизняних та зарубіжних публікацій показують, що сьогоднішній день все більше уваги приділяється удосконаленню технічних рішень для застосування мікрохвильових технологій з метою заміщення існуючих, малоєфективних технологій термообробки матеріалів.

Ефективність отримання біопестицидів визначається мінімізацією економічних витрат, екологічною безпекою застосовуваного засоби щодо рослин і навколишнього середовища, дієвістю проти патогенів (грибів, бактерій, комах). При використанні мікрохвильових технологій в процесах вилучення спостерігається збереження фізіологічної активності екстрагованих речовин, прояв нових властивостей екстрактів і досить висока ефективність дії проти шкідника, при цьому істотно збільшується швидкість отримання. У той же час експериментальні дані свідчать про те, що мікрохвильове екстрагування слід застосовувати вибірково в залежності від очікуваного результату [1].

Одним з найважливіших показників ефективності використання енергоносіїв є енерговитрати на вироблення одиниці продукту [2]. У табл. 1 наведені результати розрахунку енергетичної ефективності отримання екстрактів в мікрохвильовому полі в порівнянні з традиційним способом отримання.

Таблиця 1 - Енергетична ефективність екстрагування в умовах дії мікрохвильового поля.

Рослинний матеріал	Екстрагування в МВ поле				Традиційний метод			$\frac{Q_{потр}^{трад}}{Q_{витр}^{МВ}}$
	P, Вт	τ	$Q_{потр}^{МВ}$	τ_{Σ}	τ_H	$Q_{потр}^{трад}$	τ_{Σ}	
Лушпиння цибулі	90	30 с	0,044	5 час	360 с	0,69	4-5 дн	16
Хвоя	360	30 с	0,18	0,5 час	1020 с	0,69	6 час	3,8
Молочай	600	300 с	0,18	480 с	4 час	4,07	4 час	22,6
Молокан дикий	600	180 с	0,18	0,5 час	1 час	-	1 час	-
Полин	90	180 с	0,27	3 час	360 с	0,69	24 час	2,6

Значення величин, що входять до таб. 1: P - вихідна потужність магнетрона, Вт; τ - час нагрівання, с; $Q_{потр}^{MB}$ - питомі теплові витрати, МДж / кг; τ_{Σ} - загальний час приготування; $\frac{Q_{трад}}{Q_{витр}^{MB}}$ -

енергетична ефективність екстрагування БАР. Інтенсивність процесу визначалася як відношення часу нагріву традиційного методу до мікрохвильового.

Порівняння проводилося за двома параметрами - загальної тривалості отримання екстракту і питомими витратами енергії на кілограм матеріалу, який бере участь в обробці $Q_{потр}$, МДж / кг. Під традиційним методом приготування екстрактів мається на увазі процес приготування відварів. Кількість енергії розраховано відповідно до виразу: $Q = m_2 \cdot q$, m_2 де - маса газу витрачається на нагрів рідини, q - питома теплота згоряння газу, визначено по довідковій літературі. При мікрохвильовому екстрагуванні спожите кількість енергії на нагрів розраховується: $Q = \frac{P_{вих} \cdot \tau}{m}$, де

τ - час обробки. Таким чином, наприклад для отримання екстрактів з лушпиння цибулі питомі теплові витрати зменшуються в 16 разів при застосування мікрохвиль.

Традиційне отримання екстракту з молокан дикого (застосовувалося проти іржі троянд) не вимагало витрат енергії, а тривалість визначається об'ємом матеріалу. У таблиці вказано час, необхідний для обробки тієї ж кількості матеріалу, що і в мікрохвильовому методі.

Як видно з таблиці, застосування МВ поля істотно інтенсифікує процес вилучення цільового компонента, що підтверджено польовими випробуваннями. Найбільш явно це можна спостерігати під час добування з щільного рослинного матеріалу - хвої, лушпиння цибулі.

Використовуючи в ході експерименту свіжий рослинний матеріал з підвищеним вміст соку, наприклад, алое, і застосовуючи метод попередньої обробки рослинної сировини в МВ камері для розпушення целюлозних волокон, можна істотно інтенсифікувати процес отримання екстрактів. Температура клітинного соку всередині пектати-целюлозної оболонки зростає, стінки судинної системи не витримують високого внутрішнього тиску, створюваного в результаті поглинання мікрохвильової енергії, і розриваються, дозволяючи тим самим рідини вільно витікати, при цьому виходить концентрований екстракт. Застосування такого способу екстрагування для термолабільних біологічно активних речовин дає додаткову можливість інтенсифікації процесу в умовах дії мікрохвильового поля.

Енергетична ефективність застосування в процесі отримання екстрактів мікрохвильового поля вказує на те, що обраний метод відноситься до енергоефективного та мало вивченого, що викликано великою кількістю факторів, що впливають на процес виходу цільового компоненту з рослинної клітини.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Chemat, F. Microwave-assisted extraction for bioactive compounds. Theory and practice [Text] = Микроволновое экстрагирование биоактивных соединений. Теория и практика / F. Chemat, G. Grivotto. – New York: Springer, 2013. – 248 s.
2. Kaufmann, B. Recent extraction techniques for natural products: Microwave-assisted extraction and pressurized solvent extraction [Text] / B. Kaufmann, P. Christen //Phytochemical Analysis, 2002. - Vol.13. - P.105–113.

УДК 536.423.4

ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ ТЕЧІЇ ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ У ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБАХ

Середа В.В., доцент КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ
Горін В.В., с.н.с. ОДАТРА, м. Одеса, e-mail: gorin53@ukr.net

У разі дослідження теплообміну під час конденсації пари у середині горизонтальної труби, похибка отриманих результатів у порівнянні з експериментом буде залежати від правильності і точності оцінки ділянки з кільцевим і гравітаційним режимом течії фаз.

Проведені експериментальні дослідження [1] показали, що на сьогодні не можливо точно визначити межі переходу як кільцевого режиму течії фаз в проміжний, так і проміжного у гравітаційний, не дивлячись на наявність великої кількості карт режимів [2].

Навіть незначна асиметричність течії конденсату в верхній частині труби буде приводити до зміни хвильових і турбулентних характеристик плівки по периметру труби і буде впливати на розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі і на зміну дотичних напружень по висоті труби.

В даній роботі для визначення режимів течії використовується метод Коскі і Стауба [3] і скориговано граничне значення співвідношення сил тяжіння до сил тертя на основі експериментальних даних з праці [4]. Згідно з цим методом наявність чіткого кільцевого режиму течії можлива тільки при великих значеннях швидкості пари лише на незначній початковій ділянці труби і визначається наступною залежністю

$$\tau_f / \tau_g > 10. \quad (1)$$

Наявність гравітаційного (розширеного) режиму визначається за формулою:

$$\tau_f / \tau_g < 1, \quad (2)$$

Відповідно, проміжний режим течії буде спостерігатися за

$$1 < \tau_f / \tau_g < 10. \quad (3)$$

У співвідношеннях (1) і (2) значення сил тертя τ_f і тяжіння τ_g розраховують за формулами:

$$\tau_f = \frac{C_f}{2} \rho_v w_v^2, \quad (4)$$

$$\tau_g = \rho_l g \delta. \quad (5)$$

Значення товщини плівки δ обчислюють за рівнянням:

$$\delta^+ = \frac{\delta}{v_l} \left(\frac{\tau_f}{\rho_l} \right)^{0.5}, \quad (6)$$

е якому безрозмірну товщину плівки δ^+ визначають е залежності від числа Re_l за формулами з роботи [5].

$$Re_l < 50, \quad \delta^+ = 0,7071 Re_l^{0.5}, \quad (7)$$

$$50 < Re_l \leq 1125, \quad \delta^+ = 0,4818 Re_l^{0.585}, \quad (8)$$

$$Re_l > 1125, \quad \delta^+ = 0,095 Re_l^{0.812}. \quad (9)$$

На рис. 1 і 2 за формулами (1) і (2) побудовано карти режимів для усіх отриманих експериментальних даних у разі конденсації фреону R22 і водяної пари.

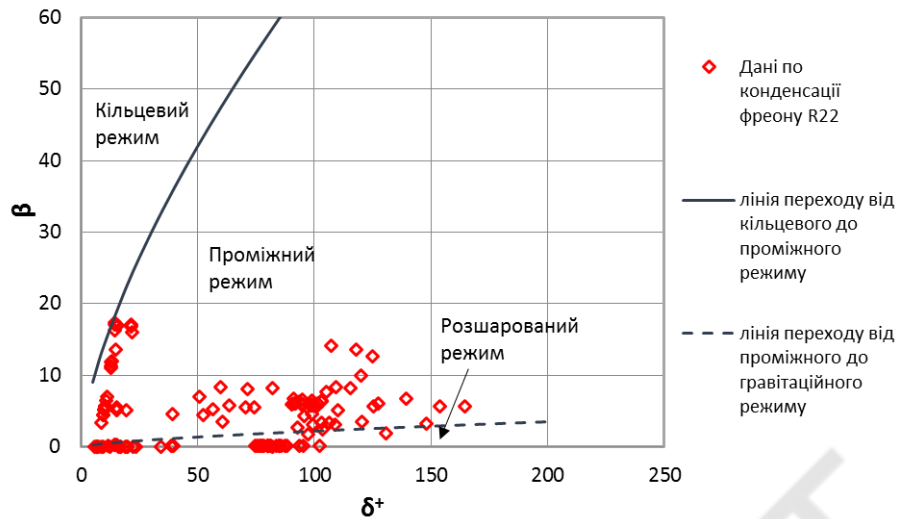


Рис. 1. Карта режимів експериментальних даних, отриманих під час конденсації фреону R22

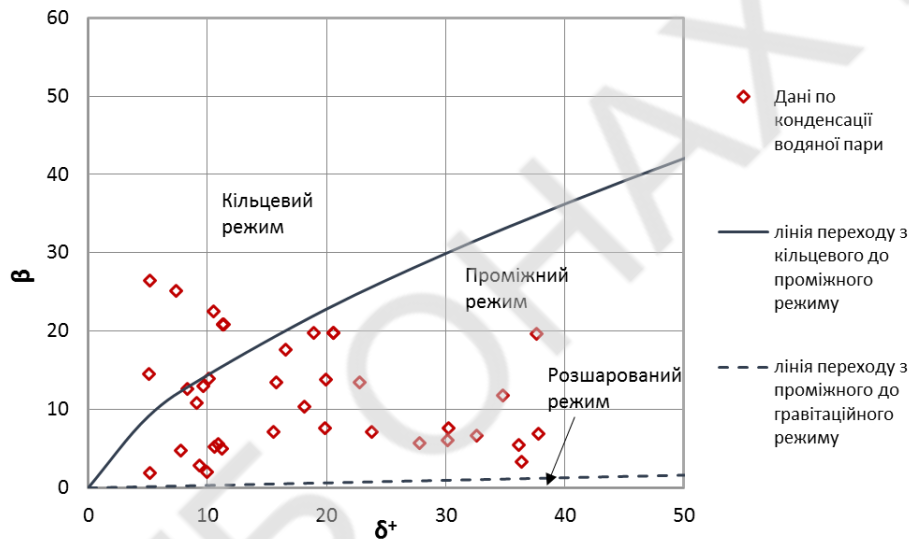


Рис. 2. Карта режимів експериментальних даних, отриманих під час конденсації водяної пари

З рис. 1 і 2 видно, що у разі конденсації фреону R22 кільцевого режиму взагалі немає, й усі дослідні дані отримано для проміжного і гравітаційного режимів. Натомість у разі конденсації водяної пари гравітаційного режиму немає й усі дані отримано для кільцевого і проміжного режимів. Отже, більшість експериментальних даних отримано для проміжного режиму течії фаз, для якого бракує надійних теоретичних рішень.

1. Риферт В.Г., Барабаш П.А., Горин В.В., Серета В.В. Теплообмен при конденсации внутри горизонтальных гладких труб. Совершенствование метода расчета теплообмена. Холодильная техника та технологія. - 2015. - № 6 (51). - С. 26-34.

2. Серета В.В. Анализ современных карт режимов течения двухфазного потока при конденсации в горизонтальных трубах теплообменных аппаратов. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, 2013. №43. С. 199–205.

3. Kosky P. G., Staub F. W. Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime. AIChE Journal. 1971. №17(5). P. 1037–1043.

4. Vierow K. Horizontal heat exchanger design and analysis for passive heat removal systems. Report No. FG07-02ID14341. Purdue University, West Lafayette, IN, 2005. 139 p.

5. Traviss D. P., Baron A.B., Rohsenow W.M. Forced-convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74. Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1971. 105 p.

УДК 532.529.5:536.248.2

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ

В. П. Данько, к.т.н., доцент, КубГТУ, Краснодар, vladislav.danko@mail.ru

Методы испарительного охлаждения сред хорошо известны. На их основе реализуются процессы охлаждения воды в градирнях, охлаждения воздуха в воздухоохладителях, процессы в испарительных конденсаторах [1, 2]. Работа таких охладителей основана на естественной неравновесности окружающей среды, проявляющейся в гигроскопической разности температур между «сухим» и «мокрым» термометрами наружного воздуха, причем температура воздуха по «мокрому» термометру является естественным пределом испарительного охлаждения сред. Этот процесс отличается малым потреблением энергии на его реализацию и сравнительной экологической чистотой применения. Практическое применение методов испарительного охлаждения сдерживается низкой эффективностью процесса при сравнительно высоких влагосодержаниях наружного воздуха.

Осушительно-испарительные системы разрабатываются в нескольких основных вариантах: адсорбционном и абсорбционном, последний тип в вариантах с прямой и непрямой регенерацией абсорбента. На основании проведенного аналитического обзора сорбционных систем [1, 4] нами был выбран в качестве основного решения абсорбционный тип осушительно-испарительной системы с непрямой регенерацией абсорбента.

Цель данной работы разработка основных принципов проектирования и компоновки альтернативных систем жизнеобеспечения (АСЖ), принцип действия которых основан на реализации открытого абсорбционного цикла с солнечной регенерацией абсорбента. Такие системы позволяют обеспечивать экологичность применения, уменьшение энергетических потерь, возможность комплексного жизнеобеспечения, включающего отопление, горячее водоснабжение, охлаждение и кондиционирование воздуха для жилых и производственных помещений.

Суть открытого абсорбционного цикла заключается в том, что наружный воздух предварительно осушается в условиях непрерывного цикла, так что при этом резко возрастают потенциалы испарительного охлаждения с использованием осушенного воздуха, который затем поступает в испарительный охладитель, где может быть обеспечено глубокое охлаждение среды в альтернативных системах АСЖ, либо в альтернативных системах кондиционирования воздуха комфортного и технологического назначения (обеспечивается получение воздуха с требуемыми параметрами комфортности по температуре и относительной влажности). При этом процесс испарительного охлаждения может быть эффективен безотносительно параметров наружного воздуха (его относительной влажности и влагосодержания), то есть, использован повсеместно для решения указанных задач охлаждения сред и кондиционирования воздуха, не прибегая к искусственному холоду. Сравнительно с традиционными решениями, с применением парокompрессионных охладителей сред, такие схемы обеспечивают значительное снижение энергопотребления и высокую экологическую чистоту [5].

Поддержание непрерывности осушительно-испарительного цикла обеспечивается в абсорбционных системах солнечной регенерацией абсорбента в десорбере-регенераторе.

Перспективность практического использования альтернативных систем жизнеобеспечения обосновывается их достоинствами:

- Экологическая безопасность (проблема глобального потепления, озонобезопасность и пр.). В работах [1, 4], на основании методологии «Полный жизненный цикл», были показаны высокие экологические преимущества осушительно-испарительных охладителей в сравнении с традиционными парокompрессионными охладителями;
- Более высокая энергоэффективность (примерно в два раза выше по сравнению с компрессионными охладителями по данным зарубежных исследований [3, 5];
 - Возможность решения задач комплексного жизнеобеспечения: включающего отопление, горячее водоснабжение, охлаждение и кондиционирование воздуха для жилых и производственных помещений.

Однако этим системам присущи и недостатки:

- Большие габариты, вызванные необходимостью создания большой теплообменной поверхности;

- Большое число тепломассообменных аппаратов различного назначения, входящих в состав систем, что повышает стоимость оборудования;
- Необходимость использования дополнительного нагревателя, компенсирующего недостаток теплоты, получаемой от солнечного коллектора для регенерации абсорбента, что позволяет достичь требуемые значения температур охлаждающих сред в АСЖ; в конечном итоге решение этой задачи требует снижения температурного уровня регенерации абсорбента;
- Опасность загрязнений рабочих поверхностей тепломассообменной аппаратуры, входящей в состав осушительной части АСЖ (десорберов-регенераторов и абсорберов-осушителей), ввиду возможности отложения и кристаллизации водных растворов сорбентов, особенно при работе на высоких концентрациях абсорбента.

К сожалению, в подавляющем числе опубликованных работ, вопросы взаимного согласования положительных и отрицательных сторон практического использования АСЖ не рассматриваются.

Основными направлениями для разрабатываемых систем, как показал опыт предыдущих исследований, являются:

- Разработка и сравнительная оценка различных схемных решений осушительно-испарительных систем с непрямой регенерацией абсорбента [1, 4, 5];
- Создание нового поколения тепломассообменной аппаратуры ТМА для альтернативных систем, характеризующегося малым весом и стоимостью с преимущественным использованием полимерных материалов, наиболее отвечающим требованиям устойчивой работы ТМА является тип аппаратов с трехфазным псевдооживленным слоем насадки ПН, способный к самоочищению рабочих поверхностей, что принципиально важно в случае абсорбционных систем, где используются водные растворы абсорбентов [1-5];
- Проведение теоретических и экспериментальных исследований процессов испарительного охлаждения, осушения воздуха (процесса абсорбции) и солнечной регенерации абсорбента в ТМА с подвижной псевдооживленной насадкой;
- Сравнительный анализ экологических показателей традиционных и новых систем солнечного тепло- и холодообеспечения на основе методики «Полный жизненный цикл, ПЖЦ», включая разработку методологии ПЖЦ применительно к специфике решаемых задач и ее практическое применение в направлении выбора основных решений [1].

Для реализации процессов тепломассообмена и обеспечения однородных гидродинамических условий противоточную схему контакта газа и жидкости. В слое насадки жидкость стекает по отдельным ее элементам главным образом в виде тонких пленок, и поверхностью контакта фаз является в основном смоченная поверхность элементов насадки (ЭН). При перетоке жидкости с одного элемента насадки на другой жидкая пленка разрушается, и на нижележащем элементе вновь формируется. При этом часть жидкости проходит в виде струй и капель через расположенные ниже элементы насадки, а некоторое количество задерживается в ней, вследствие смачивания поверхности ЭН и скопления в узких каналах, образуемых соприкасающимися насадочными телами (задержка жидкости), что приводит к увеличению гидравлического сопротивления и снижению эффективности процесса массообмена.

В зависимости от скорости движения газа тепломассообменные аппараты могут функционировать в следующих гидродинамических режимах: пленочном; в режимах активного гидродинамического взаимодействия потоков: подвисяния, эмульгирования и захлебывания. Пленочный режим наблюдается при малой нагрузке по газу и жидкости: малых скоростях газа и небольших плотностях орошения насадки $q_{жс}$ (объем жидкости, проходящей через единицу площади поперечного сечения аппарата в единицу времени). В таком режиме скорость газа практически не влияет на количество задерживаемой в насадке жидкости. С возрастанием скорости газа, в условиях противотока, сила трения между потоками увеличивается, жидкость движется медленнее и быстрее накапливается в насадке. В этом режиме, называемом режимом подвисяния, спокойное течение жидкостной пленки нарушается и газ начинает барботировать через слой задержанной жидкости в виде пузырьков. В результате, межфазная поверхность контакта возрастает, при одновременном резком увеличении гидравлического сопротивления. Накопление жидкости в насадке продолжается до тех пор, пока сила трения между газом и жидкостью не уравнивает силу тяжести жидкости, находящейся в насадке. При этом наступает режим эмульгирования, характеризующийся инверсией фаз (газ становится дисперсной фазой, а жидкость сплошной) и образованием газо-жидкостной

эмульсии. Этот режим обеспечивает высокую эффективность процессов, но одновременно требует повышенных энергозатрат на движение теплоносителей и рождает сильную нестабильность. Если дальше увеличивать скорость движения газа, то сила трения между фазами окажется больше силы тяжести и возникнет режим захлебывания, при котором движение жидкости будет направлено вверх и она будет уноситься из аппарата потоком газа [1].

Материалом для изготовления элементов насадки могут быть металлы, керамика, полимеры, дерево, кокс. Элементы насадок выполняют в виде тел вращения, пытаясь увеличить площадь поверхности, что повышает эффективность тепло и массообмена. Основными формами являются сферы, шары, кольца, «седла», цилиндры, призмы. В ряде случаев применяют сетчатые (капиллярные) материалы.

Преимущества аппаратов с подвижной насадкой ПН перед другими типами контактных аппаратов, определившие их широкое распространение:

- устойчивая работа в загрязненных средах с самоочисткой насадочных поверхностей и стенок корпуса;
- малая чувствительность характеристик к резким колебаниям нагрузок по газу и жидкости;
- нетребовательность к первоначальному качеству распределения жидкости, что важно для промышленных аппаратов с ПН;
- высокая поперечная равномерность, упрощающая возможность масштабирования;
- широкий диапазон рабочих нагрузок (сообщается о значениях $q_{ж}$ до $200 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$ и $w_{г}$ до 8 м/с , на пустое сечение аппарата);
- высокая интенсивность процессов переноса в слое;
- простота конструктивного оформления;
- компактность; малые вес и стоимость насадки; использование недефицитных материалов.

Аппараты с ПН – новое решение колонных аппаратов, обеспечивающее возможность эксплуатации в экстремальных условиях (загрязненные среды, резкие колебания нагрузок), повышение предельных нагрузок, высокую поперечную равномерность (упрощение задачи масштабирования), нетребовательность к качеству распределения потоков.

Выводы.

1. Разработаны принципиально новые схемные решения альтернативных систем жизнеобеспечения, позволяющие, в зависимости от необходимости производить подачу холодной и горячей воды, производить отопление и технологическое или комфортное кондиционирование бытовых и офисных помещений;

2. На основе проведенных научных изысканий [5] разработаны инженерные принципы проектирования аппаратов альтернативных систем жизнеобеспечения и их базовые варианты.

1. Физические основы низкотемпературной техники и холодильной технологии / Данько В.П., Карнаух В.В., Кудрин А.Б., Радионенко В.Н. // Донецк-Краснодар, 2016.

2. Новая технология изготовления стеновых камней из газобетона / Gavrilenko V.N., Danko V.P. // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 1999. № 3. С. 246-250.

3. Физика / Данько В.П. // Краснодар, 2017.

4. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое тепломассообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / Данько В.П. // Инженерная физика. 2017. № 11. С. 70-75.

Study of hydrodynamics features in the apparatuses with movable nozzle / Danko V.P., Karnauh V.V., Titlov A.S. // Сибирский журнал науки и технологий. 2017. Т. 18. № 3. С. 499-504.

153. УДК 669.162.1.

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Міньков Г.В., магістрант, ОНАХТ, Шумський О.А., магістрант ОНАХТ

Іванов О.П. бакалавр ОНАХТ

Яковлева О.Ю., доц.каф.ХУКП, ОНАХТ, osarja@gmail.com

Зростання глобального попиту на використання систем кондиціонування повітря та теплових насосів дає зрозуміти і для України, що настав час реалізації енергоефективних рішень для підтримання енергетичної безпеки країни. Світові продажі систем кондиціонування повітря зросли на 16% понад 175 мільйонів одиниць у 2018 році. Зростаючий попит на підтримання комфортних умов (кондиціонування повітря) вже призводить до величезного навантаження на системи енергопостачання багатьох країн, а також приводе до збільшення викидів. Охолодження повітря потребує 50% або більше з пікової потреби в електроенергії у спекотні дні в регіонах з високим попитом на системи кондиціонування повітря. Викиди CO_2 [1,2] від охолодження втричі збільшилися з 1990р. до 1,1 млрд.т. Існує величезна можливість зменшити розрив між найбільш енергоефективними системами кондиціонування на ринку та середнестатистичними системами. Вдосконалена нормативно-правова база та більш ефективні ланцюги поставок можуть зменшити споживання енергії на охолодження в 3-5разів. Продажі ТН залишаються на порядок меншими від продажів систем кондиціонування, але підтримують майже 10% річного зростання. Загалом ТН складають близько 2,5% від продажу світового обладнання для опалення будівель, але ця частка зростає. З 2016 року зростання продажів теплових насосів підштовхнуло Європу та Японію. Продажі в Європі були підсилені ринковими стимулами, включаючи придатність теплових насосів враховувати цілі ЄС на відновлювану енергію.

Ефективність теплових насосів з часом зростає. Це можна спостерігати як у розвитку продуктивності агрегату, так і при дослідженні ефективності систем. Оцінка продуктивності теплових насосів для різних проектів, виконаних у Фрайбурзі, Німеччина [3], виявляє підвищення максимальної ефективності в новобудовах з 5,1 до 5,4 для геотермальних теплових насосів, тоді як теплові насоси повітря-вода підвищили їх максимальну ефективність з 3, 4 - 4,2. На рис. 1 представлені дані трьох різних проектів. Діаграма зліва показує результати вимірювань у існуючих будинках, тоді як діаграма в середині та праворуч відображає результати теплових насосів у новобудовах. Порівняння між існуючими та новими будівлями показує, що можлива однакова ефективність, якщо система спроектована належним чином. Аналіз ефективності нових будівель також показує, що загальна якість установок зростає при зменшенні коефіцієнта корисної дії.

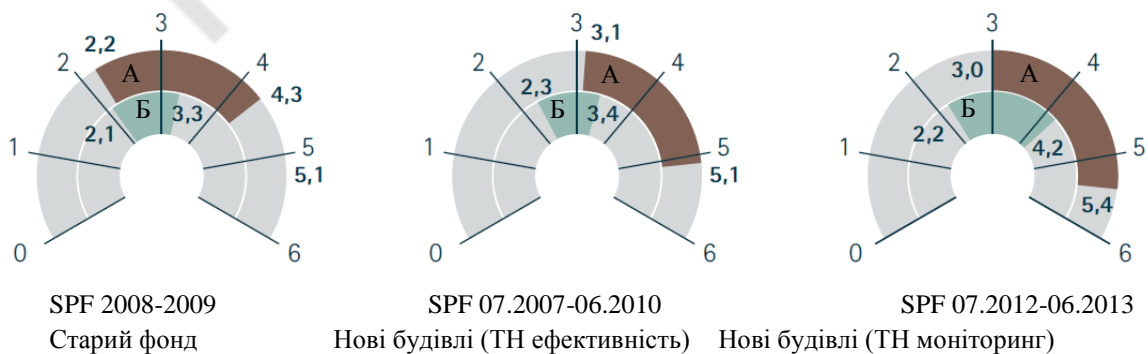


Рис.1 Підвищення ефективності ТН повітря-вода та земля-вода з часом
 А – ТН земля-вода; Б – ТН повітря-вода

Енергії, необхідної для обігріву одного будинку газовим котлом - якщо її перетворити на електроенергію - достатньо для обігріву 2-3 будинків за допомогою технології теплового насоса. Підвищення енергоефективності означає досягнення більш нижчого рівня енергопостачання для системи або досягнення кращих показників при однаковому підведенні енергії до системи. Енергоефективність може застосовуватися до технологічних удосконалень, які підвищують ефективність роботи ТН або можуть бути наслідком заміни обладнання в системі - коли викопний котел замінюється ТН. В останньому випадку значна частина викопної енергії замінюється на відновлювану енергію, і тому нафту та газ більше не потрібно купувати. В обох випадках застосовується мінімальне визначення енергоефективності: однаковий результат щодо енерговитрат досягається при набагато меншому підведенні енергії до системи.

Максимальна енергоефективність досягається при застосуванні технології ТН. Заміна електричної системи опалення тепловим насосом звільняє від 2/3 до 3/4 електроенергії, що використовується - іншими словами, енергії, необхідної для обігріву однієї будівлі прямою електрикою, достатньо для обігріву 3-4 будинків за допомогою технології ТН.

На Рис.2 підкреслюється перевага теплових насосів над іншими рішеннями систем опалення, коли мова йде про енергоефективність тепlopостачання. На графіку показано необхідна кількість енергії на вході до системи для забезпечення одиниці (1 кВт-год) корисного тепла.

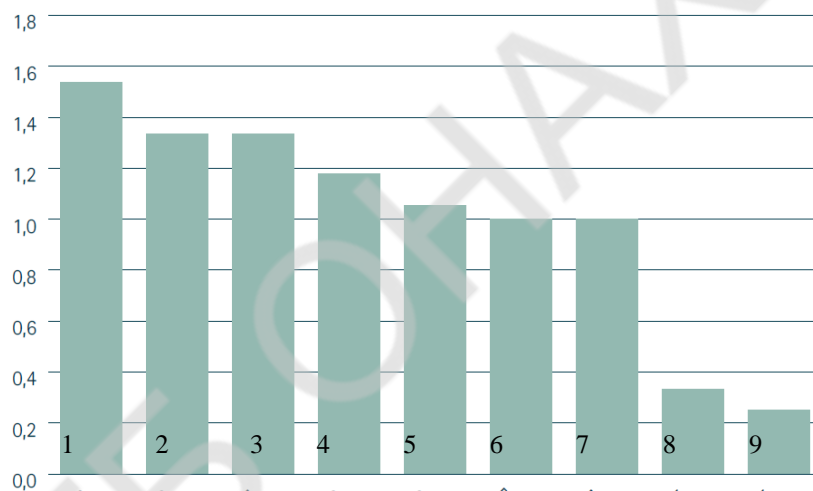


Рис.2 Порівняння енерговикористання для різних систем:

1-вугілля, 2-нафта, 3-біомаса, 4-газ, 5-газ з ефективністю використання 95%, 6-пряме електропостачання, 7-централізоване тепlopостачання, 8-ТН, 9-високоєфективні ТН + високоєфективне електропостачання.

Аналогічний ефект стосується заміни викопних котлів ТН. Якщо викопна енергія, яка більше не потрібна для опалення, перетворюється на електроенергію в ефективних когенераційних установках, енергетичного вмісту, необхідного для обігріву одного будинку газовим котлом, достатньо для обігріву 2-3 будинків за допомогою технології ТН. Таким чином, широке розгортання ТН сприятиме зменшенню кінцевої потреби в енергії та, як вважається, матиме лише незначний вплив на максимальне навантаження на електромережу.

Скорочення викидів парникових газів є засобом боротьби зі зміною клімату. ТН досягають цієї мети, замінюючи викопне паливо відновлюваною енергією або використовуючи зайву витрату енергії в іншому випадку. Наслідок заміни викопного палива означає підвищення ефективності, чистішого повітря та просування до нульових викидів у наших економіках та суспільствах. Скорочення викидів вуглецю від використання ТН розраховується як порівняння викидів CO₂ теплового насоса із заданою альтернативою. У нових будинках альтернативою є найкраща доступна інша технологія, сьогодні конденсаційний котел на викопних газах. За допомогою діючих холодоагентів та інтеграції відновлюваних джерел енергії можливо зменшити викиди вуглецю на 35-65% при заміні котлів. Якщо замінити вугільний або нафтовий котел, економія значно більша. При

заміні прямої електричної системи економія визначається безпосередньо ефективністю системи ТН. Більш ефективна технологія ТН в поєднанні із зеленою електрикою має потенціал майже повністю декорбанізувати систему опалення та - залежно від використаного підходу, методології – систему охолодження.

Література

1. IEA. [on-line resources] URL:<https://www.iea.org/>
2. Decarbonising Heating and Cooling Workshop 25 March 2019.
3. Dipl.-Ing. Marek Miara. Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Fraunhofer ISE. [on-line resources] URL: <https://docplayer.org/44798637-Waermepumpen-effizienz-messtechnische-untersuchung-von-waermepumpenanlagen-zur-analyse-und-bewertung-der-effizienz-im-realen-betrieb.html>

КРИТЕРІЙ ВИБОРУ ЗАСОБІВ СКОРОЧЕННЯ ВТРАТ СВІТЛИХ НАФТОПРОДУКТІВ ПРИ ЗБЕРІГАННІ

Журавльова М.В., Гнатовський А.С. студенти V курсу факультету НГ та Е

Одеська національна академія харчових технологій

На кожному підприємстві, яке відносить себе до нафтогазової галузі мають впроваджуватися заходи, щодо зменшення кількості витрат нафтопродуктів. Витрати можуть бути зумовлені як хімічними властивостями нафтопродуктів, так і технологічними процесами, які відбуваються на підприємстві. Більш ретельно слід розглядати кількісно-якісні витрати, які головним чином відбуваються при стаціонарному зберіганні того чи іншого нафтопродукту у резервуарі. Витрати у цьому випадку відбуваються через випаровування, а саме через “скидання” утвореної газо-повітряної суміші у довкілля. Інтенсивність утворення цієї суміші залежить від добових коливань температури. Одним із методів зменшення амплітуди цих коливань є фарбування резервуару світло-відбиваючою фарбою, однак цей спосіб не гарантує повної ліквідації сумішоутворення, в наслідок чого, тиск у резервуарі досягне критичного значення і суміш доведеться “скидати” в довкілля.

Скорочення втрати від випаровування при зберіганні світлих нафтопродуктів (бензин, керосин, біодизель, пічне паливо) різко скорочуються завдяки застосування сучасних методів скорочення втрат нафтопродуктів, таких як понтони, диски-відбивачі, газозрівнювальні системи, системи вдавлювання легких фракцій, абсорбційної системи та інш. Також не мало важливим питання є своєчасно усунення нещільності в конструкціях і сполучних швах резервуарів, вчасна перевіряти наявність прокладок у всіх з'єднаннях труб, контролювати якість використовуваної апаратури. Хороша герметизація обладнання і споруд дозволяє одночасно вирішити три найважливіші завдання:

- скоротити втрати нафтопродуктів від випаровування і проток, зберігаючи їх якість і кількість;
- знизити пожежонебезпеку на території нафтобази; запобігти забрудненню навколишнього середовища [1].

Ще один спосіб зниження втрат нафти від випаровування полягає в максимальному заповненні всіх використовуваних резервуарів. Як показують розрахунки, річні втрати нафтопродуктів від випаровування при зберіганні в наземних металевих резервуарах у середній кліматичній зоні складають лише 0,3% від обсягу резервуара при його заповнюванні на 90%. Зниження заповнювання резервуара до 70% автоматично збільшує втрати до 1%, а якщо він заповнений лише на 20%, то випарується 9,6% нафтопродуктів. А втрати в південній кліматичній зоні в 1,5 рази більше. Створити ефект повністю заповненого резервуара, навіть якщо він не повний, допомагають понтони. Понтони - ефективний засіб скорочення втрат нафти і нафтопродуктів від «малих і великих подихів» і «зворотного видиху» резервуара. Він фактично плаває на поверхні нафти або нафтопродуктів, запобігаючи випаровування. Установка понтонів можлива не тільки в споруджуваних резервуарах, а й в виведених в ремонт вертикальних ємностей.

В умовах ринкової економіки очевидним являється наступне положення: найбільш доцільно застосування того метода скорочення втрат (МСВ), який дає найбільший економічний ефект. Грунтуючись на ньому, після отриманих перетворень критерій вибору засобів скорочення втрат:

$$Ka = S \square (1 - (\Theta / \sigma))$$

де S-скорочення втрат, що забезпечують розглянутим технічним засобом; Θ - питомі приведені затрати на скорочення втрат 1т нафтопродукту обраним засобом; σ - узагальнена ціна 1т нафтопродукту.

Застосовувати потрібно той засіб скорочення втрат, для якого величина Ka є максимальною. Для визначення Ka необхідно знати питомі приведені затрати на скорочення втрат 1т нафтопродукту обраним засобом, а саме скорочення втрат в цілому по резервуарному парку за рік, вартість споживаних методом скорочення втрат електроенергії і капіталовкладень, коефіцієнт ефективності капіталовкладень, відрахувань на амортизацію і поточний ремонт, річні втрати від випаровування по резервуарному парку до впровадження методом скорочення втрат.

Скорочення втрат з застосуванням методів скорочення, в значній мірі залежить від номінальної місткості резервуара, коефіцієнта його оберненості і ряду інших факторів.

Розрахунок критерію вибору засобів скорочення втрат для деяких засобів скорочення, наприклад системи газорівнювання та вловлювання легких фракцій має досить складний розрахунок та не дозволяю урахувати всі необхідні параметри. Для простих систем, як впровадження понтону та дисків-відбивачів, розрахунки показують задовільні результати та дають можливість оцінити питомі приведені затрати на впровадження МСВ.

НТБ ОНАХТ

УДК 620:621.31

ПІДВИЩЕННЯ ПОТЕНЦІАЛУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДЛЯ УКРАЇНИ

Яковлева О.Ю., доц.каф.ХУКП, ОНАХТ, osarja@gmail.com

Хмельнюк М.Г., зав.каф.ХУКП, ОНАПТ

Остапенко О.В., ст.викл.каф.ХУКП, ОНАПТ

Розробка ефективного стратегічного плану дій для енергоефективності в майбутньому – це застосування системного підходу, що дозволить вважати такий план, як єдиний інструмент спрямований на підтримання енергетичної політики країни.

Глобальний перехід країни на новий шлях, який підтримує універсальний доступ до сучасних енергетичних послуг, водночас робота для досягнення цілей скорочення викидів згідно Паризької угоди, передбачає досягнення бажаного результату, який вимагатиме руйнівних дій у таких сферах як декарбонізація, децентралізація та цифровізація.

Дослідження ІРЕЕС [1] за останнє десятиліття показують, що безперервне співробітництво базоване на стратегічних діях, яке працює з економіками країн не залежно від того, розвинені вони, чи розвиваються. Що в свою чергу може зробити вагомий внесок у підвищення енергоефективності країни. Зрозуміло, що значна частина потенціалу енергоефективності залишається неопрацьованою. Наступне десятиліття міжнародного співробітництва в галузі енергетичної ефективності, через прискорений темп прогресу, буде критичним. Уряди, як кожної з країн так і України працюють над досягненням своїх національних та міжнародних цілей в галузі енергетики та клімату. Корисно думати про міжнародне співробітництво як таке, що базується на характеристиках, які схожі на енергоефективність, як елемент системи з найбільшим пріоритетом.

Оскільки більше країн залучаються до співпраці в сфері енергоефективності, а відомі рішення розвиваються та залучають інновації, сукупна цінність ранніх досягнень глобальної арени швидко зростатиме. Крім того, створені мережі продовжуватимуть забезпечувати вирішення проблематики складності енергоефективності завдяки найкращим зусиллям зацікавлених сторін, які можуть посправжньому інтегрувати нові методології в енергоефективність.

Декарбонізація. Енергоефективність. Збільшення вуглекислого газу через енергозабезпечення (зростання потреб в енергії): велика економіка, перспектива зниження викидів та менший вплив на навколишнє середовище, зокрема місцеве забруднення атмосферного повітря, є ключовим рушієм для дії політиків, приватних виробництв та окремих споживачів.

Підписуючи Паризьку угоду, уряди, поряд з Україною, визнають, що декарбонізація енергетичних ресурсів є головним фактором для зменшення викидів у всіх секторах економіки країни. Проте аналіз наданих на сьогодні національних внесків показує істотний розрив між окремими зобов'язаннями та спільними цілями Угоди. Міжнародне енергетичне агентство показує, що амбітні дії з енергоефективності – елементарно, завдяки широкому впровадженню існуючої нормативно-правової бази та технологій - може досягти 57% скорочення викидів в короткострокових цілях. Проведений аналіз визначає сектори та географічні регіони, в яких енергоефективність може забезпечити найбільше скорочення викидів. За більш тривалий часовий горизонт сценарій низького попиту на енергію в останньому звіті представляє найефективніший та найвигідніший шлях до виконання Паризької угоди [2].

Якщо подальші інновації в галузі енергоефективності будуть очікуватися з часом, майбутні технології матимуть менший попит в енергії, а економіка демонструватиме знижену енергоємність та знижену інтенсивність викидів. З економічної та соціальної точок зору контрпродуктивно застосовувати підхід «діяти пізніше», коли ми «платимо зараз». Що відбувається за рахунок

розширення енергетичної інфраструктури, забезпечення більших запасів енергії при рості попиту, та покриття витрат на охорону здоров'я та соціальне забезпечення, які пов'язані з високими викидами.

Децентралізація. [3,4] Децентралізація стала основною метою з точки зору розширення доступу до енергії у країнах, що не досягли розвитку економіки, та оптимізації розумних технологій в промислово розвинених економіках. Потенціал енергоефективності в обох контекстах не був повністю зрозумілий та прийнятий в роботу. Якщо розглянемо енергоефективність, як перше паливо, таким чином підкреслюється той факт, що - як і відновлювані джерела енергії - це побутове паливо (спроможне підвищити енергетичну безпеку України) та місцеве паливо. Розширення шляхів постачання енергії за рахунок локально розташованих відновлюваних джерел енергії дозволить наблизити виробництво до споживача енергії, а також створити нові підходи для підвищення енергоефективності. Системи поза мережею повинні бути ефективними, тоді як людям, які отримують доступ до енергосервісів, потрібні ефективні пристрої для забезпечення доступності та надійності таких послуг. Запропонована місцева пропозиція для місцевого попиту дозволить зменшити тягар, що знижує ефективність централізованих систем.

З досліджень ІРЕЕС необхідно підкреслити, що хоча національні політики країн та програми з енергоефективності є важливими, підтримка місцевого впровадження необхідна. Політика та дії, які виявилися найбільш успішними, - це ті, в яких національна політика дає змогу впроваджувати їх, як на муніципальному, діловому, громадському, так і на індивідуальному рівні. Залучення місцевих органів влади до співпраці – це позитивне рішення, однак необхідна краща артикуляція взаємозв'язку між національною політикою та місцевим впровадженням, щоб належним чином мотивувати зацікавлені сторони у галузі енергоефективності, винаходити рішення чи інструменти, оптимальні для конкретних завдань по місцях.

Важливо також створити механізми, які б децентралізували впровадження енергоефективності. Від розробки, впровадження політики та технологій до збору даних, формування знань, розвитку навичок та фінансування – така робота повинна відповідати місцевим контекстам.

Цифровізація. В Україні діє Концепція розвитку цифрової економіки та суспільства України на 2018-2020 роки [5] але опрацювання світового досвіду завжди надає нове бачення на вирішенні проблем. Поштовх до цифровізації в енергетичному секторі має величезний потенціал для руйнівних змін в енергоефективності. Цифровізація може надати докази, в декількох аспектах, встановлення базових ліній і моніторинг змін, що дозволить підтримати стратегічне рішення у бажаному плані. Цифровий інструментарій допоможе проектувати енергетичні системи (для міста, будівлі, промислового підприємства або транспортної мережі), які інтегрують енергоефективність. З можливістю включати автоматизацію оптимальної роботи базового обладнання або складних систем. Система енергетичного менеджменту надає організаціям структуру та методологію для виявлення можливостей, реалізації проектів та підтримки практик, що заощаджують енергію.

Зараз більше визнання потребує енергоефективності для виконання ключової ролі у сталому майбутньому України, потрібно докласти більше зусиль для сприяння змінам у життєдіяльності людей та суспільства щодня. Що потребує ясне розуміння громадськістю того, як ми виробляємо, транспортуємо та використовуємо енергію для надання можливості задіяти потенціал найбільш повно, зробити ефективніше, в той самий час, знижуючи негативний вплив на спосіб життя, економічне зростання чи соціальний розвиток. Підвищення енергоефективності «нескінченний» процес. Енергоефективність тісно пов'язана з інноваціями: по мірі розвитку технології це відкриває можливості для досягнення більшої економії. Не відставати від технологій та звичок людини, що швидко змінюються – це важливий крок для прогресу енергоефективності. Значна частина успіху роботи ІРЕЕС за останнє десятиліття випливала із сприяння обміну між урядами для впровадження нової політики та бізнесу для впровадження нових технологій. Незважаючи на прогрес країн світу, в економіці кожної з них є значне місце для вдосконалення та в Україні теж.

Література

1. International Partnership for Energy Efficiency Cooperation. [on-line resources] URL: <https://ipeec.org/>
2. Ichiro Sato. Climate Change Requires Long-Term Action. How Can Policymakers Deal with Uncertainty When Planning Far Ahead? Long-Term Climate Strategies. World Resources Institute. [on-line resources] URL: <https://www.wri.org/climate/blog/2019/02/insider-climate-change-requires-long-term-action-how-can-policymakers-deal>
3. THE ENERGY PROGRESS REPORT. 2019. [on-line resources] URL: https://sustainabledevelopment.un.org/content/documents/2019_Tracking_SDG7_Report.pdf
4. The Geopolitics of the Energy Transformation [on-line resources] URL: https://geopoliticsofrenewables.org/assets/geopolitics/Reports/wp-content/uploads/2019/01/Global_commission_renewable_energy_2019.pdf
5. Розпорядження Кабінету Міністрів України. від 17 січня 2018 р. № 67-р Київ. «Про схвалення Концепції розвитку цифрової економіки та суспільства України на 2018-2020 роки та затвердження плану заходів щодо її реалізації»

УДК 628.336.002.8(075)

ШТУЧНЕ ЗАМОРОЖУВАННЯ-ВІДТАВАННЯ ОСАДУ СТИЧНИХ ВОД

Зацеркляний М.М., доцент ОНАХТ, doczmm@ukr.net,
Столевич Т.Б., доцент ОНПУ, Одеса

Найбільш поширеними у практиці прийомами обробки осадів є їх природна сушка на спеціальних майданчиках, скидання у штучні накопичувачі або вододжерела. Внаслідок цього має місце значна матеріальна і соціальна шкода, що наноситься докільню за рахунок відчуження значних площ, створення антисанітарних умов поблизу міст, погіршення якості вихідної води, величезний і що не піддається точній оцінці вплив на стан навколишнього середовища. У зв'язку з вищевикладеним необхідний перехід на інтенсивні методи обробки осадів з метою зменшення їх обсягів, запобігання забрудненню навколишнього середовища, отримання вторинних продуктів придатних для утилізації. Обробка осадів стічних вод пов'язана зі значними технічними труднощами і матеріальними витратами, які обумовлені вельми низькою водовіддачою здатністю, а також широким діапазоном коливань вихідних властивостей осадів, що пов'язано з якістю стічної води і технологією її очищення.

У даний час механічні пристрої для зневоднення осаду характеризуються високими експлуатаційними витратами, з огляду на чималі витрати на обов'язкове попереднє кондиціонування осадів, оплати за електроенергію і технічне обслуговування, придбання швидко зношуваних рухомих робочих деталей тощо. Перспективним і ефективним методом зневоднення осаду є використання низьких температур.

Процес заморожування і відтавання осадів широко вивчався Туровским І.С. і Любарським В.М. При розгляді механізму впливу заморожування на структуру осадів найбільшого поширення набула думка, що руйнування клітин осаду при заморожуванні відбувається не за рахунок розширення води при її кристалізації, а у результаті проколювання стінок зростаючими кристалами льоду, що мають гострі грані. Але як показали численні дослідження, основним фактором у процесі коагуляції твердої фази осадів є здатність води переміщатися (дифундувати) до поверхні з утворенням шару льоду. Механізм зміни фізико-хімічної структури осадів стічних вод при заморожуванні і відтаванні може бути представлений таким чином, що у першу чергу замерзає вільна вода, яка утворює на поверхні шкуринку льоду, молекули орієнтуються таким чином, щоб мати можливість добудувати кристалічну решітку льоду. При цьому тверді частинки витісняються з шару рідини, що кристалізується вглиб заморожуваного осаду. Завдяки здатності води мігрувати через стінки відбувається зневоднення клітин і осередків колоїдів.

Відомі різні способи штучного заморожування-відтавання осаду. Особливо ефективний цей спосіб для обробки осаду маломутних кольорових вод, що мають низьку водовіддачу здатністю. Найбільше практичне застосування знайшов метод заморожування і відтавання осаду через теплопередаючі поверхні. Заморожування і відтавання осаду здійснюється у резервуарах, обладнаних трубчастими теплообмінними елементами, в яких поперемінно випаровується і конденсується холодоагент (наприклад, аміак). Штучне заморожування і відтавання водопровідного осаду свого часу знайшло застосування на деяких водопровідних станціях Англії, Шотландії, Німеччини, Японії. Технологія передбачає ущільнення осаду, заморожування-відтавання і зневоднення. Вологість осаду після зневоднення не перевищувала 70%. У даний час найбільшого поширення набули барабанні морозильні апарати. Основна їх особливість - отримання всього вимороженого продукту при однакових умовах заморожування по всій довжині барабана. Вперше такі виморожувальні барабани були використані у США.

Нами розроблено охолоджувальний пристрій барабанного типу, що являє собою систему труб, скріплених між собою фланцевими сполуками. Основна магістраль охолоджувального пристрою - труба, пропущена через обидві цапфи барабана і розділена заглушкою у середині на дві зони: зону подачі і зону відведення хладону (розсолу). У зоні подачі є камера, до якої кріпляться радіально розташовані під кутом між собою стояки. До стояків кріпляться горизонтальні труби, розташовані паралельно барабану по всій його довжині і забезпечені форсунками, які забезпечують

рівномірну подачу холодоносія у вигляді плоского струменю на внутрішню поверхню барабана. У нижній частині барабана розташований короб для рівномірного відводу холодоносія по всій довжині барабана. Короб з'єднаний із зоною відводу холодоносія основної магістралі охолоджувального пристрою трубою і додатково з'єднується з основною магістраллю стяжками. Основна магістраль, що проходить з зазором через цапфи барабана, кріпиться до станини кронштейнами.

Холодоносій під надлишковим тиском 0,2 МПа (2 кг/см^2) надходить з боку приводу барабана, проходить через систему труб і через форсунки подається на внутрішню поверхню обичайки барабана і у вигляді плівки рідини стікає вниз. Плівковий стан холодоносія створює досить рівномірне і інтенсивне охолодження стінки обичайки барабана по всій його довжині. Відведення холодоносія з нижньої частини барабана здійснюється шляхом створення вакууму 0,04-0,05 МПа на лінії відведення. При цьому холодоносій з коробу по трубі надходить в основну магістраль і виводиться у вакуум-ресивер через цапфу, протилежну приводу. Піддон виконаний з листової нержавіючої сталі і забезпечений розподільним пристроєм з переливною перегородкою для рівномірної подачі продукту по всій довжині барабана. Підйом і опускання піддону здійснюється за допомогою двох пневмоциліндрів. Піддон встановлений на підшипниках ковзання, розташованих на станині.

Сколювально-зрізаючий пристрій складається з двох частин: сколювального і зрізаючого. Зрізаючий пристрій представляє собою жорстке оправлення, яке кріпиться до станини у двох шарикопідшипниках. В оправі закріплені ножі, виготовлені зі сталі і піддані цементації і загартуванню. Для зрізання вимороженого, але пластичного матеріалу (у вигляді плівки) використовуються тонкі (0,2-0,4 мм) ножі, що виготовлені з пружної сталеві стрічки. Сколювальний пристрій являє собою балку, до якої з торців кріпляться дві щоки, встановлені у підшипниках на цапфах оправлення. На двох полицях балки встановлені набори з блоків сколюючих дисків вільного обертання. Конструкція підшипникових вузлів блоків виконана з урахуванням можливості регулювання зазору між поверхнею барабана і ріжучими дисками. Поворот всього сколювально-зрізаючого пристрою здійснюється за допомогою двох пневмоциліндрів, що кріпляться до станини, і відбувається до зіткнення з регулюючими упорами, які перешкоджають зіткненню сколювально-зрізаючого пристрою з поверхнею барабана і забезпечують зазор між ними 0,1-0,3 мм, у залежності від товщини вимороженої плівки. Кожух служить для запобігання забрудненню продукту, оберігаючи поверхні барабана від можливих механічних пошкоджень, а також для обмеження втрат холоду у навколишнє середовище.

Станина являє собою литу або зварену конструкцію, що складається з двох стоек. До станини кріпляться вузли, перераховані вище. Привід барабана складається з мотора-варіатора-редуктора (типу МВР) і зубчастої пари і дозволяє плавно регулювати частоту обертання барабана у межах $0,5-3 \text{ хв}^{-1}$. Осад після відтавання легко зневоднюється на вакуум-фільтрах або фільтр-пресах.

На очисних спорудах великої продуктивності найбільш доцільне застосування стрічкових фільтр-пресів. Їх основною перевагою є низькі капітальні та експлуатаційні витрати, простота ремонту і обслуговування, при забезпеченні необхідного ефекту зневоднення. Остаточне рішення щодо вибору методів обробки та утилізації осаду повинно прийматися тільки з урахуванням техніко-економічного порівняння різних варіантів і їх еколого-гігієнічної значущості у кожному конкретному випадку. У будь-якому випадку в цілях впровадження вже розроблених методів утилізації необхідно прискорити будівництво на водоочисних станціях цехів механічного зневоднення осаду. Необхідно також подальший розвиток досліджень з вивчення особливостей утворення і найважливіших властивостей осадів на різних за своїми природними і конструктивними особливостями водоочисних станціях, вдосконалення відомих і розробка нових способів його економічно і екологічно виправданій утилізації, їх впровадження у практику. Це дозволить не тільки значно поліпшити роботу водоочисних споруд, а й буде сприяти охороні навколишнього середовища і забезпечить отримання значних екологічних поліпшень і економічного ефекту.

УДК 664.723:697.9

ПЕРСПЕКТИВНІ СХЕМИ І КОНСТРУКЦІ СИСТЕМ ОХОЛОДЖУЮЧИХ ЗЕРНОВИХ КОМПЛЕКСІВ

Петушенко С.М., викладач ОТК ОНАХТ, м.Одеса, sergeinp1965@gmail.com
Т и т л о в О . С ., д.т.н., професор, зав. кафедри ОНАХТ

Хороша сипкість зернової маси дозволяє зберігати її різними способами. Основний спосіб зберігання зернових мас - зберігання насипом.

Зберігання зерна насипом підрозділяється на закромне і підлогове. Закромне зберігання частіше застосовується в насіння сховищах, де необхідно зберігати окремо невеликі партії насіння. У закромне сховище складають різні партії зерна.

Використання дрібних засіків недоцільно, так як ускладнюється механізація і знижується ємність сховища.

Підлогове зберігання суцільним насипом доцільно для великих партій товарного зерна, коли максимально використовується ємність складу. Зберігання насипом невеликих партій веде до утворення в складі окремих куп зерна. При цьому різко зменшується ємність сховищ і часто зерно різних партій змішується.

Елітне насіння і насіння першої репродукції обов'язково зберігають в тарі. Також зберігають в тарі насіння:

- які містять ефірні масла (коріандру, кмину та інші);
- дрібно насінневих (люцерна, деякі овочеві культури);
- з тендітної оболонкою або легко розтріскуються при пересиханні (суха квасоля);
- калібровані і протруєне насіння кукурудзи, буряків, соняшнику, оброблені на заводах або в цехах.

Таким чином, в тарі необхідно зберігати насіння, що мають підвищену цінність.

Основним видом тари для зерна є мішки з грубих і міцних тканин, капронові мішки, а в деяких випадках використовують паперові мішки з тканинної підкладкою, крафт-мішки (кілька шарів щільного паперу).

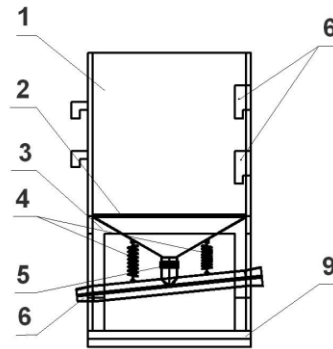
Для удосконалення зберігання дрібно насінневих культур зерна, скорочення втрат зерна на всіх етапах при зберіганні і зменшення енерговитрат на зберігання і при цьому, зберігаючи якість зерна, є актуальним розвиток матеріально-технічної бази зберігання за рахунок створення сучасних сховищ первинної продукції і модернізації діючих в ході проведення технічного переозброєння на основі інноваційних ресурсозберігаючих технологій.

Для досягнення цих цілей пропонується дві схеми систем первинного охолодження зерна - контейнерного (мобільного) та стаціонарного типу.

Контейнер для тривалого зберігання зернових культур.

На малюнку 1 зображено контейнер, який представляє собою ящик 1 з повітронепроникними зовнішніми огороженнями без верхньої кришки і з перфорованим днищем. На днище укладається дрібна тканина металева сітка з нержавіючої дроту, яка запобігає просипання дрібно насінневого зерна і сприяє рівномірному розподілу руху повітря по всій площі днища контейнера. На бічній стороні передбачений люк 2 для автоматичного вивантаження зерна в машину за допомогою електронавантажувачів при перевезенні зерна. До днища контейнера приєднаний нерухомо розподільник повітря 3 у вигляді конуса. До нього, в свою чергу, на шарнірах (пружинах) 4 і за допомогою рухомого з'єднання 5 підключений повітропровід 6. У бічних стінках контейнера передбачені напрямні 7 для щільного прилягання до контейнеру, що стоїть поруч. При цьому конструкція муфти 8 дозволяє виконувати автоматичне з'єднання повітропроводів один з одним при установці наступного контейнера, який стоїть поруч.

Контейнер додатково містить платформу 9, на якій він встановлений. Конструкція платформи дозволяє здійснювати переміщення контейнера за допомогою електронавантажувачів.



Мал. 1. Контейнер для тривалого зберігання зернових культур.

Процес здійснюється в такий спосіб. Контейнери встановлюються в складі для зберігання зерна по всій площі, утворюючи ряди із загальним повітропроводом. При цьому перший контейнер приєднується до загального розподільного повітропроводу. Кожен наступний контейнер щільно прилягає до контейнеру, що стоїть попереду, а повітроводи 6 автоматично з'єднуються в єдину лінію. Це забезпечується направляючими 7, шарнірами (пружинами) 4 і спеціальною конструкцією муфти 8. Останній контейнер, який встановлюється в ряду, має заглушку на кінці повітропроводу. Кількість рядів встановлюються контейнерів визначається розмірами складу.

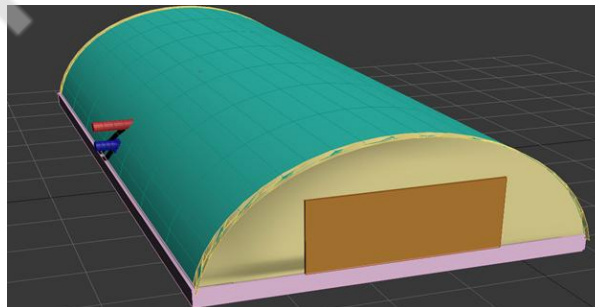
Магістральний повітропровід, розташований по довжині складу, має спеціальну заслінку, яка дозволяє відключати або підключати необхідну кількість встановлених рядів контейнерів, заповнених зерновою масою.

Заповнення зерном здійснюється за допомогою пневматичного навантажувача. До зовнішнього вузла виводів магістральних повітропроводів (нагнітального і відсмоктувального) підключається мобільна холодильна машина і проводиться охолодження зернової маси.

Система охолодження складу для підлогового зберігання вологого зерна дрібно насінневих культур

Сховище являє собою герметичний металевий безкаркасний ангар з оцинкованої сталі на стрічковому (армованому) фундаменті (мал. 2). З торцевих сторін сховища розташовуються розсувні або розпашні ворота.

Стіни ангара з внутрішньої сторони покриті теплоізоляцією методом напилення пінополіуретану (ППУ). Завдяки високій адгезії цього теплоізоляційного матеріалу технологія напилення дозволяє наносити його товщиною від 30 до 200 мм на стіни, стелі та інші конструкції з бетону, цегли, металу, шиферу, черепиці, дерева, пластика, що знаходяться в будь-якому просторовому положенні. Висота підлоги розташована вище нульової позначки для захисту від попадання зливових вод.



Мал. 2. Загальний вигляд складу.

Підлога складу виконана з поглибленням. Склад по довжині розділений залізобетонними герметичними перегородками на автономні сектора шириною 1 м, утворюючи мережу повітряних каналів, при цьому відступи від бічних стін складають 0,8 - 1 м.

Усередині кожного сектора встановлюється перфорована металева решітка на ніжках. Рівень решітки вирівнює підлогу по висоті, утворюючи рівну поверхню, при цьому зберігаючи геометричні розміри повітряного каналу.

Перфорована решітка покрита тканиною нержавіючою дрібною сіткою з розміром клітинки 1 - 1,2 мм і товщиною дроту 0,09 - 1,5 мм марки AISI321, AISI304, дозволеної для застосування в харчовій промисловості. Кріплення сітки до перфорованої металевої решітки здійснюється за

допомогою спеціальних кріпильних пластинок обтискним методом. Дрібний розмір клітинки запобігає пробудження дрібно насінневого зерна і забезпечує рівномірний розподіл повітря по площі каналу.

У бічному поглибленні розташований подаючий магістральний повітропровід по довжині складу. Кожен сектор підключений від магістрального повітропроводу через спеціальну заслінку, яка дозволяє відключати або підключати необхідну кількість секторів в залежності від завантаження складу зерном.

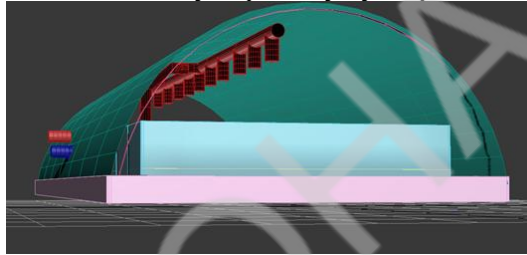
У верхній частині складу розташовується повітропровід відведення відпрацьованого повітря на термообробку до холодильної машини. Подаючий і відвідний повітроводи виводяться до бічної сторони складу зберігання зерна та виводяться на вулицю, утворюючи вузол підключення мобільної холодильної машини.

За допомогою знімних пластмасових панелей-перегородок висотою 1 м, що встановлюються по краю кожного сектора, робоча площа складу ділиться на окремі бункери.

Таке рішення дозволяє:

- підключати необхідну кількість секторів у міру їх заповнення зерном в режим термообробки за допомогою відкриття заслінок від магістрального повітропроводу;
- зберігати зерно декількох видів в одному приміщенні;
- скорочення часу термообробки зерна за рахунок спрямування охолодженого повітря в місце завантажених секторів.

Крім того під час перевірки стану і якості зерна в періоди охолодження і зберігання дозволить отримувати більш точні показники в кожному окремому бункері.



Мал. 3. Вигляд складу для низькотемпературної обробки і зберігання зерна

На малюнку 4 представлений вигляд складу для низькотемпературної обробки і зберігання зерна за допомогою штучно охолодженого повітря для фермерських господарств України.

Література:

1. Петруня, Б. Н. Метод хранения зерна с использованием искусственно охлажденного воздуха [Текст] / Б. Н. Петруня, А. И. Пташук // Комбикорма. – 2006. – № 4. – С. 71–74.
2. Каленська, С. М. Управління процесами формування високоякісного насіння сільськогосподарських культур [Текст] / С. М. Каленська, Н. В. Новицька, А. Є. Стихар, О. В. Малеончук // Науковий вісник НАУ. – 2008. – Вип. 123. – С. 13–21.
3. Петушенко, С. Н. Современное состояние техники и технологии низкотемпературной обработки и хранения зерна мелкосеменных культур [Текст] / С. Н. Петушенко // Холодильна техніка та технологія. – 2013. – № 2. – С. 71–74.

УДК 664.3:602

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЕКСТРАКЦІЇ ЛАВРОВОГО ЛИСТА ЗРІДЖЕНИМ ГАЗОМ

Потапов В.О., професор, доктор технічних наук, ХДУХТ

Білий Д.В., аспірант, ХДУХТ

м. Харків, email: jimmykraun@ukr.net

В даний час існує великий попит на екстракти біологічно активних речовин, які застосовуються у складі дієтичних та спеціальних харчових продуктів. До традиційних методів екстракції відносяться пресування (гаряче і холодне), водно-парова екстракція, екстракція різними органічними розчинниками і рослинними оліями. Серед сучасних методів екстракції можна відзначити надкритичну CO₂ екстракцію, ультразвукову та інші види екстракції. Всі традиційні методи екстракції мають свої значні недоліки пов'язані з погіршенням якості екстракта і втратою більшої частини біологічно активних речовин і ароматичних компонентів [1].

Технології екстракції зрідженими газами на сьогодні є одними з перспективних, що пов'язано з можливістю максимального вилучення широкого спектра біологічних активних речовин та зміни складу одержуваних фракцій, що особливо важливо під час виробництва харчових продуктів. У зв'язку з цим актуальною є розробка технологій екстрагування рослинної сировини системами екстрагентів, що складаються з різнополярних органічних розчинників, які обмежено змішуються [2]. На кафедрі підготовки та перепідготовки фахівців холодильної та торговельної галузей ХДУХТ проводяться дослідження властивостей хладонів, як екстрагентів для рослинної сировини. Метою роботи було вивчення процесу хладонової екстракції на прикладі лаврового листа.

Для отримання екстракту використовували висушене листя лавру благородного, які ростуть в Грузії. Технологічні стадії процесу хладонової екстракції включали подрібнення лаврового листа до 250 мкм, змішування з хладоновим розчинником, витягування екстракту в процесі дифузії, слив місцели розчиненого екстракту, випарювання розчинника з місцели, слив лаврової олії в приймальну ємність та седиментацію кінцевого продукту. В експериментах використовувалась установка в Харківському Інституті проблем кріобіології і кріомедицини НАН України. Схема установки для екстракції зрідженими газами наведено на рис. 1.

Установка містить дві екстракційні ємності по 6 літрів, які заповнювались екстрагентом по черзі. У якості екстрагенту використовувався хладон R22 (CHClF₂).

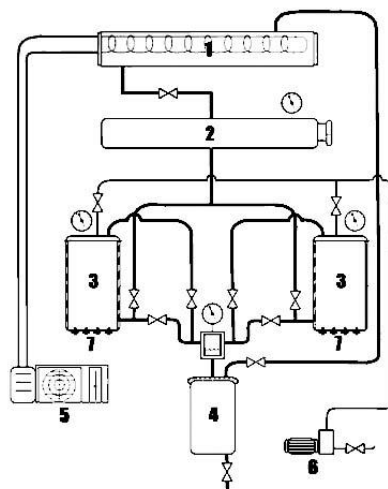


Рис. 1. Схема екстрактору на зрідженому газі: 1 – конденсатор; 2 - напірний бак; 3 – екстракційні камери; 4 – випарник; 5 - холодильна установка; 6 - вакуумний насос; 7 - електричні нагрівачі.

Екстрагування проводили в три етапи: на першому використовували подрібнене висушене листя лавру, на другому використовували шрот лаврового листа після першої екстракції, в третьому циклі використовували шрот після другої екстракції. Отриманий екстракт являє собою однорідну, зелену, в'язку субстанцію з добре вираженим смаком та запахом, притаманними лавровому листу, без стороннього запаху та присмаку.

Були проведені дослідження екстракту лавра методом газової хроматографії, а також визначення числа аромату екстракту лавру.

Проведено порівняння отриманих результатів з літературними даними екстрактів лаврового листа, вироблених методами НВЧ-екстракції і сверхкритичної флюїдної екстракції. Встановлено що за числом аромату отриманий екстракт перевищує в 3,6...4,8 рази значення цього показника для водно-спиртового екстракту лавру. Також великий інтерес представляє наявність у складі отриманого екстракту евгенольних похідних, які можуть виступати як високоякісні антиоксиданти.

Список використаних джерел

1. О.І. Осецький, "Експериментальне вивчення оптимальних параметрів процесу екстракції зрідженими хладонами і аналіз особливостей його реалізації при молекулярному фракціонуванні біологічної сировини рослинного і тваринного походження", Звіт про науково-дослідну роботу, 2017, с. 1-39.
2. Г.И. Касьянов, "Анализ современных технологий пищевой биоиндустрии", Вестник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова, с. 48-56, 2008.

ПЕРСПЕКТИВЫ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МАГНЕТРОНА

Сагала Т. А., доцент каф. ТТТЕ ОНАПТ; Колесниченко Н. А., доцент каф. Автотехнического обеспечения Военной академии г. Одесса; Паскаль А. А., аспирант каф. ТТТЕ ОНАПТ

sagala.onaft@gmail.com

Проблема эффективного обеспечения теплового режима генератора микроволновой энергии в значительной степени тормозит внедрение промышленных микроволновых установок. Этой проблеме следует уделять большое внимание, т. к. при превышении температуры поверхности анодного блока магнетрона выше допустимой генератор быстро выходит из строя. Анодный блок – это основная часть магнетрона. Анодный блок состоит из медного цилиндра, с полостями в центре, которые являются кольцевой системой объемных резонаторов. Электронный КПД магнетрона, определяющий эффективность преобразования энергии электронного потока в энергию высокочастотных колебаний, достаточно высок (до 80 %), однако практически вся оставшаяся часть выделяется в виде тепла на анодном блоке, вызывая его разогрев. Для его охлаждения на поверхности маломощных магнетронов, которые выпускаются для микроволновых печей, устанавливают ребристые радиаторы. Есть определенный интерес применения таких магнетронов для промышленных установок, для чего следует сделать систему охлаждения более надежной. Выпускаемые промышленностью маломощные магнетроны рассчитаны на бытовые микроволновые печи. При использовании их в промышленных установках такие магнетроны часто перегреваются и выходят из строя. При этом целесообразность их использования связана с тем, что они достаточно надежны (при соблюдении тепловых режимов) и значительно дешевле магнетронов с высокой выходной мощностью. Кроме того, равномерное распределение микроволновой энергии легче достичь применением нескольких магнетронов малой мощности, чем одного высокоомощного. Проблема поддержания устойчивого теплового режима магнетронов с выходной мощностью до 1 кВт при их длительном применении в установках промышленного назначения может быть решена за счет замены системы воздушного охлаждения (СВО) на систему жидкостного охлаждения (СЖО). При этом необходима замена ребер, установленных на анодном блоке, на рубашку охлаждения, плотно подогнанной к поверхности анода. Переход на СЖО должен сопровождаться тепловыми конструкторскими расчетами, результатом которых является определение рабочих параметров системы. Актуальность работы связана с тем, что модернизация системы обеспечения тепловых режимов (СОТР) выпускаемых магнетронов малой мощности до настоящего времени не проводилась, поскольку их применение ограничивалось условиями работы домашних микроволновых печей. Для непродолжительной работы в домашних условиях система воздушного охлаждения является предпочтительной, но при использовании в производстве не гарантирует надежность поддержания требуемого температурного режима.

В работе [1] предложен метод модификации системы охлаждения серийных магнетронов, используемых в бытовых и промышленных микроволновых печах. Модификация заключается в переходе с воздушной системы охлаждения на водяную. Показано, что жидкостное охлаждение может быть организовано навивкой тонкостенной медной трубки непосредственно на корпус прибора или установкой водяного радиатора в виде моноблока. Однако не приведены результаты тепловых расчетов разрабатываемых систем. Без надежных зависимостей, которые позволяют оценить режимные параметры работы СЖО, конструирование не будет завершенным. Вопросы конструирования и сопряженности частей микроволновых устройств изложены в [8]. Представленные данные позволяют установить фундаментальные концепции конструирования микроволновых устройств. Однако системам охлаждения и их модернизации уделяется недостаточно внимания. В [2] рассматриваются особенности преобразования электрической энергии в энергию микроволнового поля и результаты моделирования частотных характеристик магнетронов в непрерывном режиме. Исследование частотных характеристик магнетронов и их анализ показывает, что флуктуация частоты в магнетронных генераторах связана с электронно-волновым механизмом взаимодействия, режимом работы прибора, условиями и особенностями его эксплуатации и другими

факторами. Это подчеркивает важность применения надежной системы обеспечения теплового режима магнетрона. При отклонении от требований к поддержанию стабильной температуры анодного блока сдвигается рабочая точка магнетрона по выходной частоте. Сдвиг рабочей точки приводит к ухудшению эффективности работы магнетрона как источника энергии. Кроме того, при перегреве уменьшается срок службы магнетрона.

Важность разработки надежной СОТР отмечается в [3]. Указывается, что влияние изменения температуры на надежность аппаратуры проявляется, во-первых, в изменении (обратимом и необратимом) электрических параметров и характеристик изделий, во-вторых, в зависимости показателей надежности изделий от температуры. Одним из главных этапов проектирования, определяющим направление всей разработки системы обеспечения тепловых режимов, является выбор способа охлаждения магнетронов [4]. Представлены результаты экспериментальных исследований возможной нестабильности частоты в магнетронах, включая результаты исследования влияния температуры анодного блока на частоту генерации. Установлено, что повышение температуры анодного блока от 20 °С до 60 °С приводит к снижению частоты генерации магнетрона на 0,1 %. Стабилизация температуры анодного блока способствует к стабилизации частоты. Исследование системы охлаждения маломощного магнетрона с использованием теплообмена с естественной конвекцией отражены в [5]. Выявлено определяющее влияние температуры на дрейф мощности магнетрона. Таким образом, анализ литературных данных подтверждает целесообразность модернизации системы охлаждения маломощных магнетронов при их эксплуатации в составе промышленных микроволновых установок. На рис. 1 схематично представлена схема анодного блока серийно выпускаемого магнетрона в первоначальном виде и после замены СВО на СЖО.

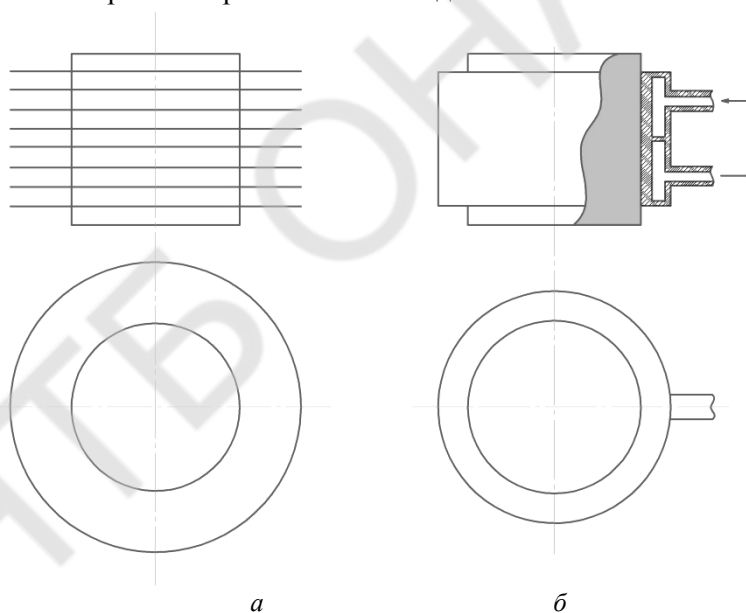


Рис. 1. Схема анодного блока магнетрона с элементами системы охлаждения: *а* – магнетрон с элементами СВО; *б* – модернизированный магнетрон с СЖО

Рабочие жидкости (теплоносители) для заправки СЖО выбираются по следующим критериям:

- рабочий диапазон температур: $-20...+50$ °С;
- жидкость должна быть нетоксична;
- отсутствие химической активности;
- оптимальная стоимость;
- доступность.

При разработке микроволновых устройств часто возникает необходимость применения нескольких магнетронов, в зависимости от расчетной потребляемой мощности. В этом случае СЖО может объединять в свой контур все рубашки охлаждения по параллельной схеме. Гидравлическая

схема СЖО, предлагаемая для обеспечения теплового режима шести магнетронов, представлена на рис. 2.

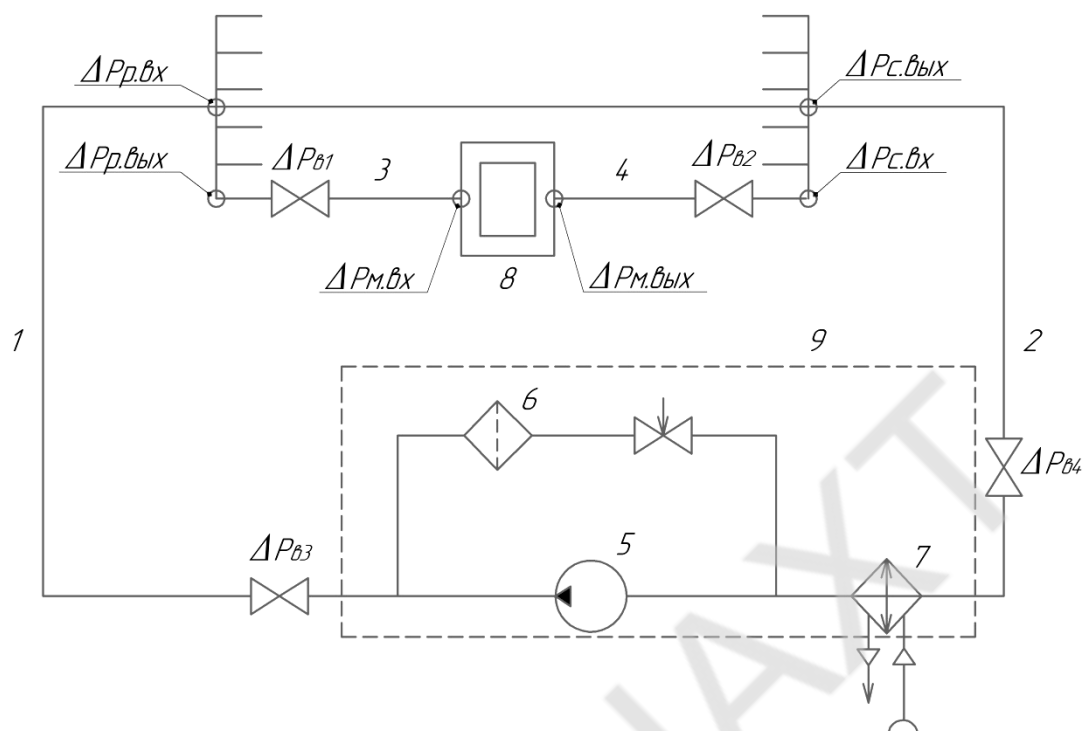


Рис. 2. Схема СЖО для микроволнового устройства: 1 – линия нагнетания, 2 – линия всасывания, 3 – вход в рубашку охлаждения магнетрона, 4 – выход из рубашки охлаждения, 5 – насос, 6 – фильтр, 7 – теплообменник, 8 – магнетрон, 9 – контур СЖО

Конструктивно СЖО может быть выполнена с учетом возможности легкой замены деталей и подключения к микроволновому устройству, как показано на разработанной схеме.

Список использованных источников

1. Бюджетные генераторы для микроволновых плазмотронов / Тихонов В. Н., Иванов И. А., Крюков А. Е., Тихонов А. В. // Прикладная физика. 2015. № 5. С. 102-106.
2. Pozar D. M. Microwave Engineering – 4-rd edition. – N.Y.: Wiley. 2012. 756 p.
3. Alan Wall. The Radar System – Technical Principles In book: Radar and ARPA Manual. 2014. Published by Elsevier Ltd. P.29-137
4. В. И. Азаренков, А. С. Куценко. Методика и алгоритм инженерного расчета температурного режима радиоэлектронной аппаратуры // Вісник національного технічного університету ХПІ. 2013. №2 (976). С. 22-28.
5. Г.И. Чурюмов, А.И. Экезли. Моделирование частотных характеристик магнетрона с двумя выводами энергии // Прикладная радиоэлектроника. 2012. Том 11, № 1. С. 63-71.

УДК 621.57

СИСТЕМА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ДВОСТУПЕНЕВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ АВТОНОМНИХ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

**Грич А.В., к.т.н., доцент без в.з. кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний
університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, artem.grich@gmail.com**

В результаті аналізу існуючих систем кондиціонування машинних відділень (МВ) установок автономного енергозабезпечення на базі газових двигунів (ГД) виявлено резерви підвищення їх ефективності, розроблені раціональні схемно-конструктивні рішення по вдосконаленню енерговитратних традиційних систем охолодження припливного повітря МВ в центральному кондиціонері. Згідно із запропонованим принципом локального повітропостачання [1] глибоке охолодження доцільне тільки для циклового повітря на вході ГД, а до інших джерел тепловиділень в МВ (електрогенератор, головки циліндрів двигуна і т.д.) можна подавати або вентиляційне повітря, або припливне повітря, охолоджуване в кондиціонері, в який подають холодну воду від АБХМ.

Для скорочення витрат холоду на кондиціонування циклового повітря ГД і підвищення ефективності його охолодження була розроблена схема системи двоступеневого кондиціонування повітря на вході в ГД. Особливістю такої системи є те, що повітря на вході в двигун охолоджується в двоступеневому повітроохолоджувачі (ПО). Повітроохолоджувач складається з високотемпературного ступеня ПО_{ВТ}, в який подається холодоносій-вода з температурою 7 °С від абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини (АБХМ), і низькотемпературного ступеня ПО_{НТ}, з температурою холодоносія-води 4 °С, охолоджуваної в парокompresорній холодильній машині (ПКХМ). При цьому зовнішнє повітря подають вентилятором спочатку в високотемпературний ступінь ПО_{ВТ}, де його температура знижується на величину $\Delta t_{\text{ПО.ВТ}} = 12 \dots 19 \text{ } ^\circ\text{C}$, а потім в низькотемпературний ступінь ПО_{НТ}, де воно охолоджується на величину $\Delta t_{\text{ПО.НТ}} = 5 \dots 7 \text{ } ^\circ\text{C}$, і через вологовідділювач подається на вхід в ГД з температурою 8 ... 10 °С.

На рис. 1 наведені поточні значення зниження температури припливного повітря $\Delta t_{\text{в}}$ в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{\text{нв}}$, після високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} $d_{\text{в1}}$ і низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} $d_{\text{в2}}$, питоме теплове навантаження високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} q_{01} , низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} q_{02} і всього ПО q_0 , зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням витрат потужності, відповідно і палива, на подолання аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р

Система зонального кондиціонування з двоступеневим охолодженням дозволяє ізолювати циклове повітря двигуна від повітря машинного відділення, що в свою чергу забезпечує збільшення глибини охолодження повітря і скорочення витрат холоду на кондиціонування припливного повітря за рахунок значного скорочення його витрати (від 60000 м³/год до 7500 м³/год).

З рис. 1 видно, що глибина охолодження припливного повітря становить $\Delta t_{\text{в}} = 8 \dots 24 \text{ } ^\circ\text{C}$. Це свідчить про більш високу ефективність охолодження припливного повітря в порівнянні з базовим варіантом і стандартними системами кондиціонування повітря МВ.

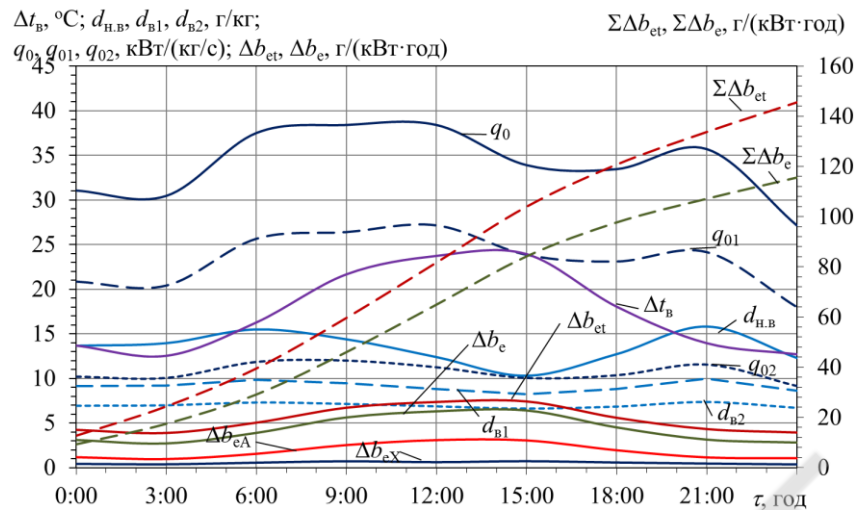


Рис. 1. Поточні значення зменшення температури зовнішнього повітря $\Delta t_{\text{в}}$ в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{\text{нв}}$, вологовмісту після високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} $d_{\text{в1}}$ і низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} $d_{\text{в2}}$; питомого теплового навантаження високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} q_{01} , низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} q_{02} і всього ПО q_0 ; поточне зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{eT} і сумарне $\Sigma \Delta b_{eT}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р

Слід зазначити, що зональна система кондиціонування дозволяє також в разі необхідності використовувати в якості циклового повітря ГД зовнішнє неохоложене повітря, яке подається ізолюваним каналам на вхід ГД. Пряма подача зовнішнього повітря допустима, коли його температура 10...18 °С та у разі дефіциту холоду, через його витрати на технологічні потреби. При цьому передбачене часткове або повне байпасування повітроохолоджувачів. Байпасування дозволяє скоротити аеродинамічний опір на величину $\Delta P = 280 \dots 490$ Па, зменшуючи тим самим споживання електроенергії вентилятором на 20 ... 25 %.

Висновки

Проаналізовано ефективність глибокого охолодження припливного повітря МВ автономної теплоелектростанції. Показано, що двоступенева охолодження припливного повітря холодною водою спочатку від АБХМ, а потім від ПКХМ з температурою відповідно 7 і 4 °С забезпечує в 1,4 ... 1,5 рази більше зниження температури повітря в порівнянні з традиційним охолодженням водою від АБХМ.

Використана література

1. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6. – С. 20-25.
2. Радченко Р.М., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки // Авиационно-космическая техника и технология, Харків, – 2014. – № 6. – С. 103–107

УДК 621.57

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВОСТУПЕНЕВОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ПІДПРИЄМСТВА ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Грич А.В., к.т.н., доцент без в.з. кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, artem.grich@gmail.com

Машинні відділення (МВ) автономних теплоелектростанцій на базі газових двигунів (ГД) відрізняються інтенсивними тепловиділеннями – від електрогенераторів, встановлених на ГД теплообмінників відведення теплоти на нагрів води, від корпусу самого двигуна, щитів управління і т.д., а також теплоприпливи в МВ ззовні, що призводить до підвищення температури повітря в МВ, звідки він надходить на вхід турбокомпресорів (ТК) наддуву ГД, і, як наслідок, до зниження паливної ефективності ГД. Тому припливне повітря МВ необхідно охолоджувати. У стандартних системах кондиціонування МВ установок автономного енергопостачання тригенераційного типу передбачено охолодження всього припливного повітря в центральних кондиціонерах (ЦК) з холодопостачанням від абсорбційних холодильних машин, утилізують скидну теплоту ГД. Однак при підвищених температурах зовнішнього повітря стандартні системи охолодження в ЦК не в змозі забезпечити необхідну температуру повітря на вході ГД через значні теплопритоки і великих обсягів приточного повітря. Крім того, глибина охолодження припливного повітря обмежена температурою холодоносія (холодної води від АБХМ) 7 °С.

Для більш глибокого охолодження припливного повітря розроблена двоступенева система охолодження припливного повітря з парокомпресорною холодильною машиною (ПКХМ), що служить для холодопостачання технологічних виробництв. Використання ПКХМ для кондиціонування МО вельми обмежена, особливо при дефіциті холоду на технологічні потреби.

З метою зведення до мінімуму споживання дефіцитного холоду від ПКХМ розроблена система двоступеневого охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГД з холодопостачання другого ступеня ПО₂ від каскадної абсорбційно-парокомпресорній холодильній машини (КАПКХМ) [1, 2]. При цьому конденсатор ПКХМ охолоджується холодоносієм від АБХМ. Система дозволяє підвищити холодопродуктивність компресора і холодильний коефіцієнт ПКХМ (від $\epsilon_k=3,1$ до $\epsilon_k=7$ згідно характеристик компресора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за рахунок зниження температури конденсації t_k від 45 °С до 20 °С.

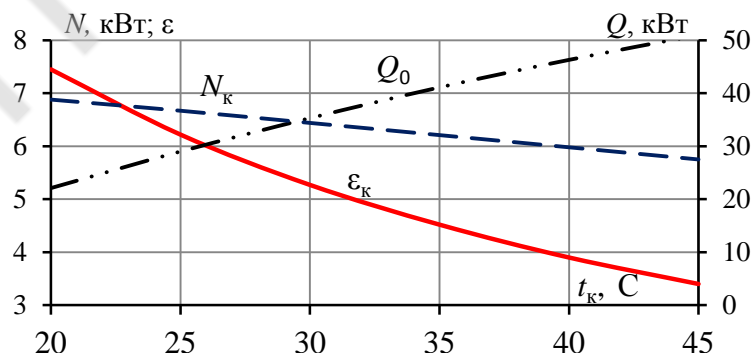


Рис. 1. Залежність холодильного коефіцієнта ϵ_k , споживаної електричної потужності N_k компресора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопродуктивності ПКХМ Q_0 від температури конденсації t_k .

Таким чином можна скоротити витрати електроенергії на привід компресора ПКХМ на 40 ... 50%.

На рис. 2 представлені результати розрахунку характеристик системи двоступеневого охолодження припливного повітря на вході ГД в КАПКХМ. Як видно з графіків, зниження

температури повітря становить $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вих.ПО.2}} = 14 \dots 26 \text{ }^\circ\text{C}$, що значно більше, ніж в базовому варіанті $\Delta t_{\text{ПО(60)}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{ПО.2}} = 5 \dots 13 \text{ }^\circ\text{C}$. Звідси можна зробити висновок, що застосування зональної системи кондиціонування з двоступеневим охолодженням повітря на вході ГД дозволяє збільшити глибину охолодження $\Delta t_{\text{ПО}}$ в півтора рази в порівнянні з базовим варіантом системи кондиціонування.

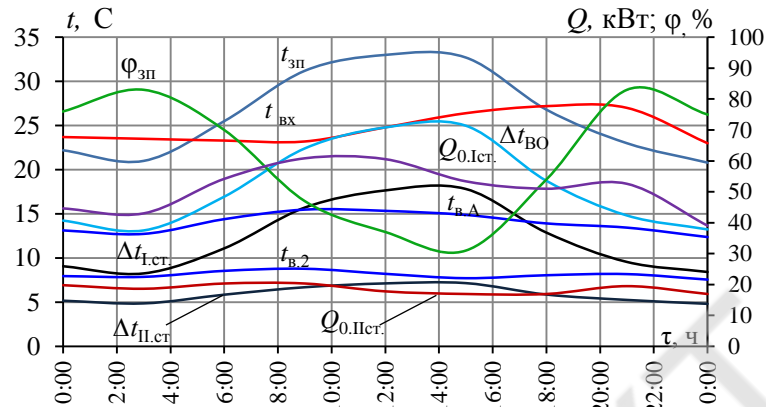


Рис. 2. Температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$, на вході ТК ГД $t_{\text{вх}}$ при заборі повітря із МВ, на виході з першого ступеня ПО₁ $t_{\text{ПО.1.ст.}}$, зниження температури повітря в ПО₁ $\Delta t_{\text{ВО.1}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{ПО.1.ст.}}$, на виході з другого ступеня ПО₂ $t_{\text{ПО.2.ст.}}$, зниження температури повітря в ступені ПО₂ $\Delta t_{\text{ПО.2}} = t_{\text{ПО.1.ст.}} - t_{\text{ПО.2.ст.}}$, повна глибина охолодження припливного повітря в двоступеневому ПО $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вих.ПО.2}}$ протягом доби при витраті повітря $35000 \text{ м}^3/\text{год}$, холодопродуктивності першого ступеня ПО₁ $Q_{0.1\text{ст.}}$ і другого ступеня ПО₂ $Q_{0.2\text{ст.}}$.

На рис.3 представлені поточні значення холодопродуктивності (теплого навантаження на ПО) і скорочення питомої витрати палива протягом доби.

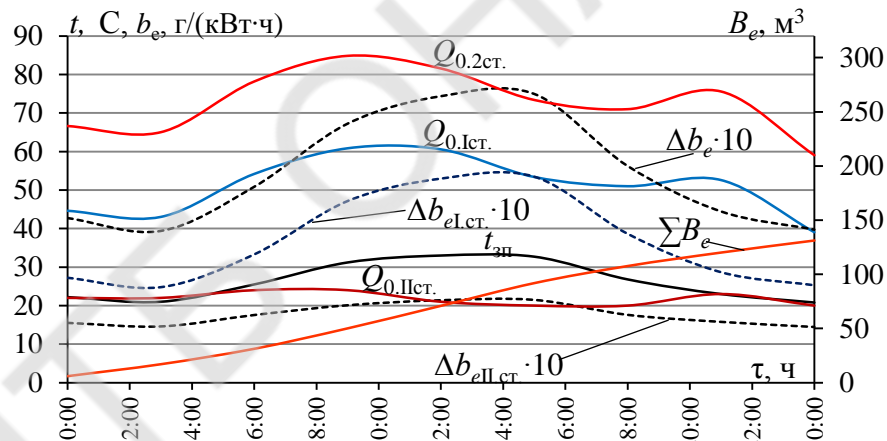


Рис. 3. Зміна холодопродуктивності першого ступеня ПО₁ $Q_{0.1\text{ст.}}$, другого ступеня ПО₂ $Q_{0.2\text{ст.}}$, сумарною холодопродуктивності ПО $Q_{0.ПО}$, повного теплового навантаження ПО $Q_{0.2\text{ст.}}$, Δb_e – скорочення питомої витрати палива, $\text{г} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, $\Sigma \Delta B_e$ – добова економія природного газу, м^3

Як видно, максимальне теплове навантаження складає близько 112 кВт, що на 68% менше, ніж в базовому варіанті ($Q_{0(60)} \approx 350 \text{ кВт}$), а навантаження на ПО зменшилася на 76%, що має велике значення в умовах дефіциту холоду на технологічні потреби.

Використана література

1. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. –2014. – № 6. – С. 20-25.

УДК 621.444:629.5.03-8

ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ЕЖЕКТОРНОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ З РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ГАЗІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГОЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

**Пирисунько М.А., викладач, Національний університет кораблебудування ім. адмірала
Макарова, Херсонська філія, Херсон, Україна
maximka1786@gmail.com**

Нове законодавство про викиди є основною рушійною силою в розвитку характеристик суднових двигунів. У минулому акцент робився на підвищенні ефективності двигуна, але з вступом в силу більш суворого законодавства акцент змістився в бік скорочення викидів, зокрема оксидів азоту (NOx) і оксидів сірки (SOx).

Найбільш жорсткі вимоги, що вироблені для районів контролю шкідливих викидів - Emission Control Areas (ECA), до яких сьогодні відносяться: Балтійське і Північне моря (ECA 1), прибережні води США і Канади (ECA 2), Середземне море (ECA 3), узбережжя Японії (ECA 4) і ряд інших акваторій [6; 7]. Процес створення екологічних зон незворотній, буде в подальшому посилюватися і поширюватися на інші регіони. Уже зараз це вносить значні зміни в діяльність судноплавних і бункерувальних компаній, збільшує витрати судновласників і підвищує фрахтові ставки. При цьому повинен бути знайдений баланс між екологічністю, безпекою, економічною ефективністю і технічною реалізацією рішень, що забезпечують виконання нових вимог.

Викиди забруднюючих речовин в атмосферу з суден великого розміру є ключовим фактором стану якості повітря в прилеглих районах до портів. На суднопластво приводиться 13 % щорічних викидів оксиду сірки в усьому світі. І хоча в 2020 році повинні вступити в силу нові глобальні правила перевезень для скорочення забруднення сіркою, її вміст в паливі все одно буде в 500 разів більше, ніж в автомобільному дизелі. На суднопластво також приводиться до 15 % світових викидів NOx і 3 % викидів CO₂, які, як очікується, значно збільшаться в найближчі 30 років. Це забруднення в значній мірі залишається непоміченим, тому що воно переважно відбувається далеко в морі, але судна в морських портах стали головною небезпекою забруднення на суші. Через екологічні проблеми Міжнародна морська організація (ІМО) випустила серію протоколів, що обмежують викиди, дозволені дизельними двигунами.

Нові обмеження на викиди судновими двигунами ставлять судновласників перед вибором можливих варіантів вирішення проблеми. Виконання вимог нового екологічного законодавства ще більше збільшить витрати на будівництво суден, що стимулює пошук нових технічних рішень, що відповідають екологічним стандартам при високій економічній ефективності.

Система рециркуляції відпрацьованих газів (EGR - Exhaust Gas Recirculation) є однією із перспективних методів зниження кількості шкідливих викидів судновими двигунами. Принцип роботи системи заснований на поверненні певної кількості відпрацьованих газів назад у впускний колектор. Далі, змішуючись з повітрям і паливом, впускні гази надходять назад в циліндри двигуна разом з новою паливо-повітряною сумішшю. Скорочення викидів NOx практично лінійне до степені рециркуляції відхідних газів [1-4, 7].

Рециркуляція забезпечується байпасування частини відхідних газів з наступних очищенням від шкідливих газів в скрубєрі та доохолодженням в теплообміннику-охолоджувачі газу.

Схемне рішення із застосуванням тепловикористовуючого контуру ЕХМ розглянуто для суднового малообертового дизельного двотактного двигуна MAN B&W марки 6G70ME-C9.5. Для аналізу параметрів системи рециркуляції та характеристик двигуна використовувався програмний комплекс CEAS фірми-виробника MAN [3]. Розрахунок проведено для наступних експлуатаційних характеристик двигуна (при умовах ISO): навантаження на двигун NMCR = 90 %; потужність N_e =

19656 кВт; частота обертання $n_e = 80,1 \text{ хв}^{-1}$; питома витрата умовного палива $g_e = 169,8 \text{ г/(кВт·год)}$. Система рециркуляції газів (EGR) зі скруббером і охолоджувачем газу відповідає умовам екологічності Tier III.

Розрахунок характеристик двигуна проводився на експлуатаційному режимі при рейсі суховантажного судна з Одеси (Україна) до міста Йокогама (Японія), що здійснювався в період з 01.07.2018 по 12.07.2018 р. Дані зміни кліматичних умов протягом рейсу (температура зовнішнього повітря $t_{п}$, температура забортної води t_w , вологовміст зовнішнього повітря $d_{п}$ і відносна вологість $\varphi_{п}$ від доби рейсу судна (Рис. 1).

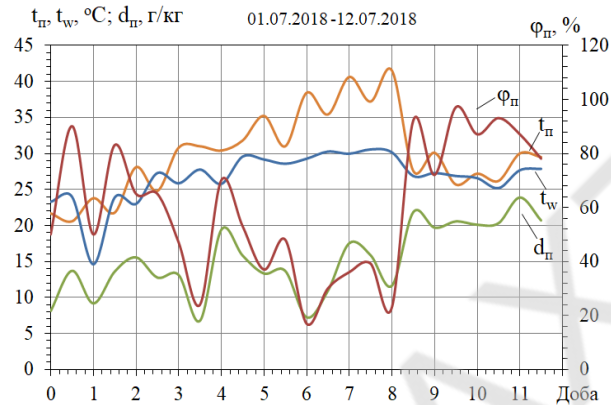


Рис. 1. Залежності температури зовнішнього повітря $t_{пв}$ і забортної води t_w , вологовмісту зовнішнього повітря $d_{пв}$ і відносної вологості $\varphi_{пв}$ упродовж рейсу судна Одеса- Йокогама

Параметри роботи тепловикористовуючого контуру на основі ЕХМ розраховувалися за відомими рівняннями та методикою, також за допомогою розробленого на кафедрі кондиціонування та рефрижерації НУК власного програмного комплексу.

Характеристики ЕХМ: холодоагент – R142b; температури кипіння у випарнику-охолоджувачі повітря $t_0 = 5-10 \text{ °C}$; кипіння в генераторі $t_g = 80-120 \text{ °C}$. Таким чином, для порівняльного аналізу обрано при наведених умовах для ЕХМ наступні показники теплового коефіцієнту: $\zeta = 0,3; 0,35; 0,4$.

Розроблено та проаналізовано схемне рішення із застосуванням тепловикористовуючої ЕХМ (Рис. 2). Система рециркуляції працює наступним чином: відхідні гази кількістю від 10 до 40 % через клапан з ресиверу відпрацьованих газів подаються в скруббер, де вони частково охолоджуються і очищуються при розпиленні води спеціальними форсунками. Потім гази охолоджуються в теплообміннику-охолоджувачі газу, конденсат відводиться в конденсатовідводнику, а очищений і охолоджений газ подається в вентилятором в повітряний ресивер, де він змішується із повітрям, що йде від турбокомпресора.

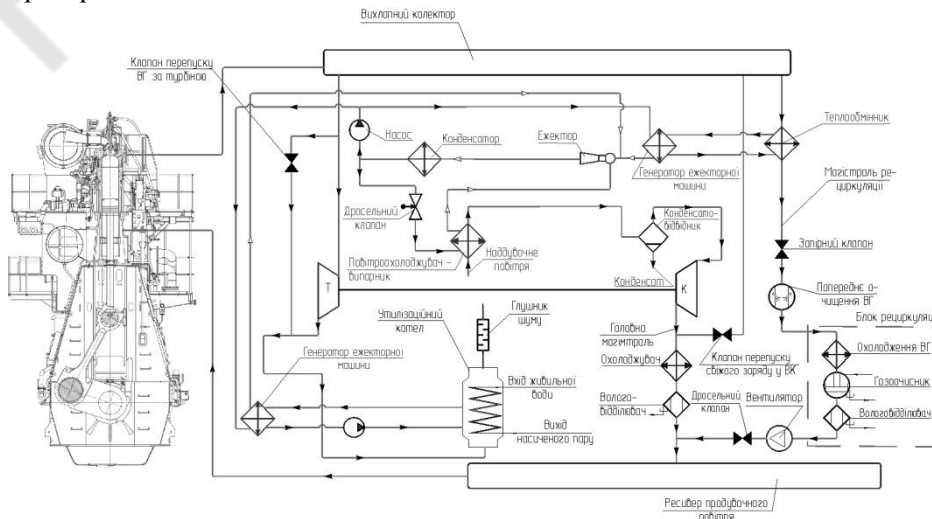


Рис. 2. Схема системи EGR з малообертового двигуна фірми MAN із тепловикористовуючою ЕХМ

Запропоновано відводити на генератор тепловикористовуючої ЕХМ теплоту рециркуляційних газів, при цьому генератор розташовується перед скруббером. Холод, що виробляється ЕХМ застосовується для охолодження повітря на вході в турбокомпресор (попереднє охолодження повітря ДВЗ).

Результати дослідження роботи тепловикористовуючої ЕХМ з різними тепловими коефіцієнтами $\zeta = 0,3; 0,35; 0,4$ показують, що холодопродуктивність (Рис. 3) складає: $Q_{0(0,3)} = 760\text{--}1070$ кВт ($\zeta = 0,3$); $Q_{0(0,35)} = 790\text{--}1110$ кВт ($\zeta = 0,35$); $Q_{0(0,4)} = 820\text{--}1150$ кВт ($\zeta = 0,4$). Теплове навантаження на генератор ЕХМ складає $Q_r = 590\text{--}860$ кВт при відповідному охолодженні газу в генераторі (перед скруббером) від температури $t_{r1} = 380\text{--}420$ °С до температури $t_{r2} = 180$ °С (прийнята із врахуванням небезпеки виникнення низькотемпературної сірчистоокислої корозії). Така ефективність ЕХМ дозволяє забезпечити зниження температури повітря перед турбокомпресором двигуна відповідно на: $\Delta t_{п(0,3)} = 4,1\text{--}11,9$ °С ($\zeta = 0,3$); $\Delta t_{п(0,35)} = 4,7\text{--}13,9$ °С ($\zeta = 0,35$); $\Delta t_{п(0,4)} = 5,4\text{--}15,9$ °С ($\zeta = 0,4$).

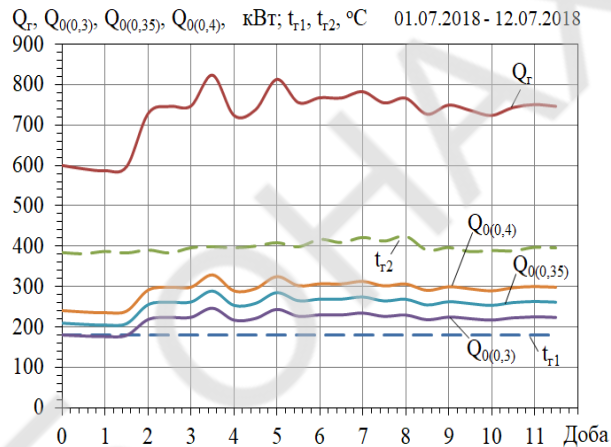


Рис. 3. Залежності температури відхідних газів на виході з колектору t_{22} , температури газів на виході з генератора холодильної машини t_{21} , теплового навантаження на генератор холодильної машини Q_r , холодопродуктивності випарника при різних теплових коефіцієнтах $Q_{0(0,3)}$, $Q_{0(0,35)}$, $Q_{0(0,4)}$ від доби рейсу судна

Зниження температури повітря на вході забезпечує зниження питомої витрати умовного палива (Рис. 4) відповідно: $\Delta g_{e(0,3)} = 0,4\text{--}1,3$ г/(кВт год) ($\zeta = 0,3$); $\Delta g_{e(0,35)} = 0,5\text{--}1,5$ г/(кВт год) ($\zeta = 0,35$); $\Delta g_{e(0,4)} = 0,6\text{--}1,7$ г/(кВт год) ($\zeta = 0,4$).

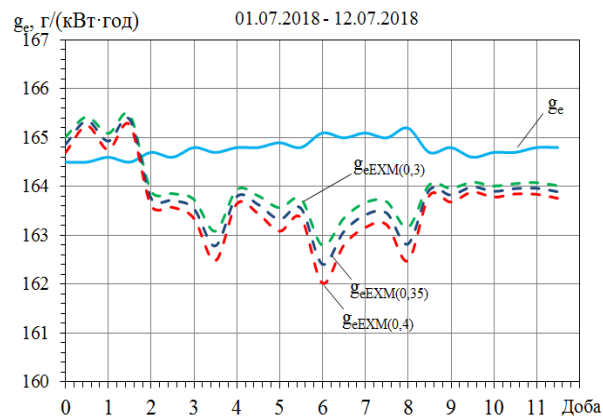


Рис. 4. Залежності питомої витрати умовного палива g_e , питомої витрати палива g_{eEXM} при охолодженні ежекторною холодильною машиною повітря на вході від доби рейсу судна "Одеса-Йокогама" при різних теплових коефіцієнтах $\zeta = 0,3; 0,35; 0,4$

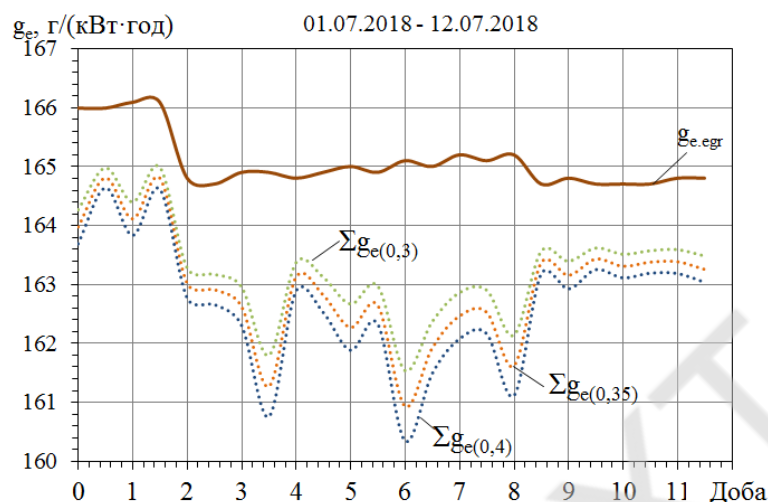


Рис. 5. Залежності питомої витрати умовного палива $g_{e,egr}$ двигуна з системою EGR, питомої витрати палива Σg_e при охолодженні ЕХМ повітря на вході та охолодженні рециркуляційних газів від доби рейсу судна "Одеса-Йокогама" при різних теплових коефіцієнтах $\zeta = 0,3; 0,35; 0,4$

Сумарний ефект від сумісного зниження температури повітря на вході та рециркуляційних газів відображається на питомій витраті умовного палива (Рис. 5) і складає: $\Sigma g_e(0,3) = 1,0\text{--}3,1$ г/(кВт год) ($\zeta = 0,3$); $\Sigma g_e(0,35) = 1,2\text{--}3,6$ г/(кВт год) ($\zeta = 0,35$); $\Sigma g_e(0,4) = 1,4\text{--}4,1$ г/(кВт год) ($\zeta = 0,4$).

Висновок. Запропоновано схемно-конструктивне рішення системи рециркуляції випускних газів суднового головного двигуна з використанням їх теплоти ежекторною холодильною машиною для охолодження повітря на вході. Ефект від використання теплоти рециркуляційних газів для охолодження повітря на вході про-аналізовано для двигуна фірми MAN 6G50ME-C9.6 з урахуванням змінних кліматичних умов на рейс судна "Одеса-Йокогама". Показано, що використання теплоти рециркуляційних газів ежекторною холодильною машиною дозволяє знизити температуру повітря на вході головного двигуна на 5–15 °С, сумарний ефект від сумісного зниження температури повітря на вході та рециркуляційних газів відображається на питомій витраті умовного палива складає 1,0–4,1 г/(кВт год).

Список літератури

1. Agarwal, D., Singh, S.K. and Agarwal, A.K., "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine", Applied Energy, 88 (8), - 2011. - 2900-2907.
2. Greenhouse Gas Emissions from Global Shipping, 2013–2015. The International Council on Clean Transportation.—October, 2017.— 38 p.
3. MAN Diesel Turbo, «CEAS Engine Calculations,» 2019. [Онлайновий]. Available: <https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas>.
4. MAN Diesel & Turbo, MAN B&W Two-stroke Marine Engines. Emission Project Guide [Online], available at: https://marine.man-es.com/applications/project-guides/2stroke/content/special_pg/7020-0145-09_uk.pdf. - Accessed 9 October 2018.
5. Ghosh, S. and Dutta, D., "The Effects of EGR on the Performance and Exhaust Emissions of a Diesel Engine Operated on Diesel Oil and Pongamia Pinata Methyl Ester (PPME)", International Journal of Engineering Inventions, 12 (1), - 2012. - 39-44. [Online], available at: <http://www.ijejournal.com/papers/v1i12/E01123944.pdf>

УДК 621.56

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ВИБУХОНЕБЕЗПЕЧНИХ БЛОКІВ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ТА РАДІУСІВ ЗОН МОЖЛИВИХ РУЙНУВАНЬ

Желіба Ю.О. к.т.н., доц.¹, Сливинська М.В. ¹, Климашенко Р.В. ¹, Желіба Т.О.²

¹Одеська національна академія харчових технологій.

²Одеський національний політехнічний університет.

Будь-який проект аміачної холодильної системи (АХС) на початковому етапі та під час розробки проектної документації й її експертизи проходить оцінку можливого впливу на життя і здоров'я людей, оцінюються екологічні та економічні наслідки можливих аварійних ситуацій та аварій. В роботі було проведено прогнозування рівня вибухонебезпечності блоків АХС [1] для аміачної холодильної системи ДО Комбінат «Прогрес», як об'єкта проектування.

Метою роботи була адаптація існуючих нормативних методик та власних, запропонованих раніше в проведених дослідженнях [2, 3, 4] для розрахунків енергетичного потенціалу блоків аміачної холодильної системи й аналіз отриманих результатів для прийняття технологічних рішень компоновки системи АХС.

Для розрахунку були прийняті такі допущення:

- АХУ розташована в приміщенні компресорного цеху та зовнішнього конденсаторного відділення;
- приміщення компресорної обладнано системою витяжної й аварійної вентиляції;
- ресивера ХС розташовані в обвалуванні та приміщенні машинного залу;
- на підприємстві встановлена система виявлення витоків аміаку, яка знижує ймовірність утворення аміачно-повітряної суміші (хмари) вибухонебезпечної концентрації у разі виникнення витoku холодоагенту з системи шляхом закриття автоматичних клапанів, що зменшує кількість пари, яка може взяти участь у можливому вибуху.

Результати прогнозування рівня вибухонебезпечності основного технологічного обладнання та окремих аварійних ситуації АХС зведені в таблицю 1.

Таблиця 1 – Характеристики максимальних рівнів вибухонебезпечності холодильного обладнання АХС

№ з/п	Найменування аварії	Е·10 ⁶ , кДж	Q _в	м, кг	м', кг	Радіус зони руйнування				
						R ₁ , м	R ₂ , м	R ₃ , м	R ₄ , м	R ₅ , м
Компресорний цех										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	Розгерметизація форконденсатора M10-BWFDR	4,44	7,89	96,51	48,25	3,4	5,1	8,8	25,2	50,4
2.	Розгерметизація випарного конденсатора* VCL-111-L-DSH	30,6	18,92	665,41	66,54	3,8	5,6	9,8	28	56
3.	Розгерметизація вертикального лінійного ресивера (V= 3,5 м ³)	42,8	20,96	904,12	237,79	9,5	14	24,5	70	140
4.	Розгерметизація вузла циркуляційний ресивер (V= 3,5 м ³) - аміачні насоси Hermetic 40/200/190 AGX4.5	11,4	13,62	247,96	65,21	3,8	5,4	8,82	25,2	50,4
5.	Розгерметизація дренажного ресивера (V= 5 м ³)	41,4	20,92	899,52	236,57	10,7	15,7	27,5	78,4	156,8
6.	Розгерметизація проміжної посудини (V= 4,14м ³)	11,4	13,62	247,95	65,21	3,8	5,4	8,82	25,2	50,4

7.	Конструктивна поломка поршневого двоступеневого однокорпусного компресорного агрегату V1100	0,07	2,5	1,54	0,41	0,4	0,6	1	2,8	5,6
8.	Розгерметизація мастилозбірника ($V=0,05\text{м}^3$)	2,94	8,66	63,91	16,81	2,1	3,1	5,4	15,4	30,8
9.	Розгерметизація повітроохолоджувача ISD 13-28SS	13,9	14,54	302,08	151,04	5,7	8,4	14,7	42	84

Примітки:

1. R1 - радіус зони 100% руйнування; R2 - радіус зони 50% руйнування; R3 - радіус зони сильних руйнувань; R4 - радіус зони часткових пошкоджень; R5 - радіус зони легких пошкоджень (вибите віконне скло); радіуси зон руйнування розраховані за величиною m' ;

E - загальний енергетичний потенціал вибухонебезпечності; Q_v - відносне значення енергетичного потенціалу вибухонебезпечності;

m' - маса пари аміаку, яка бере участь у вибуху; m - загальна маса горючої пари вибухонебезпечної парової хмари, приведена до умовної одиниці - питомої енергії згорання.

2. * - вибух аміачно-повітряної суміші на відкритому просторі не прогнозується.

Необхідно відзначити, що всі елементи системи вибрані авторами таким чином, що потрапляють у III категорію вибухонебезпечності ($Q_v < 27$), відносний енергетичний потенціал технологічної установки може бути оцінений рівним 20,96; категорія вибухонебезпечності об'єкта - III.

За результатами прогнозування прийнято, що у зв'язку з тим, що рівень вибухонебезпечності окремого обладнання АХС $Q_v > 10$, контур циркуляції аміаку повинен бути оснащений засобами автоматичного захисту з механічним і електричним приводами. Вони спрацьовують у разі припинення енергопостачання холодильної установки (аварійній зупинці або відключенні установки від електромережі в ручному режимі з щита управління) і поділяють холодильну систему на окремі технологічні вузли (блоки), визначені під час розробки схемного рішення за функціональним призначенням і виходячи з умов розміщення обладнання. З цією метою частина обладнання, а саме компресори та насоси, оснащені зворотними клапанами на трубопроводах подачі пари високого тиску та рідкого аміаку та соленоїдними клапанами Danfoss тип NC на подачі в проміжну посудину та циркуляційний ресивер. Установлена арматура з автоматичним дистанційним приводом (час спрацювання ≈ 12 с) дозволяє відсікти в автоматичному режимі, без участі обслуговуючого персоналу, потенційно небезпечні технологічні блоки у разі отримання сигналів від системи пожежної сигналізації, системи контролю загазованості приміщення, кнопок аварійної зупинки АХУ і т. п.

Згідно з виконаними розрахунками найбільш руйнівні наслідки можливого вибуху прогноуються під час утворення аміачно-повітряної суміші певної концентрації в приміщенні компресорного цеху, при створенні умов (відсутність протидії з боку обслуговуючого персоналу) для тривалого випаровування витоки холодоагенту. Такий розрахунок дозволяє виявити найбільш небезпечні блоки у холодильній системі та проаналізувати шляхи зменшення енергетичного потенціалу за рахунок зміни схемного рішення та його окремих елементів.

1. НАОП 1.3.00-1.01-88 "Загальні правила вибухонебезпечності для вибухопожежонебезпечних хімічних, нафтохімічних і нафтопереробних виробництв".
2. Сливинська М.В., Желіба Ю.О., Желіба Т.О. Аналіз існуючих методів і моделей розрахунку ступеня небезпеки та оцінки рівня ризику експлуатації промислових холодильних систем//Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». - Одеса: ОНАХТ, -2017. - с.78-80
3. Желіба Ю.О., Желіба Т.О., Сливинська М.В. Сучасні аспекти проектування та експлуатації аміачних холодильних установок//Матеріали XVII Всеукраїнської науково технічної

- конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології». - Одеса: ФОП Бондаренко М.О., - 2018. – с. 114-115.
4. Сливинська М.В., Климашенко Р.В., Желіба Т.О. Результати аналізу ступеня небезпеки та оцінки рівня ризику аміачних холодильних систем// Збірка тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», 23 - 24 квітня 2019 року. - Одеса: ОНАХТ, - 2019. – с. 170-172.

ІНТБ ОНАХТ

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ОХОЛОДЖУВАЧА НАПОЇВ

І.О. Константинов, аспірант ОНАХТ, e mail: ikonstantinov9@gmail.com

М.Г.Хмельнюк, проф. ОНАХТ

Торгове холодильне обладнання є невід'ємною складовою сучасної технології охолодження та зберігання продуктів харчування по всьому холодильному ланцюгу. Адже більшість продуктів харчування потребують дотримання правил зберігання для збереження товарного вигляду та якості. З підвищенням потреб споживача, холод використовується і для покращення умов споживання продуктів харчування та зручності їх продажу. Однією з даних одиниць техніки є охолоджувач для напоїв призначений для миттєвого охолодження та розливу напою, та його споживанню безпосередньо на місці продажу.

Була проведена робота по розробці та дослідженні охолоджувача напоїв.

Створена 3D модель та концепт конструкції охолоджувача конструкції рис. 1., на базі якої було розраховано та підібрано обладнання холодильної системи.

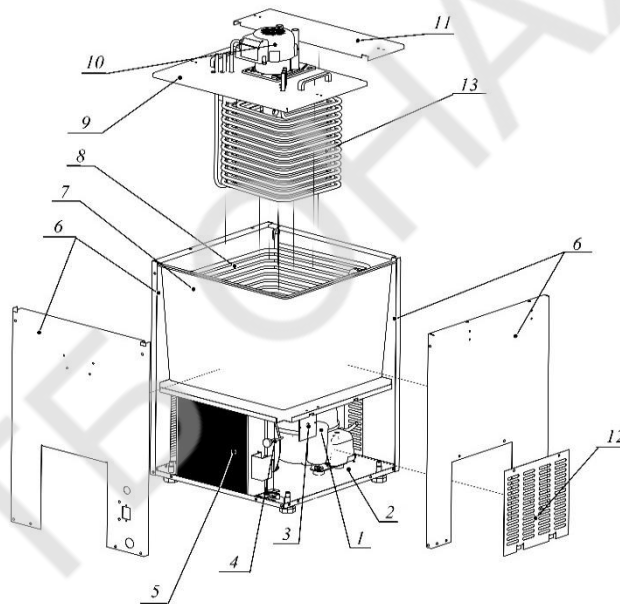


Рис. 1. Модель охолоджувача напоїв ON-90

1) компресор; 2) опора компресора; 3) термостат; 4) індикатор мережі; 5) конденсатор; 6) корпус; 7) резервуар теплоносія; 8) випарник; 9) несуча лядя; 10) насос (мішалка); 11) оглядова лядя; 12) решітка компресорного відсіку; 13) змієвик.

Основний принцип роботи охолоджувача води полягає в акумулюванні холоду завдяки заморожуванню льодового поля навколо випарника.

При виборі обладнання, довжина трубки випарника підбиралася відповідно теплоємності об'єму води (теплоносія) в резервуарі що дорівнює 30 дм³. Окрім цього враховано що вага льодового поля повинна складати 60-70 % об'єму холодоносія, тобто близько 17кг., підібрані габарити трубки випарника складає 8,9м. Випарник виконаний у вигляді спіралі.

В прототипі встановлений компресор Embraco Aspera EMT6165GK.

Встановлений безобслуговий конденсатор STFT 14221 фірми LU-VE з технічними характеристиками: 1000Wt, $\Delta T=15K$.

Підбір дроселюючого пристрою (капілярної трубки) проводився за допомогою програмного забезпечення DanCapTM фірми Danfoss.

Час який потрібен на заморожування льодового поля за нормами повинен складати близько 5 годин. Перший вихід на режим розробленого охолоджувача скрав 3 год. 29хв., але утворене льодове поле було нерівномірне та зменшувалося по висоті.

Зміна розміщення чутливого елемента термостату дозволила покращити показники роботи охолоджувача та створити рівномірне заморожування льодового поля. Створені умови в відході від температури точки роси на поверхнях ляд з нанесенням теплоізоляційного шару у вигляді екранованого пінопласту на внутрішню площу ляд.

Для проведення експерименту на переохолодження води було запропоновано два види намотки теплообмінних змієвиків. В першому випадку запропоновано теплообмінник з трьома контурами однакової довжини. Другий теплообмінник виконаний з 3-х контурів, кожен з яких має 14 витків але різний в ширині.

Експеримент проводився на кожному витку теплообмінників по чергово. Кожна частина тесту проходила в періоді однієї години з витратою охолоджуваної рідини 1.5 дм³/хв. Після проведення досліду, залишкове льодове поле розморожувалося, а робоча речовина в резервуарі охолоджувача підігрівалася до температури навколишнього середовища.

Результати проведеного експерименту наведені в таблиці.

Таблиця. Технічні характеристики роботи охолоджувача води.

Кількість напоїв (контурів)	3
Напруга	220В
Потужність	90л/год
Холодильний агент	R404a
Кількість холодильного агенту	330гр.
Кількість робочої речовини	30дм ³
Вага льодяного поля	17кг
Тип холодильного агрегату	Компресорно-конденсаторний
Номінальна потужність	550 вт
Час виходу на режим	4.5 год

Виходячи з отриманих результатів експерименту показано очевидну перевагу в продуктивності теплообмінника з різною теплообмінною площею, визначено місце розташування чутливого елемента термостата.

УДК 621.57

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОТИ ГОЗОВОГО ДВИГУНА В ХОЛОД ВИКОРИСТАННЯМ СТУПІНЧАСТОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ В ЕХМ І АБХМ

Остапенко О.В., канд.техн.наук., доц. каф. КіР
Грич А.В. канд.техн.наук., доц. каф. КіР
НУК ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв,
ostapenko.alex89@gmail.com

У руслі загальносвітової тенденції децентралізації енергопостачання все більший попит отримують установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, в яких скидна теплота привідних двигунів електрогенераторів трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами, а холод використовується на технологічні потреби і кондиціонування повітря різних об'єктів. Особливо перспективним є застосування для приводу електрогенераторів газопоршневих двигунів, що випускаються в когенераційному виконанні - зі штатними теплообмінниками, в яких скидна теплота відводиться на нагрів води (теплоносія), теплота якого в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромістолітєвою холодильною машиною.

Відповідно до існуючої схеми при температурі теплоносія, на виході з когенераційного модуля, що дорівнює 90°C , зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не 15°C , а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносій до температури на вході в ГД $t = 70^{\circ}\text{C}$, яка б забезпечувала підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градієнту аварійного скидання. Через відповідні втрати теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти газового двигуна в холод розглядалося на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м.Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в якому теплота випускних газів, надувої газоповітряної суміші, що охолоджує сорочку двигуна води і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромістолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні (рис.1).

З метою виключення зазначених втрат тепла, було запропоновано використовувати в системі утилізації додаткову тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину. Ежекторні ХМ відрізняються простотою конструкції, але їх ефективність роботи дуже сильно залежить від температури теплоносія на вході. Незначне падіння температури теплоносія призводить до значного падіння теплового коефіцієнта ЕХМ, в порівнянні з АБХМ. Тому ежекторний ступень запропоновано використовувати перед АБХМ щоб спрацювати в генераторі ЕХМ високопотенційне тепло теплоносія.

Згідно запропонованої схеми (рис.1) тепло теплоносія з температурою 90°C використовується в випарній частині генератора ЕХМ. Потім зі зниженою до 85°C температурою теплоносій подається в АБХМ в результаті чого на виході з АБХМ отримують теплоносій з температурою $\approx 72^{\circ}\text{C}$. Для дотримання умови підтримки температури зворотного теплоносія на вході в газопоршневої двигун не вище 70°C , решта надлишкового тепла теплоносія відводиться в економайзерною частиною генератора ЕХМ для проміжного нагріву рідини перед випарною частиною генератора.

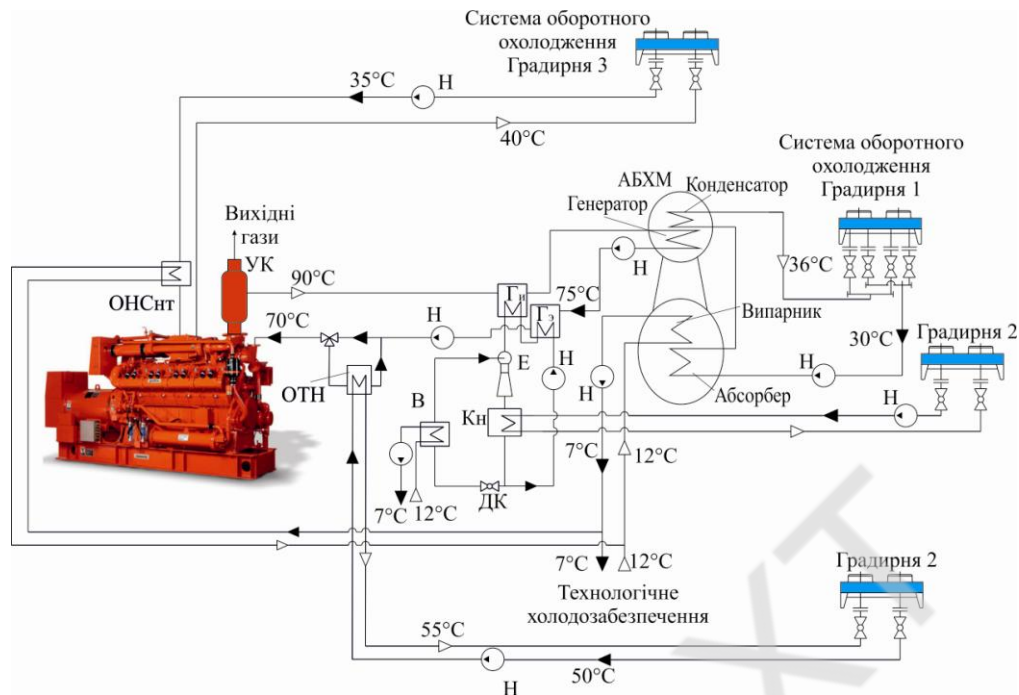


Рис.1 Схема запропонованої ступеневої системи трансформації скидного тепла ГПД в холод в ЕХМ і АБХМ: УК - утилізаційний котел; Гн, Ге - генераторна і економайзерная секції ЕХМ; ДК - дросельний клапан; Кн - конденсатор; В - випарник; Е - ежектор; градирня 2 - аварійного скидання тепла; ОТН - охолоджувач теплоносія; ОНСнт - охолоджувач надувної суміші; Н насос

Для запропонованої схеми були розраховані загальна холодопродуктивність, а також її складових - холодопродуктивності ЕХМ і АБХМ. При цьому було встановлено що, через використання частини теплоти теплоносія в генераторній секції ЕХМ перед АБХМ, і як результат зниження його температури, спостерігається зниження кількості теплоти використаного в АБХМ запропонованої схеми і трансформованого в холод. Але за рахунок додаткового холоду, одержуваного в ЕХМ, загальна холодопродуктивність трохи зростає.

Для запропонованої схеми системи трансформації скидного тепла ГД в холод були проведені розрахунки приросту холодопродуктивності при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ. Було встановлено що використання ЕХМ в запропонованій схемі системи трансформації скидного тепла ГД в холод доцільно при її тепловому коефіцієнті 0,15 і вище. Так як при тепловому коефіцієнті ЕХМ 0,14 НЕ буде приросту холодопродуктивності в порівнянні з базовою схемою системи.

Висновки:

Шляхом трансформації надлишкової теплоти, зазвичай скидається в атмосферу, в холод в ЕХМ можна збільшити холодопродуктивність установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, при можливості експлуатації ЕХМ з підвищеним тепловим коефіцієнтом. При цьому при значенні теплового коефіцієнта ЕХМ $\zeta = 0,4$ можна досягти 18% приросту холодопродуктивності системи в порівнянні з базовим її значенням.

Література.

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
2. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – Bucureşti, October 28, 2010. – 73 p.
3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

ДВОПОТОЧНА ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНА СИСТЕМА ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВОГО МОДУЛЯ

Остапенко О.В., канд.техн.наук., доц. каф. КіР

Грич А.В. канд.техн.наук., доц. каф. КіР

НУК ім. адмірала Макарова, м. Миколаїв,

ostapenko.alex89@gmail.com

Газові двигуни (ГД), що працюють на природному газі і альтернативних газоподібних паливах (біогаз і т.п.), знаходять все більш широке застосування в установках автономного енергозабезпечення. Провідні двигунобудівні фірми випускають когенераційні модулі - зі штатними теплообмінниками для отримання гарячої води або водяної пари за рахунок використання теплоти випускних газів, надувного повітря або газоповітряної суміші (ГПС), що охолоджує рубашку двигуна води і мастила [1, 2]. Хоча когенераційні модулі легко інтегруються в системи тепло- і холодопостачання конкретних об'єктів, однак аналіз енергетичної ефективності таких тригенераційних систем показує наявність втрат теплоти і обумовлену ними недовиробіток холоду через невідповідність температурних умов ефективної роботи термотрансформатора, найчастіше на базі абсорбційної бромістолітєвої холодильної машини (АБХМ), і когенераційного газопоршневого модуля.

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти ГД в холод розглядалося на прикладі тригенераційної установки автономного електро-, тепло- і холодопостачання заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м.Миколаїв, Україна). Тригенераційна установка включає 2 когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), Теплоота гарячої води трансформується абсорбційною бромістолітєвою холодильною машиною (АБХМ) AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні.

При температурі зворотної (охолодженої) води на виході з АБХМ, наприклад $t_{зв} = 75...80^{\circ}\text{C}$, тобто вище її специфікаційного значення $t_{зв,сп} = 70^{\circ}\text{C}$ на вході в теплообмінники ГД, що забезпечує оптимальний тепловий стан ГД, частина зворотної води охолоджується в охолоджувачі зворотного теплоносія (ОТН) з відведенням надлишкової теплоти в атмосферу градирнею 2. Повертати надлишкову теплоту в АБХМ недоцільно через її знижений температурний рівень, $t_{зв} = 75...80^{\circ}\text{C}$, в порівнянні з специфікаційною температурою гарячого теплоносія на вході АБХМ: $t_{г,сп} = 90...95^{\circ}\text{C}$, оскільки зниження температури гарячого теплоносія на вході АБХМ викликає погіршення ефективності трансформації тепла в холод - зниження теплового коефіцієнта ζ , що представляє собою відношення отриманого холоду до витрат тепла.

При цьому, втрати теплоти, тобто теплота, відведена від зворотного теплоносія після АБХМ в атмосферу градирнею 2 аварійного викиду через недоцільність його подачі в ГД з температурою $t_{г}$ вище 70°C , вельми значні і становлять приблизно 30 % її загальної кількості отриманої від ГД, що свідчить про наявність резервів вдосконалення системи трансформації скидний теплоти ГД в холод шляхом скорочення цих втрат.

Для скорочення цих втрат була розроблена система трансформації скидного тепла газового двигуна в холод ежектроною і абсорбційною бромістолітєвою холодильними машинами. Схема системи приведена на рис. 1

Метою використання двохпоточної системи є підвищення температури теплоносія на виході з УК. Так для схеми з одною АБХМ при розподіленні витрат зворотного теплоносія 60/40%, тобто 40% від базової витрати подається після АБХМ безпосередньо до УК в обхід ОТН, а 60% подається в ОТН

де надлишкове тепло скидається в атмосферу і після цього теплоносієм з температурою $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ подається на охолодження вузлів ГД, можна досягти температури на виході з УК $95\text{ }^{\circ}\text{C}$, що дозволяє збільшити тепловий коефіцієнт АБХМ, і незначно підвищити кількість теплоти відведеної від теплоносія в генераторі АБХМ і як наслідок збільшити базову холодопродуктивність установки. Запропонована схема включає також ЕХМ, випарна секція генератора ЕХМ якої розташована на гілці теплоносія, який йде від ГД перед АБХМ, а економайзерна секція - після АБХМ. Схема запропонованої системи трансформації показана на рис. 1

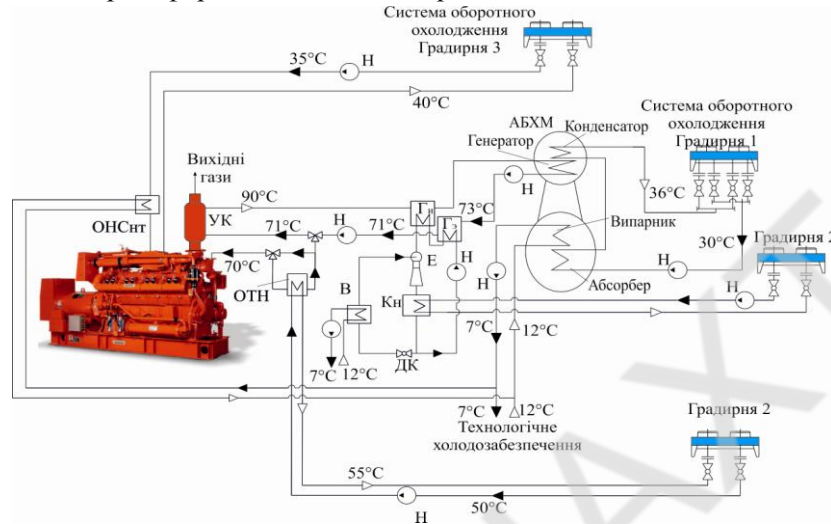


Рис. 1 – Схема розробленої системи трансформації теплоти ГПД в холод в ЕХМ і АБХМ з двопоточною подачею зворотного теплоносія: УК – утилізаційний котел; ОТН – охолоджувач теплоносія; Н – насос; Е – ежектор; В – випарник; Кн – конденсатор; Г – випарна і економайзерна секції генератора пари високого тиску ЕХМ; ДК - дросельний клапан

Так як зі збільшенням теплоти використаної в генераторі ЕХМ зменшується температура зворотного теплоносія на вході в ГПД, то були проведені розрахунки зміни температур на вході і виході з основних елементів системи залежно від кількості використаної теплоти в ЕХМ (рис.2), по якій можна визначити оптимальне навантаження на ЕХМ

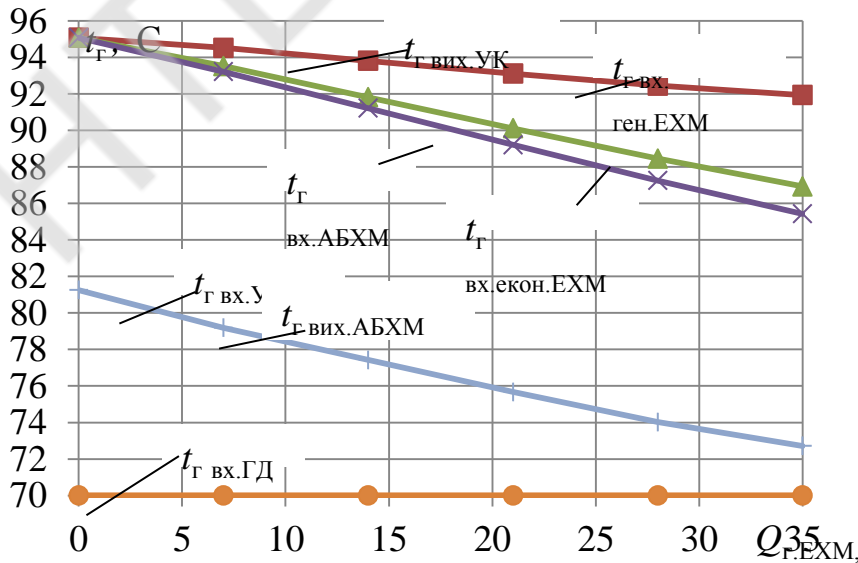


Рис. 2 – Температури теплоносія на вході і виході основних елементів системи трансформації в залежності від кількості використаної теплоти в ЕХМ

$t_{2\text{ вих.УК}}$, $t_{2\text{ вих.ген.ЕХМ}}$ – температура на виході з УК і вході в генераторну секцію ЕХМ;

$t_{2 \text{ вх. АБХМ}}$ – температура на вході в АБХМ; $t_{2 \text{ вх. екон. ЕХМ}}$, $t_{2 \text{ вих. АБХМ}}$ – температура на виході з АБХМ, вході в економізерну секцію ЕХМ; $t_{2 \text{ вх. УК}}$ – температура потоку з 40% витратою від загального на вході в УК; $t_{2 \text{ вх. ГД}}$ – температура потоку з 60% витратою від загального на вході в ГПД

Як видно з рис 2 при використанні 20% загальної теплоти від ГД в ЕХМ, можна отримати ефективність роботи базової АБХМ і додатково приріст холодопродуктивності від ЕХМ (7% від базової при $\zeta_{\text{ЕХМ}} = 0,2$ або 14% від базової при $\zeta_{\text{ЕХМ}} = 0,4$) .. Але через наявність двопоточної схеми присутні також втрати теплоти (так як крім зростання температури теплоносія на виході з КК спостерігається зростання температури зворотного теплоносія, і потреби зниження її до необхідності 70 ° С, які складають 15% теплоти від ГД в разі використання в ЕХМ 20% загальної теплоти від ГД в ЕХМ. У спробі знизити ці втрати і збільшити використання теплоти в ЕХМ спостерігається зниження температури теплоносія на вході АБХМ і як наслідок зниження теплоти використовуваної і трансформованою в ній в холод. В результаті сумарна холодопродуктивність АБХМ і ЕХМ знижується.

Висновки:

Шляхом трансформації частини надлишкової теплоти, зазвичай скидається в атмосферу, в холод в ЕХМ можна збільшити холодопродуктивність установки трансформації скидного тепла ГПД використовуючи двопоточні подачу зворотного теплоносія. При цьому важливо вибрати оптимальне значення теплоти теплоносія, що використовується в ЕХМ, при якому можна домогтися максимальної сумарної продуктивності ЕХМ і АБХМ.

Література.

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
2. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – București, October 28, 2010. – 73 p.
3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

УДК 6212.564

MODIFICATION OF SHIP'S THERMAL INSULATION STRUCTURES IN ACCORDANCE WITH REGULATIONS' REQUIREMENTS FOR THE FROZEN PRODUCTS TRANSPORTATION IN ORDER TO IMPROVE REFRIGERATION SYSTEM EFFICIENCY.

M.G. Khmel'nyuk, Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Refrigeration and Air Conditioning, ONAHT.

Yalama V.V. graduate student ONAHT c.Odesa

The main reason for the increased energy costs of the marine refrigeration system is the failure to meet the current requirements for the transportation of heat-insulating structures, one of which is the size of the lids of the cargo areas, the location of the insulation in the premises.

There are 1,100 refrigerated vessels in the world at the beginning of the 2000s. Shipbuilding companies have been stopped to build these types of vessels (fishing vessel) for about 20 years now due to the lack of the transportation needs for the large amount of the same cargo type. Fishing vessels are engaged in the extraction of fish products far from the port water area and it is too costly to send to the port not fully loaded vessel [1,2]. Therefore, ships which were built for these needs – Reefer Vessel (RV). A RV is a refrigerated cargo vessel for transportation of commodities in temperature-controlled conditions. This can be fish, meat, vegetables or dairy products. Reefer vessels store the goods in storage holds under deck, in insulated holds. The holds are arranged so, it meets the conditions (humidity and temperature) for the commodity that is transported. Some reefer vessels have freezing holds for transportation of frozen goods. Reefer vessels can either have a side-loading system, a hatch-system with derricks and cranes or it can be a refrigerated container ship.

And since the number of the planet's population is growing [3] the need for the transportation of quality goods is growing too. After the collapse of the USSR and the beginning of privatization processes, the fishing industry for East European countries was stagnated. Many of Reefer Vessels left without quality technical maintenance. RV owners need to employ energy efficiency projects with minimum capital costs and payback period to get profit from fishing.

It is considered, for example, reefer vessel "Penguin" with the storage holds under deck frozen cargo - 4000 tons, energy consumption by compressors (3 pcs. screw) -350 kW, ship length – 100 m, width - 16 m, deadweight – 5000t. Navigation area - Equator and Arctic. Also, the vessel is intended for the transportation of containers in shafts of holds, as it is shown in Fig. 1.



Fig.1 Reefer Vessel "Pingyin".

The loading time of RV is increased from 3 days to 1 month. Instead of continuous operation, loading is carried out in small batches restricted by daytime; at the end of each working day, when RV still need to spend the energy to refrigerate empty storage holds to get ready for loading. In own turn it increases energy costs and net cost of frozen cargo. Although according to the Regulations for the transportation of perishable products the refrigeration system able to freeze 4000 tons of fish products to the temperature of not more than -18°C , accordingly, the heat load on the evaporators of each deck is limited by these parameters. The amount of cargo transported has faded into the background, giving way to the cost of transportation (in other words, if it is more profitable to supply with half-loaded fish (2000 tons) cargo

capacity of the vessel, with reduced time for transportation, owner is ready for it while this process requires extra costs due to the need to refrigerate empty storage holds. RV expends the motor resources of working equipment, electricity as well. There are new markets in third world countries. The nearest fish receiving ports do not correspond to the capacity of unloading bulk cargo terminal of the vessel, thereby any delay with unloading process results in defrosting fish. Instead of temperature floating from -18°C to -24°C , in the body of the fish actual temperature reaches -14°C , which is not permissible according to the regulations for the transportation of perishable products. At the end of each working day when it is required to start a refrigeration system, the system pick loads in several times higher than the standard operation mode. It not only enormous necessary energy costs but it adversely affects the quality of the transported frozen fish, respectively, on its cost.

If we consider the design of cargo spaces Fig.1. you can see that the size of the upper tween deck cover occupies 80% of its area. There is no heat-insulating overlap between the hold twins. Initially, such a technical solution was made to save the capital cost of the vessel for shipbuilding companies and to increase the unloading speed due to the work of several cargo handling machines at the same time. Unloading process was carried out 24/7 with fully-load of RV.

Today, with half-loaded (2000 tons) RV, it is still necessary to spend the extra energy to refrigerate empty storage holds, not only during loading and unloading processes, but also for the transportation time from the fishing place to the portside or to the Floating Seafood Processor. It requires about 50% more electricity consumption from the standard for the entire period of cargo delivery.

To solve the faced problem, it does not require huge funds or time for project deployment. Not more than to build thermal insulation between deck ceilings to separate the storage holds under deck into separate thermal zones. Thermal insulation campaigns offer PPU (polyurethane foam) in cylinders for spraying on any prepared surface. PPU is sprayed between stiffeners of decks. It is possible to prepare the surface for spraying with a minimum number of crew members (sailors, boatswain). It is possible to build this type of thermal insulation in almost any shipyard around the world. Required time for building insulation layers about 5-7 days to be done for each deck of RV, almost immediately (1 day) after work done, RV can proceed with the further operations. Having solved the internal thermal insulation issue make it possible to smoothly increase the load on the refrigeration machine, but also during transportation of frozen goods especially long-term, to reduce 2-4 times the operating costs. There is still an open question about the size of the cargo compartment covers. To reduce the area, it is required to cut a smaller hole in existing covers to install a fastener and restore damaged parts of the thermal insulation after these operations. But such a solution requires prolonged time, and another budget with qualified personnel to perform required work. Now, to reduce the influence of external factors on transported frozen goods, the holds are covered with polyethylene or other similar material through the covers.

Literature and references.

1. [1] http://korabley.net/news/rybolovnye_suda/2010-07-28-612
2. [2] http://korabley.net/news/typy_sudov_otechestvennaja_klassifikacija/2011-03-18-801
3. <http://www.fao.org/3/a-i5555r.pdf>
4. [3] <https://www.vestifinance.ru/articles/41515>
5. Коробейник А.В. Технология переработки и товароведение рыбы и рыбных продуктов
6. В.А. Загоруйко А.А. Голиков Судовая холодильная техника 2000
7. СНиП 2-23-81 Стальные конструкции
8. <https://www.parliament.uk/documents/commons-committees/Exiting-the-European-Union/17-19/Sectoral%20Analyses/22-Maritime-and-Ports-Report.pdf>
9. Справочник СПС 2018 - http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp11/ATP_publication/2017/ATP-2017r_Handbook.pdf
10. Емельянов Н.Ф. Устройство, конструкция и элементы теории судна 2002

ВИКОРИСТАННЯ ІМЕРСІЙНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ БІНАРНИМ ЛЬДОМ НА М'ЯСОКОМБІНАТАХ

Зімін О.В., доц., к.т.н.,
Одеська національна академія харчових технологій

Охолодження тушок птиці після патрання, є важливим етапом переробки птиці на птахофабриці. Це необхідно, щоб знизити кількість мікроорганізмів в тушці птиці до безпечного рівня, а також збільшити терміни зберігання охолодженої продукції.

В найкращому варіанті необхідно охолодити тушку птиці з температури $+38^{\circ}\text{C}$ до $+4^{\circ}\text{C}$ або нижче за 1-2 години. Для відводу такої кількості тепла, особливо при виробничих потужностях великих птахофабрик, коли продуктивність забійного цеху по переробці птиці може доходити до 10-15 тисяч голів на годину, необхідні потужні та дорогі холодильні агрегати і системи.

На даний момент у всьому світі на птахофабриках застосовуються три основних види післязабійного охолодження тушок птиці:

- Повітряне охолодження на рамах (пірамідах) тушок птиці;
- Повітряно-крапельне охолодження на конвеєрі тушок птиці;
- Водне (імерсійне) охолодження в резервуарах з крижаною водою тушок птиці.

Дані види охолодження відрізняються в першу чергу за капіталовкладеннями птахофабрик в обладнання і за характеристиками і якістю продукції по закінченню процесу охолодження тушок.

Систему з льодогенераторами бінарного льоду, які виробляють рідкий желеподібний лід з температурою -1°C ..- 3°C , можна використовувати при водному (імерсійному) способі охолодження на птахофабриках [1]. Використання бінарного льоду замість крижаної води дозволяє значно інтенсифікувати процес охолодження продукту, що приводить к скороченню часу обробки продукту. Це дозволяє зменшити початкові капіталовкладення в придбання нових систем занурювального водного охолодження тушок птиці або збільшити продуктивність вже наявних систем водного (імерсійного) охолодження на птахофабриках.

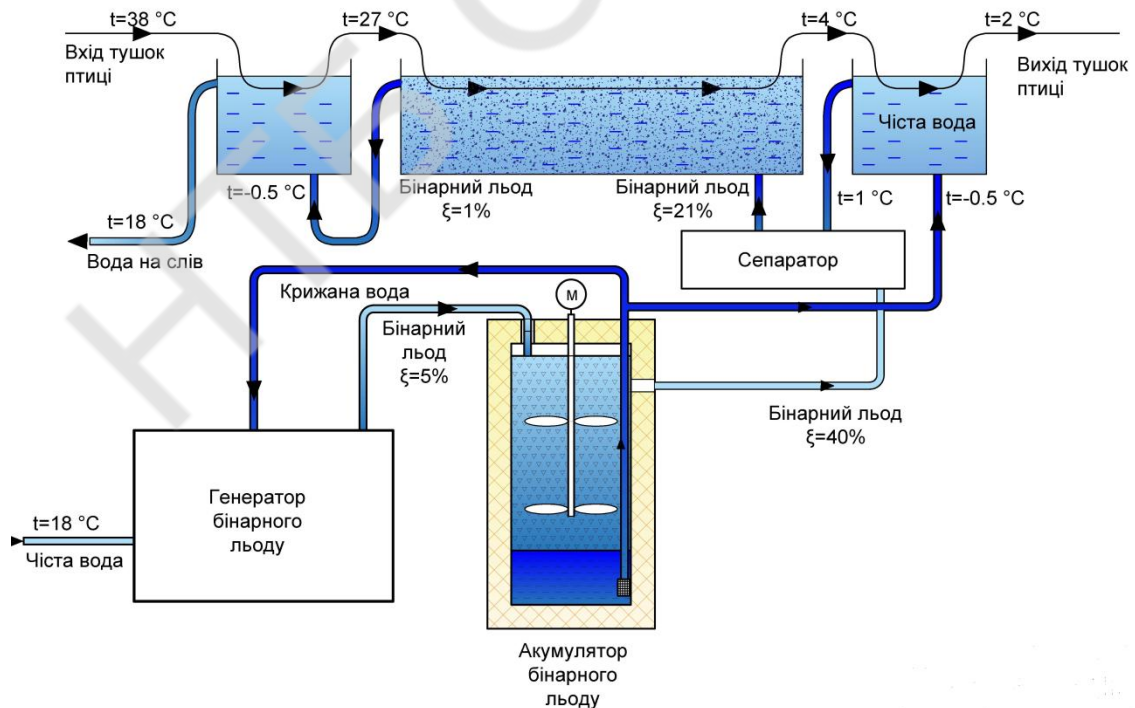


Рис. 1 – Технологічна схема імерсійного охолодження з бінарним льодом

Технологічна схема імерсійного охолодження з бінарним льодом, яку було розроблено, представлено на рисунку 1.

Проведено техніко-економічний порівняльний аналіз систем охолодження звичайної та з використанням бінарного льоду.

Висновки:

- система з охолодженням бінарним льодом потребує більше капітальних вкладень, але при достатньо високій продуктивності підприємства термін окупності становить близько двох років;
- так як час охолодження бінарним льодом у 1.5 рази менш чім крижаною водою, при тому ще температура продукту на виході нижче, якість продукту значно поліпшується;
- максимальна можлива продуктивність підприємства зростає, при цьому не потрібні додаткові шнекові ванни охолодження;
- потреба в чистій воді знижується у 3 рази, а основне навантаження по потребі енергії можливо перевести на нічний період, з використанням 3-х зонної тарифікації.

Література

1. Зімін О.В., Лар`яновський С.Й. – К питанню використання бінарного льоду як холодоносія. – Матеріали I Міжнародної науково-технічної конференції "Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації" Частина II: м. Миколаїв, 5-6 листопада 2008 р. – с.255-260

УДК 621. 564.

МОЖЛИВОСТІ ВИКОНАННЯ ЗАВДАНЬ ПАРИЗЬКОЇ УГОДИ ТА ПОПРАВКИ КІГАЛІ ДЛЯ HVAC&R СЕКТОРУ УКРАЇНИ

Хмельнюк М.Г. д.т.н., проф. ОНАХТ
Ткач С.В. магістрант ОНАХТ

За оцінками IIR, загальна кількість систем охолодження, кондиціонування повітря та теплових насосів, що працюють у всьому світі, становить приблизно 5 мільярдів. Світовий річний обсяг продажу такого обладнання становить приблизно 500 мільярдів доларів. Понад 15 мільйонів людей працюють по всьому світу в холодильній галузі, яка споживає близько 20% від загальної кількості електроенергії, яка використовується у всьому світі. Приведені статистичні дані, підкреслюють важливість галузі охолодження, яка, як очікується, зростатиме в наступні роки через збільшення потреб в охолодженні в багатьох сферах та глобальне потепління. Холодильна промисловість відіграє головну і зростаючу роль у сучасній світовій економіці і в житті людини рис.1, причому великий внесок у сферу харчування, здоров'я, енергетики та навколишнього середовища, які політики повинні краще враховувати.



Рис.1 Вплив холодильного агента

Паризька угода [1] покликана прийти на зміну Кіотському протоколу в період після 2020р, яка вступила в силу в 2016 році, та Україна стала однією з активних учасників цієї угоди. З аналізу Національного кадастру України вперше представлений звіт по зниженню викидів парникових газів при зростанні показників внутрішнього валового продукту, але навіть таке досягнення не є показовим у зв'язку з поставленими цілями декарбонізації для України.

Згідно з прогнозу [Technavio](#) [2] енергоефективні системи HVAC&R на світовому ринку мають сегмент Рис.2. Україна наподлегливо працює з метою досягнення поставлених завдань.

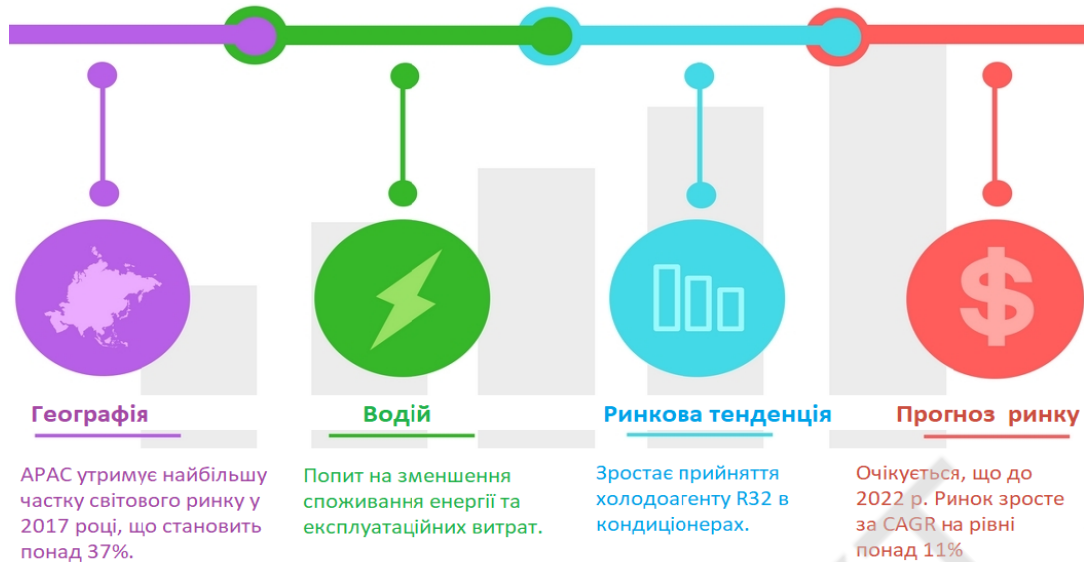


Рис.2 Глобальний ринок енергоефективних систем HVAC&R

Цілі України, відповідно Паризької угоди та адаптованими нормативами з екологічної безпеки, передбачають знизити зростання викидів парникових газів майже вдвічі від сьогоденного рівня. Для виконання Паризької угоди Україні необхідно скоротити викиди CO² до 60% від рівня 1990 р. Фактичні показники викидів CO² [4] [5] в 2015р склали 32% від рівня 1990-го. Енергетичний потенціал України і потенціал щодо зниження антропогенного впливу на навколишнє середовище на ряду з розвитком інноваційних технологій, використанням чистих джерел енергії, поновлюваних джерел енергії, енергоефективності, як ресурсу, відкриває широкі можливості для роботи об'єднаних команд (університети + промисловість) з досліджень і розробок та залучення інвестування. В даний момент сектор обігріву, вентиляції, кондиціонування повітря і холодильної промисловості (HVAC&R) ставить серйозні завдання, зайняти лідируючі позиції в Україні по декарбонізації, вирішити екологічні завдання, пов'язані з потенційним впливом холодоагентів на виснаження озонового шару і глобального потепління. Після поетапного відмови від озоноруйнівних хлорфторуглеродів (ХФУ) і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФУ) промислові системи HVAC&R використовують гідрофторвуглеці (ДФУ), такі як R134a і R410A, що становить близько 2% від загального обсягу викидів парникових газів (ПГ) в Україні в 2011 році (еквівалент 119 мільйон метричних тон CO²). З досліджень ОНАХТ Рис3.

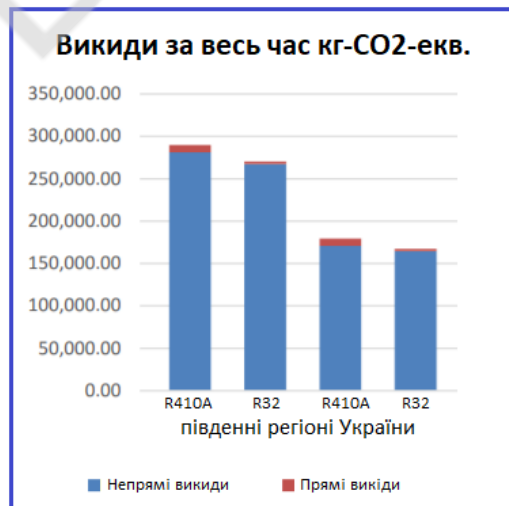


Рис.3 LCCP для циклів R410A і R32

Прогнозує, що національні викиди ГФУ в Україні збільшаться на 54% до 2020 року і на 109% в 2030 році (в порівнянні з рівнем 2011 року). Державна політика спрямована на забезпечення можливості впровадження альтернативних холодоагентів з низьким потенціалом глобального потепління. R32 має 0ODP, і є легкозаймистим (класифікація A2L). Обидва R410A і R407A

[3] складаються з незаймистих сумішей холодоагентів, які включають R32. Оскільки R32 має набагато нижчий ПГП, ніж у цих сумішей, він оцінюється для використання в якості чистої рідини в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, незважаючи на минулі побоювання з приводу займистості. Слідуючи тенденціям країн Азії, Європи, Нової Зеландії, Австралії, Україна розглядає перехід систем кондиціонування і ТН на використання R32 в якості холодоагенту. При розрахунках наочно підтверджується, що властивості R32 і XL(DR)55 дозволяють їх використання в якості заміни R410A. R290 і R1234ze (E) можуть служити альтернативою для заміни R134a. Для систем кондиціонування повітря і ТН всі перераховані альтернативні холодоагенти обіцяють підвищити ефективність і знизити GWP в порівнянні з R410A.

Оскільки галузь HVAC&R в Україні прагне реалізувати холодоагенти зі зменшеним впливом на навколишнє середовище, доступний необмежений вибір робочих рідин. 1234 R32 для застосування у промислових системах був би більш простим, ніж розподіл нової суміші холодоагенту. R32 має значно менший потенціал глобального потепління, ніж багато використовуваних сьогодні холодоагентів; його GWP на 68% нижче, ніж у R410A. Крім того, були представлені певні докази того, що системи ОБК R32 можуть працювати ефективніше, ніж їх колеги R410A, а перехід може мати істотний вплив на енергетичний ринок та навколишнє середовище. R32 має потенціал для зменшення прямих і непрямих викидів систем ОБК і Р, зменшуючи тим самим вплив на навколишнє середовище та експлуатаційні витрати на опалення та охолодження

Список літератури

1. UNEP, 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. Retrieved March 19, 2015, from http://ozone.unep.org/Assessment_Panels/TEAP/Reports/RTOC/RTOC-Assessment-report-2010.pdf.

2. Глобальний ринок енергоефективних систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря <https://www.businesswire.com/news/home/20180208005515/en/Global-Energy-Efficient-HVAC-Systems-Market-->

3.(2) ADEME, AFCE, UNICLIMA, EReIE, Cemafruid, MINES ParisTech Armines. Alternatives to high GWP HFCs In Refrigeration and Air conditioning applications, December 2013. Retrieved October 15, 2015, from http://www.cemafruid.fr/doc_telechargement/Rapport_alternative_HFC_ENG.pdf

4. IPCC/TEAP Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System.

5. IEA HPP, Heat pumps can cut global CO₂ emissions by nearly 8%. Retrieved April 13, 2015 from www.heatpumpcentre.org. IEA Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, Order No. HPC-BR6

УДК 621.565.2

ЗАТУХАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОЇ ХВИЛІ В КОНТЕЙНЕРАХ З ПІДВИЩЕНОЮ ТЕПЛОВОЮ ІНЕРЦІЄЮ СТІНОК

Мирончук Ю. А., провідний науковий співробітник ЖВІ імені С. П. Корольова, м. Житомир,
Томчик О. М., м. н. с. ПНДЛ ХТ, ОНАХТ, м. Одеса, fierysplash@ukr.net,
Хмельнюк М. Г., професор, зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря
ОНАХТ, м. Одеса

Основною умовою збереження якості плодоовочевої продукції під час її холодильного зберігання і транспортування є термостабілізація продукту при правильному виборі температурного режиму і забезпечення мінімальних відхилень температури від нього. При цьому основна складність полягає в мінімізації коливань температури повітряного середовища холодильних камер під впливом таких різноманітних чинників як сезонні, добові і випадкові коливання метеорологічних параметрів атмосферного середовища, вантажні роботи в камерах, тимчасове припинення роботи холодильного обладнання, та ін. Спроби мінімізації коливань температури повітряного середовища в камерах за рахунок автоматизації холодильних установок через нерівномірність розподілу локальних теплопритоків і непередбачуваний характер конвекції при проведенні внутрішньокамерних робіт нашоухуються на необхідність здійснення локально розподілених впливів на температуру повітряного середовища холодильних камер, що вимагає затратних і громіздких технічних рішень. Таким чином, актуальною є проблема пошуку технічно простих і ефективних рішень для термостабілізації продукту.

Перспективним напрямком мінімізації впливу коливань температури повітряного середовища холодильної камери на температуру продукту є застосування теплового буфера, розташованого на шляху теплового потоку між повітряним середовищем холодильної камери і продуктом. Для цього продукт закладають в контейнери, стінки яких мають підвищену теплову інерцію [1, 2, 3].

Для можливості широкого впровадження в практику холодильного зберігання і транспортування плодоовочевої продукції в контейнерах з підвищеною тепловою інерцією стінок потрібне створення методики проектування таких контейнерів. Теоретичною основою такої методики є теорія теплостійкості, закладена О. Є. Власовим і розвинена в роботах А. М. Шкловера [4], В. М. Богословського [5], та ін. Вона широко застосовується в будівельній теплофізиці для розрахунків теплових режимів будівель і споруд. У цій теорії аналітичні методи детально розроблені для розрахунків теплових хвиль в плоских багат шарових стінках при гармонічних коливаннях температур і теплових потоків.

У холодильних камерах коливання температури повітряного середовища далекі від гармонічних, мають змінну періодичність. Геометричні форми продуктів істотно відрізняються від плоских об'єктів. У зв'язку з цим необхідне дослідження можливості і умов застосування теорії плоских гармонічних теплових хвиль для виконання інженерних розрахунків і обґрунтування конструкційних параметрів при проектуванні контейнерів з підвищеною тепловою інерцією стінок.

Як метод дослідження прийнято математичне моделювання нелінійної задачі нестационарної теплопровідності числовими методами. Зовнішня нелінійність визначається нестационарністю температури повітря холодильної камери. Внутрішня нелінійність визначається залежністю інтенсивності теплоти дихання продукту від його температури. При відсутності фазових переходів усередині продукту можна знехтувати незначною залежністю його теплофізичних властивостей від температури.

Дослідження в цілому передбачає два основних етапи. Перший етап – це розробка і дослідження числової моделі системи «продукт – контейнер – камера», геометричні параметри якої найкращим чином відповідають умовам застосування теорії теплостійкості для плоских теплових хвиль при

гармонічних коливаннях температур і теплових потоків. Основним завданням цього етапу є встановлення ступеня стійкості, збіжності та апроксимаційності прийнятих числових методів математичного моделювання порівнянням результатів числових і аналітичних розрахунків.

На другому етапі передбачається розробка і дослідження числової моделі системи «продукт – контейнер – камера», параметри якої найкращим чином відповідають реальним геометричним формам плодоовочевих продуктів і негармонічному характеру коливань температури повітряного середовища в холодильних камерах.

На сьогодні виконано перший етап досліджень.

Реалізована математична модель системи «продукт - контейнер - камера», в якій нелінійна задача нестационарного теплообміну вирішується методом кінцевих різниць за явною квазілінійною схемою. Виходячи з основного завдання першого етапу, формою продукту прийнята необмежена пластина. Теплообмін між продуктом і повітряним середовищем холодильної камери моделюється за схемою «виділення тепла дихання продукту – теплопровідність усередині продукту – конвективна тепловіддача від поверхні продукту до повітря всередині контейнера – теплопровідність через повітря всередині контейнера – конвективна тепловіддача від повітря до внутрішньої поверхні стінки контейнера – теплопровідність через багат шарову стінку контейнера – конвективна тепловіддача від зовнішньої поверхні контейнера до повітря холодильної камери». Коливання температури повітря в камері прийняті синусоїдальними, з постійним періодом. Коефіцієнти конвективної тепловіддачі зовні і всередині контейнеру прийняті сталими. Стінка контейнера в модель закладена двошарова, з можливістю задавати теплофізичні властивості матеріалів окремо для кожного шару – це дозволяє моделювати наявність в стінці несучого шару і шару теплоакumulюючого матеріалу.

При проведенні обчислювальних експериментів задавались значення параметрів початкових і граничних умов, після чого виконувався запуск моделюючої програми на розрахунок до завершення перехідних процесів у модельованій системі. Критерієм завершення перехідних процесів виступає досягнення рівності середньоінтегральних (за період) значень теплових потоків «тепловиділення всередині продукту від дихання» = «тепловий потік з поверхні продукту до повітря всередині контейнеру» = «тепловий потік від зовнішньої поверхні контейнеру до повітря холодильної камери».

Після завершення перехідних процесів середньоінтегральна (за період) температура дихаючого продукту встановлюється на рівні

$$\bar{t}_{ПР} \approx \bar{t}_{КАМ} + q_{ДИХ} \cdot \Sigma R_i \quad (1)$$

де ΣR_i - сума термічних опорів на шляху теплового потоку від продукту до повітря холодильної камери, включаючи термічний опір проходженню теплового потоку всередині продукту.

Досліджували вплив параметрів стінки контейнеру на інтенсивність затухання температурної хвилі при її переході від повітряного середовища холодильної камери через стінку контейнера і повітряне середовище всередині контейнера до зовнішньої поверхні продукту. Величину затухання визначали як відношення амплітуди коливань температури повітря в камері до амплітуди коливань температури поверхні продукту (після завершення перехідних процесів).

Величину затухання амплітуди температурної хвилі зручно розглядати як добуток затухання при переході температурної хвилі від повітря камери до внутрішньої поверхні стінки контейнеру на затухання при переході від внутрішньої поверхні стінки контейнеру до поверхні продукту.

$$\gamma = \gamma_{СТ} \cdot \gamma_{П.ПР} \quad (2)$$

Кожна із цих складових залежить від різних параметрів системи «продукт - контейнер - камера». Тому поділ загального затухання на дві складові дозволяє досліджувати кожен з них окремо та визначити фактори, які дозволяють оптимізувати значення кожної з них.

Величина затухання амплітуди температурної хвилі при її переході через багат шарову стінку контейнеру визначається термічними опорами кожного з шарів та коефіцієнтами теплозасвоєння їх матеріалів S , які визначаються теплофізичними властивостями матеріалів і періодом T коливань температури

$$s = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot C \cdot \rho \cdot \lambda}{T}} \quad (3)$$

Затухання амплітуди температурної хвилі при її переході від повітря камери до внутрішньої поверхні стінки контейнеру через розглянуту в даному випадку двошарову стінку може бути розраховане за відомою формулою, запропонованою А. М. Шкловером для інженерних розрахунків затухання плоских температурних хвиль в багатошарових стінках. Ця формула наближена, і розрахунок по ній дає дещо завищені результати, про що зазначено в [4].

$$\gamma_{CT} = e^{\left(\frac{\sum R_s}{\sqrt{2}}\right)} \times \frac{s_1 + \alpha_{КАМ}}{s_1 + Y_1} \times \frac{s_2 + Y_1}{s_2 + Y_2} \times \frac{Y_2 + \alpha_{КОНТ}}{\alpha_{КОНТ}} \quad (4)$$

$$\text{де: } Y_1 = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + \alpha_{КАМ}}{1 + R_1 \cdot \alpha_{КАМ}}, \quad Y_2 = \frac{R_2 \cdot s_2^2 + Y_1}{1 + R_2 \cdot Y_1};$$

R_1, R_2 - термічні опори шарів стінки контейнеру.

Згідно з наведеними формулами, на величину затухання температурної хвилі впливають також і значення коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки контейнеру. При зниженні інтенсивності тепловіддачі затухання збільшується.

Затухання амплітуди температурної хвилі при її переході через повітряний прошарок від внутрішньої поверхні стінки контейнеру до поверхні продукту визначається коефіцієнтом теплозасвоєння продукту і термічним опором на шляху теплового потоку

$$\gamma_{П.ПР} = 1 + s_{ПР} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{КОНТ}} + \frac{\delta_{ПОВІТРЯ}}{\lambda_{ПОВІТРЯ}} + \frac{1}{\alpha_{КОНТ}} \right) \quad (5)$$

З цієї формули випливає, що для збільшення затухання необхідно вживати заходи щодо зниження інтенсивності тепловіддачі в зазорі між поверхнею продукту і внутрішньою поверхнею стінки контейнеру. Також можливе збільшення ширини зазору, але цей шлях не виправданий, оскільки знижується вантажомісткість контейнера.

Розбіжність між результатами числового моделювання і аналітичних розрахунків по (4, 5) залежить від величини теплової інерції стінки $D = \sum R_s$ і при виконанні для кожного шару умови $D \geq l$ не перевищує 5%, що з врахуванням наближеності формули (4) свідчить про належні збіжність та апроксимаційність застосованого числового методу. Це дає підстави для переходу до другого етапу досліджень, на якому планується врахування реальних форм рослинних продуктів і врахування негармонічного характеру коливань температури повітря у холодильній камері.

Література

1. Кочетов В. П., Томчик Е. Н. Хранение растительной продукции с применением новых упаковок с повышенной тепловой инерционностью // Холодильна техніка і технологія. 2010. № 6 (128). С. 53-56.
2. Кочетов В. П., Томчик Е. Н. Упаковки с повышенной тепловой инерционностью для хранения растительной продукции // Пищевая промышленность (Россия). 2014. № 1. С. 16-19.
3. Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. Зниження енергетичних витрат при роботі холодильного обладнання під час зберігання соковитої рослинницької сировини // Холодильна техніка та технологія. 2018. Вип. 5, Т. 54. С. 23-30.
4. Шкловер А. М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961, 160 с.
5. В. Н. Богословский. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): учебник для вузов. М.: Высшая Школа, 1982. 415 с.

УДК 621.5 (536.7)

АНАЛИЗ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА КРУПНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ТОРГОВЛИ

Фуркало С. В.,

В. П. Данько, к.т.н., доцент, КубГТУ, Краснодар, vladislav.danko@mail.ru

Проблема бесперебойной работы холодильного оборудования возникает на всех предприятиях общественного питания, а также торговых объектах таких как магазины, супермаркеты и склады. Данная проблема обусловлена финансовыми потерями в связи с порчей и списанием продукции и товаров.

На крупных предприятиях решение с бесперебойной работой оборудования нашли путем установки холодильных централей, а также установкой дополнительного (резервного) оборудования. При таком решении требуются большие финансовые затраты, наличие площадей, для расположения данного оборудования, а также постоянное нахождение на объекте квалифицированного персонала для контроля за исправностью оборудования и быстрого ремонта оборудования в случае его остановки [1, 2, 3, 4].

Малые предприятия такими ресурсами не обладают, и зачастую оборудование обслуживается только во время поломки.

Основными видами холодильного торгового оборудования на малых предприятиях являются: витрины, холодильные горки, среднетемпературные бонеты, низкотемпературные бонеты, лари, холодильные шкафы [5].

Основными поломками торгового холодильного оборудования являются:

1. Утечки хладагента;

2. Выход из строя пускового конденсатора электродвигателя компрессора и вентилятора конденсатора;

3. Межвитковое замыкание электродвигателя компрессора.

Рассмотрим причины и методы предотвращения данных поломок.

1. Утечки хладагента

На холодильном торговом оборудовании данный вид поломки встречается реже чем остальные, т.к. мест потенциальных утечек в оборудовании не много. В основном утечки происходят из-за заводских браков, реже из-за внешних факторов.

К заводским бракам можно отнести утечка на паянном соединении и утечка в запененной части теплообменного оборудования связанное с качеством устанавливаемых производителем материалов. Данный вид утечек проявляет себя, в основном, после длительной эксплуатации оборудования, т.к. эти утечки являются минимальными и в большинстве случаев не ремонтпригодными.

Ко внешним факторам относятся утечки хладагента связанные с использованием острых предметов, при оттайке оборудования, или неаккуратного обращения с ним, что приводит к деформации составляющих оборудования.

В связи с тенденциями рынка, производители пытаются максимально удешевить конструкцию оборудования, что и приводит к увеличению количества случаев данного вида поломок. Методов предотвращения данного вида поломок, кроме аккуратного обращения с оборудованием, у потребителя нет.

2. Выход из строя пускового конденсатора электродвигателя компрессора и вентилятора конденсатора

В связи с установкой на холодильное торговое оборудование более мощных компрессоров, чем на бытовые компрессоры, для плавного пуска на компрессоры холодильного торгового оборудования устанавливаются пусковые конденсаторы с различными емкостями. Также конденсаторы устанавливают на вентиляторы обдува конденсаторов для обеспечения плавного пуска и вращения. Происходит немало случаев взрыва пусковых конденсаторов, а также сгоранию компрессоров из-за эксплуатации компрессоров с неисправным пусковым конденсатором.

К потере емкости пускового конденсатора может привести несколько факторов, а именно: заводской брак, длительность эксплуатации, плохой контакт и тяжелый пуск электродвигателя.

Если на заводской брак повлиять не возможно, а сроки эксплуатации заводы изготовители не указывают, то на остальные факторы повлиять можно обычным проведением технического обслуживания оборудования, где в перечень работ обязательно должны быть включены протяжка и обжимка электроконтактов.

3. Межвитковое замыкание электродвигателя компрессора

К данному виду поломки приводит либо отклонения в электроснабжении объекта, либо отсутствие технического обслуживания оборудования.

Основными причинами отклонений в электросетях могут быть: молнии, неправильные регулировки на подстанциях или чрезмерно высокое потребление напряжения потребителями. Сгорание происходит при кратковременном увеличении напряжения выше 1000 В либо длительной эксплуатации электродвигателя при низком напряжении, ниже 200 В, что приводит к прогоранию клея и соприкосновению витков обмотки электродвигателя, изменению сопротивления обмотки и, как следствие, быстрый нагрев биметаллической пластины в пуско-защитном реле которое отключает компрессор.

При отсутствии технического обслуживания оборудования на конденсаторе собирается пыль, паутина и т.д., что приводит к засорению конденсатора и ухудшению теплообмена. При плохом теплообмене, в конденсаторе хладагент конденсируется хуже, что приводит к повышению давления и повышенной нагрузке на компрессор после чего обмотка электродвигателя нагревается и через некоторое время компрессор сгорает.

Для минимизации количества межвитковых замыканий электродвигателей являются источники бесперебойного питания, в районах где происходят частые перепады напряжения, и регулярное техническое обслуживание оборудования.

Большинство поломок можно избежать проводя техническое обслуживание оборудования в которое войдут работы по очистке теплообменного оборудования и протяжке и обжимке электроконтактов.

1. Физические основы низкотемпературной техники и холодильной технологии / Данько В.П., Карнаух В.В., Кудрин А.Б., Радионенко В.Н. // Донецк-Краснодар, 2016.

2. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое тепломассообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / Данько В.П. // Инженерная физика. 2017. № 11. С. 70-75.

3. Комбинированные солнечные системы теплоснабжения и кондиционирования воздуха / Дорошенко А.В., Данько В.П. // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 2011. № 26. С. 517-522.

4. Физика / Данько В.П. // Краснодар, 2017.

5. Изучение гидродинамических режимов работы тепломассообменных аппаратов с подвижной насадкой / Данько В.П., Диянова С.Н., Абазян А.Г. // Прикладная механика и техническая физика. 2018. Т. 59. № 4 (350). С. 110-116.

153. УДК 669.162.1.

ВПЛИВ ХОЛОДОАГЕНТІВ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

Шумський О.А., магістрант ОНАХТ

Міньков Г.В., магістрант ОНАХТ

Терзійський С.С., бакалавр ОНАХТ

Яковлева О.Ю., доц.каф.ХУКП, ОНАХТ, osarja@gmail.com

Зменшення впливу на навколишнє середовище холодоагентів теплових насосів (ТН) теж є метою дослідження для пошуку ефективного холодоагенту з бажано низьким потенціалом глобального потеплення (GWP). Характеристики холодоагентів дозволяють ТН працювати і використовувати відновлювану енергію для вироблення корисного тепла та холоду. Але ті характеристики холодоагентів, які задовольняють клієнта несуть поряд собою можливі токсичність, горючість, вибухонебезпечність, або вони можуть діяти, як парникові гази з певним GWP. Жодне представлених питань не є важливим, поки холодоагент працює всередині пристрою. Результатом є підвищена увага до розробки високоякісних конструкцій компаніями – виробниками ТН, до кваліфікації монтажників, що мають сертифікати та ліцензію на проведення робіт з демонтажу системи та заправці певного ряду холодоагентів (R717, R744, вуглеводні). Потрапляючи в навколишнє середовище, холодоагент може мати негативний вплив на атмосферу.

У таб.1 порівнюються найпоширеніші холодоагенти, які сьогодні використовуються з точки зору їх потенціалу глобального потепління. Більшість житлових приміщень, які сьогодні розгорнуті, використовують вуглеводні, а в теплових насосах великих / промислових розмірів частіше використовується природні холодоагенти (аміак, пропан, CO²). Використання вуглеводнів у Європі регулюється законодавством, нормативними актами (ЄС 517/2014) [1]. Безперервне поступове зменшення доступності паливних газів буде проводитися до 2030 року. Вплив на їх доступність та на цінову політику починають реалізовуватися на ринку холодоагентів вже сьогодні.

Таблиця 1. Холодоагенти, які використовуються з доступним низьким GWP (адаптовано з Bizzet)

Найменування холодоагенту	Група	Горючість	Клас безпеки	GWP (AR 4)
R32	HFC	легка	A2L	675
R125	HFC	ні	A1	3500
R134A	HFC	ні	A1	1430
R152A	HFC	да	A2	124
R245FA			B1	1030
R404A	HFC	ні	A1	3922
R407C	HFC	ні	A1	1774
R410A	HFC	ні	A1	2088
R1234YF	HFO	да	A2L	4
R1234ZE	HFO	да	A2L	7
R448A	HFO	ні	A1	1387
R449A	HFO	ні	A1	1397
R290PROPANE	Вуглеводні	висока	A3	3
R600	Вуглеводні	висока	A3	3
R717	Аміак	ні	B2L	0
R744	Вуглекислий газ	ні	A1	1

Що в свою чергу примушує працювати над пошуком альтернативних холодоагентів для галузі теплових насосів. Доступні на ринку розчини представляють собою нові суміші з більш нижчим GWP, однак ці речовини, як правило, принаймні слабо вогнебезпечні. Інші варіанти - природні холодоагенти, такі як пропан і бутан (легкозаймистий), аміак (токсичний) або вуглекислий газ (з високим робочим тиском).

Найбільша частка викидів від будь-якої системи з опалення та охолодження виходить від енергоресурсів, які використовуються для роботи системи. З метою уникнення антропогенного впливу на навколишнє середовище від врахування екологічних наслідків рішень до прийняття рішень використовують LCA – оцінку життєвого циклу системи з опрацюванням директив 2011/92/EU [2] відома як "Оцінка впливу на навколишнє середовище" та 2001/42/EC [3] відома як "Стратегічна екологічна оцінка". Спільний принцип обох Директив полягає в тому, щоб забезпечити застосування планів, програм та проектів, які можуть мати істотний вплив на навколишнє середовище, проходження їх екологічної оцінки до затвердження або дозволу. Консультації з громадськістю є ключовою особливістю екологічних оцінок, що і бажано застосовувати в Україні.

На Рис. 1 показано порівняння викидів протягом життєвого циклу системи з використанням різних нагрівальних розчинів. Припущення ідентичні тим, які наведені в таблиці 1. Для простоти дослідження в ТН передбачається використовувати лише один холодоагент (R410A), за винятком останнього стовпця, де подальший сценарій ТН з новим холодоагентом з низьким GWP (при $GWP < 1$) також використовується зелена електроенергія (викид CO_2 дорівнює 15). Це реалістичний наслідок постійного озеленення суміші електроенергії та зменшення використання поточних холодоагентів.

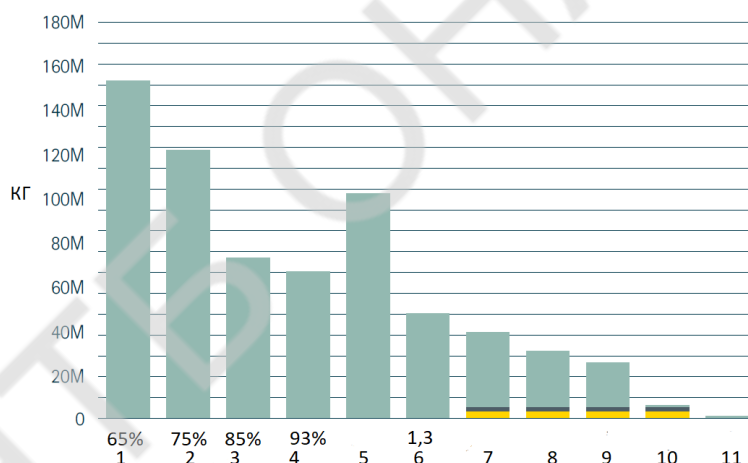


Рис.1 Вплив на навколишнє середовище протягом життєвого циклу системи:

1 – бойлер на вугіллі; 2 – бойлер на нафті; 3 – газовий бойлер; 4 – газовий конденсаційний бойлер; 5 – бойлер на електриці; 6 – газовий ТН (η 1,3); 7- ТН $sCOP3$; 8 – ТН $sCOP4$; 9- ТН $sCOP5$; 10- ТН $sCOP4$ зелена енергетика; 11- ТН $sCOP4$ низьке GWP, зелена енергетика.

- - викиди з використаної енергії в процесі експлуатації;
- - витік холодоагенту в кінці терміну служби (% від заправки холодильного агента);
- - витік в процесі експлуатації.

(Адаптовано з ЕНРА [4])

Швидке скорочення викидів від електрики надає більший вплив на викиди ТН на основі життєвого циклу, ніж на використання холодоагентів з низьким GWP. Це також показує, що навіть ТН з найнижчою в даний час допустимою ефективністю мають більш низькі викиди, ніж навіть найкраща система спалювання викопного палива.

Отже, ключовим завданням для промисловості є розробка продуктів і процедур, які зводять втрати холодоагенту до мінімуму шляхом проектування і виробництва високоякісних герметично закритих вузлів. Монтажники ТН та інші фахівці які працюють з цими системами повинні мати навички з демонтажу та заправки системи холодоагентом.

З екологічної точки зору, вже використання існуючих холодоагентів - при правильному зверненні - сприяє зниженню викидів парникових газів, що прискорюється з кожним кроком скорочення викидів від електрики. Таким чином, слід мати на увазі, що першочерговим завданням при вирішенні проблеми зміни клімату є скорочення викидів CO² в атмосферу, а не заборона існуючих холодоагентів. З галузевої точки зору дослідження та розробка альтернативних холодоагентів низьким або нульовим GWP, що застосовуються в ефективних системах теплового насосу, повинні бути кінцевою метою впровадження технології нагріву та охолодження майже з нульовими викидами - як з боку робочого тіла, так і з боку його експлуатації.

Література

1. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006 Text with EEA relevance. [on-line resources] URL: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=OJ%3AJOL_2014_150_R_0008
2. Directive 2011/92/EU of the European Parliament and of the Council of 13 December 2011 on the assessment of the effects of certain public and private projects on the environment Text with EEA relevance [on-line resources] URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32011L0092>
3. Directive 2001/42/EC of the European Parliament and of the Council of 27 June 2001 on the assessment of the effects of certain plans and programmes on the environment relevance [on-line resources] URL: <https://eur-lex.europa.eu/search.html?qid=1568620184025&text=2001/42/&scope=EURLEX&type=quick&lang=en>
4. European Heat Pump Association. [on-line resources] URL: <https://www.ehpa.org/>

УДК 621.59

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ РОТОРНО-ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ПОМІРНОГО ХОЛОДУ

Трандафілов В.В., к.т.н., ст. викладач, Хмельнюк М. Г., д.т.н., проф., ОНАХТ

В даний час відчувається потреба в рефрижераторах з відносно малою холодопродуктивністю (близько 10 кВт) на температурному рівні $-50...-100^{\circ}\text{C}$ (223...173 К). Такі рефрижератори можна створювати на основі каскадних парокompresорних холодильних машин, що використовують природні робочі речовини. Альтернативою цим машинам може бути газова холодильна машина (ГХМ), що реалізує, наприклад, цикл Стірлінга.

Мета цього дослідження полягає в математичному моделюванні і вдосконаленні більш ефективного рефрижератора - роторно-лопатевої газової холодильної машини (РЛГХМ). Розглянемо принцип її роботи, математичні моделі основних процесів, енергетичні характеристики та конструкцію.

Роторно-лопатева газова холодильна машина (див. рис. 1) складається з двох робочих блоків (РБ) 1 і 2, в яких із зсувом на 45° проводиться стиснення і розширення робочого тіла. Робочі блоки мають один загальний приводний вал 3. Холодильник (X) 6 і рефрижератор Р (теплообмінник навантаження) 7 з'єднані з робочими блоками магістралями стисненого високотемпературного і розширеного холодного робочого тіла. Відведення тепла від нього здійснюється теплоносієм через магістраль 16, яка підключена до трьохпоточного холодильника 6; до трьохпоточного рефрижератора підключена магістраль 17 підведення тепла від охолоджуваного об'єкта.

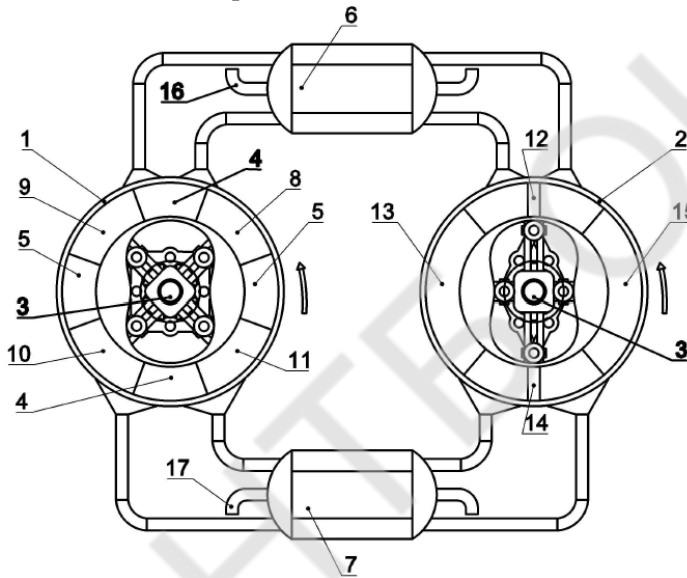


Рис. 1. Пристрій РЛГХМ: 1, 2 – робочі блоки; 3 – вал; 4, 5 – пари лопатей; 6 – холодильник; 7 – рефрижератор (теплообмінник навантаження); 8, 9, 10, 11 – порожнини РБ 1; 12, 13, 14, 15 – порожнини РБ 2; 16 – магістраль відведення тепла; 17 – магістраль підведення тепла

При роботі РЛГХМ всередині порожнин першого і другого робочих блоків здійснюються процеси стиснення і розширення. Рисунок 1 показує, яким чином у порожнинах 15 і 9 відбувається стиснення і розширення робочого тіла:

- 1) стиснення газу в порожнині 15 РБ 2 (процес $a - b$);
- 2) витіснення газу з порожнини 15 через X в РБ 1 (точка c);
- 3) відведення тепла в навколишнє середовище в холодильнику 6;
- 4) всмоктування газу охолодженого до T_c із X у порожнину 9 РБ1, де при контакті газу в 9 з холодними лопатями він охолоджується в процесі $b - d$;
- 5) розширення газу з одночасним його охолодженням і здійсненням зовнішньої роботи (процес $d - e$);
- 6) нагнітання газу з порожнини через Р в РБ 2 (точка e);
- 7) підведення тепла до газу від охолоджуваного об'єкта в Р;
- 8) всмоктування газу із Р в порожнину 15 РБ 2, де він при контакті з гарячими лопатями підігрівається в процесі $e - a$.

Таким чином, при оберті приводного вала 3 на кут 90° відбувається один повний термодинамічний цикл в РБ 1 і 2. При оберті приводного вала машини на 360° , на один його оберт, в РЛГХМ здійснюються 4 термодинамічні цикли.

З вищевикладеного випливає, що в роторно-лопатевої газовій холодильній машині реалізовано різноспрямований рух газоподібного робочого тіла по тракту, утвореному робочими порожнинами робочих блоків 1 і 2, з'єднаних через холодильник 6 і теплообмінник навантаження 7, завдяки чому потреба в регенераторі відпадає (див. рис. 1).

Математична модель двохблочної РЛГХМ побудована на основі законів збереження енергії і маси відкритої термодинамічної системи і рівнянні стану робочого тіла Клапейрона-Менделєєва.

Холодопродуктивність для РЛГХМ з приводом, що має частоту обертання n , хв^{-1} :

$$Q_E = \frac{p \cdot 1450}{60} \cdot 1,21 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,54 \frac{0,465}{1 + \sqrt{1 - 0,465^2}} = 10,9 \text{ кВт.}$$

Отримане значення Q_E показує, що в ідеалізованій РЛГХМ можна при $T_E = 173 \text{ К}$ (мінус 100°C) досягати холодопродуктивності порядку 10 кВт.

У табл. 1 вказані показники робочого процесу РЛГХМ, отримані в результаті математичного моделювання.

Розроблена роторно-лопатєва газова холодильна машина, як зазначалося, має низку переваг. Основні - це висока ефективність при виробництві помірної холоду.

Проведено порівняння параметрів газових холодильних машин Стірлінга з РЛГХМ. У табл. 2 наведені результати порівняння параметрів ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються, з РЛГХМ.

Таблиця 1. Результати математичного моделювання циклу РЛГХМ

Величина	Значення
Середньопланіметрична температура в об'ємі рефрижератора T_E , К	133
Середньопланіметрична температура в об'ємі холодильника T_C , К	402
Максимальний тиск p_{max} , бар	20,5
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12
Теплове навантаження на холодильник Q_C , кВт	36,5
Споживана потужність W , кВт	24,5
Холодильний коефіцієнт ϵ_A	0,49
Ступінь термодинамічної досконалості η_S	0,36

Таблиця 2. Результати порівняння параметрів ГХМ Стірлінга з РЛГХМ

Параметр	SPC-1	КГМ-9000/80	РЛГХМ
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12	12	12
Частота обертання валу n , хв^{-1}	1450	1450	1200
Ступінь термодинамічної досконалості η_S	0,31	0,3	0,36
Температура охолодження T_E , К	173	173	173
Робоче тіло	Гелій	Гелій	Гелій
Максимальний тиск p_{max} , МПа	5	5	2
Кількість циліндрів	4	4	2
Об'єм порожнини розширення V_e , см^3	1000	980	1003
Маса, кг	250	1500	100

При однаковій холодопродуктивності $Q_E = 12 \text{ кВт}$ ефективність РЛГХМ у порівнянні з поршневіми ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються, вище на 15%. За масовими характеристиками РЛГХМ у порівнянні з SPC-1 "Stirling Cryogenics" менше в 2,5 рази, а в порівнянні з КГМ-9000/80 «Геліймаш» менше в 15 разів. РЛГХМ характеризується високою компактністю: 510мм×560мм×300мм (Д×Ш×В).

Проведені дослідження дали можливість розробити теоретичні основи розрахунку, проектування і створення роторно-лопатєвих газових холодильних машин, призначених для виробництва помірної холоду в діапазоні температур охолодження від 0°C до -100°C . На основі цього вирішено комплекс актуальних для холодильної техніки науково-прикладних задач, що дозволяють проводити подальше вдосконалення конструктивних характеристик машин цього типу, обґрунтовано вибирати і реалізовувати оптимальні режими їх роботи.

Розробка методик проектування і проведення додаткових досліджень – все це є необхідним комплексом і основою при удосконаленні нової роторно-лопатєвої газової холодильної машини.

Основні результати, отримані в ході виконання даного дослідження, можна сформулювати в наступному вигляді:

1. Орієнтація на ГХМ роторно-лопатєвої конструкції дозволяє усунути недоліки, властиві традиційним машинам Стірлінга. Крім цього, роторно-лопатєва машина володіє істотними резервами

для їх подальшого вдосконалення з метою створення покоління нових ефективних і надійних холодильних машин.

2. Для забезпечення конструкторської та технологічної уніфікації деталей і вузлів роторно-лопатевої холодильної машини різної холодопродуктивності, створені їх твердотільні моделі. Це дозволяє при розробці РЛГХМ кількість деталей, що сполучаються і вузлів залишити незмінним. Відношення еквівалентного робочого об'єму до об'єму машини (коефіцієнт компактності основного об'єму) РЛГХМ, у порівнянні з традиційними ГХМ Стірлінга, буде на рівні 15-20%.

НТТБ ОНАХТ

СЕКЦІЯ № 2. ХОЛОДИЛЬНІ ТА КРІОГЕННІ МАШИНИ. ТЕПЛОВІ НАСОСИ.

ПРОМИСЛОВІ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ Kr ТА Xe З КОНЦЕНТРОВАНИХ СУМІШЕЙ

Симоненко Ю.М., доктор техн. наук, професор, ОНАПТ, Одеса
Меркулов М.Ю., начальник НДЦ, ТОВ «Кріоін Інжиніринг», Одеса
Чигрін А.О., інженер, ТОВ «Кріоін Інжиніринг», Одеса
Медушевський Є.В., аспірант, ОНАПТ, Одеса
e - mail: achigrin@cryoin.com

Повітродоздільні установки (ПРУ) типу КТА-35 та КАР-30 мають у своєму складі криптоновий блок первісного концентрування. У криптоновій колоні концентрація важких інертних газів зростає на два порядки та складає більше 0,1% (Kr+Xe). Подальше збагачення суміші здійснюють в установках сирого криптону (УСК). В останні роки блоки УСК замінюють на більш досконалі апарати типу Х-200 [1, 2]. На виході з таких установок склад сирого криптоноксенонової суміші відповідає ГОСТ–10218–77.

У випадку, якщо ПРУ не обладнано блоком первісного концентрування, практикують вилучення криптону і ксенону з кисню методом адсорбції [3]. Спрощена технологія отримання ксенонозного концентрату в адсорберах періодичної дії представлено на рисунку 1. Нижче наведено послідовність процесів роботи установки [4, 5].

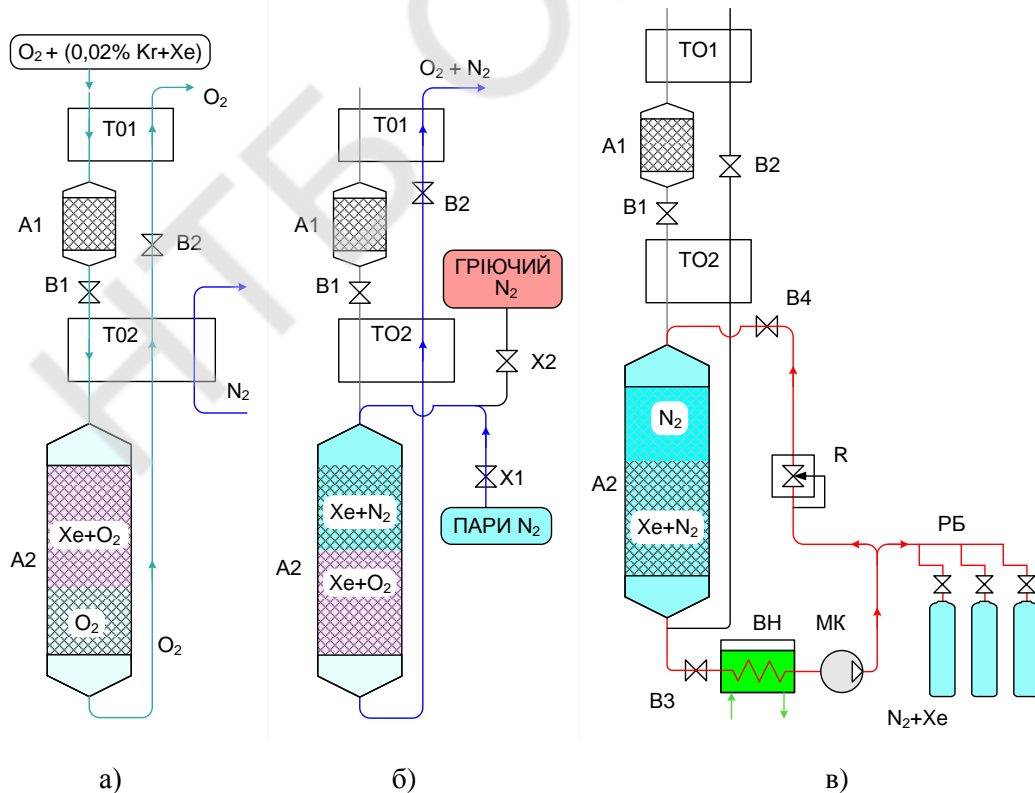


Рис. 1. Принципова схема установки отримання ксенонозної суміші.

A1 – попередній адсорбер; A2 – адсорбер ксенонозний; TO1 і TO2 – теплообмінники;
MK – мембранний компресор; BH – водяний нагрівач; R – редуктор; РБ – рампа балонна; B1-B4 і X1-
X2 – управляюча арматура

Перевагами адсорбційної технології отримання важких інертних газів є:

- вилучення концентратів на ПРУ, які не оснащені колоною первісного концентрування;
- зниження вибухонебезпечності в процесі подальшого збагачення сумішей за рахунок заміщення кисню азотом;
- можливість отримання окремо криптонного і ксенонового концентратів.

При застосуванні адсорбційних способів збагачення виключається проміжне хімічне окислення вуглеводнів, яке характерне для УСК. Через це суттєво скорочуються розміри усієї установки, що допускає її розміщення у безпосередній близькості від блоків ПРУ.

Послідовність переробки Xe-N₂-сумішей, які отримують в адсорберах, показано на рисунку 2. Створено дослідно-промислові установки, які реалізують послідовність процесів у відповідності до рисунків 1 і 2. У технологіях переробки та для контролю якості продуктів використовують новітні засоби газового аналізу. Концентрації криптону та ксенону, які отримують, не нижче за 99,999%

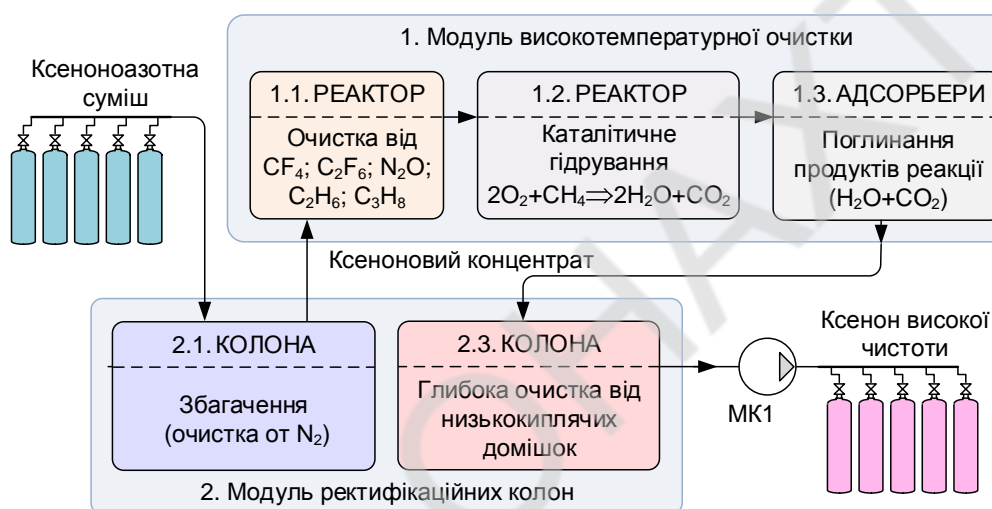


Рис. 2. Схема переробки ксеноноазотної суміші

Список інформаційних джерел

1. Патент № 2482903 РФ. Способ получения криптоноксеноновой смеси и устройство для его осуществления. / В.Л. Бондаренко, Н.П. Лосяков, В.Б. Воротынцев и др.// Бюлл. – 2013. – № 15.
2. Патент РФ на полезную модель № 112839 РФ. Установка для получения криптоноксеноновой смеси из первичного концентрата. / В.Л. Бондаренко, Н.П. Лосяков, В.Б. Воротынцев и др.// Бюлл. – 2012. – № 5.
3. Новые технологии извлечения концентратов редких газов / В.Л. Бондаренко, Н.П. Лосяков, Ю.М. Симоненко и др. // Технические газы, 2011. – №1. – С.42-52.
4. Патент № 110287 РФ. Установка для получения ксенонового концентрата из ксеноносодержащего кислорода. / В.Л. Бондаренко, Н.П. Лосяков, В.Б. Воротынцев и др.// Бюлл. – 2011. – № 12.
5. Патент № 2480688 РФ. Способ получения ксенонового концентрата из ксеноносодержащего кислорода и установка для его реализации. / В.Л. Бондаренко, Н.П. Лосяков, В.Б. Воротынцев и др.// Бюлл. – 2013. – № 12.

ЛАБОРАТОРНА УСТАНОВКА ДЛЯ ОТРИМАННЯ ТВЕРДОГО НЕОНУ

Бондаренко В.Л., д.т.н., проф. МДТУ ім. Н.Е. Баумана, Москва

Симоненко Ю.М., д.т.н., проф. ОНАХТ, Одеса

Пилипенко Б.О., інженер ТОВ «Кріоін Інжиніринг», Одеса, boris.pilipenko.92@gmail.com

У земних умовах рідкий та твердий неон використовують у якості холодоагенту в інтервалі $T = 26 \pm 1,5$ К. такий рівень температур дозволяє безпечно імітувати деякі процеси в рідинних водневих системах, розділювати Ne-Ne-суміші та отримувати ізотопні компоненти неону. Твердий неон за $T < 18$ К використовують в сучасних фотоприйомних пристроях космічного базування для високої чутливості датчиків інфрачервоного випромінення.

Проведено порівнювальний аналіз циклів для зрідження Ne, які базуються на компресорному та вакуумному обладнанні, що є в наявності. Розраховано окремі статті енерговитрат та виявлено резерви їх зниження. Створено лабораторний зріджувач виробничою потужністю 6 л/ч Ne^L на основі циклу високого тиску з охолодженням робочого тіла у ванні з азотом, що кипить під вакуумом. Збірник рідкого неону зв'язано з криостатом, який обладнано вакуумною системою для відкачування пари та переведення неону у твердий стан. Проведено випробування сублимаційного блоку при різних рівнях теплового навантаження.

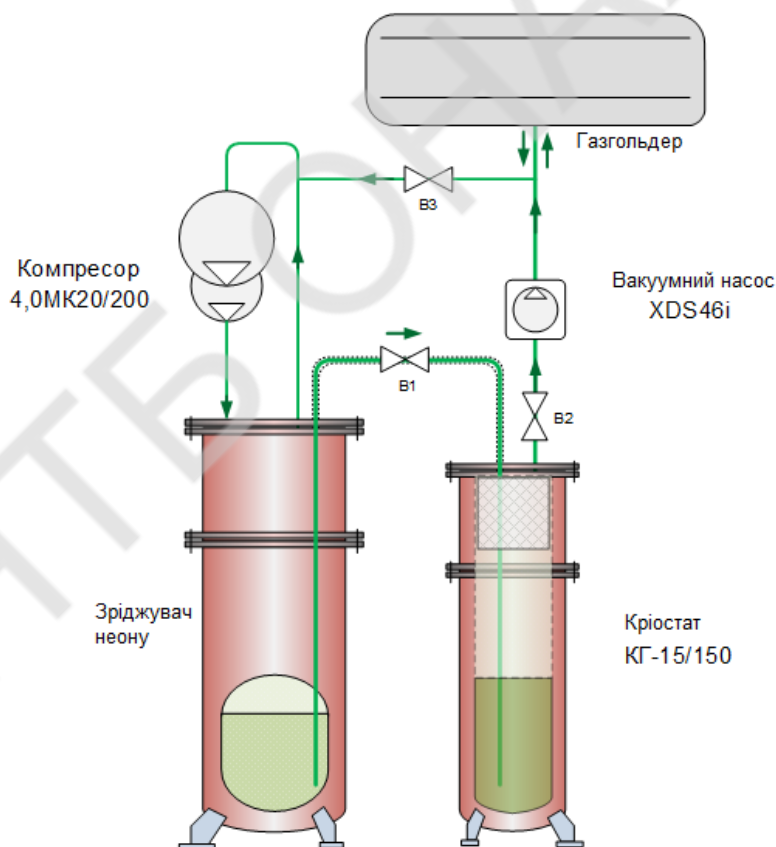


Рис. 1. Спрощена схема лабораторного зріджувача неону.

УДК 681.518.2

НЕЧІТКА СИСТЕМА ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ В СИСТЕМІ УПРАВЛІННЯ РЕКТИФІКАЦІЙНОЮ КОЛОНОЮ

Бондаренко В.Л., доктор техн. наук, професор, МДТУ ім. М. Е. Баумана, Москва
Кушнір І.С., інженер з автоматизації ТОВ «Кріоін Інжиніринг», Одеса,
ihor.kushnir2018@gmail.com

Конденсаційні прийоми розділення широко використовуються в промисловості тому що вони, в багатьох випадках, виявляються більш ефективнішими, ніж інші технології [1]. Ректифікаційна колона є покращеним представником апаратів сепарації, принцип роботи яких базується на різному розподілі компонентів суміші між рідкою та газоподібною фазами. Потoki пари та рідини в процесі ректифікації багаторазово контактують один з одним всередині спеціального апарату, що суттєво знижує їх нерівномірність. Також вхідна суміш, як правило, вводиться в середню частину колони. Але основною перевагою такого апарату є можливість створення довільних внутрішніх витрат потоків пари та флегми незалежно від подачі вхідної суміші [1].

Однак, поряд із наведеними перевагами, ректифікаційна колона, як об'єкт управління, представляє собою складну систему з неоднозначними, невизначеними та неявно вираженими характеристиками й властивостями.

Для вирішення задачі управління процесами в ректифікаційних колонах можна використовувати системи підтримки прийняття рішень створені з використанням теорії нечітких множин, основу яких складають бази правил, лінгвістичні змінні та терми, що описують стан цих змінних [2, 3].

Основа таких систем підтримки прийняття рішень складає база правил, яка є відкритою та варіативною й вільно доповнюється. Кожне правило описує один зі станів об'єкту управління або умову переходу з одного стану в інший. Базовий набір правил формується під керівництвом або з безпосередньою участю людини-експерта у роботі з подібними апаратами, у нашому випадку – ректифікаційними колонами. Якщо немає можливості отримати відомості від експерта, необхідно застосувати більш складний підхід, а саме – створення нейро-нечіткої системи підтримки прийняття рішень, яка потребує набагато більш істотного періоду часу для налаштування – навчання та збору інформації [4, 5].

Візьмемо за основу ситуацію, коли ми маємо експерта, що дає можливість створення початкової бази правил. В такому випадку вона буде мати вигляд, наведений нижче:

$$R_1 : \text{ЯКЩО } x_1 <\text{умова}> A_{11} \dots \text{І/АБО } \dots x_n <\text{умова}> A_{1n} \text{ ТО } y_1 \text{ ЦЕ } B_1, F_1 \overset{\curvearrowright}{=} k_1;$$

...

$$R_j : \text{ЯКЩО } x_1 <\text{умова}> A_{j1} \dots \text{І/АБО } \dots x_n <\text{умова}> A_{jn} \text{ ТО } y_1 \text{ ЦЕ } B_j, F_j \overset{\curvearrowright}{=} k_j;$$

...

$$R_m : \text{ЯКЩО } x_1 <\text{умова}> A_{m1} \dots \text{І/АБО } \dots x_n <\text{умова}> A_{mn} \text{ ТО } y_1 \text{ ЦЕ } B_m, F_m \overset{\curvearrowright}{=} k_m;$$

де $x_i, i = 1 \dots n$ - вхідні змінні; y - вихідні змінні (може бути декілька вихідних змінних); A_{ij} ,

$i = 1 \dots n, j = 1 \dots m$ - нечіткі множини з функціями належності; $F_j \overset{\curvearrowright}{=}$ - ваговий коефіцієнт правила де

$k_j = 0 \dots 1$.

Можна помітити, що структура бази правил містить простий тип переходу: «ЯКЩО – ТО», однак, як умова, так і наслідок можуть бути комплексними та складатися з кількох станів або змінних для оцінки можливості переходу [4, 5].

Наступним важливим фактором є те, що кожне з правил містить так званий ваговий коефіцієнт – $F(\mu)$, який впливає на «вагу» правила в процесі прийняття рішення про перехід в новий стан системи або управління вихідними величинами – параметрами.

Завдяки своїй гнучкості, простоті сприйняття людиною, адаптивності до змін динамічних та статичних характеристик об'єкту управління – ректифікаційної колони, система управління з використанням нечіткої системи підтримки прийняття рішень дозволить суттєво збільшити ефективність та надійність виробництва рідкісних газів.

Список інформаційних джерел

1. Бондаренко В. Л. Криогенные технологии извлечения редких газов. В. Л. Бондаренко, Ю. М. Симоненко – Одеса: ПО «Издательский центр», 2009. – 232 с.
2. Zadeh L. Fuzzy Sets // Information and Control. Vol. 8. – 1965. – P. 338-353
3. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений. – М.: Мир, 1976. – 166 с.
4. Леолентов А. В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 736 с.
5. Штовба С. Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. – М.: Горячая линия-Телеком, 2007. – 288 с.

ГАЗОДИНАМІЧНІ ХОЛОДИЛЬНО-НАГРІВАЛЬНІ АПАРАТИ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ

**Бондаренко В.Л., доктор техн. наук, професор, МДТУ ім. М. Е. Баумана;
Бодюл О.С., канд. техн. наук, асист. ОНАХТ,
Симоненко Ю.М., д-р техн. наук, професор, ОНАПТ,
Тишко Д.П., кандидат техн. наук, асист. ОНАПТ,
e - mail: ysim1@yandex.ua**

Україна має розвинену газотранспортну мережу, яка по протяжності (37,6 тис. км), є однією з найбільших у світі. Для забезпечення роботи наших газопроводів використовуються десятки компресорних станцій. Вони компенсують падіння тиску в магістральних газопроводах, підтримуючи його в інтервалі 4...8 МПа.

Перед подачею в головну компресорну станцію газ, що поступає зі свердловин, піддається осушенню. Така процедура потрібна, оскільки практично в усіх випадках природні і нафтові гази містять водяну пару і навіть краплинну вологу, які призводять до корозії елементів арматури і трубопроводів. Окрім H_2O в названих газах є присутніми важкі вуглеводні (три і більше атомів вуглецю в молекулі). За певних умов вони можуть конденсуватися, утворюючи рідкі емульсії і тверді гідрати. Це створює труднощі при роботі устаткування магістральних мереж. Очищення природного газу від вищих вуглеводнів і сірчистих з'єднань практикується також в технології виробництва аміаку.

Серед множини технічних рішень для отримання високотемпературних фракцій природного газу перспективними являються схеми на базі пульсаційних і вихрових труб. Особливістю цих безмащинних пристроїв є відносна компактність, надійність і багатофункціональність. Такі апарати можуть одночасно видавати холодний і нагрітий потоки, а також відділяти фракції безпосередньо в камері енергетичного розділення.

В соплах вихрових сепараторів природного газу, спрацьовується здебільшого наявний перепад тисків. За рахунок цього спрощуються схемні рішення, оскільки немає необхідності встановлювати окремий компресор для живлення газодинамічних апаратів. Вихрові труби використовують в комбінованих охолоджувачах наряду з детандерними ступенями. Послідовне включення розширювальних апаратів дозволяє понизити тиск на вході в другий і наступні каскади. Це призводить до росту розмірів проточної частини пристрою і підвищення його ефективності за рахунок позитивного впливу масштабного чинника.

Гарячі потоки вихрових труб подають на обігрів окремих елементів арматури, наприклад, регуляторів тиску. За рахунок цього виключається утворення холодних зон на рухливих частинах клапанів приладів управління і зменшується вірогідність появи «гідратних пробок» на рухливих частинах пристроїв.

Газодинамічні апарати, призначені для газової промисловості, працюють в умовах підвищених абсолютних тисків. Тому на їх температурно-енергетичні характеристики суттєво впливає ефект Джоуля-Томсона. В деяких випадках величина дросель-ефекту виявляється сумірною з газодинамічною складовою процесу охолодження. Можливі навіть режими, при яких температура "гарячого потоку" виявляється нижче за температуру стислого газу на вході в апарат.

Значні витрати робочого тіла обумовлюють підвищені розміри проточної частини і усього пристрою в цілому. Між тим, більшість доступних експериментальних даних отримана в маломасштабних вихрових апаратах з діаметром камери енергетичного розділення менш ніж 20 мм. В якості робочого середовища в таких дослідах використано стиснуте повітря з температурою, близькою до довкілля [1]. Враховуючи специфічні особливості, вихрових апаратів, що призначені для газової промисловості, були проведені дослідження сукупності пристроїв при підвищених тисках. Отримані дані дозволили уточнити вплив масштабного чинника і оцінити міру впливу дросель-ефекту на температурні характеристики холодильно-нагрівальних пристроїв.

Список інформаційних джерел

1. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов – М: Машиностроение, 1969. – 182 с.

УДК 621.57:621.182.44

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТВЕРДЫХ ОТЛОЖЕНИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ КОМЕРЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

А. В. Мошкатиук асп. , ОНАПТ, г. Одесса, 65039, Украина, Andryimoshkatyuk@gmail.com

Решение проблемы ресурсо-энергосбережения в энергопреобразующих установках тесно связано с техническим состоянием теплообменного оборудования. Работоспособность теплообменного аппарата зависит не столько от его типа, сколько от того насколько технологический процесс и его параметры соответствует условиям, в которых он эксплуатируется.

Условия эксплуатации вносят коррективы в основные характеристики теплообменника, и, в результате, процессы в теплообменнике становятся неравновесными и нестационарными. Одним из источников термодинамической трансформации процессов является появление и рост твердых осадков на теплообменной поверхности аппарата, что приводит к значительному снижению общей интенсивности процесса передачи тепла, тепловой производительности, повышению расхода теплоносителя, температурного напора, и, в конечном итоге, энергетических ресурсов.

Прогнозирование параметров и характеристик процесса образования осадков на теплообменных поверхностях - наиболее трудная и наименее изученная проблема. Сложность ее связана с наличием большого количества взаимовлияющих параметров, определяющих процессы осаждения таких как кристаллизация, характер движения потока и др.[1]

Воздушные теплообменные аппараты, преимущественно конденсаторы, широко применяются в коммерческих системах и системах кондиционирования воздуха. Одной из главных причин, препятствующих эффективной работе таких теплообменников, является состояние наружного воздуха, содержащего, например, продукты выхлопных газов автомобилей, пыль, копоть, песок или пух цветущих деревьев. В связи с этим важно проанализировать теплофизические свойства твердых осадков в таких системах. Такой анализ позволит разобраться в механизме осаждения, разработать математические модели явления осаждения, получить данные для учета при проектировании действительных условий эксплуатации теплообменников с целью энергосбережения.

В настоящей работе рассматривается метод определения теплофизических свойств осаждения как составной части термического сопротивления теплопередающей стенки теплообменника, омываемой воздухом. (рис.1)

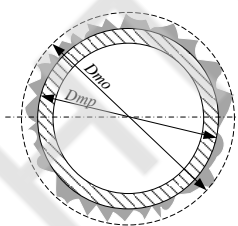


Рис.1. Сечение теплообменной поверхности, омываемой воздухом

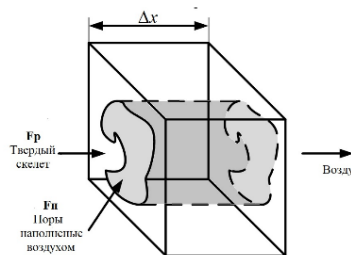


Рис.2. Элемент однонаправленного потока в пористой структуре.

Взвешенные твердые частицы в потоке воздуха осаждаются под действием гравитационных и иных полей, действующих в системе. Твердые частицы могут принадлежать большому числу веществ (органических и неорганических), иметь размеры и формы от микрон до нескольких миллиметров в диаметре.

Осаждение не является сплошным твердым телом, а представляет собой твердый скелет, заполненный потоком воздуха. Таким образом, необходимо при анализе действительных теплообменных аппаратов использовать положения термодинамики неравновесных необратимых процессов теории пористых структур. Пористая структура рассматривается как материал, состоящий из твердой дисперсной фазы, образующей жесткую пространственную сетку или каркас. Связанные между собой пустоты (поры) позволяют потоку воздуха проходить сквозь материал (рис.2)

Для системы на рис.2 объемная пористость φ может быть найдена как $\varphi = F_p \cdot \Delta x / F_n \cdot \Delta x$, где числитель и знаменатель – элементарные объемы, составляющие пористую структуру. Общий коэффициент теплопроводности есть комплексная функция геометрии пористой структуры. Если теплопроводность элементами структуры осуществляется параллельно, то общий коэффициент теплопроводности есть средневзвешенная величина $\lambda_p^{-1} = 1 - \varphi \lambda_m^{-1} + \varphi \lambda_g^{-1}$. Для практических расчетов может быть использовано уравнение $\lambda_p = \lambda_m^{1-\varphi} \cdot \lambda_g^\varphi$.

Термическое сопротивление слоя осадений может быть найдено экспериментальным путем при известной характеристике материала скелета пористой структуры. Теплофизические свойства воздуха и, в частности теплопроводность, известны. Для этого необходимо определить объемную плотность твердых образований в зависимости от объемной пористости слоя образований, размера твердых частиц, формы, упаковки твердых частиц в слое осадений на сухой поверхности конденсатора [2].

1. L. Yang, J.E. Braun, E.A. Groll, (2004). The role of filtration in maintaining clean heat exchanger coils. Final Report ARTI-21CR/611-40050-01, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute (ARTI).

2. Mostafa, M. Awad (2011). Fouling of heat transfer surfaces, heat transfer – theoretical analysis, experimental investigations and industrial systems, prof. Aziz Belmi-loudi (Ed.), ISBN: 978-953-307-226-5, InTech.

АНАЛИЗ СИСТЕМ КОГЕНЕРАЦИИ С ДВУМЯ ТЕМПЕРАТУРНЫМИ УРОВНЯМИ ПРОИЗВОДСТВА ХОЛОДА

**Морозюк Л.И., Соколовская-Ефименко В.В., Гайдук С.В., ОНАПТ, г. Одесса, 65039, Украина,
lara.morozyuk@mail.ru, kli24062006@gmail.com, gayduck.sergei@gmail.com**

Экономия энергетических ресурсов и их рациональное использование являются главными условиями при создании новых современных технологий и совершенствовании существующих.

Спрос на пищевую продукцию с более жесткими требованиями к качеству все время возрастает. Расширение ассортимента продуктов в виде полуфабрикатов с различным сроком хранения и условиями реализации вызывает необходимость создания более совершенных конструкций холодильного оборудования, имеющих высокую производительность и эффективность.

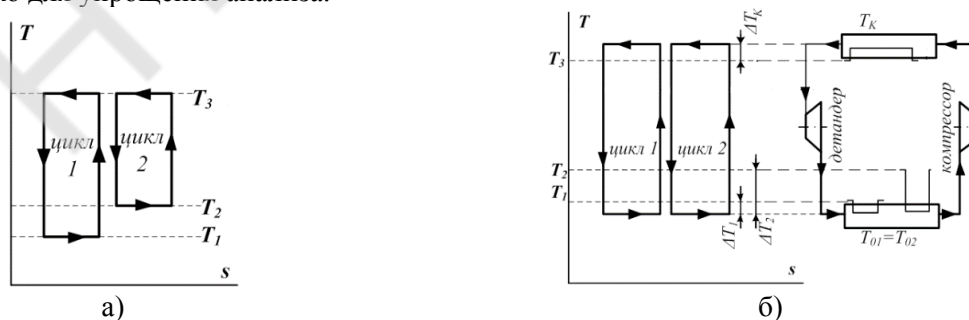
Предлагаемая система в общем виде представляет тепловой насос с одним высокотемпературным уровнем производства тепла $T_{\text{ти}}$ и двумя уровнями температур T_1 и T_2 производства холода $T_1 < T_2$. Соотношение величин производимого холода может быть различным. Три положительных эффекта одновременно являются разумным максимальным эффектом для одной установки [1].

Таким образом, авторы обсуждают проблему создания теплового насоса для одновременного производства тепла и холода.

Проблема решалась с двух точек зрения. Термодинамический анализ на первой стадии исследования (анализ новых циклов и схем) делает вывод о целесообразности предлагаемых схем и циклов вообще и/или для конкретных условий эксплуатации. Инструментом для термодинамического анализа является «метод циклов». В результате идеальный обратимый цикл-образец (и соответствующая ему идеальная схема машины) трансформируются в реальный цикл и схему. Анализ существующих технических ограничений ассоциирован с возможностью принципиального использования (или безопасного использования) отдельных элементов. Естественно, технические ограничения оказывают влияние на схему и цикл машины. При этом составляется предварительное (качественное) представление о влиянии инженерных факторов на термодинамические характеристики. Такой подход к реализации проекта позволяет создать разумный компромисс между стремлением к максимальной эффективности цикла и минимальными затратами на установку.

Таким образом, авторы обсуждают проблему создания теплового насоса для одновременного производства тепла и холода.

Первый этап анализа – выбор обратимого цикла-образца. При условии обратимости этому условию будет удовлетворять цикл Карно. Применительно к задаче, полный цикл установки может быть представлен двумя, связанными между собой, циклами Карно (рис.1а). Они изображены отдельно только для упрощения анализа.



**Рис.1. Идеальные циклы-образцы Карно-Карно
а – не совмещённый, б – совмещённый с одной температурой кипения и одноступенчатой
схемой**

При введении необратимостей в процессах теплообмена может быть реализован цикл одноступенчатого сжатия с одной температурой кипения (рис.1б). Величины $\Delta T_1, \Delta T_2$ эвристически задает проектировщик, а это может вносить большие необратимые потери.

Следующий этап – в схеме машины устанавливают два испарителя. Циклы в диаграмме совмещают (рис.2). Если предположить, что через компрессор циркулирует 1 кг рабочего вещества, то в цикле 2 циркулирует m кг вещества, в цикле 1 циркулирует $(1-m)$ кг. Получившиеся два самостоятельных потока расширяются изоэнтропно (процессы 3-4 и 3-7). В процессах 4-1 и 7-8 каждый поток кипит в своем испарителе. Для сжатия в одном компрессоре поток m изоэнтропно расширяется в процессе 8-1, после чего потоки смешиваются. На этом этапе проектирования можно получить первые результаты оптимизации. Это возможно, если выбор $\Delta T_1, \Delta T_2$ связывать с конкретными типами теплообменных аппаратов, которые есть на рынке.

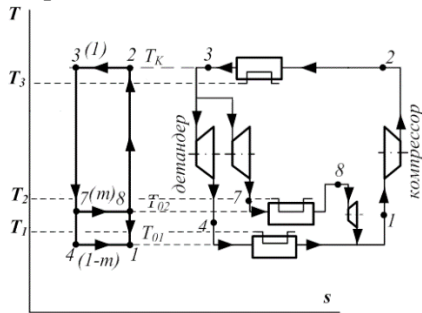


Рис. 2. Образец Карно-Карно с двумя испарителями

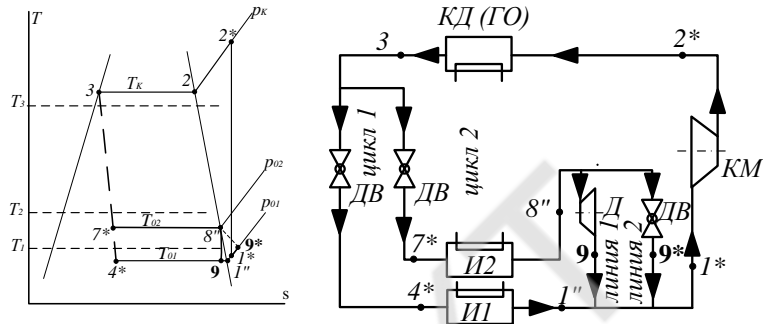


Рис. 3. Эталонный цикл

Переход к действительному циклу связан заменой детандера дросселем и введением конкретного рабочего вещества с высокой критической температурой рис3. Более сложные изменения представлены для цикла машины на диоксиде углерода (транскритический цикл) на рис. 4.

Процессы расширения 8-9 и 8-9 могут быть осуществлены с производством работы либо путем дросселирования. С точки зрения классической термодинамики процесс изоэнтропного расширения возвращает часть затраченной работы, с точки зрения инженерной практики, возможность реализации указанных процессов должна быть подвергнута тщательному анализу. Существует инженерная практика в холодильной технике применять дросселирование на всасывающей линии компрессора при производстве холода на двух температурных уровнях [2].

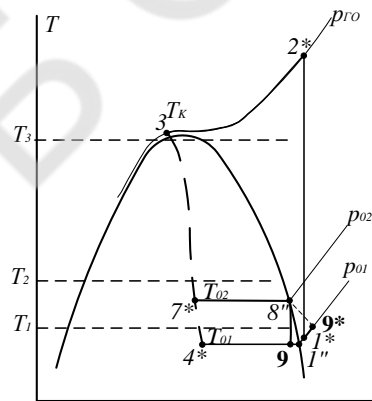


Рис.4. Эталонный транскритический цикл

Следующий этап в анализе- переход к двухступенчатому сжатию (рис.5). Поток из испарителя 1 в количестве $(1-m)$ кг изоэнтропно сжимается в процессе 1 кг смешенного потока сжимается в компрессоре. Представленный эталонный цикл соответствует рабочим веществам с высокой критической температурой (рис 5а).

На основании обзора литературы будущее холодильной техники связано с CO2. Осуществим синтез схемно-циклового решение для машины с CO2 в той же последовательности. (рис.5б).

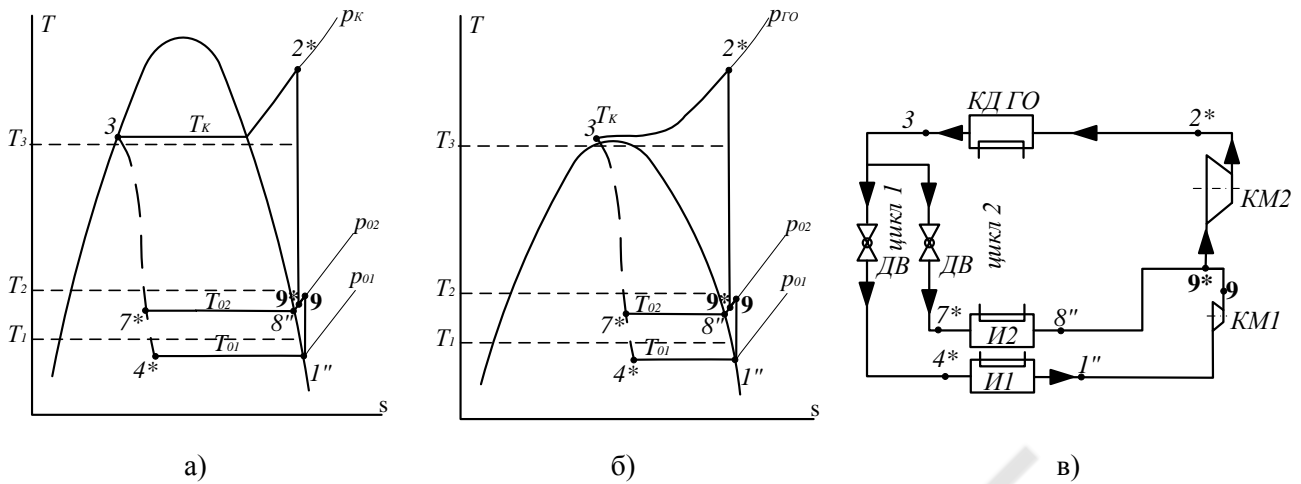


Рис.5 Эталонный цикл двухступенчатого сжатия
а – рабочее вещество с процессом конденсации,
б – транскритический цикл,
в – принципиальная схема машины

При низкой критической температуре CO_2 кривые насыщения с критической точкой оказываются в зоне рабочих температур действительного цикла. Тогда процесс отвода тепла должен осуществляться в транскритической области. Дальнейший анализ может быть проведен только при наличии конкретного рабочего вещества и температурных условий его эксплуатации.

Окончательное решение о выборе схемно-циклового решения принимается только после термoeкономического анализа.

1. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ машин для производства тепла и холода на двух температурных уровнях каждого термического эффекта / Л. И. Морозюк // Холодильная техника та технологія. - 2015. - Т. 51, вип. 5. - С. 20-26.

2. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода / Л. И. Морозюк, Т. В. Морозюк, С. В. Гайдук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2014. - № 2(8). - С. 36-44.

УДК 621.574.

СИСТЕМА ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ КАМЕР ХРАНЕНИЯ РАСТИТЕЛЬНОЙ ПРОДУКЦИИ ФЕРМЕРСКОГО ХОЗЯЙСТВА С СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ

Л.И. Морозюк, профессор; Б.Г. Грудка, ст. преподаватель
ОНАПТ, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина, bogdangennadievich@gmail.com

Во многих странах мира существует дефицит электрических коммуникаций в большом количестве населенных пунктов, удаленных от централизованных поставщиков электроэнергии. В дополнение к этому, большая часть населения проживает в сельской местности, имеет сельскохозяйственное производство с самостоятельной реализацией продукции [1]. Таким производителям необходимы холодильные мощности для хранения скоропортящегося растительного сырья. Используя систему солнечных коллекторов для производства тепла и электроэнергии, можно создавать автономные теплоиспользующие машины круглогодичного производства холода для различных потребителей, при этом можно достичь существенной экономии материальных и энергетических ресурсов [2].

Принимая во внимание сказанное, в работе рассмотрена принципиальная схема хладоснабжения камер хранения растительной продукции фермерского хозяйства с солнечной энергетической установкой. В качестве холодильной машины предусмотрено использовать абсорбционную водоаммиачную (рис. 1).

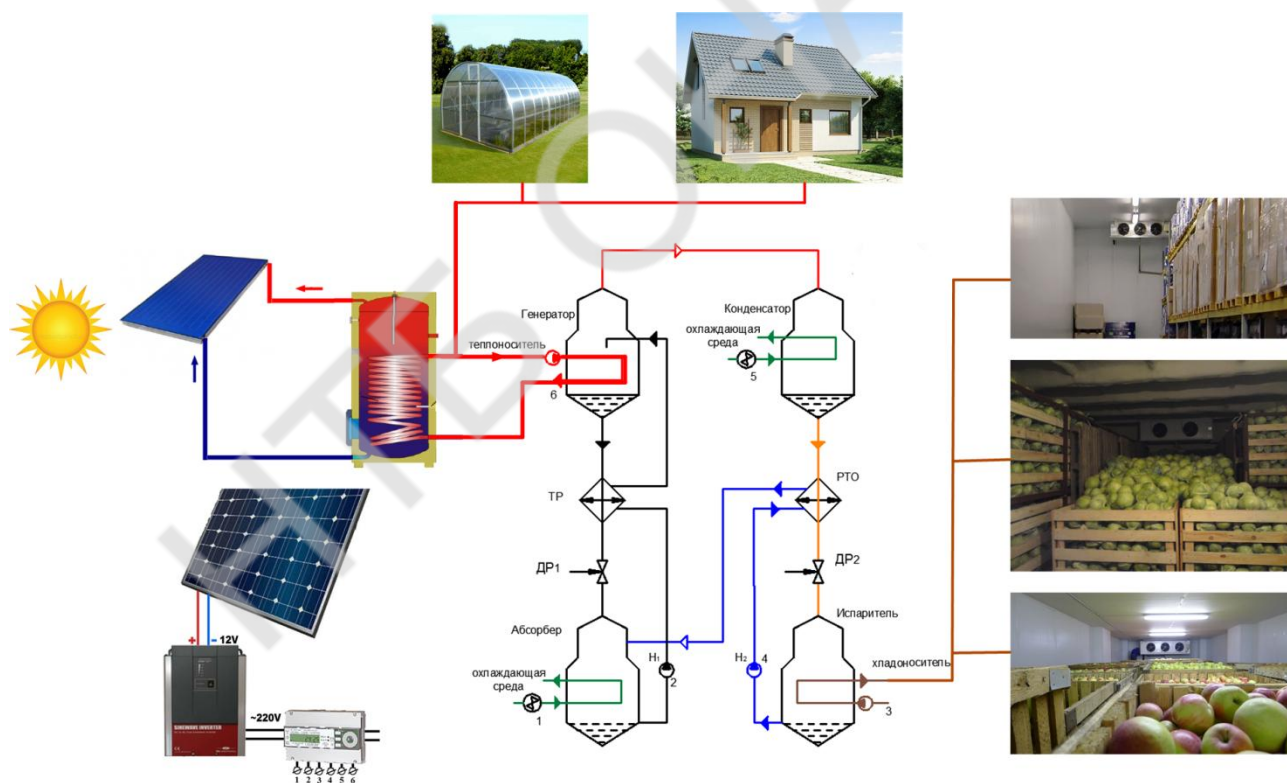


Рис. 1. Принципиальная схема теплоиспользующей одноступенчатой абсорбционной холодильной машины с приводом от солнечной энергетической установки

В схеме генератор обогревается от солнечных тепловых коллекторов промежуточным теплоносителем. Теплообменные аппараты (абсорбер, конденсатор) с воздушным охлаждением. Испаритель связан с потребителем хладоносителем. Все потребители электроэнергии (вентиляторы и насосы) получают питание от фотоэлектрического преобразователя. Для работы машины в ночное время предусмотрены аккумуляторы электрической энергии.

В расчете использованы входные параметры, соответствующие действительным температурным режимам систем тригенерации с инсоляцией:

- температура промежуточного теплоносителя на входе в генератор $T_{гр} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура охлаждающей среды (ночь, день) $T_{ср} = 15 \dots 35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура промежуточного хладонносителя в испарителе $T_{хол} = -10 \dots 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Используя уравнение $T_{гр} = (T_{хол} T_{ср}) / (2T_{хол} - T_{ср}) [3]$ были установлены границы работоспособности машины и ее энергетическая эффективность COP. Расчеты показали, что при суммарной площади трех камер 810 м^2 и температурном режиме $+5 \text{ }^\circ\text{C}$ для компенсации теплопритоков через ограждающие конструкции и теплопритоков при термообработке продуктов холодопроизводительность машины составляет в пределах 7 кВт . Мощность, потребляемая электрическим оборудованием холодильной машины – 2 кВт . Тогда мощность тепловых коллекторов, питающих генератор, составляет 20 кВт , а мощность фотоэлектрического преобразователя – 8 кВт . Ориентировочная поверхность фотоэлектрических модулей – 150 м^2 , а тепловых — 200 м^2 . Площадь, необходимая для размещения солнечной энергетической установки – 350 м^2

Рассмотренная холодильная машина при наличии потребителя электроэнергии и тепла может войти элементом в систему тригенерации.

Список использованной литературы:

1. Морозюк Л.И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования // Холодильная техника и технология. – 2014. – №5 (151). – С. 23-29.
2. Блиер Б. М. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 203 с.
3. Stirling H. Beitrag zum theorie der absorption-kaeltemaschintn / H. Stirling // Kaeltechnik 16. – 1964.

UDC 621.575

DEVELOPMENT OF SYSTEMS FOR OBTAINING WATER FROM ATMOSPHERIC AIR ON THE BASIS OF ABSORPTION WATER-AMMONIA REFRIGERATORS AND SOLAR COLLECTORS

Osadchuk E.A., Adambayev D.B., Maguryan N.S.
Organization: Odessa National Academy of Food Technologies (ONAFT)
E-mail osadchuk@gmail.com

Since ancient times, fresh water, in very limited quantities, has been obtained by collecting condensed

One of the features of absorption refrigerators of all types is the interdependence of temperatures in the characteristic processes of the cycle—the temperature of the heating medium t_h , the temperature of the cooling medium t_{oc} , and the temperature of the cooling object t_{ob} . Of the three temperatures, only two can be arbitrarily assigned. As practice shows, the operation of the refrigeration unit should provide a given level of cooling (t_{ob}), and the installation itself should operate under appropriate climatic conditions, that is, at a given temperature of the cooling medium. Therefore, the real parameter that can change is only the temperature of the heating source.

Modern calculation methods do not take into account such interdependence of temperatures in the absorption refrigeration cycle, since they allow the presence of a source of thermal energy with only the necessary temperature potential.

At the first stage of the research, an algorithm was developed for calculating AWCU pump cycles for working with low-potential sources of thermal energy.

In Fig. 1. The simplest scheme of AWCU with two regenerative heat exchangers – solutions (RHS) and ammonia (RHA) is presented. To the generator 1, which is filled with liquid WAS, low-potential heat is supplied, as a result of which the low-boiling component (ammonia) with small particles of water vapor will predominantly boil off from the solution. The steam enters the rectifier 2, in which the cooled saturated WAS with the RHS 5 and the absorber 4 flows to meet the vapor stream that comes from the generator 1. At the same time, less volatile water vapor condenses first, thereby increasing the concentration of ammonia in the stream. Next, WAS pairs fall into the reflux condenser 3. On its cold tubes, the first condensed water vapor that remained after the rectifier 2. The presence of the rectifier 2 and the refluxer 3 in the AWCU circuit allows almost completely to get rid of the water vapor in the ammonia vapor stream that goes to the condenser 7. Further ammonia vapor enters the condenser 7, liquefies with the removal of the phase transition heat, enters the RHA 8, where the cold the ammonia vapor that comes from the evaporator 9 to the absorber 4 is preheated, thereby increasing the thermal coefficient of the AWCU cycle.

Initial data for the calculation were adopted: a) temperature of the cooling medium t_{oc} ; b) temperature of the cooling object t_{ob} ; c) temperature differences on elements that do not explicitly take into account heat exchange conditions and under-recovery of heat: temperature difference between the weak WAS and the generator's heating source of heat; temperature head in the condenser, absorber, dephlegmator with cooling medium; temperature head between the fluxes of weak and strong WAS at the cold end of RHS; d) refrigerating capacity of the evaporator Q_0 .

The variable parameter is the temperature of the heating source of heat t_h .

At the first stage of the research on the above algorithm, a search was made for the temperature range of the heating source (t_h), which would satisfy the conditions of operation of AWCU (t_{oc}) and the requirements for the cooling object (t_{ob}).

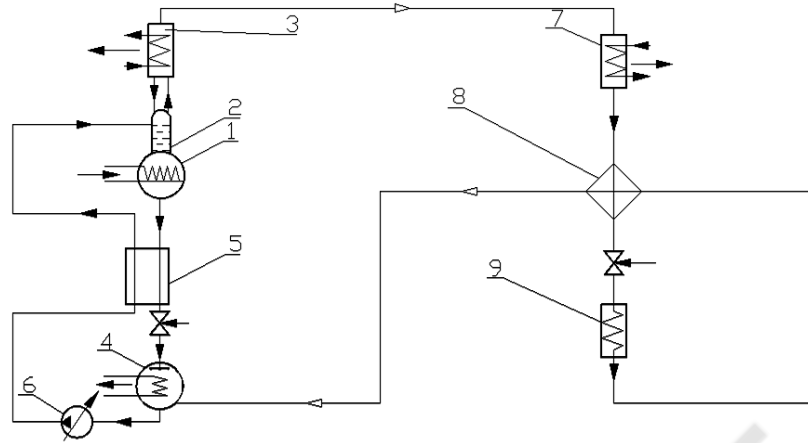


Figure 1: Scheme AWCU with two regenerative heat exchangers: 1 - generator; 2 - rectifier; 3 - a reflux condenser; 4 - absorber; 5 – RHS; 6 - the pump; 7 - the condenser; 8 - RHA; 9 - evaporator

The relevance of this research was due to the fact that some modes of operation of AWCU can not be organized because of the insufficiently high temperature of the heating source. So, for example, the level of cooling temperatures in the evaporator requires an appropriate pressure level P_o both in the evaporator and in the absorber. The equilibrium temperature of the strong WAS in the absorber $t_{kp.A}''$ should be higher than the temperature of the cooling medium in order to ensure removal of the heat of absorption. The mass fraction of ammonia in the strong WAS $\xi_{kp.}'$ is determined by the values of P_o and $t_{kp.A}''$, and for the organization of the absorption process, a certain degassing zone is necessary—the difference in the mass fractions of ammonia in the strong $\xi_{kp.}'$ and weak $\xi_{cl.}'$ WAS. In turn, the mass fraction of ammonia in the weak WAS $\xi_{cl.}'$ is determined by the values of the condensation-generation pressure and the temperature of the heating source.

The algorithm for searching the AWCU operating modes was as follows. At the first stage, the temperatures of the cooling object were set $t_{ob} = \text{minus } 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\text{minus } 15\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\text{minus } 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. For each value t_{ob} , a calculation was made with a fixed value with a range of $25 \dots 43\text{ }^{\circ}\text{C}$ in steps of $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. For the given values, we calculated the circulation multiplicity with a variable in steps of $1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

In case the multiplicity of the circulation is a positive value, it was concluded that the operation mode of AWCU can be realized, and otherwise, when the circulation multiplicity was negative, it was concluded that the operating mode does not exist. An analytical relationship between the temperature of the cooling medium (t_{oc}), the temperature of the cooling object (t_{ob}), and the temperature of the heating source (t_h) is obtained under the condition of the maximum value of the thermal coefficient. The dependence has the following form [24]:

$$t_h = \frac{a + bt_{oc} + ct_{oc}^2 + dt_{o\bar{o}} + et_{o\bar{o}}^2 + ft_{o\bar{o}}^3}{1 + kt_{oc} + lt_{oc}^2 + mt_{o\bar{o}} + nt_{o\bar{o}}^2}, \quad (\text{Eq.1})$$

where: $a = 47,74648658$; $b = -1,01853416$; $c = 0,013464939$; $d = -1,12675283$; $e = 0,02319431$; $f = -0,00017897$; $k = -0,03803459$; $l = 0,00049505$; $m = -0,00750582$; $n = 0,000151575$; dimension of temperature – $^{\circ}\text{C}$.

The maximum error of the analytical dependence is 5.3%. The average error is 1.1 %.

The form of the surface constructed from the dependences is shown in Fig.2.

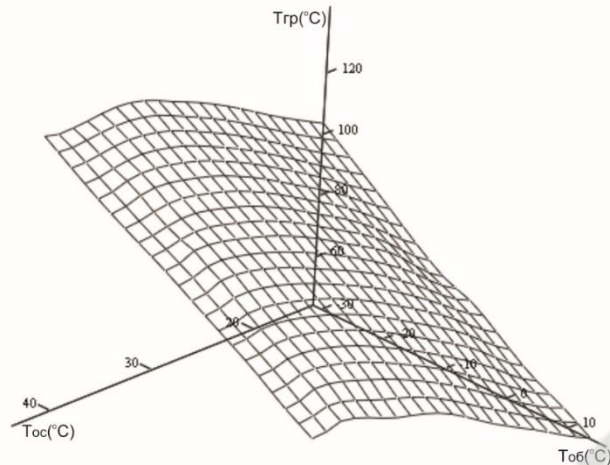


Figure 2: Dependence between the temperature of the cooling medium (t_{oc}), the temperature of the cooling object (t_{ob}) and the temperature of the heating source (t_h) under the condition of the maximum value of the thermal coefficient.

Analysis of the obtained calculation results allows us to draw the following conclusions.

First, in the range of design parameters with increasing temperature of the outside air (cooling medium), the necessary temperature of the heating source also increases. So, for example, with an increase from 20 °C to 45 °C at a fixed temperature of 5 °C the temperature will increase from 65 °C to 110 °C.

Secondly, in the range of design parameters, the increase in the temperature of the cooling object, for example, from minus 30 °C to 15 °C at a fixed outdoor temperature of 45 °C, will result in an increase in the required temperature of the heating source from 85 °C to 138 °C.

Thirdly, for operation in a tropical climate ($t_{oc} = 35 \dots 45$ °C) and a cooling object temperature of 5 °C (guaranteed "dew-point" temperature), the temperature of the heating source should be above 110 °C.

Currently, the main part of the market of equipment for the separation of water from air falls on systems that have in their composition a compression refrigeration unit with an electric drive. A necessary condition for the compression refrigerator operation is the availability of electrical energy. At the same time, the vast majority of countries experiencing water shortages are also limited in energy resources. The only available source of energy is the Sun.

For operation in systems for obtaining water from air, absorption water-ammonia refrigerators (AWAR), which are operating from a low-grade heat source – solar collectors (SC), have been proposed.

It was shown that during the implementation of AWAR cycles there are modes with maximum energy efficiency in practical temperature ranges of the cooling fluid (from 10 to 32 °C) and cooling objects (from minus 25 to minus 5 °C). To achieve these conditions, an appropriate combination of the composition of water-ammonia solution and temperature of the heating source is necessary.

As a result of the analysis an AWAR scheme with a booster compressor before a condenser for operation as a part of systems for obtaining water from air is proposed. This scheme, despite the additional energy consumption for operation of the booster-compressor, ensures the operation of AWAR with heat sources with temperatures ranging from 80 °C to 100 °C.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF PERIODIC OPERATION AMMO-NIA-WATER ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN ATMOSPHER-IC WATER GENERATION SYSTEMS

Ozolin N.E., Kravchenko V.V.

Odessa National Academy of Food Technologies, Dvoryanskaya 1/3, Odessa, 65089, Ukraine
Fax: + 38(048)725-32-84, e-mail: nikita_ozolin@mail.ru

It is a common knowledge that one of the most valuable resources in the future of our planet is going to be fresh water, and the demand for water resources is already one of the main factors in global logistics of contemporary world, and this trend will only grow in the foreseeable future. One of the developments in water production technology is mechanical air dehumidification — condensation of water vapor on the surfaces with a temperature below the dew point. In this case, there are great prospects for the methods associated with the work of independent generators of cold — chillers that are guaranteed to provide the temperature below the dew point temperature. A necessary condition for operation of compression refrigeration machine is the availability of electrical energy. At the same time, the majority of countries facing water scarcity are limited in energy resources, too. Often the readily available source of energy in there is the sun. [Alekseyev V.V., Chekarev K.V. 1996.]

In this regard there have been developed original schemes of absorption water-ammonia refrigeration units of periodic operation (AWRU PO) based on solar collectors, which differ with autonomy and independence from the sources of electrical energy, and unlike heat-analogues (steam jet and lithium-bromide absorption) can be operated with air cooling of their heat-dissipating elements. [Pearlstein B.H. 2008.]

A scheme of flows in AWRU PO during different phases of its work is shown in Figure 1. In the initial time, when AWRU PO zones are at the same temperatures equaling ambient temperature, the composition of the working fluid (WAS) is the same in both zones. In the charging period, the heat flux Q_h arrives to the AWRU PO generator (left part in Fig.1.a) at the temperature t_h . The absorber-evaporator (right part in Fig.1.a) is at ambient air temperature (t_w) and removes the absorption heat Q_a .

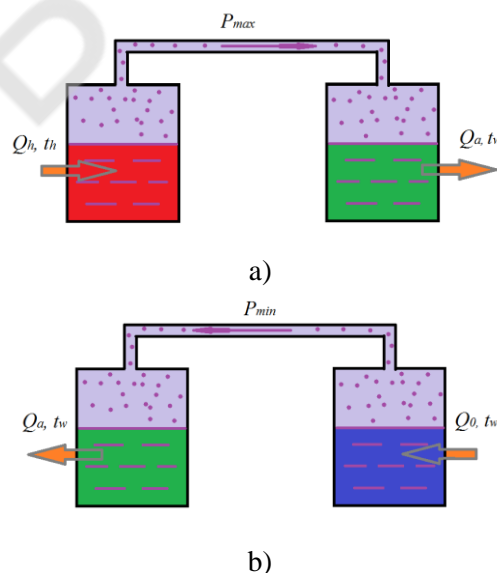


Figure 1. The diagram of the heat and mass flows inside the operating AWRU PO
a) — operation during the charging phase; b) — operation during the cooling phase

During the charging period (Figure 1.a), there occurs the movement of mostly lower boiling component (ammonia) from the generator-absorber (G-A) into the absorber-evaporator zone (A-E). Herewith a temperature in G-A is increased from ambient temperature toward the temperature of the heating medium (

t_h), the rate of change is slightly influenced by the initial composition of WAS. At the end of the evaporation process, the temperature in the G-A is at its maximum, the pressure in the system is also at maximum, and the temperature in A-E can be assumed constant and equal to t_w . At the same time, the maximum proportion of ammonia in the WAS is in the A-E, and the minimum — in the G-A.

In the cooling phase (Figure 1.b), the heat flow from the heat source is blocked, and the outside air is supplied to the outer surface of the G-A, leading to its cooling to ambient environment temperatures. Due to the equilibrium shift in the WAS, when the temperature in the G-A is lowered, the system moves into a state of reduced pressures. In the internal volume of AWRU PO, the system pressure falls to the minimal (in the initial time) value P_{min} . At this point, saturated with ammonia WAS in the A-E starts to boil with heat removal from the outside air flow. Upon cooling of WAS, a thermal flow Q_0 from the environment into the G-A appears due to the temperature difference, that flow is a refrigerating capacity of the AWRU PO. The generated vapor of ammonia is absorbed in the G-A zone with a heat of absorption Q_a transferring to the environment with the corresponding temperature t_w . In this process, there is a monotonic increase of pressure with a corresponding increase of temperature in the A-E zone. The air flow that washes over the outer surface of the A-E is cooled to temperatures below the dew point, and the water condensate devaporates out of it. The cooling process takes place until the establishment of thermal equilibrium in zones G-A and A-E.

For the practical implementation of such a device, it is necessary to estimate its specific cooling capacity q_o when operating under different climatic conditions, with the prospect of maximal utilization in the arid tropical zones of the planet. This refrigerating capacity is determined by the amount of heat, removed from air while it cools below the dew point temperature, relatively to refrigerant's mass. In connection with this, the initial data must include temperature and humidity of atmospheric air and the potential maximum temperature of the heating source t_h .

At the initial stage of the calculation, there was specified an initial equilibrium composition of WAS, denoted as x_{beg} (in the liquid phase) and y_{beg} (vapor phase). When calculating, the volumes of WAS in G-A and A-E zones are assumed equal. Considering equal temperatures of all system elements $t_w^{G-A} = t_w^{A-E}$ before operation, the composition of the phases are defined as:

a) for the liquid phase:

$$x_{G-A}^{beg} = \frac{m_{G-A} x^A}{m_{G-A} x^A + m_{G-A} x^B} = x_{A-E}^{beg} = \frac{m_{A-E} x^A}{m_{A-E} x^A + m_{A-E} x^B} \quad (1)$$

b) for the vapor phase:

$$y_{G-A}^{beg} = \frac{m_{G-A(y)}^A}{m_{G-A(y)}^A + m_{G-A(y)}^B} = y_{A-E}^{beg} = \frac{m_{A-E(y)}^A}{m_{A-E(y)}^A + m_{A-E(y)}^B} \quad (2)$$

where m is the mass of solution components, kg; A — ammonia, B — water.

During the charging period (Figure 1.a), some mass of ammonia vapor and water vapor transfers from the zone G-A to the zone A-E. The maximum possible value of the proportion of ammonia in the liquid phase in the A-E is determined by the following relationship:

$$x_{A-E}^{max} = \frac{m_{A-E(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A}{m_{A-E(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A + m_{A-E(x)}^B + \Delta m_{(x)}^B} \quad (3)$$

Respectively, the mass in the G-A proceeds to decline:

$$x_{G-A}^{min} = \frac{m_{G-A(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A}{m_{G-A(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A + m_{G-A(x)}^B - \Delta m_{(x)}^B} \quad (4)$$

where $\Delta m_{(x)}^A$ and $\Delta m_{(x)}^B$ — respectively, the mass of ammonia and water in the liquid phase, transferred from G-A to A-E, kg.

The values of x_{G-A}^{\min} and the values of x_{G-A}^{\max} are linked by their thermodynamic parameters — pressure and temperature.

The aim of the thermodynamic calculation of AWRU PO is to define the operating range with the estimation of specific cooling capacity, which determines the performance of installation for the atmospheric water generation by mechanical dewatering (ensuring the temperature of wall and air contact area is below the dew point).

The calculation was carried out for a range of regime parameters:

- a) the temperature of the heating source (generator wall) $t_h = 65 \dots 95$ °C;
- b) the temperature of the "cold source" (ambient air temperature) $t_w = 25 \dots 45$ °C;

The water-ammonia solution (WAS) is used as the working fluid. The calculations assume the maximum operating temperature in the cooling area to be $t_{ob} = 10$ °C.

CONCLUSIONS

1. By increasing the temperature of heating source, the proportion of ammonia in the G-A zone is reduced, allowing to obtain higher potential capacity of absorption process during the cooling phase, i.e. to increase the specific cooling capacity of AWRU PO and the performance by water extraction from the air. Since the temperature rise of the heating source from 65 °C to 95 °C, minimal temperature in the cooling area decreases from 7 °C to minus 17 °C.
2. When the ambient air temperature increases, the specific cooling capacity of AWRU PO decreases, and this tendency is especially noticeable at higher ammonia fraction in the generation area.
3. The performed estimation of specific cooling capacity of the AWRU PO has shown that it increases along with the temperature of heating source, and at lower ambient air temperatures, this trend is more obvious.
4. At low ambient air temperature, the maximal values of specific cooling capacity of the AWRU PO can be obtained, by increasing the amount of ammonia in the generation area.
- 5.

REFERENCES

1. Alekseyev V.V., Chekarev K.V. 1996. Preparation of fresh water from humid air. *Arid ecosystem (Russia)* 2(2–3): C.111-122.
2. Pearlstein B.H. 2008. *New Energy Systems*. Kazan: Publishing House of Kazan. state. tehn. University Press, 244 p.

UDC 621.575

DEVELOPMENT OF DOMESTIC ABSORPTION REFRIGERATOR FOR OPERATION IN A WIDE RANGE OF EXTERNAL AIR TEMPERATURES

Selivanov Artem¹, Titlov Alexandr²

**¹ Commission of Disciplines of Refrigeration Cycle
Odesa Technical College of the Odesa National Academy of
Food Technologies
Odessa, Ukraine, 65110, Balkovskaya str., 56.
tel. +38-063-713-28-47; E-mail: ref.selivanov@gmail.com**

**² Department of Heat and Power Engineering and
Fuel Pipeline Transportation
Odessa National Academy of Food Technologies
Odessa, Ukraine, 65082, Dvoryanskaya str., 1/3
tel. +38-063-497-45-03; E-mail: titlov1959@gmail.com**

By a term a «seasonal refrigerator» is presently named cooling attachment, which utilizes in the work low temperature potential of air environment, being outside the heated bays. A term is not confessedly, because such refrigeration apparatuses are on the initial stage of development.

Actuality of generation of seasonal refrigerator is delineated the problems of energy-savings during production activity of domestic and point-of-sale refrigeration devices.

Domestic absorbing refrigerators that use low temperature potential of environment and work in the wide range of temperatures, refrigerators of "seasonal" type, not suitable for work with the quick-changing loading, but declared oneself irreplaceable in the permanent mode at of long duration maintenance of preset parameter. During work in the permanent mode becomes the problem of maintenance of the even temperature field in all chilled volume. Even presence, so-called, super isolations in the corps of modern refrigeration devices during stabilizing of external and internal parameters are given by large running approach of temperature in the chilled volume and this running approach the more than greater ambient temperature.

Researches showed that exactly an inertance of the systems on the base of diffusive for absorption refrigeration aggregates is reason of impossibility of creation of the even temperature field without additional modernization

Researches were conducted on the base of refrigerator device as "horizontal" from water-ammonia an absorbing single-stage aggregate by the swept volume of 100 dm³. During a few years statistical tests were conducted with changeable external and internal parameters and states of equipment that gave an opportunity to analyses influence of those or other factors on work of diffusive for absorption refrigeration aggregate (ARA).

On Fig.1 the temperature field of the chilled object is shown at an ambient temperature 25 °C, to complete power of heater element of the uninsulated generator knot and without any modernizations of volume of chamber. It is obvious, that running approach of temperatures in an object makes to 20 degrees that are impermissible and not for a domestic device, and not for an industrial refrigeration aggregate. On the initial stage of researches, it was decided for smoothing of the temperature field in the chamber of refrigerator для to use the thermal pipes envisaged on the internal surface of the aluminum edging of the cooled volume. For the improvement of contact and erection to a minimum of thermal resistance of contact, thermal pipes mounted on heat-conducting paste. Already the first tests at the analogical parameters of environment in permanent office hours showed changes in the diagram of the temperature field. The use of thermal pipes is not NT for smoothing of thermal pressure [19], but change of the temperature field from starting to permanent modes with such amount of measuring points taken off first.

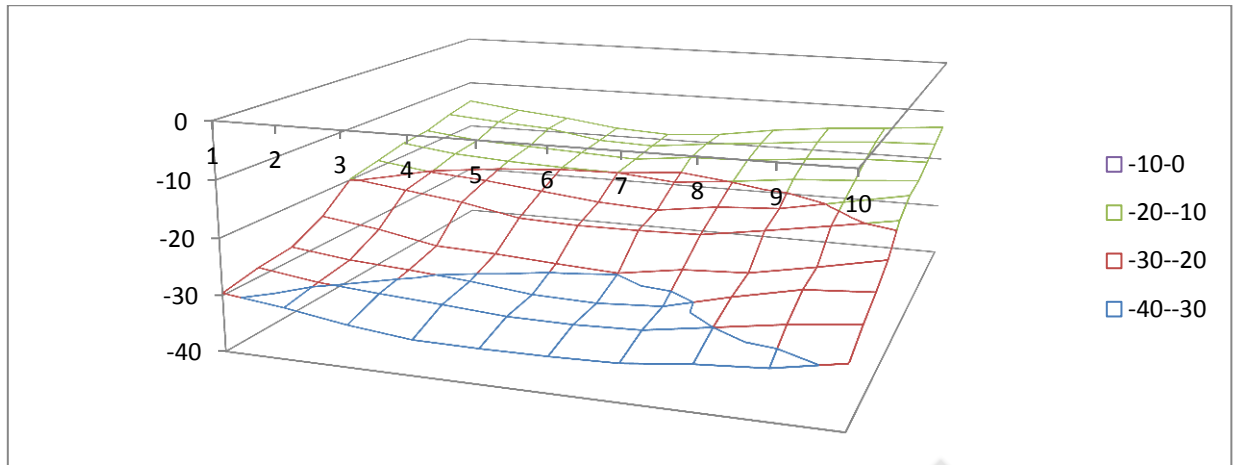


Fig.1. Temperature field of the chilled object is without modernizations of volume of chamber

On Fig.2. the temperature field is shown in the chilled object at an ambient temperature 25 °C, to complete power of heater element of the uninsulated generator knot and with the thermal pipes mounted on the internal surface of the chilled chamber.

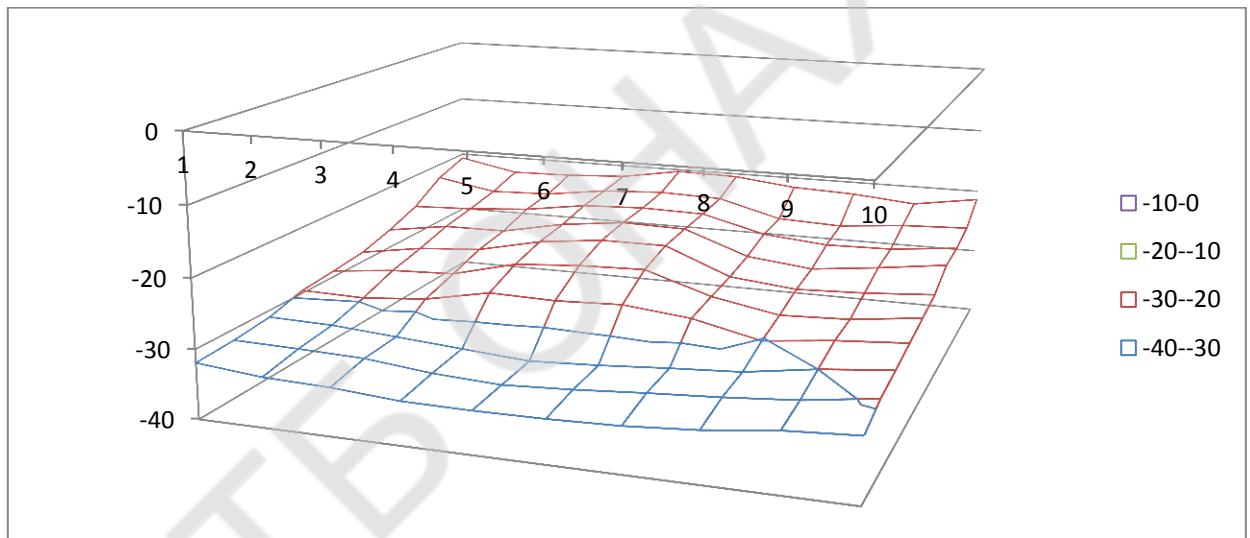


Fig.2. The temperature field of the chilled object is with thermal pipes in the chilled volume.

The use of copper effective thermal pipes decreased temperature running approach in two times and it made to 10 degrees. But such temperature running approach also is impermissible, in fact after existent norms running approach in the temperature field that can be considered even cannot fold more than 1,5...2 °C.

At the further tests of ARA the accumulator of cold was set in the chilled volume. In quality to the accumulator a copper plate was used in thick a 6 mm. At the general heat capacity of copper approximately 0,385 kJ/(kg-K) in the wide range of temperatures, researches showed a change in principle of distribution of temperature in a coolroom and in the starting, and in permanent modes. Results over of researches with the accumulator of cold with the dismantled thermal pipes are brought on Fig.3.

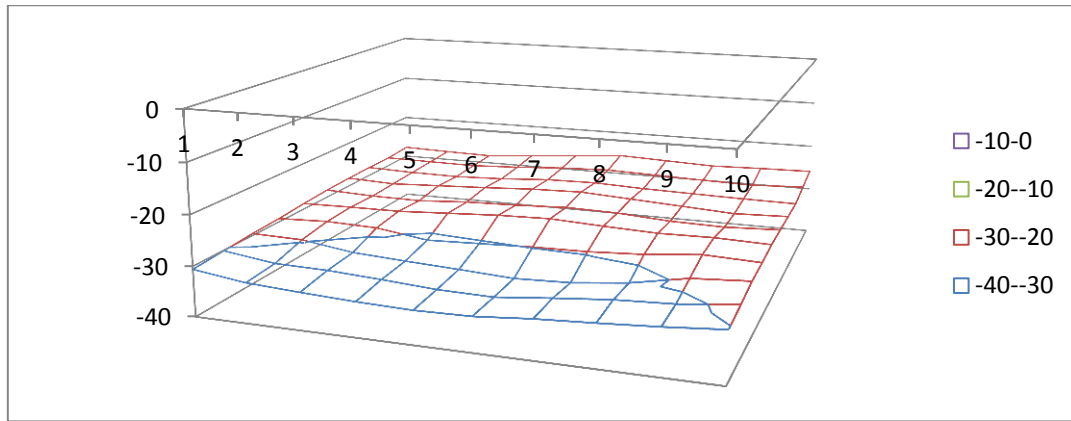


Fig.3. The temperature field of the chilled object is with the copper accumulator of cold.

The use of accumulators of cold different as can level the temperature field to the state even, but the question of economic efficiency not always allows to do it. In the object of research by means of copper accumulator it was attained running approach of the temperature field less than, than in 5 degrees. But after existent norms, it is not the homogeneous field.

For further research thermal pipes and copper accumulator of cold were simultaneously used with the aim of smoothing of the temperature field in the chilled volume at an ambient temperature 25 °C. Results over of the compatible use of two facilities are brought on Fig.4 As evidently on a picture, temperature running approach in the chilled volume makes not more than 2,1 degrees, it is possible to consider at such gradient of temperature, that evenness of temperature it was attained in a chamber.

It was shown in the process of the protracted researches, that such the modernizations have efficiency at the use of ARA in the standard modes without the use of low temperature potential of environment.

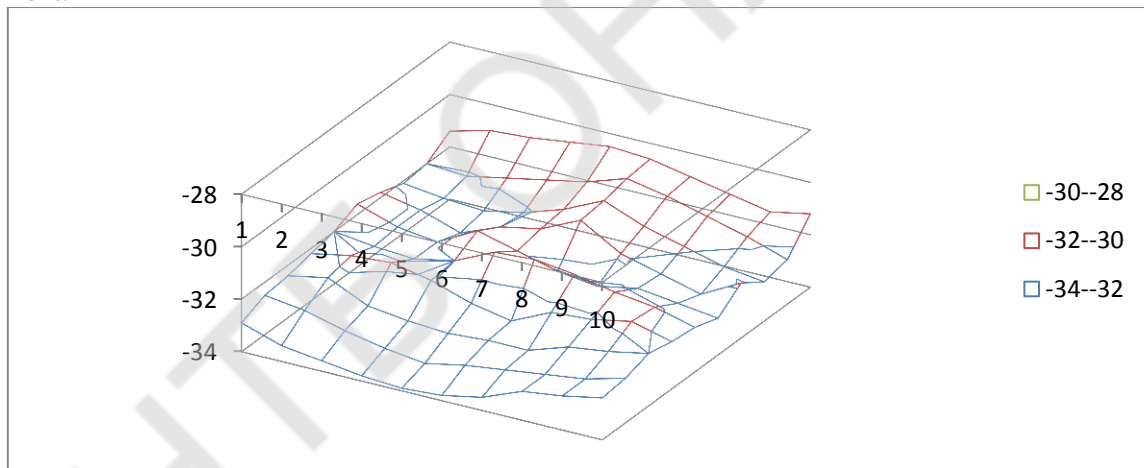


Fig.4. Temperature field of the chilled object with simultaneous the use of thermal pipes and to the accumulator of cold.

With reduction of external influence economic and power efficiency of additional modernization goes down, as an average annual economy (and the use of seasonal technique can be appraised only in macro sentinel sense) considerably less than, than charges are on effective thermal pipes and creation of accumulators of cold. Researches also showed complete inefficiency in this case liquid accumulators of cold on the basis of water solutions and on the basis of antifreezes and from the point of view of energy, and from the point of view of efficiency of the use of the chilled volume.

UDC 621.575

MODELING OF THERMAL MODES OF THE REFLUX CONDENSER OF THE ABSORPTION REFRIGERATION UNIT

Andrey Kholodkov

**Department of Heat and Power Engineering and Fuel Pipeline Transportation
Odessa National Academy of Food Technologies
112, Kanatna str., Odessa, 65039, Ukraine
desper.fair@gmail.com**

Olga Titlova

**Department of Commodity and Customs Affairs
Odessa National Academy of Food Technologies
112, Kanatna str., Odessa, 65039, Ukraine
titlova@ukr.net**

In general, based on general physical concepts, two modes of the reflux condenser operation can be distinguished:

a) the mode of cleaning the vapor mixture, when the wall temperature exceeds the condensation temperature of ammonia;

b) partial condensation of pure ammonia vapors.

With the ideal operating mode of the reflux condenser, the "a" mode is realized.

The initial data for modeling are:

a) the dimensions of the lifting section of the reflux condenser;

b) the coefficients of thermal conductivity of the wall material of the reflux condenser pipe (λ_S) and the warm insulation material;

c) the mass flow rate of ammonia vapor at the outlet of the lifting section of the reflux condenser G''_{ex} ;

d) the parameters of the vapor mixture flow at the inlet of the lifting section of the reflux condenser (temperature, mass concentration).

At the inlet of the lifting section of the reflux condenser comes a vapor water-ammonia mixture with the parameters ϱ_{ent} , ξ''_{ent} , G''_{ent} .

At a partial reflux at the initial (lower) section due to the difference in wall and flow temperatures, ammonia concentration in it increases. The equilibrium temperature of the vapor mixture flow (ϱ) decreases, and at the next higher section of the reflux condenser, the wall temperature will be lower than at the initial stage.

By changing the wall temperature along the height of the reflux condenser, there will be axial heat transfers along the pipe section (Q_{ax}).

Chilled reflux countercurrent flows of the vapor mixture along the inner wall of the reflux condenser. The heat of reflux (Q_D) after reflux heating (Q_F) is discharged to the environment (Q_{env}) both in the installation area of the thermal insulation jacket and from the free surface of the pipe.

Calculation shows that in order to ensure a complete purification of the ammonia vapor stream under the severe conditions of ARU operation, the thickness of the thermal insulation of the refluxing section in the form of a fiberglass cloth should be 3...4 mm thick.

We realized model concepts of thermal and hydraulic modes of an AWRU refluxer in the Simulink simulation environment of the MATLAB program.

According to the above algorithm, we performed calculation of temperature fields for a refluxer with a diameter of 16×1.4 mm. Pipe material is structural steel ($d_{in}=45$ W/(m·K)). Thermal insulation material of a casing is a fiberglass cloth ($\lambda_{i1}=0.056$ W/(m·K)).

A WAM flow with a temperature varying in dependence on the ambient air temperature goes to the inlet of AWRU refluxer.

Taking into account the same results, we set mass flow rates at the inlet of a refluxer at thermal loads: 70; 100 and 150 W. Further, we modelled thermal modes of a refluxer of a size of 0.20 m with 20 elementary sections the size of 0.01 m.

We considered two options of refluxer operation: without heat insulation of a lifting section and operation under ideal adiabatic conditions.

In the first case, the modeling went at temperatures: 10; 17; 25 and 32 °C, and in the second case, at 10 and 25 °C. The lower limit of the modeling range (10 °C) corresponds to the international class of performance of a household appliance *SN*, and the upper limit – to the moderate climate [1].

Analysis of modeling results made it possible to reveal a significant calculation difference of temperatures between a WAM flow and a wall of a AWRU refluxer.

Table 1 shows the data obtained.

Table 1. Calculation difference of temperatures difference between a WAM flow and a wall of an AWRU refluxer

Lifting area refluxer without thermal insulation				
Thermal loading of AWRU solar generator, W	Ambient air temperature, °C			
	10	17	25	32
70	19	18	15	16
100	29	28	28	24
150	36	34	32	29
Lifting area refluxer with thermal insulation coating				
Thermal loading of AWRU solar generator, W	Ambient air temperature, °C			
	10	–	25	–
70	13	–	16	–
100	23	–	23	–
150	28	–	28	–

An analysis of the results obtained showed that the minimum temperature difference between a WAM flow and a wall of an AWRU refluxer takes place under adiabatic operation conditions of a refluxer when there is no environmental effect.

The obtained results confirmed the well-known fact [2, 3] about inoperability of AWRU of a standard structure under conditions of low ambient temperature (10 °C) and minimum thermal loads on a thermosiphon generator (70 W).

When a thermal load increases, a launch of AWRU starts (at 100 and 150 W). At 100 W of thermal load, the temperature at the outlet of a refluxer is 64 °C. At a pressure in the system of 2.0 MPa, mass concentration of a vapor WAM is 0.997, i.e., almost pure ammonia is moving. At a thermal load of 150 W, the temperature at the outlet of a refluxer is 73 °C, and mass concentration is 0.994.

Starting with the ambient air temperature, which corresponds to 17 °C, even at a minimum load, almost pure ammonia vapor flows into a condenser. At the same time, there is a WAM flow with the mass concentration of 0.990 at half a length of a refluxer (in the upper part).

At 25 °C and a thermal load of 150 W, a vapor front advances to the end of a refluxer and a regular WAM cleaning mode is realized.

The same effect takes place with a thermal load of 70 W, but at an ambient air temperature of 32 °C already.

Under adiabatic conditions, passing of a WAM BAC flow at outdoor air temperature of 10 °C takes place even with a minimum thermal load of 70 W. We can determine this mode by the wall temperature of a refluxer, which in some tests [2, 3, 4] is about 65 °C. The temperature corresponds to the minimum temperature in a refrigerating chamber and temperature at the end of boiling of WAM not exceeding 170 °C. The limitation on boiling temperature relates to an exponential increase in intensity of corrosion processes in a heat input zone of a solar generator [5].

With a thermal load of 100 W in the final section of a refluxer, temperature reaches 88 °C, which corresponds to a mass concentration of ammonia in WAM flow – 0.985, and at a thermal load of 150 W, flow temperature is 93 °C and a mass concentration is 0.970.

At an air temperature of 25 °C and a thermal load of 70 W, temperature of a WAM flow at the outlet of a refluxer is 81 °C, and the mass concentration of ammonia in WAM flow is 0.996, at a thermal load of 100 W and 150 W – temperatures are, respectively, 88 °C and 93 °C, and mass concentrations are 0.985 and 0.977.

We verified the above modeling results in the framework of experimental studies. We got convergence sufficient for engineering calculations, which does not exceed 5 °C.

CONCLUSIONS

1. We developed a technique for modelling of heat and mass exchange modes of AWRU refluxes in the composition of solar water producing systems from atmospheric air. A distinctive feature of the presented technique is accounting for resistance to mass transfer in the process of diffusion of water vapour from the center of a flow to a wall of a refluxer. We confirmed the reliability of the modelling methodology in the course of experimental studies of a typical household absorption refrigeration unit. The method made possible analytical determination of numerical values of a temperature difference between a vapour WAM flow and a refluxer wall. We can use modelling results to design systems for automatic control of energy-saving modes of AWRU at operation in a wide range of outdoor temperatures.

2. We developed an approach to creation of systems of energy-saving management of AWRU in a wide range of outdoor air temperatures (10– 32 °C) at operation in solar systems for obtaining of water from atmospheric air. The base of the approach is changing of heat exchange conditions at the outlet of a refluxer in the automatic control mode using a bellows filled with a low-boiling liquid.

REFERENCES

1. DSTU 3023-95 (HOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Prylady kholodylni pobutovi. Eksploatatsiyni kharakterystyky ta metody vyprobuvan. Kyiv: Derzhstandart Ukrainy, 1996. 22 p.
2. Titlova O. A., Titlov A. S. Analiz vliyaniya teplovoy moshchnosti, podvodimoy v generatore absorbcionnogo holodil'nogo agregata, na rezhimy raboty i energeticheskuyu effektivnost' absorbcionnogo holodil'nogo pribora // Naukovi pratsi ONAKhT. 2011. Issue 39. P. 148–154.
3. Titlova O. A., Hobin V. A. Energoeffektivnoe upravlenie absorbcionnymi holodil'nikami. Kherson: Grin' D.S., 2014. 216 p.
4. Titlov A. S. Energoberegayushchee upravlenie rezhimami bytovykh absorbcionnykh holodil'nykh priborov (AHP). Chast' 1 // Avtomatyzatsiya tekhnologichnykh i biznes protsesiv. 2011. Issue 5-6. P. 38–44.
5. Wang Q., Gong L., Wang J. P., Sun T. F., Cui K., Chen G. M. A numerical investigation of a diffusion absorption refrigerator operating with the binary refrigerant for low temperature applications // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, Issue 10. P. 1763–1769.

УДК 621.575:620.91: 621.565.8

РАЗРАБОТКА АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Титлов А. С., профессор кафедры ТТТЕ ОНАПТ, Одесса,
Цой А.П., профессор кафедры МиАПП АГУ, Алмата, Алимкешова А.Х., Джамашева Р.А.
titlov1959@gmail.com

Несмотря на высокие темпы индустриализации и электрификации в современном мире, во многих странах имеется значительное количество территорий, где или отсутствуют источники электроснабжения, либо их качество неудовлетворительно. Одним из таких примеров являются фермерские и крестьянские хозяйства, которые находятся в местах заготовки и первичной обработки продукции животного и растительного происхождения. Особенно остро стоят проблемы качественного обеспечения первичной холодильной обработки мясных и молочных продуктов в соответствии с технологическими требованиями. И, если в регионах с холодным климатом можно еще использовать известные издавна технологии применения водного льда, то в странах с умеренным и тропическим климатом нужно применять только искусственное охлаждение.

Из всего спектра современного холодильного оборудования для решения задач автономного искусственного охлаждения наиболее эффективными, с энергетической точки зрения, во-первых, являются парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ), работающие от дизель-генераторов или солнечных батарей.

В этой связи актуальной становится задача поиска путей повышения энергетической эффективности автономных систем охлаждения на базе ПКХМ с использованием возобновляемых источников тепловой энергии, в частности, радиационного теплового излучения в космическое пространство. Любая поверхность, обращенная к ночному небу, при определенных условиях может излучать больше тепловой энергии, чем получать обратно от окружающей среды [1]. Данный эффект носит название ночного радиационного охлаждения (НРО) и за счет него можно поддерживать температуру теплоносителя ниже температуры окружающего воздуха.

Использование НРО в значительной степени определяется особенностями климата того или иного региона. В определенных климатических условиях холодильные системы, использующие радиационное излучение, будут работать более эффективно, чем в других. Установлено, что на возможность использования НРО влияют такие атмосферные параметры, как скорость ветра, влажность воздуха, прозрачность атмосферы для инфракрасного излучения в диапазоне от 8 до 13 микрометров [2].

Исследования по применению радиационное излучение для холодильных систем проводятся и для резко континентального климата Казахстана [3-18]. Авторы [3] показали, что в регионах с резко-континентальным климатом ночное радиационное охлаждение может быть использовано для снижения температуры жидкости, поступающей периодически. Теплоотсеивающие элементы с площадью излучающей поверхности, равно 4 м^2 , позволяют обеспечивать в течение года холодопроизводительность установки от 140 Вт до 650 Вт, в зависимости от погодных условия города Усть-Каменогорск. Таким образом технология НРО позволяет продлить период использования естественного холода в течение года и сократить затраты электроэнергии при работе систем охлаждения на базе ПКХМ.

Рассмотрим для примера, технологию НРО в системе охлаждения молока на фермах (рис.1). В ночное время, когда отсутствует солнечная радиация, жидкий хладоноситель 4 с низкой температурой замерзания подается с помощью насоса 3 к теплоотсеивающей панели 9. Панель 9 устанавливается под открытым небом и сбрасывает тепло в космическое пространство за счет радиационного инфракрасного излучения, а в атмосферный воздух за счет конвективного теплообмена. При отсутствии тепловой нагрузки температура хладоносителя и атмосферного воздуха выравнивается. При дальнейшей циркуляции наблюдается эффект НРО и хладоноситель охлаждается ниже температуры атмосферного воздуха до $5-10 \text{ }^\circ\text{C}$ [4].

Хладоноситель 4 далее поступает в бак-аккумулятор 5 и охлаждает бак 7 с молоком 6. Если хладоноситель 4 не может охладить молоко до требуемой температуры, то подключают ПКХМ 1. Испаритель 2 ПКХМ 1 охлаждает хладоноситель 4 и молоко 6 до нужной температуры. Мешалка 8 интенсифицирует процесс охлаждения молока 6. После охлаждения молока 6 до требуемой

температуры, открывается запорный вентиль 11 и производится слив продукта в бак 10.

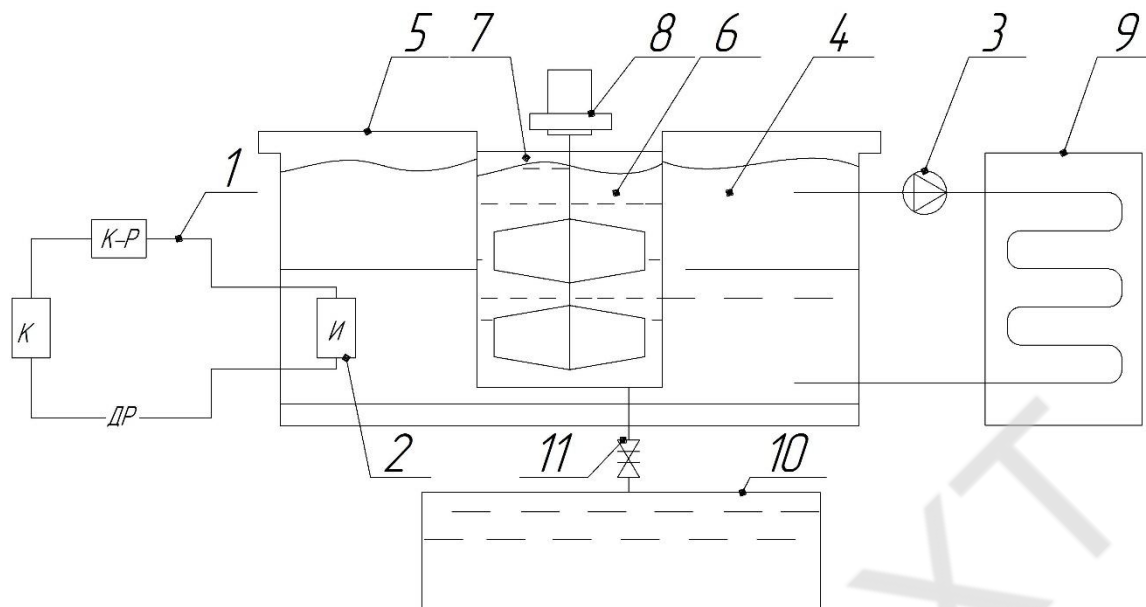


Рис.1. Система охлаждения молока с использованием НРО и ПКХМ: 1 – ПКХМ, 2 – испаритель ПКХМ, 3 – насос хладоносителя, 4 – хладоноситель, 5 – бак-аккумулятор холода, 6 – молоко, 7 – емкость для молока, 8 – мешалка, 9 – теплоотсеивающая панель, 10 – бак для охлажденного молока, 11 – запорный вентиль

При включении в схемы систем охлаждения ПКХМ необходимо оценить их энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне температур атмосферного воздуха.

Следует оценить возможность применения разрешенных в настоящее время холодильных агентов для условий работы ПКХМ в составе систем охлаждения молока с эффектом НРО.

Для этого был выполнен расчет термодинамических параметров простейшего цикла ПКХМ без регенеративного теплообменника и переохлаждения жидкости перед дросселированием. При расчете использованы рабочие тела ПКХМ: R134a; R717 (аммиак); R22; R600 (изобутан); R744 (CO_2).

Температура кипения рабочих тел ПКХМ принималась равной $t_o = 0$ °С, а температура конденсации варьировалась: $t_k = 10; 20; 30; 40$ °С.

При расчете использовался классический алгоритм [5] с определением в характерных точках цикла температур, давлений кипения (P_o) и конденсации (P_k) и расчете удельной холодопроизводительности (q_o), удельной работы сжатия в компрессоре (l), холодильного коэффициента (ϵ).

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 1 показывает, что:

а) снижение уровня температур атмосферного воздуха от 40 °С до 10 °С благоприятно сказывается на энергетической эффективности циклов ПКХМ, так, в среднем имеет место рост холодильного коэффициента в 4-6 раз, а для аммиака – в 17,3 раза;

б) максимальная энергетическая эффективность цикла ПКХМ среди рассмотренных рабочих тел отмечена у аммиака.

Таблица 1

Результаты расчетов термодинамических параметров и энергетических характеристик циклов ПКХМ

Наименование рабочего тела ПКХМ	t_k , °С	P_o , бар	P_k , бар	q_o , кДж/кг	l , кДж/кг	ϵ
R134a	10	3,0	4	185	15	18,5
	20	3,0	5,6	170	22	7,7
	30	3,0	7,5	155	25	6,2
	40	3,0	9,8	140	32	4,3
R717	10	4,3	6	1260	10	127
	20	4,3	8,5	1200	40	30
	30	4,3	12,5	1160	100	11,6
	40	4,3	16,5	1100	150	7,3
R22	10	5,0	7	193	7	27,5
	20	5,0	9	181	17	10,6
	30	5,0	12	165	27	6,1
	40	5,0	16	153	36	4,25
R600	10	1,6	2,3	325	12	27
	20	1,6	3	300	15	20
	30	1,6	4	275	35	7,8
	40	1,6	5,3	255	50	5,1
R744	10	35,0	45	210	8	26,2
	20	35,0	58	177	18	9,8
	30	35,0	72	133	28	4,75

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 1 показывает, что:

а) снижение уровня температур атмосферного воздуха от 40 °С до 10 °С благоприятно сказывается на энергетической эффективности циклов ПКХМ, так, в среднем имеет место рост холодильного коэффициента в 4-6 раз, а для аммиака – в 17,3 раза;

б) максимальная энергетическая эффективность цикла ПКХМ среди рассмотренных рабочих тел отмечена у аммиака.

Список информационных источников

1. Kimball B.A. Cooling performance and efficiency of night sky radiators. Solar Energy Vol. 34, No. 1, Elsevier Science Ltd. Printed in the U.S.A. 1985. P. 19-33.
2. Zhiguang Zhou, Xingshu Sun, Peter Bermel, Radiative cooling for thermophotovoltaic systems. Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV, San Diego, California, August 28, 2016.
3. Цой А.П., Грановский А.С., Цой Д.А., Бараненко А.В. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство // Холодильная техника. 2014. № 12. С. 36–41.
4. Цой А.П., Грановский А.С., Мачуев Ю.И., Филатов А.С. Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство // Вестник МАХ. 2015. № 3. С 28–33.
5. Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Минкус Б.А. Холодильные машины: справочник. М.: Легкая и пищевая пром-ть. 1982. – 223 с.

RESEARCH OF ELEMENTS OF TECHNOLOGY FOR REMOVAL OF NATURAL PESTICIDES FROM PLANT RAW MATERIALS

Kateryna Heorhiiesh, PhD in Engineering sciences, senior lecturer

**Odessa National Academy of Food Technologies
Odessa**

At this time, pesticides are the main means of protecting plants, animals and various materials from damage by various organisms. Most of them are of artificial origin, causing pesticide-treated products to have side effects. However, in nature, there are "natural pesticides (example: garlic for carrot pests, etc.), so new pesticides must be of natural origin, which, when acted upon on a particular object, do no harm to others. Such pesticides can be obtained from the same plants. Extraction of poisonous substances for pests and cultivation of cultivated plants makes it possible to preserve the crop as much as possible while meeting all ecological requirements.

However, one of the problems is the duration of extraction of the required substances, as well as the complexity of maintaining the required temperature regime, the low depth of extraction. These problems can be easily solved by extracting with the help of microwave (MV) energy. At this time, it is known that the use of MB of the field will accelerate and increase the completeness of extraction of biologically active compounds of BAR from vegetable and animal raw materials. At the same time, there is no data on the modes of microwave extraction, the properties of the extracts obtained as natural pesticides and their stability, which makes it impossible to create the appropriate technology and to develop a device for obtaining these substances.

Thus, the question of intensification of technological processes of extraction of biologically active compounds relates to the current problems of technology of extraction of substances and are currently quite relevant.

The processing of plant material in the microwave field has its own specificity, which is related to the peculiarities of the conversion of electromagnetic energy into the internal energy of the body. Understanding the volumetric nature of heating, the process of absorption of energy by the body of various shapes, thickness, influence of dielectric characteristics is the basis for the development of effective technology. In industrial practice, microwaves with a frequency of 2.24 GHz are used in the world. This frequency is obtained by magnetrons. In the microwave range, there is a heating process called the microwave, which is caused by the polarization effect.

Vegetable material is usually a pure electric insulator. This material is capable of accumulation and dissipation of energy in the interaction with the electromagnetic field. Dielectric properties play a decisive role in the interaction of the electric field with the product. Most simply, the mechanism of transformation of the microwave field into the internal energy of the polar dielectric can be described as follows: dielectric losses at the microwave frequency are mainly due to polar water molecules. A dipole molecule under the action of an external electric field acquires a torque formed by a pair of charges. Under the action of the rotational moment, the dipole is oriented in the direction of the field, which changes with the microwave frequency. In this case, the energy of the microwave field is transformed into the internal energy of the body. Thus, microwave processing allows to carry out a three-dimensional supply of energy, avoiding overheating and inhomogeneities. The intense yield of biologically active substances is due to the unidirectionality of the temperature and pressure gradient, which can not be achieved with any other method of extraction.

The main stage is the experimental process involved in extraction, when it uses a microwave field and uses the necessary indicators. To do this, we try to do a lot of experiments to use an existing lab. At first, the real technological parameters for the production of the highly extractive extracts that are required to be offered for pesticides are explored. The raw material, lying on the species (root, leaf, flowers, stem, fruit, etc.), was subjected to special production and processing (fermentation, maceration, etc.), and always open to microwave energy, and may be taken into account that the fields are polarized in the microwave accumulation chamber.

All operating parameters - temperature, exposure time, pressure, wave frequency - are fixed by the control panel and indication. After completion of the process of general or fractional influence of the CF field and obtaining the extract, each product was subjected to physical, chemical and biological analysis. The result allowed us to make adjustments to the parameters, the selection of which was carried out until the experimenters received an extract with programmed parameters. Thermal calculations make it possible to

estimate the energy costs of the process, and the necessary biological and physico-chemical studies - to determine the properties of the substances obtained. To assess the impact of the substances obtained on harmful organisms, it is planned to conduct field trials in which infected plants are treated with the test substance.

ИТБ ОНАХТ

УДК 621.59

ПЕРСПЕКТИВНА СХЕМА ЗРІДЖУВАЧА ВОДНЮ МАЛОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ ТА ЇЇ РОЗРАХУНОК

**Кравченко М.Б.. Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса
kravtchenko@i.ua**

Воднева енергетика сформувалася як один із напрямів науково-технічного прогресу в середині 70-х років минулого століття. Водень був обраний в якості проміжного енергоносія через його очевидні екологічні переваги. При наявності дешевої електроенергії водень планувалося отримувати шляхом електролізу води.

Головним недоліком водню, як енергоносія, є складність його накопичення і зберігання. Водень – найлегший газ, тому його зберігання і транспортування в балонах вкрай не раціонально. Зрідження водню дозволяє істотно підвищити його щільність, але це дуже енергоємний процес, бо нормальна температура кипіння водню становить всього 20,4 К. Незважаючи на це, ряд провідних автомобільних компаній розробили і виробляють в обмеженій кількості автомобілі, що працюють на водні, в тому числі, і на рідкому водні. Тому, розробка ефективних водневих зріджувачів малої продуктивності, які можуть бути використані на заправних станціях для автомобілів, що працюють на рідкому водні вельми актуальна.

Підвищення ефективності зріджувачів водню не можливо уявити без застосування турбомашин – турбокомпресорів і турбодетандерів. Так як молекулярна маса водню мінімальна, то використання турбодетандерів у зріджувачах водню з малою продуктивністю є вельми проблематичним. Для вирішення цієї проблеми запропоновано схему зріджувача водню, в якій охолодження водню здійснюється за допомогою каскадного криогенного циклу, в першому ступені якого використовується азот, а у другому – неон. Головною особливістю запропонованої схеми є те, що робота азотного детандера використовується в неоновому турбокомпресорі для стиснення неону.

На рис. 1 наведена схема запропонованої установки. Установка для зрідження водню працює наступним чином. Азот стискається в компресорі від тиску 1,6 бар до надкритичного тиску 40 бар. Далі азот охолоджується в теплообміннику 2 і в ванні з допоміжним холодоагентом 3 до температури 205 К. Після цього, приблизно 74% азоту спрямовується на розширення в детандер 4, а решта азоту охолоджується в теплообмінниках 5, 6 і дроселюється у випарник рідкого азоту 8. У випарнику 8 рідкий азот кипить за рахунок тепла, що відбирається від стисненого в компресорі 9 неону. Азотна пара нагрівається в теплообмінниках 6, 5, 2 і повертається на стискання в азотний компресор.

Стиснення неону проводиться від 2,5 бар до надкритичного тиску 28 бар за рахунок роботи, отриманої в азотному детандері. Розрахунки проводилися для двоступеневого розширення азоту в двох послідовно з'єднаних турбодетандерах і двоступеневого стиснення неону в двох пов'язаних з азотними детандерами турбокомпресорах. В проведених розрахунках температура неону на всмоктуванні в перший ступінь турбокомпресора була прийнята рівною 83 К. При такій температурі і тиску, щільність неону на вході в перший ступінь неоновому турбокомпресора становить $7,6 \text{ kg/m}^3$, що дозволяє сконструювати і виготовити ефективний турбокомпресор для стиснення неону.

Ступінь розширення в кожному ступені азотного детандера в розрахунках була прийнята рівною 5, що близько до ступеню розширення повітря в установках для розділення повітря середнього тиску, тому не повинно бути жодних проблем з проектуванням і виготовленням такого турбодетандера. Ступінь стиснення неону в пов'язаному з азотним детандером ступені турбокомпресора прийнята рівною 3,4. Отже, при такій великій щільності неону, яка є на всмоктуванні неоновому компресора, робота ступенів турбокомпресора і турбодетандера можуть бути легко узгоджені і їх можна об'єднати в одному агрегаті – компандері. Для запобігання змішування неону і азоту, підшипники турбомашин повинні змащуватися оливою.

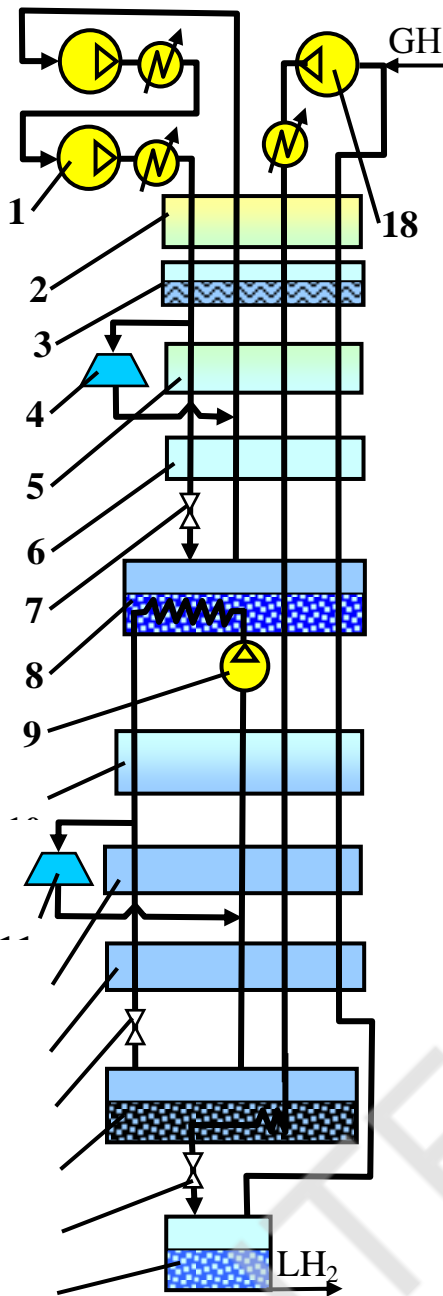


Рис. 1. Схема каскадної установки для зрідження водню.

1 – азотний компресор; 2, 5, 6 – азотні теплообмінники; 3 – ванна з холодоагентом; 4 – азотний детандер; 7 – дросельний вентиль; 8 – випарник рідкого азоту; 9 – неоновий компресор; 10, 12, 13 – неонові теплообмінники; 11 – неоновий детандер; 14 – дросельний вентиль; 15 – неоновий випарник; 16 – дросельний вентиль; 17 – відділювач рідкого водню; 18 – водневий компресор

установки. З іншого боку, теплове навантаження водневих теплообмінників суттєво впливає на параметри азотного і неонових циклів. Взаємозв'язок всіх цих параметрів суттєво нелінійний, тому метод послідовних наближень починає працювати тільки при дуже точному виборі початкового наближення. Саме ця обставина робить практично неможливою автоматизацію розрахунків

Тиск неону після його двоступеневого стиснення визначається роботою, яка отримана при розширенні азоту у відповідному ступені турбодетандеру і витратою неону. Для досягнення надкритичного тиску неону його витрата повинна бути не менше ніж 0,53 кг неону на 1 кг азоту, що циркулює в азотному циклі.

Стиснений в компресорі неон охолоджується в азотному випарнику до температури 82,5 К і надходить в теплообмінник 10, де охолоджується зворотним потоком неону до 72 К. Після цього, приблизно 82% неону спрямовується на розширення в детандер 11, а решта неону охолоджується до температури близької до температури кипіння неону в неоновому випарнику (30,5 К), і далі дроселюється в неоновий випарник 15.

Тиск водню після компресору 18 обирається таким чином, щоб відбувалася його конденсація в неоновому випарнику. Якщо температура конденсації водню дорівнює 31 К, то тиск водню повинен дорівнювати 9,4 бар. Насичений рідкий водень, який виходить з неонових випарників, дроселюється до тиску близького до атмосферного у відділювач рідкого водню. Рідкий водень виводиться з установки у сховище, а приблизно 36% пари, що утворилася під час дроселювання, послідовно проходить усі теплообмінники і повертається на стиснення до водневого компресора.

Розрахункове значення питомої роботи зрідження водню у запропонованому циклі становить 8,5 кВт·год/кг, без урахування теплоти орто-пара конверсії. Наведене значення питомої роботи зрідження було отримане при ізотермічних ККД обох ступенів стиснення азотного компресора, що дорівнює 0,75, і адіабатному ККД усіх детандерів і обох ступенів неонових компресорів які дорівнюють 0,8. При цьому витрата азоту в азотному контурі складала 66,1 кг на 1 кг рідкого водню, що одержується.

Великі масові витрати азоту і неону у порівнянні з витратою водню, дозволяють у запропонованому зріджувачі водню з продуктивністю понад 0,5 тонни на добу використовувати азотні турбодетандери і неонові турбокомпресори. Якщо ж продуктивність зріджувача водню буде більше ніж 2-3 тони на добу, то стає можливим використання турбокомпресорів для стиснення азоту. Це відкриває шлях до створення компактних і високоефективних зріджувачів водню малої продуктивності.

У зріджувачі малої продуктивності для стиснення продукційного потоку водню можуть бути використані поршньові або гвинтові компресори.

Недоліком запропонованої схеми зріджувача водню є складність її розрахунку. У запропонованій схемі, теплові навантаження водневих теплообмінників залежать від витрати водню, якой, в свою чергу, визначається холодопродуктивністю неонових криогенних циклів, а холодопродуктивність неонових циклів визначається холодопродуктивністю і роботою детандера в азотному циклі

запропонованої схеми зріджувача водню, наприклад, в середовищі Aspen HYSYS. Можливо ця обставина пояснює те, що роботи, присвячені аналізу подібних циклів, практично відсутні в науково-технічній літературі.

1. Кравченко М.Б. (2018) Перспективный водородный ожижитель малой производительности // Технические газы. №2. С.3-13.

НТБ ОНАХТ

УДК 621.59

ВИКОРИСТАННЯ ВІДКРИТОГО ЦИКЛУ СТІРЛІНГА В АВТОМОБІЛІ, ЩО ПРАЦЮЄ НА РІДКОМУ АЗОТІ

Кравченко М.Б.. Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса
kravtchenko@i.ua

Рідке повітря або рідкий азот порівняно недавно почали розглядатися як можливий варіант проміжного енергоносія, який може бути використаний на транспорті замість вуглеводневого палива.

Ідея використання рідкого повітря в якості джерела енергії для автомобіля з'явилася незабаром після того, як були створені перші промислові установки для скраплення повітря.

Перший прототип автомобіля, що працював на рідкому повітрі, був показаний в 1902 році і отримав назву Liquid Air. Автомобіль зміг проїхати 64 кілометри вулицями Лондона зі швидкістю в 19 кілометрів на годину, витративши на це 64 літри рідкого повітря. За оцінками фахівців, ККД двигуна цього кріомобіля становив близько 4%.

До ідеї автомобіля, що працює на рідкому азоті, знову повернулися тільки в кінці 90-х років минулого століття, коли постало питання про розробку екологічно чистої альтернативи традиційному автомобілю, що працює на вуглеводневому паливі.

У 2000 році група вчених з Вашингтонського університету розробила і випробувала експериментальний автомобіль, який працював на рідкому азоті та мав назву LN2000.

Експериментальний кріомобіль був створений на базі серійного поштового електромобіля Grumman Kubvan. В якості двигуна в ньому був використаний судновий пневмодвигун, призначений для приводу лебідки, яка підіймає і опускає якір. Паспортна потужність цього пневмодвигуна становила 11 кВт. Підчас випробувань кріомобіль розвивав швидкість до 35 км/год. Вимірювання витрати рідкого азоту показали, що ККД силової установки цього кріомобіля не перевищує 9%. Схема цього кріомобіля, як і у всіх попередніх зразків, була такою ж, як і у паровоза, тільки замість води використовувався рідкий азот, який має температуру кипіння набагато нижче температури навколишнього середовища. Тому не дивно, що ККД силової установки таких кріомобілей був приблизно таким же, як і у паровоза, тобто менше 10%.

Низька ефективність силових установок, які використовувались у відомих зразках

автомобілів, що працюють на рідкому азоті або рідкому повітрі, дискредитувала ідею кріомобіля. Тому обсяги фінансування та громадський інтерес до автомобілів, що працюють на рідкому азоті, набагато менше, ніж інтерес до електромобілів або автомобілів, що працюють на водні.

Для того, щоб оцінити потенційні можливості кріомобіля досить порівняти мінімальну роботу зрідження азоту з питомою ємністю різних типів акумуляторів. На рис. 1 наведено порівняння питомої енергії, що накопичується в різних типах електричних акумуляторів, з максимальною роботою, яку можна отримати при взаємодії рідкого азоту з навколишнім середовищем. Видно, що рідкий азот як проміжний енергоносіє ні в чому не поступається існуючим акумуляторам електроенергії, за умови, що буде знайдений спосіб ефективного добування енергії з рідкого азоту.

У запропонованій конструкції машини Стірлінга, що працює по відкритому циклу, більша частина азоту, який знаходиться всередині двигуна, здійснює замкнутий

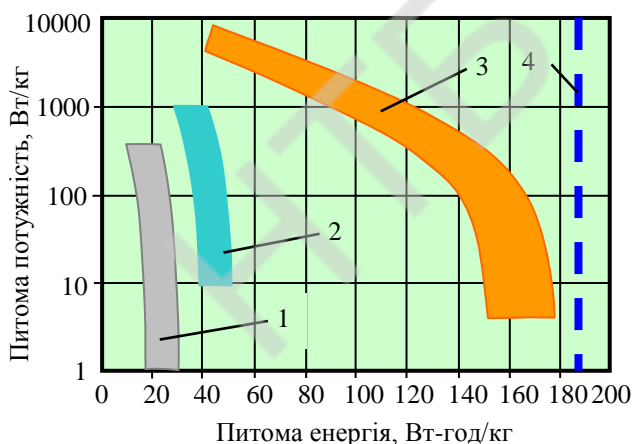


Рис. 1. Співлення питомої енергії, що накопичується в різних типах акумуляторів з максимальною роботою, яку можна отримати при взаємодії рідкого азоту з навколишнім середовищем.

- 1 – свинцеві акумулятори;
- 2 – нікель-кадмієві акумулятори;
- 3 – літій-іонні акумулятори;
- 4 – робота, яку можливо отримати від 1 кг рідкого азоту.

термодинамічний цикл, а менша частина проходить транзитом через двигун і використовується в якості холодного джерела для теплового двигуна. Транзитна частина азоту входить в двигун в його холодній частині і виходить з теплою боку двигуна Стірлінга.

Принцип роботи запропонованої машини Стірлінга, що працює по відкритому циклу, показаний на рис. 2.

Впорскування азоту відбувається, коли більша частина робочої речовини знаходиться в холодній порожнині циліндра і газ з холодної частини циліндра починає переміщатися в його теплу частину (див. Рис. 2а). Так як тиск азоту в цій фазі роботи двигуна вище критичного, то азот, що впорскується, буде являти собою холодний надкритичний флюїд, який практично миттєво буде змішуватися з азотом, який знаходиться всередині циліндра. В наслідок такого змішування температура азоту в холодній порожнині знизиться, а маса робочої речовини в двигуні збільшиться. Як показують розрахунки, оптимальна величина порції азоту, що впорскується, становить 8-10% від маси робочої речовини, яка вже знаходиться в машині Стірлінга.

На наступному етапі роботи машини за рахунок переміщення витискувача відбувається

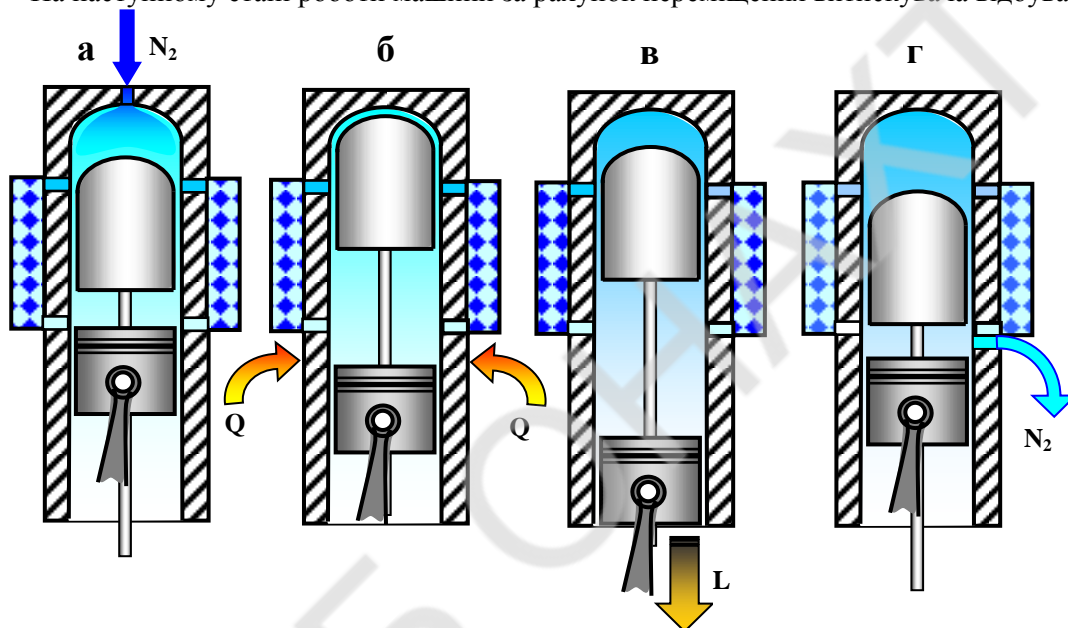


Рис. 2. Принцип роботи машини Стірлінга з відкритим циклом.

- а – впорскування азоту в холодну порожнину двигуна Стірлінга;
- б – переміщення азоту в теплу порожнину з підведенням тепла з навколишнього середовища;
- в – розширення азоту в теплій порожнині з вчиненням роботи;
- г – вихлоп азоту при мінімальному тиску в двигуні

перештовхування газового азоту в теплу порожнину машини (див. Рис. 2б). При цьому до робочої речовини підводиться тепло з навколишнього середовища. Далі йде розширення азоту при температурі, близької до температури навколишнього середовища (див. Рис. 2в). Розширення газу супроводжується виробництвом корисної роботи. На останньому етапі роботи запропонованої конструкції машини Стірлінга відбувається перештовхування газу в холодну порожнину за рахунок переміщення витискувача в теплу частину циліндра (див. Рис. 2г). Цей процес супроводжується зниженням тиску в циліндрі. При досягненні мінімуму тиску в циліндрі, відкривається випускний клапан, через який з двигуна випускається порція газового азоту, яка за масою дорівнює кількості азоту, який був впорскуваний раніше. Таким чином, маса робочого тіла, що бере участь в роботі машини, повертається до свого початкового значення. Після цього цикл повторюється.

Математична модель двигуна Стірлінга дозволила провести його оптимізацію з метою отримання максимального ККД перетворення ексергії рідкого азоту в механічну роботу.

В результаті оптимізації температури холодної частини циліндра і кількості азоту, що подається в циліндр за один оберт вала, отримані наступні значення цих параметрів. Оптимальна температура холодної порожнини циліндра дорівнює 130 К, оптимальна частка азоту, що впорскується, становить 7,8% від кількості азоту, який вже знаходиться в циліндрі. При таких параметрах двигун видає потужність 1,81 кВт при 600 обертах вала за хвилину. Витрата азоту в

оптимальному режимі роботи становить 25 кг/год. При цьому двигун перетворює в роботу 39,5% ексергії, накопиченої в рідкому азоті. До теплої частини циліндра в цьому режимі роботи необхідно підвести 5,1 кВт тепла. Так як з двигуна виходить азот при температурі 250 К та з тиском 12 бар, то підігрів цього азоту до температури 273 К і розширення в двоступеневій машині, що має адіабатний ККД 75%, дозволяє отримати ще 0,82 кВт механічної енергії. У підсумку, енергія, яка вироблена двигуном Стірлінга і розширювальною машиною, дорівнює 2,63 кВт-год, що становить 57,5% від мінімальної роботи зрідження 25 кг азоту.

Для того щоб розігнати невеличкий автомобіль до швидкості 55 км/год потрібно мати потужність двигуна близько 5 кВт (дані для LN2000). Якщо використовувати запропонований двигун Стірлінга в комбінації з розширювальною машиною для приводу такого кріомобіля, то при швидкості 55 км/год витрата рідкого азоту становитиме 1,1 л/км. Отже, 200 літрів рідкого азоту вистачить такому автомобілю для того щоб проїхати більш ніж 180 км, в той час як повного заряду 300-кілограмового акумулятора вистачає електромобілю Nissan Leaf для 160 км пробігу.

2. Кравченко М.Б. (2017) Применение открытого цикла стирлинга для получения энергии при газификации криогенных жидкостей // Технические газы. – №3. – С.40-51.

СЕКЦІЯ № 3. КОМПРЕСОРИ ТА ПНЕВМОАГРЕГАТИ. РОБОЧІ РЕЧОВИНИ.

УДК 621.438.2

ККД СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ З УРАХУВАННЯМ СТЕПЕНІ НЕРОЗРАХУНКОВОСТІ ТЯГОВОГО СОПЛА

Ванєєв Сергій Михайлович, к.т.н., доц., Родимченко Тетяна Сергіївна, асп.
СумДУ, м. Суми, s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua

Анотація. В роботі представлена залежність коефіцієнт корисної дії від наведеної колової швидкості робочого колеса для струминно-реактивної турбіни при степені нерозрахунковості $S > 1$. Досліджений вплив степені нерозрахунковості S на коефіцієнт корисної дії турбіни. Отримані графічні залежності коефіцієнта корисної дії турбіни від наведеної колової швидкості робочого колеса при тиску на вході в підвідне сопло 2, 4, 6 та 10 МПа і сталій наведеній безрозмірній швидкості на зрізі тягового сопла, та виявлено, що при збільшенні тиску на вході в підвідне сопло коефіцієнт корисної дії турбіни збільшується, також оптимум по коефіцієнту корисної дії зміщується в сторону збільшення наведеної колової швидкості робочого колеса.

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії, струминно-реактивна турбіна, нерозрахунковий режим, проточна частина, наведена швидкість.

У зв'язку із швидким прогресом сучасного суспільства потреба в розвитку енергетики стає з кожним днем все більша і більша. Питання енергозбереження та розумного використання енергетичного потенціалу нашої планети завжди було першочерговим і актуальним. Це не лише економічна вигода для споживачів, а також, що надзвичайно важливо, збереження довкілля для наших нащадків. У зв'язку з тим, що багато країн перебувають на межі енергетичної кризи, ця проблема відчувається особливо гостро. Проблема енергозбереження тісно переплітається з проблемами енергетики, екології, технічним переозброєнням і структурної перебудови всієї економіки. Необхідність підвищення рівня енергетичної безпеки є одним з головних завдань нашої держави на сучасному етапі її соціально-економічного розвитку.

Одним з методів вирішення проблеми енергозбереження є утилізації вторинних енергоресурсів, зокрема на сучасному етапі розвитку промисловості величезна кількість ексергії стиснутих газів і парів безповоротно втрачається на редукторах і регуляторах тиску газу на газорозподільних станціях і газорозподільних пунктах. Вирішенням задачі та практикою утилізації вторинних енергоресурсів в більшій мірі займаються розвинені країни, так ще в 2000 р. в США був розроблений стратегічний план розвитку малих локальних енергоустановок, що базуються на турбодетандерних електрогенераторних установках і агрегатах. У цьому ж 2000 р. число замовлень на мале енергогенеруюче обладнання в США збільшилося в 1,5-2 рази. Подібної стратегії в галузі використання потенціалу вторинних енергоресурсів стали дотримуватися і інші країни.

За допомогою турбодетандерних установок можна здійснити зменшення тиску та утилізувати потенціальну енергію надлишкового тиску природного газу для виробництва електричної енергії. Такі установки можуть створюватися на базі струминно-реактивної турбіни, яка являє собою розвиток класичного «сегнерового колеса».

В роботах, які публікувалися раніше, ґрунтовно описувалися причини незначного використання СРТ та основні переваги перед класичними (осьовими та доцентровими) [1-4]. У зв'язку з прогнозованим великим потенціалом використання цих машин у майбутньому, дана робота присвячена поглибленню знань теорії і робочого процесу струминно-реактивної розширювальної машини.

Формула для ККД струминно-реактивної турбіни була раніше отримана в роботі [5] (для розрахункового режиму роботи, тобто при степені нерозрахунковості $S=1$), а для нерозрахункового режиму (ступінь нерозрахунковості $S > 1$) та з урахуванням різниці між швидкостями $W_{зр.т} > C_{зр.т.п=0}$ (де $W_{зр.т}$ – відносна швидкість потоку на зрізі тягового сопла (ТС), а $C_{зр.т.п=0}$ – швидкість потоку газу на зрізі тягового сопла на пусковому режимі) отримуємо:

$$\eta_T = 2U \left(1 - \alpha_{\text{вит}} \lambda_{\text{зр.т}} \sqrt{\frac{a_{\text{кр}}^2}{C_s^2} + \frac{k-1}{k+1} U^2 - U} + \frac{p_n^* f_{\text{кр.п}} (1 - \alpha_{\text{вит}}) (S - 1)}{C_s G_{\text{п}} \gamma (\lambda_{\text{зр.т}}) S} - \frac{K_{\text{с.в}} U^2 C_s}{L^3 G_{\text{п}}} \right) \quad (1)$$

де U – наведена колова швидкість робочого колеса (відношення колової швидкості робочого колеса на діаметрі центра вихідного перерізу тягового сопла до швидкості C_s); $\alpha_{\text{вит}}$ – коефіцієнт витоків; $\lambda_{\text{зр.т}}$ – безрозмірна швидкість потоку газу на зрізі ТС; $a_{\text{кр}}$ – критична швидкість потоку газу; C_s – швидкість, яка відповідає ізоентропній роботі h_s , тобто швидкість, яку мав би 1 кг газу при розширенні без будь-яких втрат енергії і теплообміну з навколишнім середовищем від параметрів гальмування на вході в турбіну до тиску навколишнього середовища; p_n^* – повний тиск на вході в підвідне сопло; $f_{\text{кр.п}}$ – площа критичного перерізу підвідного сопла; $K_{\text{с.в}}$ – комплексний коефіцієнт аеродинамічного опору ротора, який обертається; L – відстань від центра зріза тягового сопла до осі обертання; $G_{\text{п}}$ – масова витрата на вході в підвідне сопло; $C_{\text{зр.т.п=0}}$ – швидкість газу на зрізі тягового сопла на пусковому режимі; k – коефіцієнт ізоентропи газу;

На рисунку 1 зображена залежність зміни ККД на нерозрахунковому режимі від наведеної колової швидкості при тиску на вході $P_{\text{п}} = 2; 4; 6; 10$ МПа та при $\lambda_{\text{зр.т}} = 1,8$ з урахуванням різниці між швидкостями ($W_{\text{зр.т}} > C_{\text{зр.т.п=0}}$)

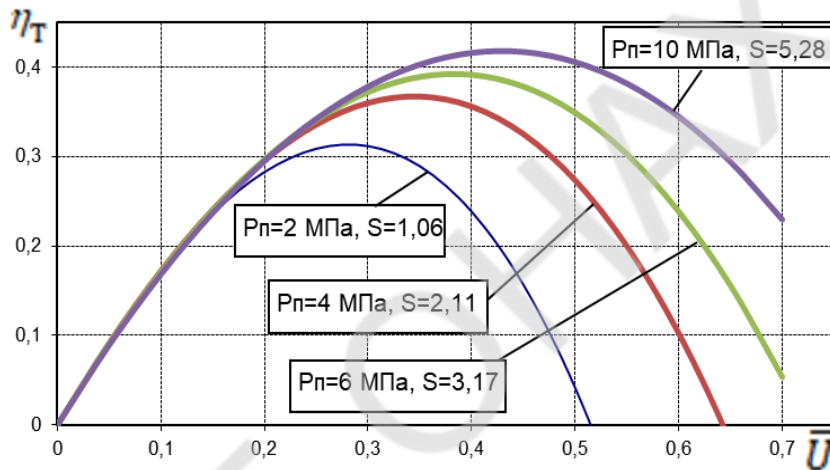


Рисунок 1 – Залежність зміни ККД на нерозрахунковому режимі від наведеної колової швидкості, при тиску на вході $P_{\text{п}} = 2; 4; 6; 10$ МПа, при $\lambda_{\text{зр.т}} = 1,8$

З графіка видно, що при збільшенні тиску на вході в підвідне сопло ККД турбіни збільшується та оптимум по ККД зміщується в сторону збільшення наведеної колової швидкості робочого колеса.

Список інформаційних джерел

1. Ванеев С.М., Королев С.К. Использование струйно-реактивной турбины в системах редуцирования природного газа // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. - 1999. - Вып.35. - С. 76-83.
2. С. М. Ванеев, В. В. Гетало, С.К. Королев. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата // Вісник національного технічного університету «ХП». Збірник наукових праць, тематичний випуск «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». - 8'2012, №8, С. 82-90.
3. Sergej Vanyeyev, Viktor Getalo. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares // Applied Mechanics and Materials. – 2014. - Volume 630. - Pages 66–71.
4. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки, № 9(30)-10(31) – Сумь:2001.–С. 207-214.
5. Расчет оптимальной окружной скорости рабочего колеса струйно-реактивной турбины [Текст] / С. М. Ванеев, С. К. Королев, А. С. Бережной // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2009. — №4. — С. 22-29.

УДК 621.438.2

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ТРЁХСТУПЕНЧАТОЙ СЕКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ САЙКЛИНГ-ПРОЦЕССА

Бондаренко Г.А., профессор, А.А. Яценко, магистр, СумГУ, г. Сумы,
shkiper.tnt@gmail.com

В работе была создана и верифицирована математическая модель проточной части 3-х ступенчатой секции центробежного компрессора высокого давления как сложного технического объекта с многоуровневой структурой.



Рис. 1 Схема иерархии уровней технических систем

Решение задач проводилось на III и IV уровнях. Для чего была создана математическая модель базовой ступени и ступеней в составе 3-х ступенчатой секции.

Верификация модели осуществлялась путём сравнения результатов, полученных при расчёте математической модели с результатами расчёта по РПЗ выполненным предприятием ВНИИкомпресормаш.

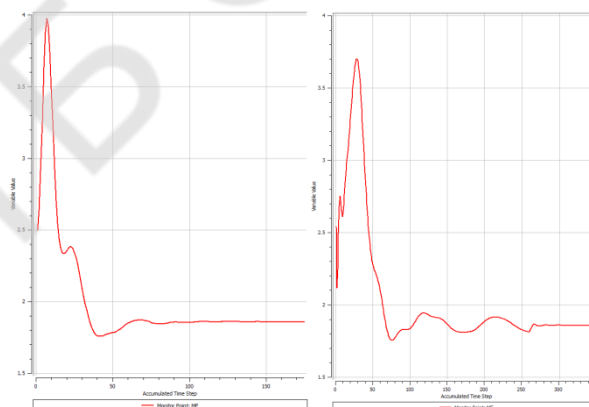


Рис. 2 Графики сходимости математических моделей базовой ступени и секции.

Таблица 1. Характеристики ступеней секции согласно

№ ступени	Объемный расход м ³ /мин		Давление, кгс/см ²				Температура, К			
	Расчёт	Ansys	Расчёт		Ansys		Расчёт		Ansys	
			ВХОД	ВЫХОД	ВХОД	ВЫХОД	ВХОД	ВЫХОД	ВХОД	ВЫХОД
1	10,993	10,673	309,76	340,84	309,27	346,45	321,3	330,7	321,2	330,8
2	10,736	9,807	340,84	372,86	346,45	386,85	330,7	339,7	330,8	340,5
3	10,520	9,02	372,86	404,31	386,85	428,64	339,7	348,2	340,5	349,1

Таблица 1. Безразмерные характеристики ступеней секции

№ ступени	К.П.Д		$\eta_{\text{п}}$		$M_{\text{ш}}$		Коэффициент сжимаемости	
	Расчёт	Ansys	Расчёт	Ansys	Расчёт	Ansys	Расчёт	Ansys
1	0,727	0,87	0,478	0,59	0,402	0,392	0,968	1,121
2	0,725	0,87	0,482	0,591	0,389	0,387	1,011	1,118
3	0,693	0,87	0,465	0,551	0,376	0,382	1,054	1,106

Результаты показали, что для создания корректных математических моделей малорасходных ступеней необходимо решить принципиальные вопросы моделирования: уточнение модели турбулентности вязкого потока, учесть влияние перетечек и дискового трения. Предложенная математическая модель апробирована на основе данных реального объекта, компрессора 16-ГЦ22, и может служить основой для комплексного моделирования.

Список информационных источников

1. Бондаренко Г.А., Черепов Л.В. Исследование влияния некоторых конструктивных параметров на работу лабиринтного компрессора. – Тр. Николаевского кораблестроительного ин-та, 1974, вып.86, с.97-101.
2. Черепов Л.В. Выбор оптимальной конструкции межступенчатых уплотнений центробежных компрессоров высокого давления. – в кн.: тез.докл.всесоюз.науч.-техн.конф. «Молодые исследователи и конструкторы – химическому машиностроению» (г. Дзержинск, ноябрь 1977 г.) – М., 1977, с. 96-97.
3. А.с. 691605 (СССР). Многоступенчатый центробежный компрессор высокого давления /Бондаренко Г.А., Зиневич Г.Н., Черепов Л.В., и др.- опубл. в Б.И., 1979, №38.
4. Черепов Л.В., Довженко В.Н., Зиневич Г.Н., Влияние осевого смещения рабочего колеса относительно безлопаточного диффузора на эффективность работы малорасходной ступени центробежного компрессора. – в кн.: «Исследование, расчёт и конструирование холодильных и компрессорных машин: тематический сб.тр./ВНИИхолодмаш. – М., 1980, с.15-20.
5. Бондаренко Г.А., Черепов Л.В. О применении лабиринтно-вихревого импеллера для уплотнения проточной части центробежного компрессора. – Тр. Николаевского кораблестроительного ин-та, 1981, вып.172, с.76-81.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕЧІЙ В ЩІЛИНАХ ТА ОТВОРАХ ЕКВІВАЛЕНТНОЮ ПЛОЩЕЮ ПРОХІДНОГО ПЕРЕРІЗУ

Бага Вадим Миколайович, к.т.н., Литовченко В. М., Лазуренко О.В., студенти
СумДУ, м. Суми, v.baga@kttf.sumdu.edu.ua

Змодельовати лабіринтне ущільнення використовуючи повне геометричне моделювання неможливо в силу наявності малих осьових зазорів і порівняно невеликої товщини гребеня. Загалом відсутні теоретичні дослідження складного механізму течії в лабіринтних ущільненнях. Для практичних розрахунків лабіринтних ущільнень використовуються відомі формули для визначення величини протікання через ряд послідовно встановлених отворів з гострими кромками, доповнені дослідними коефіцієнтами, отриманими експериментально в умовах віддалених від натурних: використовуються плоскі (не кільцеві) моделі, не враховується можливий ефект обертання валу, елементи мікро геометрії щілини і ін.

Мета даного дослідження полягає у визначенні значень коефіцієнтів витрати в щілинах і отворах різних форм, які також мають еквівалентну площу. Проводилися чисельні дослідження з використанням CFD методів. Для чисельного експерименту використовувався програмний комплекс FlowVision. Використовувався розрахунковий сектор $\gamma = 3$ град. Чисельно задача вирішувалася для скорочення кількості експериментальних досліджень і отримання візуалізацій течії в проточних частинах досліджуваних щілин. Верифікація отриманих результатів виконувалася порівнянням з результатами експериментального дослідження, які проводилися на уніфікованому експериментальному стенді.

З метою визначення правильності розгляду лабіринтного ущільнення відцентрового компресора, як ряду послідовно встановлених щілин був виконаний ряд розрахунків щілин, які мають різну геометрію. Встановлено відмінності в значеннях коефіцієнтів витрати досліджуваних варіантів щілин перевищують 30%, що істотно. З цього випливає необхідність індивідуального підходу при створенні розрахункових методики по визначенню витратних характеристик щілин. Еквівалентна величина не може прийматися базовою характеристикою.

ККД, турбомашин залежить від величини внутрішніх перетікань. Серед внутрішніх ущільнень використовуються лабіринтні. Для визначення їх витратних характеристик використовується спрощена модель розрахунку отворів з гострою кромкою, доповнена експериментальними коефіцієнтами. Ці коефіцієнти не враховують низки чинників пов'язаних з геометричними особливостями щілини. Метою даного дослідження є перевірка гіпотези про можливість застосування течії в отворі до розрахунку щілин.

Результати отримані шляхом проведення чисельного експерименту. Чисельно завдання вирішувалася для скорочення кількості експериментальних досліджень і отримання візуалізацій течії в проточних частинах. Експериментальні дослідження проводилися на універсальному експериментальному стенді, максимально наближеному до натурних умов, а чисельні, - з використанням програмного комплексу FlowVision. Верифікація розрахунків проводилася в [1].

З отриманих результатів видно, що всі досліджувані варіанти щілин мають різні коефіцієнти витрати. Фізична картина течії газу в круглих отворах кільцевих і плоских еквівалентних щілинах істотно розрізняються. Такі великі розбіжності говорять про значний вплив геометрії проточної частини щілини на її витратні характеристики. При розрахунку технічних пристроїв необхідно враховувати що характеристики еквівалентної щілини не можуть бути прийняті для випадку ущільнення різної форми. За критерієм еквівалентної площі порівняння не коректно. Еквівалентна величина не є базовою характеристикою.

Список використаних джерел

Bondarenko, G., Baga, V., Bashlak, I.: Flow simulation in a labyrinth seal. Appl. Mech. Mater. 630(2044), pp. 234–239 (2014).

РОБОТА МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА НА ХОЛОДОАГЕНТІ З ДОМІШКАМИ НАНОЧАСТОК

Мілованов В.І., д.т.н., проф., Балашов Д.О., інж.

Одеська національна академія харчових технологій, м.Одеса, balashov_d@ukr.net

Традиційні робочі тіла і теплоносії практично вичерпали теоретичні можливості подальшого зростання показників ефективності теплоенергетичних систем. Перспективні рішення, що розширюють межі використання робочих середовищ в системах перетворення енергії, в останні роки були досягнуті за рахунок появи нових класів речовин - іонних рідин і нанофлюїдів. В останні два десятиріччя в наукову лексику швидко "увірвався" ряд нових слів з префіксом "нано": наноструктура, нанотехнологія, наноматеріал, наноколоїди, тощо. Є об'єкти, які по суті не були в арсеналі дослідників ще 20 років тому і без яких сьогодні вже неможливо представити сучасний розвиток науки - це наночастки у всьому їх різноманітті.

Зменшення частинок до нанометрових розмірів призводить до прояву в них так званих «квантових розмірних ефектів», коли розміри досліджуваних об'єктів можна порівняти з довжиною дебройлевської хвилі електронів, фононів та екситонів. У сфероїдальних наночастицях має місце тривимірне квантування рівнів, що дозволяє говорити, в залежності від складу наночастинок, про утворення «квантових точок», «квантових кристалітів» та інших об'єктів з нульовою розмірністю.

Нанофлюїди - розчини наночастинок, розміри яких знаходяться в діапазоні від 20 до 100 Å, є об'єктами інтенсивних наукових досліджень, завдяки раніше невідомим ефектів і аномальному зростанню коефіцієнта теплопровідності. Великий інтерес до вивчення поведінки нанофлюїдів пояснюється широким діапазоном додатків: від виробництва і конверсії енергії, транспорту нафти, холодильної техніки і кондиціонування повітря до електроніки, текстильної промисловості та виробництва паперу. Дуже мала кількість наночастинок, що рівномірно розподілені в базовій рідині може забезпечити вражаюче поліпшення термодинамічних характеристик базової рідини. Важливим досягненням в дослідженні теплоносіїв є застосування колоїдної суміші основної рідини хладагента або компресорного мастила і частинок розміром 1-100 нанометрів. [1] Мала кількість (близько 1%) мідних наночастинок в етиленгліколі або мастилі підвищують теплопровідність речовини на 40% і 150% відповідно. Звичайні суспензії вимагають концентрації 10% і більше для таких результатів.[2] Нанофлюїди є новим класом теплоносіїв і показують високий потенціал у застосуванні в холодильній промисловості. Використання наночастинок, розчинених в робочому тілі холодильної машини є перспективним засобом для підвищення її ефективності та зменшення вживання електроенергії. З розглянутих результатів ясно видно, що мається високий потенціал для поліпшення теплопередачі і практичного застосування.

Проведені в Україні та за кордоном дослідження теплофізичних властивостей колоїдних розчинів наночастинок з мастилами і холодоагентами показують високу перспективність використання подібного класу речовин в холодильній техніці. Використання нанофлюїдів дозволяє істотно підвищити тепломасообмінні характеристики холодоагенту, зменшити температурні перепади на поверхнях конденсатора і випарника і в результаті знизити відношення тисків кипіння і конденсації, а отже і споживану холодильною машиною електричну потужність. Метою даної роботи є дослідження впливу домішок наночастинок на прикладі роботи компресора малої холодильної машини. В результаті дослідження планується отримати значення холодопродуктивності і провести порівняння величини для чистого холодоагента та холодоагенту з додаванням наноматеріалів. Для проведення теоретичного розрахунку був взятий компресор малої холодильної машини, працюючої на изобутані в складі калориметричного стенда. Розрахунки проводились при режимах з

температурами кипіння -20, -10, -5, 0 °C и температурою конденсації 40 °C. В якості домішок були взяті наночастки оксида титана в масової концентрації 2,54 %.

Аналіз експериментальних даних показав, що присутність наночасток у робочому тілі може призвести до підвищення холодопродуктивності на 5-7%, але цей ефект спостерігається лише при температурах кипіння нижче -15 ... -20 °C. При високих температурах кипіння (від 0 °C і вище) спостерігається зворотний ефект зниження холодопродуктивності. З цього можна зробити висновок, що використання домішок наночасток може підвищити характеристики компресора холодильної машини, при цьому не вимагаючи конструкційних змін. Використання нанодомішок перспективно також у побутових холодильниках, торгівельному і промислового обладнанні. Перспективи застосування нанофлюїдів у якості домішок у робоче тіло сучасних холодильних машин очевидні, однак ця проблема вимагає подальшого вивчення, аналізу, теоретичних та експериментальних досліджень, особливо в області високих температур кипіння.

Є високий потенціал для поліпшення теплопередачі і практичного застосування. Це дає можливість інженерам розробити компактний і ефективне холодильне обладнання. У кількох опублікованих статтях показується, що коефіцієнт теплопередачі нанофлюїдів набагато вище, ніж у звичайних рідин і існує лише невелике падіння тиску. Крім того, доступні експериментальні дані [3] обмежені і не можуть точно спрогнозувати зміну теплопередачі. Більш того, є лише кілька поправок для точного прогнозу продуктивності. Отже, необхідні подальші дослідження по конвективному теплообміну і більше теоретичних і практичних робіт для ясного розуміння і прогнозу гідродинамічних і термічних характеристик.

Література

1. M.I. Baraton. Synthesis, Functionalization, and Surface Treatment of Nanoparticles. Am. Sci., Los-Angeles, 2002
 2. Evans W., Prasher R., Fish J., Meakin P., Phelan P. Effect of aggregation and interfacial thermal resistance on thermal conductivity of nanocomposites and colloidal nanofluids, // Inter. J. of Heat and Mass Transfer. 2008. Vol. 51. P. 1431-1438.
- X. Wang, X. Xu, S.U.S. Choi, Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture, J. Thermophys. Heat Transfer 13 (1999) 474-480.

УДК 622.691.063.6-022.252:001.891(477.74)

ОЦЕНКА ПЕРСПЕКТИВ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ПЕРЕД СЖАТИЕМ ЗА СЧЕТ УТИЛИЗАЦИИ БРОСОВОГО ТЕПЛА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Васылив О.Б., Сагала Т.А., Алнамер, Абделкадер
Одесская национальная академия пищевых технологий
E-mail osadchuk@gmail.com

Газотранспортная система Украины состоит из густой сети газовых коммуникаций, служащих для подачи газа как внутренним потребителям, так и для транзита топлива в страны Западной Европы. Для транспортировки природного газа по магистральным трубопроводам на многочисленных компрессорных станциях (КС) установлены газоперекачивающие агрегаты (ГПА), энергоносителем для которых, в большинстве случаев, является транспортируемый природный газ. На привод перекачивающих агрегатов расходуется (сжигается) 0,5...1,5 % от объема транспортируемого газа [1]. Поэтому проблема минимизации расхода топливного газа в ГПА актуальна и требует тщательного анализа.

КПД большей части эксплуатируемого в настоящее время парка ГПА в Украине находится в диапазоне 24...27 [2].

Более перспективным представляется путь увеличения КПД цикла ГПА за счет применения схем с предварительным охлаждением компримируемого газа.

Для анализа влияния предварительного охлаждения технологического природного газа на КС магистральных газопроводов приняты следующие исходные данные: газоперекачивающие агрегаты – ГТК-10И; количество работающих газоперекачивающих агрегатов 2 + 1 (2 в работе, 1 в резерве); нагнетатель – RF 2ВВ-30; номинальная подача нагнетателя – 16,5 млн.м³/сутки; номинальная мощность – 10000 кВт; обороты силового вала – 6200 об/мин; давление на входе в КС – 3,8 МПа; давление на выходе из КС – 5,4 МПа; состав природного газа соответствует требованиям Кодекса газотранспортной системы, утвержденным Постановлением Национальной комиссии Украины, осуществляющей государственное регулирование в сферах энергетики и коммунальных услуг [3].

Расчеты проводятся в следующей последовательности согласно методике [1]. Результаты расчетов потребляемой мощности ГПА и по расходу технологического газа при различных температурах технологического газа на входе в нагнетатель (рис. 2, 3).

Располагаемая мощность газотурбинного привода ГПА КС следующим образом:

$$N_e^p = N_e^h K_N K_{об} K_y \left(1 - K_t \frac{T_3^h - T_3^h}{T_3} \right) \frac{P_a}{0,1013},$$

где N_e^h – номинальная мощность газотурбинной установки, кВт;

K_N – коэффициент, учитывающий допуски и состояние газотурбинной установки;

$K_{об}$ – коэффициент, учитывающий влияние системы, противодействующей обледенению;

K_y – коэффициент, учитывающий влияние системы утилизации тепла отработавших газов;

K_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающего воздуха;

T_3^h – номинальная температура воздуха на входе в газотурбинную установку, К;

T_3 – расчетная температура воздуха на входе в газотурбинную установку, К;

P_a – расчетное давление наружного воздуха, который зависит от геодезической отметки местоположения компрессорного цеха, МПа.

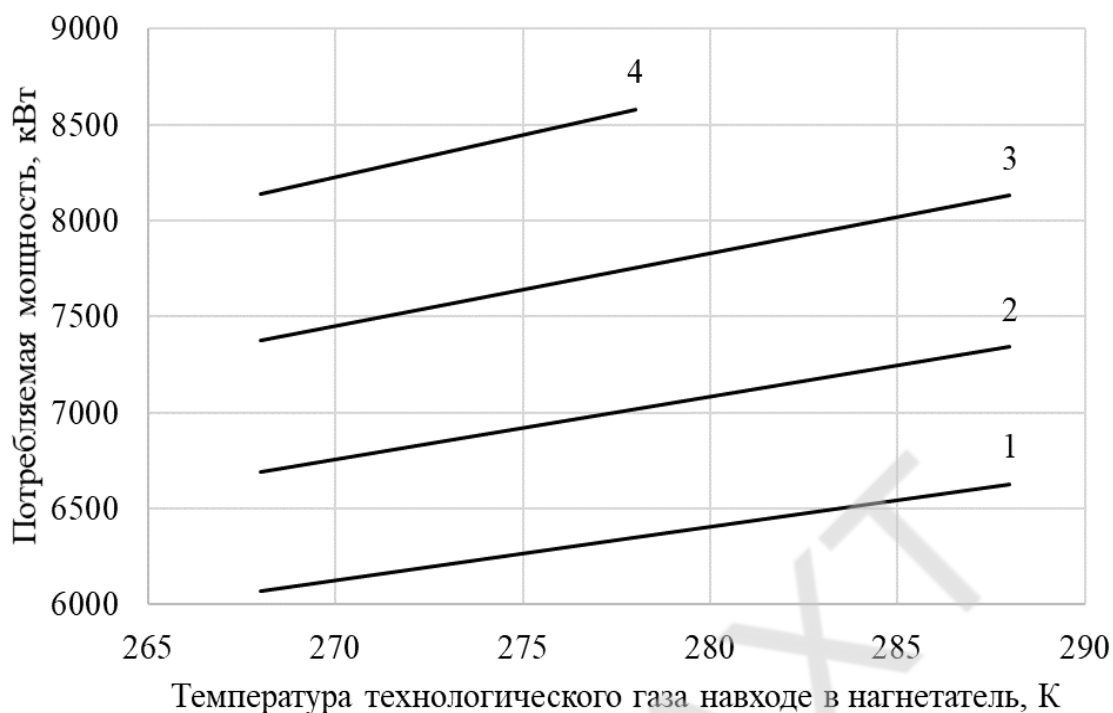


Рисунок 2. Зависимость потребляемой мощности ГПА от температуры технологического газа перед сжатием:
расход технологического газа 1 – 25 млн.м³/сутки, 2 – 28 млн.м³/сутки, 3 – 31 млн.м³/сутки, 4 – 34 млн.м³/сутки



Рисунок 3. Зависимость расхода топливного газа в ГПА от температуры технологического газа перед сжатием:
расход технологического газа 1 – 25 млн. м³/сутки, 2 – 28 млн. м³/сутки, 3 – 31 млн. м³/сутки, 4 – 34 млн. м³/сутки

Анализ приведенных на рис. 2 и рис. 3. результатов показал, что при снижении температуры компримированного технологического газа снижается и мощность ГПА и, соответственно, расход топливного газа.

Так, снижение температуры компримированного технологического газа от 288 К (15 °С) до 268 К (минус 5 °С) потребляемая мощность ГПА снижается на: 8,4 % при транспортировке технологического газа 25 млн.м³/сутки; 8,8 % – при 28 млн.м³/сутки; 9,3 % – при 31 млн.м³/сутки.

Снижение температуры компримированного технологического газа от 278 К (5 °С) до 268 К (минус 5 °С) потребляемая мощность снижается на 5,1 % при транспортировке технологического газа 34 млн. м³/сутки.

Снижение температуры компримированного технологического газа от 288 К (15 °С) до 268 К (минус 5 °С) позволяет снизить расход топливного газа на: 4,7 % (0,007 млн.м³/сутки) при транспортировке технологического газа 25 млн.м³/сутки; 5,7 % (0,009 млн.м³/сутки) – при 28 млн.м³/сутки; 5,9 % (0,010 млн.м³/сутки) – при 31 млн.м³/сутки; 7,1 % (0,013 млн.м³/сутки) – при 34 млн.м³/сутки.

Выводы

1. Выполнен анализ методов снижения энергозатрат при транспортировке природного газа по магистральным трубопроводам.

2. Проведен расчет рабочих параметров ГПА и показаны энергетические и финансовые перспективы технологии охлаждения технологического газа перед сжатием в ГПА КС.

Так для текущей экономической ситуации (июль 2019 года) на рынке газа Украины суточное снижение эксплуатационных затрат в типовых магистральных газопроводах при снижении температуры газа перед сжатием в ГПА на 20 К составляет от 1800 до 3360 \$.

3. Предложена схема утилизационной установки на базе АВХМ, которая в диапазоне исходных данных позволяет снижать температуру технологического природного газа перед сжатием на 11...13 °С.

Литература

1. Середюк, М. Д. Проектування та експлуатація нафтопродуктопроводів. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2002. – 282 с.

2. Говдяк Р. М. Повышение энергетической и экологической эффективности работы магистральных газопроводов / Р. М. Говдяк // Энерготехнологии и ресурсосбережение. - 2012. - № 3. - С. 56-62. - Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ETRS_2012_3_11.

3. Постанова Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сфер енергетики та комунальних послуг. 30.09.2015. № 2494. Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 6 листопада 2015 р., № 1379/27824.

РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ В ПУСКОВИХ РЕЖИМАХ

О.В. Литош, доцент, В.С. Дорош, ст. наук. співробітник

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв,
elitosh17@gmail.com

Одним із завдань проектування герметичних компресорних агрегатів (ГКА) є визначення основних параметрів (номінального ковзання, максимального і початкового пускового обертаючих моментів) вбудованого електродвигуна, знання яких дозволяє вже на ранніх стадіях проектування ГКА задати параметри механічної характеристики електродвигуна, який розробляється. Надійних теоретичних методів вирішення даного завдання не існує, а практичні рекомендації для відкритих (сальникових) машин не застосовні для ГКА, що відрізняються конструктивними особливостями і специфічними умовами роботи [1, 2]. Авторами розроблена математична модель, що дозволяє розрахувати пускові режими ГКА в залежності від конструкції і умов роботи, оцінити і задати параметри механічної характеристики вбудованого електродвигуна.

Математична модель і розрахунок пускових режимів ГКА базується на наступних основних положеннях і припущеннях: 1. Тиску всмоктування ($p_{вс}$) і нагнітання (p_n) постійні, тобто $p_{вс} = \text{const}$, $p_n = \text{const}$. 2. Термодинамічна система гомогенна, тобто тиск газу у всіх точках порожнин ГКА на стороні всмоктування ($p_{вс}$) і нагнітання (p_n) в кожен момент часу постійний. Дотримується одночасність зміни параметрів холодоагенту по всьому об'єму. 3. Чи дотримується безперервність середовища, тобто $l / L \ll 1$ (тут l - довжина вільного пробігу молекули; L - характерний розмір системи). 4. Зміна потенційної і кінетичної енергії газу зневажливо мало. 5. Теплообмін між газом і стінками циліндра відсутня. 6. Процес нагнітання закінчується при куті повороту вала $\varphi = 0^\circ$ (360°), а процес всмоктування - при куті повороту вала $\varphi = 180^\circ$. 8. Зміна кількості газу в циліндрі відбувається: в процесі стиснення за рахунок протікання через зазор поршень-циліндр (далі - протікання), в процесі нагнітання за рахунок протікання і витікання газу через нагнітальний клапан, в процесі всмоктування за рахунок протікання і надходження газу через всмоктуючий клапан. 9. Передбачається, що при вирівнюванні тисків в циліндрі і у всмоктувальній (нагнітальною) порожнині всмоктуючий (нагнітальний) клапани миттєво відкриваються.

В основу моделі покладено рівняння руху машинного агрегату, яке для ГКА з достатнім ступенем точності, запишеться у вигляді [3]

$$M_p - M_o = I_{пр} \frac{d\omega}{d\varphi} \quad (1)$$

де M_p - момент, що розвивається рушійними силами (електродвигуном); M_o - момент, що витрачаються на подолання корисних і шкідливих опорів компресора; $I_{пр}$ - приведений момент інерції мас, що приводяться в рух; ω - кутова швидкість; τ - час.

Рівняння (1) може бути вирішено тільки в тому випадку, коли момент двигуна і момент опору є відомими функціями швидкості обертання, тобто $M_p = f_1(\omega)$ і $M_o = f_2(\omega)$. Оскільки момент опору поршневого ГКА - функція кута повороту $M_o(\varphi)$, а момент рушійних сил для електродвигуна - функція кутової швидкості $M_p(\omega)$, то рівняння (1) може бути вирішено, наприклад, чисельним методом.

В результаті отримана система рівнянь, що описує роботу ГКА в пускових режимах і встановлює зв'язки виду:

$$M_p = f_1(\omega, \omega_0, M_k, s_k, s_n, a, M_n, \beta_1, \beta_2, \omega_c, U_\varphi); \quad (2)$$

$$M_o = f_2(\varphi, \Delta\varphi, D_n, S, a_m, I_{пр}, \lambda, \Delta, L, \mu, w_{пр}, j_{пр}, p_n, p_{вс}, p_{тер.об}, p_{поч}, t_{поч}, \Phi_{поч}), \quad (3)$$

де ω_0 - синхронна кутова швидкість електродвигуна; M_k, s_k, s_n - критичний (максимальний) момент, що розвивається електродвигуном і відповідне йому ковзання, номінальне ковзання; M_n - пусковий момент електродвигуна; a, β_1, β_2 - безрозмірні параметри механічної характеристики електродвигуна, що залежать від активного і реактивного опорів фаз обмоток статора і ротора; ω_c, U_φ - кутова частота мережі живлення і амплітудне значення напруги фази; $\varphi, \Delta\varphi$ - кут повороту вала і збільшення кута (крок інтегрування); D_n, S - діаметр і хід поршня; a_m - відносний обсяг мертвого простору; λ - відношення ходу поршня до подвоєної довжини шатуна; $I_{пр}$ - приведений момент інерції; Δ -

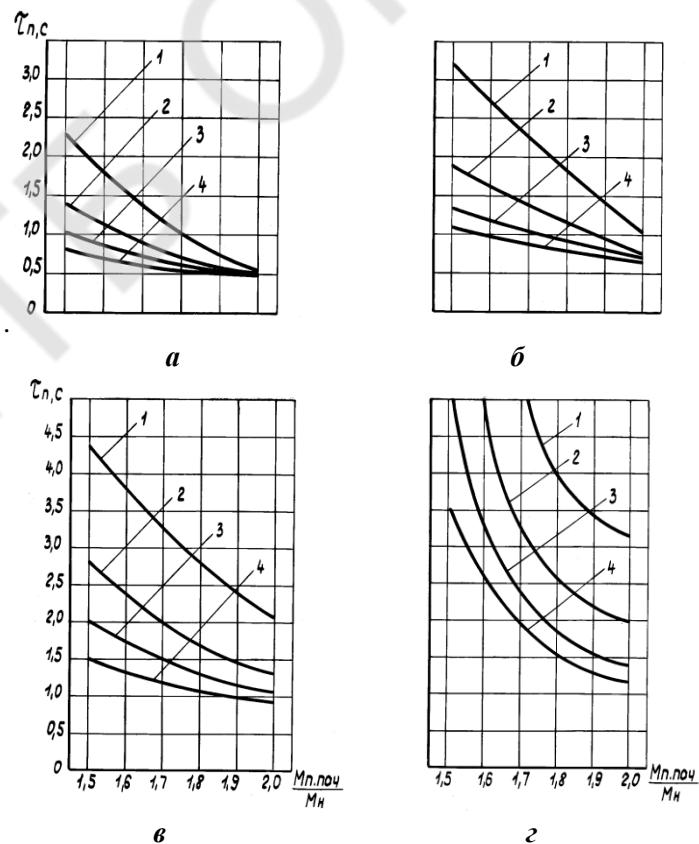
радіальний зазор між поршнем і циліндром; L - довжина поршня до маслоскидної канавки; μ - коефіцієнт динамічної в'язкості газу (пара); $w_{п}$, $j_{п}$ - швидкість і прискорення поршня; $p_{н}$, $p_{вс}$ - тиск нагнітання і всмоктування; $p_{тер.пс}$, $M_{тер.об}$ - середній тиск тертя поступально рухомих деталей (поршень, частина шатуна) і середній момент тертя обертання; $p_{поч}$, $t_{поч}$, $\varphi_{поч}$ - тиск і температура газу в циліндрі і кут повороту вала (положення поршня) на початку розрахунку..

Для перевірки адекватності моделі були зіставлені результати розрахунку перехідних режимів ГКА з досвідченими даними. Зіставлення дозволяє зробити висновок, що дана математична модель досить точно відображає фізичну сутність процесів, що відбуваються під час пуску ГКА.

Для оцінки пускових характеристик ГКА розраховують і будують графіки, що відображають залежність часу пуску $\tau_{п}$ від кратності початкового пускового моменту $M_{п.поч}/M_{н}$ вбудованого електродвигуна при різних зазорах поршень-циліндр 2Δ , номінальній та зниженій напрузі мережі живлення. Для вибору оптимального варіанту розрахунок ведеться для кількох значень максимального (критичного) моменту вбудованого електродвигуна..

На мал. 1 представлені такі залежності для компресорного агрегату КХГВ-14 (двоциліндровий, діаметр циліндра 50 мм, хід поршня 24мм, частота обертання $66,7 \text{ с}^{-1}$ при частоті струму 400 Гц) при кратності максимального моменту вбудованого електродвигуна, що дорівнює 2,5. Початки розраховували при температурах $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$. Положення поршнів перед пуском вибрано з урахуванням найбільш ймовірного діапазону кутів при зупинці ГКА [4]. Пуск вважався успішним, якщо його час не перевищував 5 с.

З графіків випливає, що при пуску ГКА на номінальній напрузі мережі, коли обертаючий момент електродвигуна значно перевершує момент опору ГКА (мал. 1, а, кратність пускового моменту 2), час пуску від величини 2Δ практично не залежить. У міру зменшення обертаючого моменту (при зниженні електричної напруги і $M_{п.поч}/M_{н}$) час пуску істотно залежить від величини 2Δ , що підтверджено експериментально. З мал. 1 видно, що при мінімальному зазорі 12 мкм і напрузі на 10% нижче номінальної (зазвичай на судах більше падіння напруги не спостерігається) КХГВ-14,0 пускається з кратністю $M_{п.поч}/M_{н} = 1,5$ (рис. 1, в). При зниженні напруги до 0,85Un необхідну кратність $M_{п.поч}/M_{н}$ слід збільшити до 1,9 ... 2.



Мал. 1. Залежність часу пуску $\tau_{п}$ компресорного агрегату КХГВ-14 від кратності початкового пускового моменту ($M_{п.поч}/M_{н}$) вбудованого електродвигуна (кратність максимального моменту дорівнює 2,5):

a - напруга живильної мережі номінальне $U = U_n$; $b - U = 0,95U_n$; $v - U = 0,9U_n$; $z - U = 0,85U_n$; 1 - діаметральний зазор $2\Delta = 12$ мкм; 2 - 16 мкм; 3 - 20 мкм; 4 - 25 мкм

Висновок. Розроблена математична модель пускових режимів одно - і двоциліндрового ГКА дозволяє розрахувати і оцінити параметри механічної характеристики електродвигунів, що проектується, від умов роботи і конструктивних особливостей ГКА. Представлені розраховані пускові характеристики для ГКА з живленням від мережі 400 Гц.

Список літератури

1. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины / В.Б. Якобсон В.Б. – М: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.
2. Пластинин П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров / П.И. Пластинин. – М.: Агропромиздат, 1987. – 271 с.
3. Дорош В.С. Определение механических и электрических потерь высокооборотных поршневых герметичных компрессоров / В.С. Дорош, В.Ю. Захаров, В.А. Редькин // Теплоэнергетика и хладотехника. Сб. научн. тр. – Николаев: НКИ, 1988. – С. 3 – 14
4. Дорош В.С. Определение параметров при переходных режимах (пуске, остановке) судовых герметичных компрессорных агрегатов / В.С. Дорош // Інновації в суднобудуванні: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції: - Миколаїв: НУК, 2010. – С. 289 – 291.

ВПРОВАДЖЕННЯ ІЗОБУТАНУ В ЯКОСТІ ХОЛОДОАГЕНТА В МАЛІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

Мілованов В.І., д.т.н, проф., Ковальчук В.В.
Одеська національна академія харчових технологій

Сьогодні добре відомо, що штучне охолодження пов'язане із здійсненням термодинамічних циклів холодильних машин, які ґрунтуються головним чином на фазових перетвореннях тіл, званих робочими речовинами або холодоагентами. Холодоагенти, будучи невід'ємною частиною холодильної машини, істотно впливають на її конструкцію. Так, окремі термодинамічні характеристики холодоагенту визначають конструкцію компресора і теплообмінних агрегатів. Різниця тисків визначає навантаження на робочі елементи компресора. Від властивостей холодоагента залежить вибір матеріалу для основних елементів холодильного агрегату. Разом з тим, холодоагент повинен відповідати таким вимогам, як розчинність в мастилі, нетоксичність, вибухобезпечність, низька ціна і т. п. Таким чином, від виду холодоагенту залежать багато параметрів холодильної машини.

Однак наприкінці минулого сторіччя з'явилася нова проблема, пов'язана з робочими речовинами – проблема екології. Загострилися фактори екології та безпеки експлуатації холодильної техніки, які превалюють над іншими вимогами, що пред'являються до холодоагенту.

Таким чином оптимальний вибір робочих тіл для різних типів холодильного обладнання є актуальною науковою і технологічною проблемою.

Метою нашої роботи є аналіз перспектив застосування ізобутану в малих холодильних машинах для подальшого підвищення їх якості.

Наприкінці 20-го сторіччя в світі почали регулювати та різко скорочувати споживання фреонів, які вміщують хлор та бром і руйнують озоновий шар. Їх замітники, безхлорні фреони, виявилися сильнодіючими парниковими газами. Тому вчені та промислові підприємства зацікавилися перспективним і довгостроковим рішенням цієї проблеми - використанням в якості холодоагентів природних робочих речовин.

Натуральні холодоагенти — речовини, природним чином присутні в навколишньому середовищі, в їх перелік входять аміак, вуглеводні, повітря, вода і CO₂. Усі вони мають суттєві екологічні переваги над фреонами. Незважаючи на те, що застосування кожної з цих речовин в системі охолодження пов'язане з певними перешкодами, сучасні технології дозволяють знаходити ефективні, економічні та довгострокові рішення цієї проблеми.

Вуглеводні, такі як пропан і ізобутан, - вискоефективні холодоагенти, але вони вогнебезпечні. Тому вони в першу чергу застосовуються в тих промислових ситуаціях, де все обладнання в конкретній зоні має бути вогнестійким в силу інших причин. Приклади використання: побутові холодильники, морозильники, автономні комерційні системи охолодження, централізовані системи непрямого охолодження супермаркетів.

Але для подальшого розширення їх застосування в холодильних машинах необхідно провести додаткові дослідження теплофізичних, термодинамічних, хімічних, токсичних та інших властивостей холодоагентів і їх сумішей; розробку, дослідження та організацію виробництва холодоагентів, мастил, ущільнювальних і електроізоляційних матеріалів; модернізацію і вдосконалення холодильних машин, що працюють на альтернативних холодоагентах.

Холодоагент R600 (ізобутан). Основні характеристики.

Довгий час в холодоагенті R600a (ізобутан) не було особливої потреби, і його виробляли в обмежених кількостях. Сьогодні ця хімічна сполука стає одним з найпопулярніших холодильних агентів. В першу чергу грає роль те, що з моменту первинного використання цього холодоагенту

серйозно змінилися технології його використання, які допомогли як знизити заправну дозу, так і поліпшити технічні характеристики побутових холодильних приладів.

Розглянемо переваги і недоліки, притаманні новому холодоагенту, в порівнянні з традиційними фреонами.

Екологічні переваги R600a: відсутність синтетичних компонентів; зменшений рівень шуму БХП; відсутня властивість руйнування озонового шару (коефіцієнт (ODP=0)); низький потенціал впливу на парниковий ефект (GWP = 0,001).

Термодинамічні переваги R600a: має більш високий, ніж R12, холодильний коефіцієнт, що зменшує енергоспоживання БХП; може бути застосований в існуючих конструкціях компресорів.

Експлуатаційні переваги R600a: хімічно стійкий газ; є чистою речовиною; добре розчиняється в мінеральному мастилі; є можливість використання в сумішевих холодоагентах. Це дозволяє домогтися параметрів сумішевого холодоагенту близьких до раніше застосовуваного R12. У свою чергу, така заміна дозволяє спростити процес ретрофіта систем; підвищена пожежна небезпечність агента вирішується завдяки зменшенню дози заправки до таких обсягів, які практично не можуть привести до пожежі.

Економічні переваги R600a: маса холодоагенту, що циркулює в холодильному агрегаті значно менше; існують заводи з випуску ізобутана в товарній кількості; найбільш економічні холодильники з класами енергоспоживання A + і A ++ працюють на R600a.

Екологічні недоліки R600a- немає.

Термодинамічні недоліки R600a: низька розчинність в воді; низька питома об'ємна холодопродуктивність.

Експлуатаційні недоліки R600a: не дозволяє зробити ретрофіт існуючого обладнання без значних змін в конструкції холодильного агрегату і електрообладнання БХП; не має кольору і запаху, що ускладнює його виявлення; ізобутан важчий за повітря, тому при скупченні всередині приміщення він здатний викликати асфікцію; вибухонебезпечний, заправку цим холодоагентом можуть робити тільки фахівці сервісних центрів, які пройшли спеціальну підготовку по роботі з R600a.

Економічні недоліки R600a: необхідність застосування принципово нового парку дорогого експлуатаційного і ремонтного обладнання; необхідність вести розробки з урахуванням пожежонебезпеки холодоагенту.

Властивості і основні характеристики

Фізичні властивості R600a в порівнянні з холодоагентами R12 і R134a наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Фізичні властивості R600a в порівнянні з R12 і R134a

Параметри	R12	R134a	R600a
Нормальні температура кипіння (p=0,1 МПа), °C	-29,8	-26,5	-11,7
Температура замерзання, °C	-158	-101,1	-159
Критична температура, °C	122	101,15	135
Критичний тиск, МПа	4,11	4,06	3,65
Тиск всмоктування при -15 °C, МПа	0,182	0,164	0,089
Розчинність в маслі	Не обмежена		
Розчинність води в контурі (при 15,5 °C), мас. %	0,005	0,015	0,0057
Потенціал руйнування озону (ODP)	1	0	0

Застосування ізобутану: нові побутові холодильники, малі торговельні морозильники та торгові автомати.

COP обладнання на R600a більше, ніж устаткування на R12. Об'ємна холодопродуктивність ізобутана нижче, ніж у R12, отже, для забезпечення аналогічної холодопродуктивності потрібні більш потужні компресори.

Робочий тиск в більшості випадків нижче атмосферного, що збільшує ризик забруднення системи, але зменшує ймовірність витoku.

При використанні R600a рівень шуму обладнання менше, ніж при використанні інших холодоагентів.

Ізобутан в якості холодоагента перевершує R12 і R134a за екологічними параметрами, крім того, він має прекрасні термодинамічні характеристики. Маса холодоагенту (ізобутану), що циркулює в холодильному агрегаті, значно скорочується (приблизно на 30%), наприклад, в холодильнику ємністю 130 л знаходиться всього 20 г ізобутану, причому 12 г розчиняються в холодильному мастилі. При цьому конструкція холодильника, якщо і вимагає змін, то незначних. Компресори на R600a працюють з тими ж мінеральними мастилами, використовують ту ж типову електроізоляцію, що ущільнюють матеріали і труби того ж діаметра, що і при роботі на R12.

Через низький тиск в робочому контурі холодильні агрегати з фреоном R600a характеризуються меншим рівнем шуму. У разі витoku газоподібний R600a стелиться по землі. Ізобутан добре розчиняється в мінеральному мастилі і має більш високий холодильний коефіцієнт, ніж R12, що зменшує енергоспоживання машини.

Ці параметри, в сукупності з низькою ціною і простотою виробництва ізобутана, роблять його серйозним кандидатом на застосування в холодильній техніці нового покоління.

Малі значення температури кінця стиснення, низькі тиски кипіння і конденсації, одна з найменших різниць тиску поєднуються в цьому холодоагенті з його високим COP і значною питомою холодопродуктивністю, роблячи малозначними слабкі сторони застосування ізобутану.

Таким чином, проведений аналіз показує, що в якості озонобезпечного і енергетично вигідного холодоагенту в компресорах і агрегатах побутових і торгових холодильників і морозильників нових градацій і типорозмірів доцільно використовувати холодоагент R600a, який забезпечує високий технічний рівень нового обладнання.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВС В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Мілованов В.І., д.т.н, професор, Губінов Д.О.
Одеська національна академія харчових технологій

Впровадження турбонагнітачів при конструюванні двигунів літаків та автомобілів почалося в 30-х роках 20-го сторіччя. Проте, широке застосування турбокомпресорів в моторобудуванні стримувалось низьким рівнем їх надійності, збільшенням витрати пального і деякими іншими його недоліками. В 80х роках 20-го сторіччя спостерігався значний стрибок популярності турбокомпресорів для підвищення ефективності як бензинових, так і дизельних двигунів. Якщо говорити про дизельні агрегати, то впровадження наддуву є найважливішим кроком у всій історії їх розвитку та еволюції. Турбокомпресори дозволили виробникам дизелів домогтися такої ефективності їх роботи, яка надала дизельному ДВС можливість впевнено конкурувати з бензиновими побратимами. При цьому збереглася головна відмітна риса дизеля-значно менша витрата палива порівняно з бензиновими двигунами. Компресор вивів дизель на новий рівень, зробивши його в ряді випадків набагато більш привабливим щодо моторів на бензині. Сьогодні використання турбіни на дизельних ДВС стало практично нормою. [1] Виробники всі інновації та свіжі рішення в області турбокомпресорів закономірно випробують спочатку на дизельних моторах. Проте, подальше впровадження турбокомпресорів для підвищення якості двигунів сьогодні єсерйозною науково-технічною проблемою. Метою даної роботи можна вважати розгляд сучасних тенденцій технічного удосконалення турбокомпресорів, переваги і недоліки застосування турбонаддуву ДВС, а також формулювання правил експлуатації турбокомпресорів.

При турбонаддуві зовнішнє повітря подається в робочу камеру двигуна під тиском. Це відбувається завдяки використанню енергії відпрацьованих газів. Турбонаддув дозволяє істотно підвищити потужність двигуна без необхідності збільшувати частоту обертання коленвала і об'єм циліндрів. Крім того забезпечується істотна економія палива за рахунок того, що паливно-повітряна суміш згоряє більш повно. Ефективність турбонаддува на дизелях в умовах паливного світової кризи і жорстких екологічних норм дозволила таким двигунам в останні роки впевнено потіснити бензинові агрегати. Застосування турбонаддува на бензинових агрегатах супроводжується низкою технічних складнощів. До них відносять можливість появи детонації при різкому збільшенні частоти обертання коленвала, високий температурний показник відпрацьованих газів, який знаходиться на позначці близько 1000 °С. Все це викликає підвищений нагрів турбонагнітача, що робить необхідним виконувати його з дорогих матеріалів. Турбіни для бензинових моторів коштують дорого і вимагають регулярного обслуговування.

Конструкція різних систем турбонаддуву звичайно включає в себе такі елементи: повітрозаборник; повітряний фільтр; дросельну заслінку; турбокомпресор; інтеркулер; впускний колектор. Система турбонаддуву помітно виділяється наявністю турбокомпресора і інтеркулера, а також має ряд додаткових елементів для ефективного управління роботою системи. Турбокомпресор являє собою конструктивну основу всієї системи турбонаддува. Він відповідає за забезпечення такого необхідного підвищення тиску у впускному колекторі повітря.

Конструктивно турбокомпресор складається з двох коліс. Одне вказане колесо є турбінним, а друге компресорним. Обидва колеса розташовані на валу ротора. Всі елементи системи знаходяться в окремих корпусах.

Турбінне колесо призначене для того, щоб приймати на себе корисну енергію відпрацьованих газів. Саме турбінне колесо, а також корпус турбіни виготовляються з жароміцних матеріалів. Компресорне колесо відповідає за всмоктування повітря, його стиснення і нагнітання в циліндри мотора. Обидва колеса жорстко закріплені на валу. Вал ротора обертається в підшипниках ковзання, які змащуються за рахунок моторного мастила ДВС, подачу якого забезпечує система мастила двигуна. Мастило проходить по спеціальних каналах, які виконані в корпусі підшипників ковзання. Герметичність системи турбонаддува і запобігання витокам масла забезпечують особливі кільця ущільнювачів, які встановлені на валу. Ряд бензинових ДВС з турбонаддувом мають додаткові конструктивні рішення для поліпшеного охолодження.

Основний недолік турбонаддуву: турбояма

При всіх перевагах система турбонаддуву має ряд негативних особливостей. До головного недоліку заслужено відносять явище «турбоями», або турболаг (від англ. Turbolag). Під турболагом розуміють затримку збільшення потужності двигуна в той самий момент, коли водій різко натискає на педаль газу. Після паузи відбувається різке збільшення тиску турбонаддува. Таким чином після подолання системою «турбоями» виникає стрибок потужності. Цей стрибок називається «турбопідхват». Турбояма виникає через інерційність системи турбонаддува. Для ефективного підвищення тиску наддуву потрібен деякий час, що викликає невідповідність між необхідною потужністю в момент такого різкого відкриття заслінки і продуктивністю турбокомпресора. Для зменшення явища турбоями можна використати такі рішення: використання турбін із змінною геометрією; застосування систем твін і бі-турбо, в яких встановлені два послідовних чи паралельних турбокомпресора (twin-turbo, bi-turbo); схема комбінованого турбонаддува; Перше рішення використовується переважно на сучасних дизельних моторах. Турбіна зі змінюваною геометрією здатна забезпечувати якісну оптимізацію потоку відпрацьованих газів і працює за принципом зміни площі вхідного каналу.

Твін і бі-турбо застосовується для моторів з великим об'ємом V-образного типу і являє собою установку окремої турбіни на кожен ряд циліндрів такого агрегату. Подальший розвиток способу породив установку послідовних турбін при якій еластичність і продуктивність системи турбонаддува досягається за рахунок поділу турбокомпресорів стосовно до різних оборотам двигуна.

Висновки

На основі наведеного вище матеріалу можна зробити висновок про те, що турбокомпресор є практично єдиним способом істотно підвищити потужність двигуна, без якого дизельний мотор сьогодні важко уявити. Основні переваги від застосування турбонаддува

1. Істотне підвищення потужності мотора без збільшення його обсягу.

2. Повніше згоряння паливної суміші в циліндрах двигуна, як наслідок, велика ефективність в порівнянні з атмосферними двигунами і зниження шкідливих викидів.

Недоліки турбонаддува

1. Висока вартість турбіни.

2. Підвищена витрата палива. Так, збільшення потужності двигуна на 40-50% призводить до збільшення витрати палива на 15-20%.

3. Турбірований двигун вимагає застосування спеціальних сортів мастил.

4. Ефект «турбоями», пов'язаний з тим, що паливо спочатку має потрапити в циліндри двигуна, потім згоріти, і лише потім відпрацьовані гази почнуть розкручувати крильчатку турбіни.

5. В цілому, турбований двигун схильний до підвищених навантажень, що знижує його ресурс і вимагає більш частого сервісного обслуговування.

Рекомендації по експлуатації двигуна з турбонаддувом

1. Використовувати тільки якісне і рекомендоване моторне мастило.

2. Заміну мастила необхідно проводити не рідше, ніж через 10 тисяч кілометрів пробігу автомобіля., або 1 раз на рік.

3. При кожній заміні мастила необхідно замінювати фільтруючі елементи.

4. У холодну пору року важливо прогріти мотор тому, що найбільший знос двигуна і турбіни виникає в момент пуску.

5. Якщо до моменту зупинки ви інтенсивно «крутили» мотор на підвищених обертах, необхідно перед зупинкою дати двигуну пару хвилин попрацювати в холостому режимі.

6. Обслуговування автомобіля бажано проводити в професійному сервісному центрі, тому що турбокомпресор відноситься до прецизійного обладнання, яке потребує відповідної кваліфікації майстрів.

Список літератури:

1. ГОСТ Р41.83-2004 (Правила ЕЭК ООН № 83) Издание официальное. Москва. ИПК Издательство стандартов. 2004.

2. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. 1-е русское изд. [Текст]. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.-480 с.

3. Dr. Frank Schmitt, Dipl.-Ing. Hans-Peter Schmalzl, Dipl.-Ing. Patrick Descamps Neue Erkenntnisse bei der Entwicklung von Aufladesystemen for Pkw-Motoren. Feb.2003. [Электронный ресурс]. — Режим доступа к статье <http://www.turbos.bwauto.com/service/default.aspx?doctype=12>.

4. Hoecker, P.; Pfluger, F.; Jaisle, J. W.; Munz, S. Moderne Aufladekonzepte fur PKW Dieselmotoren 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 28. — 29. September 2000. [Электронный ресурс]. — Режим доступа к статье <http://www.turbos.bwauto.com/service/default.aspx?doctype=12>.

5. Режим доступа к статье <http://krutimotor.ru/turbonadduv/>

УДК: 632-564

МОДЕРНІЗАЦІЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ

**Професор Мілованов В. І. Студент Клебан Я.Л.
Одеська Національна Академія Харчових Технологій**

Головною метою діяльності підприємства є забезпечення споживачів України газом, здійснення транзитних поставок газу іноземним споживачам.

Питанням газотранспортної системи (зокрема газоперекачувальних агрегатів (ГПА)) присвячені праці багатьох українських та зарубіжних вчених. Серед них Сухарев М.Б., Ставровський Е.Р., Карасевич А.М., Грудз В.Я., Тимків Д.Ф., Ковалко М.П., Степ'юк М.Д., Проніков А.С., Райншке К., Ушаков І.А., Кубарев І.А., Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М., Беляєв М.С., Гнеденко Б.В., Соловійов А.Д. та ін. Такі вчені як Бриндін О.В., Набиуллін Р.Х., Юров Б.В., Герасимів А.І., Лібурди Дж., Орберг А.Н., Сударев В.Б., Кушаєв Н.Г. пропонують в своїх працях способи підвищення надійності транспортування природного газу через впровадження газотурбінних двигунів з використанням новітніх технологій. Газотранспортна система (ГТС) на сьогодні вже потребує значної реструктуризації, як технічної, так і управлінської, економічної, фінансової.

На підставі наказу Міністерства газової промисловості, та наказу АТ “Укргазпром” було організоване виробниче об'єднання по транспортуванню і поставці газу “Експорттрансгаз”, нині УМГ “Черкаситрансгаз”.

У 1983 році прокладено газопровід “Уренгой – Помари – Ужгород” довжиною 543 км. УМГ “Черкаситрансгаз” експлуатує 4663 км газопроводів діаметром від 100 до 1400 мм і газопроводів-відгалужень до населених пунктів з робочим тиском від 5,5 - 7,5 МПа, 171 газорозподільчу станцію.

ЛВУ МГ є структурним підрозділом підприємства “Черкаситрансгаз” і знаходиться на цеховому господарському розрахунку без права юридичної особи.

В склад ЛВУ МГ входять:

- 3 компресорні станції;
- лінійноексплуатаційна служба;
- технічне господарство.

В зв'язку з закінченням ресурсу і моральним старінням ГПА 25/76, на КС –19 проводиться модернізація на агрегат ГПА-25МН80.02 шляхом заміни двигуна ГПА-25 на ДН80Л. При цьому ККД ГПА зростає до 34,5 %. Окупність витрат на модернізацію агрегатів ГПА-25/76 НЗЛ становить 1,5-2 роки. Нормальні умови роботи агрегату забезпечують система паливного живлення, система пневматичного керування, система змашування двигуна. Тиск масла на ущільненнях створюється за допомогою імпелера.

КС –19 складається із двох компресорних цехів: КС –19.

В основу генерального плану КС – 19 покладені основні принципи забезпечення раціонального виробничо-технологічного процесу. Всі будівлі і споруди згруповані по виробничому значенню в зони. Виробнича зона розміщена зі сторони магістрального газопроводу, а підсобно-допоміжна зона – зі сторони під'їздної дороги. Згідно генплану КС відповідає всім вимогам будівельних норм і правил. Технологічна схема КС-19 виконана в класичній схемі з використанням повнонапірних нагнітачів при їх паралельній роботі.

Для виконання аналізу експлуатації було проведено дослідження фізико-хімічних і термодинамічних властивостей природного газу, що транспортується магістральним газопроводом “Уренгой – Помари – Ужгород”.

Було виконано теплогідравлічний розрахунок прилеглої ділянки газопроводу “Уренгой – Помари – Ужгород” розробленою програмою на мові BASIC. Теплогідравлічний розрахунок дозволяє визначати основні параметри на вході в КС.

Проведена побудова газодинамічної характеристики відцентрового нагнітача 650 – 21 – 2.

За цими характеристиками проведено розрахунок режимів роботи КС. Згідно з розрахунками КС забезпечує необхідну подачу газу в газопровід. При цьому використана потужність ГПА складає 80% від ефективної потужності, тобто КС має резерв по потужності і продуктивності.

Побудовані області допустимих режимів і граничні області енерговитрат. Аналізуючи результати розрахунку можемо сказати, що згідно отриманих результатів КС може працювати починаючи з мінімальної продуктивності (16 – 18) млн.м³/добу, що дуже добре узгоджується з реальними даними. Найстабільніша робота при одному включеному агрегаті досягається при продуктивності (35 – 55) млн.м³/добу, при двох від 55 до 87 млн.м³/добу. Максимальна продуктивність згідно розрахунку знаходиться в межах 92 млн.м³. В реальних умовах максимальна продуктивність досягає 110 млн.м³/добу, такий скачок спостерігається при відкритті перемичок між газопроводами.

Проаналізовано стан охорони праці на КС – 19, небезпечні і шкідливі фактори на виробництві. Зроблено проектування методів зменшення шуму в компресорних цехах.

Проаналізовані основні техніко-економічні показники підприємства «Черкаситрансгаз» за 1997 –1999 роки. Зроблено розрахунок річного економічного ефекту від впровадження технології очистки внутрішньої порожнини газопроводу за допомогою спеціального очисного пристрою. Проведено розрахунок річного економічного ефекту від впровадження заходів по економії природного газу при роботі ГПА-25 на «просос» через АВО масла.

Проведено аналіз виконання плану по основних техніко-економічних показниках і аналіз динаміки основних техніко-економічних показників газоперекачувальної станції УМГ «Черкаситрансгаз». Виконано розрахунки на базі яких буде виконуватись реконструкція станції.

Список літератури:

1. Гораль Л. Т. Ремонт, модернізація та реконструкція компресорних станцій як запорука стабільної роботи ГТС України / Л. Т. Гораль, М. Д.Степ'юк, Я.Р. Порада // Нафтова і газова промисловість. – 2008. – № 4. – С. 52–54.
2. Обґрунтування доцільності утримання об'єктів вітчизняної газотранспортної системи в сучасних умовах / Гораль Л. Т., Данилюк М. О., Метошоп І. М., Степ'юк М. Д. // Науковий вісник ІваноФранківського національного технічного університету нафти і газу. – 2008. – № 2(18). – С. 144–149.
3. Енергетична стратегія України на період до 2030 року [Електронний ресурс]
4. Степ'юк М. Д. Проблеми енергозбереження газотранспортних підприємств в умовах кризи / Степ'юк М. Д., Гораль Л. Т., Мілевська В. І. // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2009.
5. Мілованов В.І. «ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК І КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ» Одеса: 2016-55с.

УДК 621.512

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОРШНЕВОГО ВУГЛЕКИСЛОТНОГО КОМПРЕСОРА

Яковлев Ю.О., к.т.н., доцент, Кременецький В.В, магістрант. ОНАХТ.

Проблема підвищення ефективності та екологічної безпеки виробництва рідкої вуглекислоти актуальна з двох причин, з одного боку, тим, що діоксид вуглецю викликає парниковий ефект, а з іншого - CO_2 знаходить широке застосування в різних галузях промисловості.

У даній роботі розглянуті шляхи підвищення енергоефективності чотирьохступінного вуглекислотного компресора станції для виробництва рідкої вуглекислоти.

Один з найбільш простих способів підвищення продуктивності поршневого компресора є резонансний наддув у всмоктувальному трубопроводі на заключному етапі всмоктування. В технічній літературі немає чітких рекомендацій відносно вибору довжини всмоктувального трубопроводу. Рекомендації в основному зводяться до того, щоб забирання стисливого газу здійснювалось зовні приміщення компресорної станції на висоті не менше 3 м від рівня землі і щоб всмоктувальний трубопровід був захищений від попадання в нього атмосферних опадів та забруднень.

Тому у більшості випадків і параметри і розташування всмоктувального трубопроводу на промислових компресорних станціях визначаються із зручності монтажу та експлуатації. Це приводить до того, що інколи навіть при відмінному стані компресорів, техніко-економічні показники їх роботи низькі, а продуктивність не досягає паспортної.

Це пояснюється тим, що при роботі поршневого компресору у всмоктувальному трубопроводі мають місце як втрати тиску, які обумовлюють зниження загального тиску на всмоктувальній стороні, так і підвищення тиску. Зниження загального тиску веде до зниження густини газу. Це призводить до зниження масової продуктивності компресора. Отже, зростання продуктивності потребує збільшення густини газу і тиску у всмоктувальному трубопроводі. Враховуючи, що рух газу у всмоктувальному трубопроводі представляє коливальний процес, добиваються найбільшої амплітуди цих коливань. А це можливо тоді, коли власна частота коливань повітряного стовпа рівна або кратна частоті обурюючого імпульсу. В цьому випадку має місце резонанс частот.

У [1] показано, що амплітуда коливань тиску у всмоктуючому трубопроводі поршневого компресора може досягати 20-25% від номінального тиску всмоктування.

Відповідно до чинного технологічним процесом виробництва діоксид вуглецю надходить на вхід компресорів зі 100% - вою відносною вологістю і температурою 40°C .

У роботі [2] запропоновано проводити додаткове охолодження газу на вході в компресорну установку (наприклад, за допомогою аміачних холодильників) до 20°C , що дозволяє зменшити кількість що надходить вологи в компресор і в результаті дасть можливість збільшити продуктивність компресора до 6%.

Іншим способом підвищення продуктивності компресора пропонується є зменшення втрат в клапанах [2]. Розрахунки показують, що удосконалення всмоктуючих і нагнітальних клапанів 1-ої, 2-ий і 3-ій ступенів стиснення за рахунок застосування неметалічних дискових пластин і зменшення висоти їх підйому при відкритті дозволить збільшити продуктивність вуглекислотного компресора на 4-5% і знизити споживану потужність на 2%.

Великий інтерес представляє використання компресорно-насосних установок, що використовують холод аміаку. для виробництва рідкого CO_2 в циклі низького тиску і подальшою подачею його насосом споживачеві. Питомі енерговитрати на зрідження і подачу діоксиду вуглецю споживачеві нижче до 25%, ніж в застосовуваних в даний час компресорних лініях [3, 4].

Енергія приводу вуглекислотного компресора витрачається на стиснення газу і покриття механічних втрат. При цьому частина витраченої енергії у вигляді тепла після кожного ступеня стиснення відводиться в навколишнє середовище. Утилізація теплоти стиснення дозволяє підвищити

ефективність і енергетичні показники роботи поршневих компресорів на станції виробництва рідкої вуглекислоти.

Проведений аналіз показує, що можливості поліпшення ефективності та енергетичних характеристик вуглекислотних поршневих компресорів середнього тиску ще не вичерпані.

Література

1. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – М.: Машиностроение, 1969 г. – 742 с.
2. Компресори для діоксиду вуглецю: характеристики вироблених моделей і напрямки їх вдосконалення / А.В. Смирнов, Н.П. Гринь, А.В. Шаповалов і ін. // Технічні газети. - 2009. - № 3. - С. 35-38.
3. Про резерви підвищення ефективності виробництва низькотемпературного рідкого діоксиду вуглецю / Г. К. Лавренченко, С. Г. Швець, А. В. Копитін // Технічні газети. - 2008. - № 5. - С. 19-25.
4. Лавренченко Г.К., Копитін А.В., Афанасьєв С.В. та ін. Удосконалення виробництва рідкого низькотемпературного діоксиду вуглецю в циклах середнього тиску // Технічні газети. Науково 2013. №2. С. 60-62.

УДК 628.84

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БЕЗШАТУННОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНИХ ХОЛОДОАГЕНТАХ

Яковлев Ю.О., к.т.н., доцент, Войтюк С.Ю., магістрант. ОНАХТ

Найбільш поширеним типом компресорів автомобільних кондиціонерів є безшатунні поршневі. Для дослідження був обраний безшатульний компресор TM21. Це універсальний компресор, призначений для авторефрижераторів, автокондиціонерів сільгосптехніки і кондиціонерів на автобусах.

Вал компресора приводиться в дію від колінчастого вала двигуна за допомогою пасової передачі і електромагнітної муфти. З провідним валом компресора з'єднана похила шайба, яка при своєму обертанні переміщає 5 поршнів. Розташування 5 циліндрів в корпусі компресора кругове з інтервалом 72° навколо приводного вала. Кожен циліндр має дві робочі порожнини, корпус компресора з двох сторін закритий кришками з системою клапанів. TM21 працює як 10-циліндровий компресор.

Виконані розрахунки [1] показують, що транспортна холодильна установка з таким компресором стійко працює на R134a в діапазонах температур кипіння $-10 \dots +14$ оС і температур конденсації $26 \dots 71$ оС.

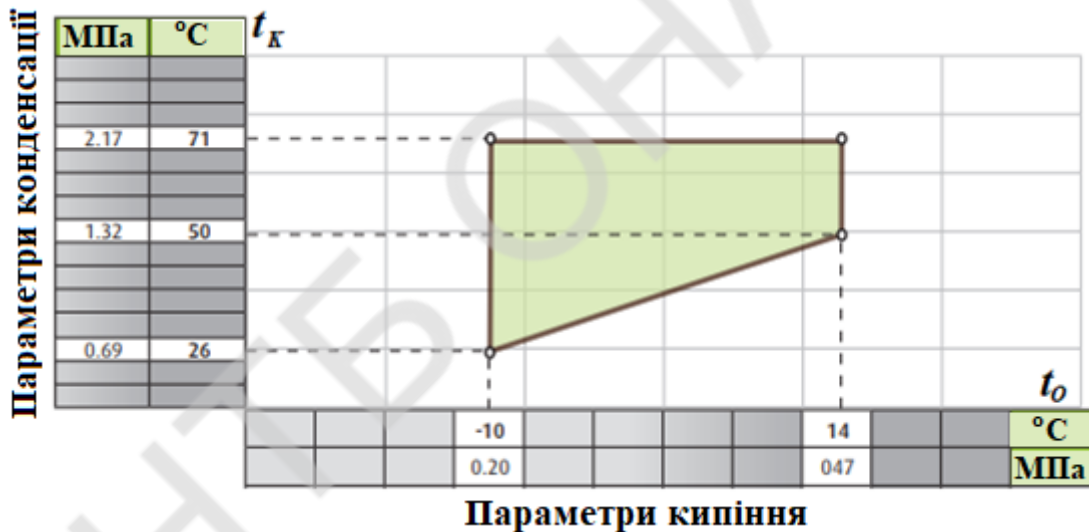


Рис.1. Діаграма Бенке для компресора TM21 при роботі на R134a.

Продуктивність компресора визначається швидкістю обертання двигуна. Діапазон частоти обертання вала компресора становить 700...6000 об/хв. Від частоти обертання залежить холодопродуктивність кліматичної установки. При роботі компресора на R134a при швидкості обертання вала 1450 об/хв були визначені значення холодопродуктивності і споживаної потужності при зміні температур конденсації в інтервалі 40, 50, 60 оС і температур кипіння в інтервалі -10, -5, 0, 5, 10, 12, 5 оС. Результати розрахунку наведені в табл.1.

Холодопродуктивність Q_o (кВт)			Споживана потужність N_e (кВт)					
			Температура кипіння (°C)					
Температура конденсації (°C)	Тиск конденсації (МПа)		-10	-5	0	5	10	12.5
			Тиск кипіння (МПа)					
			0.10	0.15	0.19	0.24	0.32	0.35
40	0.91	Q_o (кВт)	5.88	7.54	9.59	12.10	15.06	16.86
		N_e (кВт)	2.05	2.28	2.49	2.68	2.83	2.89
50	1.21	Q_o (кВт)	5.02	6.48	8.24	10.31	12.84	14.17
		N_e (кВт)	2.21	2.47	2.73	2.98	3.20	3.29
60	1.58	Q_o (кВт)	4.09	5.38	6.90	8.63	10.75	11.92
		N_e (кВт)	2.34	2.66	2.97	3.26	3.50	3.67

У зв'язку з проблемою глобального потепління Європейська комісія (ЄК) заборонила з 1 січня 2011 р використання холодоагенту HFC-134a в кондиціонуванні повітря в нових транспортних засобах в країнах Євросоюзу. З 2017 року всі автомобілі, що випускаються зобов'язані використовувати в системах кондиціонування холодоагент R1234yf, який має низький потенціал глобального потепління ($GWP = 4$). Новий холодоагент R1234yf розроблен на основі технології гідрофторолефінов. Це чисте з'єднання, високоефективне і малотоксичне, яке може бути потенційно використано в системах, що працюють на R134a, з невеликими модифікаціями. Такі характеристики, як тиск, вага, температура кипіння у R1234yf практично однакові з R134a; відмінність - в хладопроизводительности, приблизно на 10% в гіршу сторону. R1234yf - більш горючий, займистий, що не вибухонебезпечний, самозаймистий при 150 ° C, погано підтримує горіння у порівнянні з R134a.

Іншим холодоагентом з низьким потенціалом глобального потепління є R-1234ze, і в даний час він вже впроваджується в промислових масштабах як речовина для спінювання однокомпонентної піни і як пропеллент в аерозольних балончиках. Його також можна використовувати в холодильній техніці. Цей гідроолефін високоефективний, має потенціал глобального потепління всього лише 6.

Оскільки деякі параметри R1234yf трохи поступаються аналогічним R134a, необхідно провести порівняльну оцінку використання R1234yf в якості холодоагенту в системах, що працюють на R134a, що і є метою даного дослідження.

Література

1. Servise manual. Valeo TM21 Compressor. Copyright 2017, Valeo Japan CO, LTD. - 45 p.

УДК 621.521

ПРОФІЛЮВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ СОПЛА АКТИВНОГО ПОТОКУ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА

Шарапов С. О., к.т.н., ст. викладач, Чех О. Ю., асистент,
Арсеньєв В. М., к.т.н., проф., СумДУ, м. Суми,
s.sharapov@kttf.sumdu.edu.ua

У сучасній промисловості усе більш широко застосовуються технологічні процеси з використанням вакууму. Це обумовлено тим, що не всі процеси можна реалізувати в умовах атмосферного тиску, а також тим фактором, що при тиску нижче атмосферного можна досягти більш високої якості кінцевих продуктів.

Одним із способів створення вакууму пасивного потоку є використання енергії робочого струменя активного потоку в пароструминних ежекторах. Даний тип струменевих апаратів широко застосовується у багатьох галузях промисловості завдяки простоті конструкції і надійності в експлуатації. При цьому пароструминні ежектори мають ряд значних недоліків, які пов'язані, в першу чергу, з недосконалістю їх робочого процесу.

У цій ситуації актуальним стає застосування нового виду двофазних струминних апаратів, до яких відноситься рідинно-паровий ежектор, що працює за принципом струменевої термокомпресії. У порівнянні з пароструминними ежекторами він має низку переваг, які позитивно впливають на ефективність його робочого процесу.

Основним фактором, що визначає ефективність робочого процесу рідинно-парового ежектора, є процес руху робочої рідини в дифузійній частині сопла активного потоку. Проведено теоретичні та експериментальні дослідження сопла активного потоку, яке по геометрії близьке до сопла Лавалю. Дифузор виготовлений з прямими стінками. Дослідження показали досягнення досить високої ефективності процесу пароутворення, при якому коефіцієнт швидкості сопла досягає 92-97%. Разом з тим, в соплі з такою геометрією мають місце негативні чинники, такі як відрив потоку від стінок каналу, скачки ущільнення і конденсації, а також нерівномірність профілю швидкості по перетину каналу.

Викладені вище недоліки конструкції робочого сопла активного потоку, призводять до необхідності профілювання його проточної частини з метою поліпшення газодинамічних характеристик.

Тож, вже давно склалася загальноприйнята методика профілювання проточної частини сопел рідинно-парових ежекторів. Найбільш поширеною є конструкція з конічною формою дифузора та прямими стінками проточної частини, близьких за формою до сопла Лавалю.

Авторами запропоновано та досліджено використання сопел з різною формою дифузора. Так, для дослідження було обрано чотири форми дифузійної частини: еліптична, параболічна, логарифмічна та форма, яка розрахована за формулою Вітошинського. За базовий варіант було взято сопло з конічною формою стінок частини, що розширюється.

Математичне моделювання виконувалось у програмному комплексі Ansys CFX. Розрахункова модель враховувала турбулентність течії рідини, релаксаційне пароутворення метастабільно перегрітої рідини та можливі скачки конденсації двофазної суміші води та пари.

У результаті числового моделювання було виявлено, що найбільш оптимальною формою частини сопла, що розширюється є параболічна, так як у соплі такої форми у процесі закипання, відбувається руйнування центрального ядра рідини на оптимальній відстані від критичного перетину і на виході отримуємо потік рівномірної парокропельної структури з оптимальним значенням паровмісту.

АНАЛІЗ ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ З РТО ПРОМІЖНОГО ТИСКУ

Ярошенко В.М. доцент каф.КПА , ОНАХТ, «valeryi@ukr.net», ORCID:0000-0002-6051-6848

В термотрансформаторах, до яких відносяться переважна кількість енергетичних та холодильних установок, широко застосовуються регенеративні та рекуперативні теплообмінники (РТО), які безпосередньо не пов'язані з теплообміном на рівні зовнішніх джерел теплоти. При загальному підході холодильні циклі з РТО в залежності від їх практичної направленості, властивостей робочих тіл та температурних потенціалів джерел теплоти, можуть застосовуватись як для експлуатаційної надійності та стабільності характеристик складових елементів (процесів) циклу так і для підвищення його енергетичної ефективності [3].

За звичай в більшості фреонових холодильних машин невеликої потужності застосовуються класичні РТО, за допомогою яких забезпечується внутрішній теплообмін між рідинним холодильним агентом високого тиску і парою низького тиску (після випарника).

Практична реалізація рекуперативних процесів насамперед забезпечує при цьому «сухий хід» компресора, а додаткове переохолодження холодильного агента високого тиску в РТО перед адіабатичним дроселюванням сприяє більш ефективному заповненню випарної системи рідким холодильним агентом, за рахунок зменшення кількості баластної пари, що обумовлює інтенсифікацію процесів теплообміну в випарнику та підвищення питомої холодопродуктивності.

Якщо з практичної (експлуатаційної) точки зору використання класичних РТО в більшості випадків носить позитивний характер, то з точки зору енергетичної ефективності це далеко не так. Для більшості холодильних агентів вплив рекуперативних процесів на холодильний коефіцієнт не є однозначним. Залежно від термодинамічних параметрів холодильного циклу і властивостей холодильного агента, рекуперативні процеси можуть сприяти, як підвищенню так і зниженню коефіцієнта перетворення енергії (холодильного коефіцієнта циклу) [1].

Найбільш негативним наслідком перегріву пари низького тиску в РТО є зростання температури кінця стиснення холодильного агента в компресорі (температури нагнітання), яка для переважної кількості робочих речовин є обмеженою. При цьому знижуються енергетичні показники холодильної машини та експлуатаційні характеристики мастила та компресору, що може обумовлювати аварійну зупинку. Особливого значення це має відношення до холодильних систем, що працюють в тропічних умовах, а також суднових холодильних установках, зовнішні умови експлуатації яких залежать від районів плавання.

Провідними фірмами, що продукують холодильне обладнання, пропонуються різні варіанти практичної реалізації з метою забезпечення експлуатаційної надійності та стійкості холодильних машин в екстремальних умовах роботи, що направлено в першу чергу на зниження температури нагнітання. В якості прикладу можна навести серійні холодильні машини на основі циклу Джимбальвіо з уприскуванням рідинного холодильного агента низького тиску, що може забезпечувати кінцеву температуру стиснення в компресорі на рівні сухої насиченої пари високого тиску [4].

З розвитком компресоробудування і впровадженням нових технологій рядом фірм випускаються холодильні машини, в яких застосовуються РТО проміжного тиску (економайзери). Схема холодильної машини та відповідний термодинамічний цикл фірми Copeland показана на рис.1. [2]

Конструктивно така схема найбільш просто реалізується в спіральних компресорах. Спіральний компресор комплектується спеціальним патрубком вприскування пари, яка підключається до РТО. При цьому невелика частина холодильного агента високого тиску ΔG після конденсатору (або РТО) направляється до РТО після дроселювання до проміжного тиску P_{01} . В РТО відбувається рекуперативний теплообмін між основним потоком рідини високого тиску G та вологою парою ΔG , що обумовлює переохолодження рідини (процес 7-6) за рахунок процесу випаровування 8-5). Пара проміжного тиску всмоктується компресором де змішується із основним потоком пари (процес 5-2) та стискується до тиску конденсації

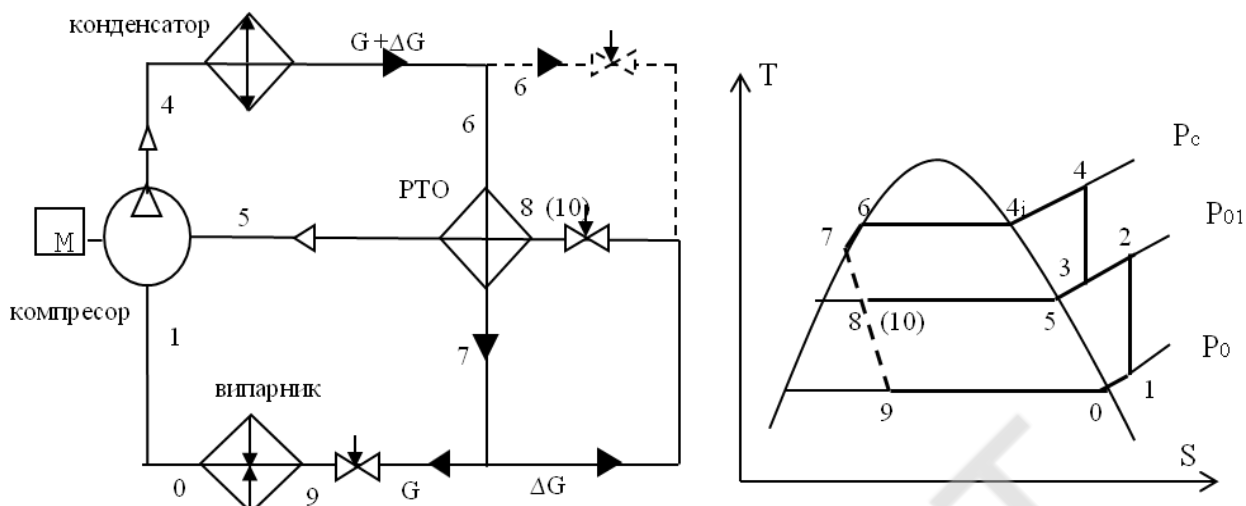


Рис. 1.- Схема та термодинамічний цикл холодильної машини з РТО проміжного тиску. Пунктиром показано варіант включення РТО з подачею рідини високого тиску безпосередньо від конденсатору.

Таким чином умовно реалізується схема двоступеневого стиснення, що дозволяє зменшити температуру нагнітання холодильного агента та збільшити переохолодження агента високого тиску. Але при цьому має місце додаткова затрата роботи в компресорі в наслідок збільшення масової витрати холодильного агента на ΔG , яка безпосередньо не приймає участі в формуванні холодильного ефекту і після адіабатичного дроселювання направляється в РТО проміжного тиску.

При реалізації циклів з повітряними конденсаторами виробники рекомендують [2] подавати на терморегулюючий вентиль (ТРВ) рідину високого тиску після РТО, що обумовлює зниження її кількості за рахунок зменшення баластної пари після дроселювання.

В разі використання водяних конденсаторів необхідно проводити відбір рідкого холодоагенту високого тиску з основного потоку після конденсатора. При цьому забезпечується мінімальне переохолодження холодоагенту, що необхідно для стійкої роботи ТРВ, оскільки гарантує відсутність пари на вході в ТРВ.

Кількість холодильного агента ΔG , що направляється в РТО для переохолодження основного потоку G , з одного боку обумовлює підвищення холодильної продуктивності машини, а з іншого обумовлює допоміжні енергетичні витрати, пов'язані зі стисненням в компресорі більшої кількості холодильного агента і тому впливає на енергетичну ефективність холодильної машини та температуру нагнітання в компресорі.

Розрахунки енергетичних та експлуатаційних характеристик циклу холодильної машини з РТО проміжного тиску виконувались на базі теоретичного циклу [3] з різною відносною кількістю холодильного агента проміжного тиску $\Delta G/G$, при різних температурах кипіння холодильного агента та різними температурами конденсації (30°C та 40°C) для холодильних агентів R404 A та R410 A.

Такі холодильні агенти в даний час знаходять широке застосування в холодильних системах різного призначення в тому числі і в суднових холодильних установках як альтернативні традиційним екологічно шкідливим робочим речовинам. Розрахунки виконувались при відносній кількості холодильного агента проміжного тиску на рівні 5 - 15%.

Розрахунки показують, що холодильний коефіцієнт циклу з РТО проміжного тиску зростає по відношенню до циклу з класичним РТО на 10-15% для фреону R410A та на 5-10 % для фреону R404 A.

Застосування РТО з паром проміжного тиску підвищує рівень переохолодження рідини високого тиску у порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО (залежно від температури перегріву після РТО) до 25% для фреону R410 A та до 20% для фреону R404 A. А це в свою чергу обумовлює підвищення холодильної продуктивності за рахунок інтенсифікації процесу теплообміну в випарнику на 10 -15%.

Суттєвою перевагою такого циклу є зменшення температури нагнітання (кінця стиснення). У порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО, така схема дає змогу зменшити

температуру нагнітання на 20-30% для більшості режимів розрахункового порівняння циклів для обох фреонів.

При збільшенні кількості холодильного агенту з проміжним тиском зростає холодильний коефіцієнт та зменшується температура кінця стиснення, що позитивно впливає на роботу компресора. Але при цьому зростають маса та габарити установки, що являється предметом техніко-економічного рішення.

В цілому використання принципу рекуперативного теплообміну з насиченою парою проміжного тиску не лише збільшує холодильний коефіцієнт, але і обумовлює підвищення надійності компресора за рахунок зменшення температури нагнітання. Розрахунки показують, що більш ефективним з точки зору енергоефективності являється фреон R410A в порівнянні з фреоном R404A, а підвищення практично усіх показників циклу зростає з ростом температури конденсації.

Література.

1. Гемелев Ю.А., Мнацаканов Г.К. Энергетическая эффективность теоретических регенеративных циклов компрессионных холодильных машин на современных холодильных агентах. В сб. «Холодильная техника и технология», вып. 60, 1999, стр. 90 -94.
2. Каталог фирмы DWM COPELAND. [www. Copeland.com](http://www.Copeland.com).
3. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. — М.: Энергия, 1979. — 288 с.
4. Ярошенко В.М. Термодинамічна ефективність процесів стиснення із вприском холодильного агенту. В Зб.ІХ міжнародної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», Одеса,- 2013, с.5-7

УДК 658.516

ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ У ХОЛОДИЛЬНІЙ ГАЛУЗІ УКРАЇНИ

**Буданов В.О., доцент каф. компресорів та пневмоагрегатів ОНАХТ, м. Одеса
budanoff@ukr.net**

В умовах лібералізації торгівлі важливого значення набуває не лише усунення тарифних бар'єрів, а й позатарифне регулювання, зокрема застосування технічних бар'єрів. Додаткові вимоги до імпорتنих товарів, що містять технічні регламенти можуть суттєво зменшити позитивний вплив від будь-якої лібералізації торгівлі між учасниками певної зони вільної торгівлі. В Україні система технічного регулювання, стандартизації та метрології побудована на принципах Угоди ТБТ СОТ.

У 2015 р. схвалено Стратегію розвитку системи технічного регулювання на період до 2020 р. Її метою є модернізація економіки України та забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної продукції шляхом поступової інтеграції України до внутрішнього ринку ЄС, подолання технічних бар'єрів у торгівлі між Україною та ЄС та зміцнення її позицій на світовому ринку в результаті визнання системи технічного регулювання України на європейському та міжнародному рівні.

Прийнятий Закон України «Про технічні регламенти та оцінку відповідності» від 15 січня 2015 р. № 124-VIII, який встановлює єдині правові та організаційні засади розроблення, прийняття та застосування технічних регламентів і процедур оцінки відповідності. Відповідність вимогам технічних регламентів, згідно Закону забезпечується:

шляхом застосування національних стандартів та/або технічних специфікацій, посилення на які містяться у відповідних технічних регламентах;

шляхом надання презумпції відповідності через добровільне застосування національних стандартів, перелік яких затверджено центральним органом виконавчої влади;

шляхом інших рішень для задоволення вимог технічних регламентів, крім застосування стандартів з переліку національних стандартів;

шляхом інших випадків надання презумпції відповідності продукції.

До виключень відносять перехідні періоди застосування технічного регламенту, коли продукція, що надходить на ринок відповідає вимогам технічного регламенту, який був чинний на момент введення її в обіг, або не відповідає вимогам, але була введена в обіг до набрання чинності технічного регламенту.

З моменту набрання чинності в Україні цього закону пройшло майже 5 років. Проте, дотепер у силу певних причин потенціал зазначеного закону та реформи технічного регулювання в цілому, повною мірою не реалізований. На жаль суть реформи, передбаченої впровадженням технічного регулювання уявляють собі дуже мало фахівців вітчизняної холодильної промисловості. Однак увесь світ вже живе за таким принципом: усе, що стосується безпеки, контролює держава, всі інші питання, у тому числі питання якості, регулює ринок. На думку більшості експертів реформа технічного регулювання давно назріла та відноситься до одного з найбільш кардинальних перетворень вітчизняної економіки за останні роки. За своїми соціальними, юридичними і економічними наслідками ця реформа порівнянна тільки зі змінами форм власності на засоби виробництва. Реформи технічного регулювання полягають у корінній зміні характеру, способів і умов втручання держави в ринкові відносини, шляхом вирішення наступних основних завдань:

повна відмова держави від регулювання споживчих властивостей і якості продукції, що випускається, з одночасним переходом до добровільного дотримання виробником вимог стандартів якості та інших споживчих властивостей, які є інструментом підвищення конкурентоспроможності продукції. Тут відразу варто обмовитися, що коли держава виступає як суб'єкт ринку у вигляді замовника (споживача) якої-небудь продукції, вона вправі та повинна формулювати такі вимоги до її якості та інших споживчих властивостей, які вона вважає за необхідне забезпечити

концентрація державного регулювання на питаннях забезпечення безпеки людини, охорони навколишнього середовища та енергетичної ефективності машин і устаткування. У цих умовах основним інструментом технічного регулювання стає технічний регламент. Процедура введення в дію технічного регламенту передбачає дотримання двох ключових принципів технічного регламенту:

публічність процесів розробки, обговорення та прийняття обов'язкових вимог до продукції;
залучення суспільства до процесів розробки та обговорення обов'язкових вимог.

Цілями прийняття технічних регламентів є захист життя та здоров'я людей, тварин і рослин, охорона довкілля та природних ресурсів, забезпечення енергоефективності, захист майна, забезпечення національної безпеки та запобігання підприємницькій практиці, що вводить споживача (користувача) в оману.

Тепер розглянемо, яким чином технічне регулювання може стати інструментом забезпечення технологічної безпеки в галузі холодильної техніки. Як відомо, більшість холодильних установок належить до небезпечних виробничих об'єктів. Тому для холодильного устаткування проблема забезпечення технологічної безпеки у сучасних умовах стає як ніколи актуальною. Крім того, холодильне устаткування відноситься до тієї категорії техніки, для якої необхідні контроль і нагляд, передбачені міжнародними договорами, наприклад такими як Монреальський і Кіотський протоколи. На холодильну промисловість країни впливає з одного боку зношення на 80-90% обладнання, яке дісталось у спадщину від СРСР, а з другого щорічний приріст холодильного устаткування, що надходить на ринок, головним чином імпортного виробництва, або що складається в Україні з імпортних комплектуючих. Зростаюча динаміка парку холодильної техніки, пов'язана з активним проникненням на внутрішній ринок іноземних виробників, вимагає відповідного розвитку ринку послуг з експлуатації та ремонту цієї техніки. Сьогодні на вітчизняному ринку ще не має достатньої кількості та належної якості підприємств з сервісного обслуговування холодильної техніки, а також необхідно удосконалювання системи державного контролю та нагляду за процесами експлуатації і технічним станом холодильного устаткування. Тільки невелика кількість підприємств являють собою так звані авторизовані і дилерські сервісні та монтажні організації. Вони підтримують тісні контакти із провідними світовими та вітчизняними виробниками. Їхні співробітники проходять регулярне навчання, отримуючи відповідні сертифікати та свідоцтва. На таких підприємствах налагоджена система контролю якості, як при монтажі, так і в процесі ремонту устаткування, дотримуються правила охорони праці, налагоджена корпоративна дисципліна. Інтереси і стандарти виробника жадають від авторизованих і дилерських підприємств дотримання санітарно-епідеміологічних норм і екологічних вимог, що долучає їх до цивілізованого ринку послуг з монтажу і ремонту холодильної техніки. Друга група підприємств – підприємства, створені на базі існуючих раніше регіональних підприємств холодильної галузі. Крім того існують різного типу майстерні та індивідуальні майстри з монтажу та ремонту холодильного устаткування, які займають доволі значну частину ринку. Ця група найбільш неблагополучна в плані готовності до реформи технічного регулювання. У цьому секторі часом не дотримуються елементарних вимог технології монтажу і ремонту устаткування, порушуються санітарно-епідеміологічні та екологічні норми, відсутні які-небудь формальні гарантії та відповідальність за надавані послуги, що, в остаточному підсумку, являє безсумнівну загрозу

безпеці людей і навколишнього середовища. Це та частина ринку, представники якої, не несучи яких-небудь істотних витрат по змісту та розвитку свого бізнесу (закупка устаткування, навчання персоналу, контроль використання якісних комплектуючих та матеріалів) залучають споживача демпінговими цінами, ховаються від оподатковування та вимог наглядових органів. Присутність їх на ринку, крім прямої загрози безпеці та екології, створює економічну недоцільність діяльності підприємств, особливо початківців, в умовах, пропонованих державою для законослухняних підприємців. В остаточному підсумку така діяльність завдає шкоди сумлінній конкуренції та становленню цивілізованого ринку. Одним із завдань реформи технічного регулювання стосовно до холодильної промисловості є створення таких умов, при яких цей сегмент ринку стане цивілізованим і буде легалізований, або зникне. Разом з тим, практична реалізація вимог технічного регулювання затримується відсутністю припливу кваліфікованих кадрів у зв'язку з фактичним низьким рівнем існуючої системи початкової та середньої професійної технічної освіти та відповідної системи перепідготовки кадрів, яка б устигала за розвитком холодильної техніки; складністю одержання інформації від виробника про технологію монтажу, експлуатації та ремонту сучасного холодильного устаткування, особливо обладнаного сучасними системами керування з електронними компонентами та комп'ютерними блоками; недосконалістю сервісного обладнання, відсутністю систем контролю за його використанням, а часом і повна відсутність самого обладнання; відсутністю механізму регулювання допуску підприємств до окремих видів робіт, що впливають на безпеку експлуатації холодильних систем, а також до робіт, що представляють небезпеку для навколишнього середовища.

Даючи оцінку ситуації на ринку промислового та торговельного холодильного устаткування, можна відзначити, що перераховані проблеми багато в чому обумовлені недостатньою чіткістю або відсутністю нормативної бази та, у першу чергу, відсутністю відповідного технічного регламенту.

Однією із проблем, яку необхідно вирішити із прийняттям технічного регламенту, що встановлює вимоги безпеки холодильних систем, установок, машин і агрегатів, є забезпечення гармонізації вимог до холодильного устаткування з міжнародними стандартами та усунення тих діючих вимог, необхідність регулювання яких не підтверджена на практиці.

Відповідність холодильних систем і устаткування вимогам усіх чинних технічних регламентів, які застосовуються до такої продукції, є обов'язковою.

Вибір форми та схеми підтвердження відповідності холодильних систем і устаткування вимогам діючих технічних регламентів проводять за встановленим значенням фактора ризику на підставі результату ідентифікації холодильних систем і устаткування.

В остаточному підсумку, розробка та впровадження регламенту повинні сприяти створенню найбільш сприятливих умов для розвитку вітчизняного холодильного бізнесу та підвищенню технологічної безпеки урбоєкосистем.

Список інформаційних джерел

1. Про технічні регламенти та оцінку відповідності: Закон України від 15 січня 2015 р. № 124-VIII [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/124-19_63
2. Реалізація вимог щодо технічного регулювання в Україні (аграрний сектор, харчова промисловість, туризм) / Т. Васильківська, Ю. Кабаков, М. Козловська, О. Остапенко, О. Правдива, М. Селінний, Т. Тимошенко, Л.Чабак / Сіверський інститут регіональних досліджень. – Чернівці: Сіверський центр післядипломної освіти, 2017. – 138 с.

УДК 544.355-16+544.77

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ НАНОЧАСТИЦ Al_2O_3 НА ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕННЫХ ПАРОВ ИЗОПРОПИЛОВОГО СПИРТА

Мотовой И.В., Дмитриев Е.Д., Железный В.П.

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, motovoj@gmail.com

В последнее время внимание исследователей привлекают задачи изучения влияния наночастиц на теплофизические свойства базовых жидкостей, перспективных для использования в энергетике в качестве рабочих тел и теплоносителей. Несмотря на обилие опубликованных работ, посвященных исследованию теплофизических свойств нанофлюидов, представленные результаты требуют правильной физической интерпретации. Однако противоречивость полученных экспериментальных данных о давлении насыщенных паров, теплопроводности, вязкости, теплоемкости нанофлюидов показывает, что полученной информации еще недостаточно для того чтобы приступить к задачам моделирования их термодинамических свойств. Отсутствие надежных термодинамических методов прогнозирования термических свойств нанофлюидов, существенно сдерживает прогресс в разработке нового поколения энергетически эффективных рабочих тел и теплоносителей

Целью проведенного исследования являлось экспериментальное определение давления насыщенных паров модельного нанофлюида состоящего из изопропилового спирта и наночастиц оксида алюминия Al_2O_3 . Выбор данного объекта исследования был продиктован высокой стабильностью коллоидных растворов изопропиловый спирт/наночастицы Al_2O_3 .

Давление насыщенных паров измерено статическим методом, с использованием датчика давления WIKA S-10. Проведенный анализ показал, что расширенная неопределенность измерения давления этим преобразователем не превышала 95 Па. Экспериментальные данные по давлению насыщенных паров в исследованном диапазоне температур и концентраций были аппроксимированы уравнением

$$\ln P_{NF} = A w_{NP} + B w_{NP} \frac{1}{T}, \quad (1)$$

где P_{NF} – давление насыщенных паров, Па; T – температура, К; $A(w_{NP})$, $B(w_{NP})$ – коэффициенты, значение которых зависят от концентрации наночастиц в изопропанол.

Выполненный анализ показывает, что расширенная неопределенность полученных экспериментальных данных о давлении насыщенных паров нанофлюидов не превышает 275 Па. Температурная и концентрационная зависимости разности давлений насыщенных паров нанофлюидов изопропанол/ наночастицы Al_2O_3 и изопропанола приведены на рисунках 1 и 2. Из приведенной на рисунках 1 - 2 информации следует, что эффект влияния наночастиц Al_2O_3 на давление насыщенных паров зависит как от температуры, так и от концентрации. При температурах выше 330 К давление насыщенных паров нанофлюидов выше давления насыщенных паров изопропилового спирта. Причем при концентрациях наночастиц в изопропанол больше $0,0393 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$ с увеличением температуры абсолютные отклонения увеличиваются. При указанных параметрах ($w_{NP} \geq 0,0393 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$) силы межмолекулярного взаимодействия в поверхностном слое жидкой фазы изопропанола уменьшаются в присутствии наночастиц, что способствует увеличению давления насыщенных паров изопропанола. Наибольшая разность давления насыщенного пара нанофлюида изопропанол/ Al_2O_3 от давления чистого изопропанола наблюдается при концентрации наночастиц $0,0394 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$ и температуре 340 К и составляет 2410 Па (4.63%).

Наибольший интерес представляет концентрационная зависимость $P_S=f(w_{NP})$ при $T=const$ (см. рисунок 2).

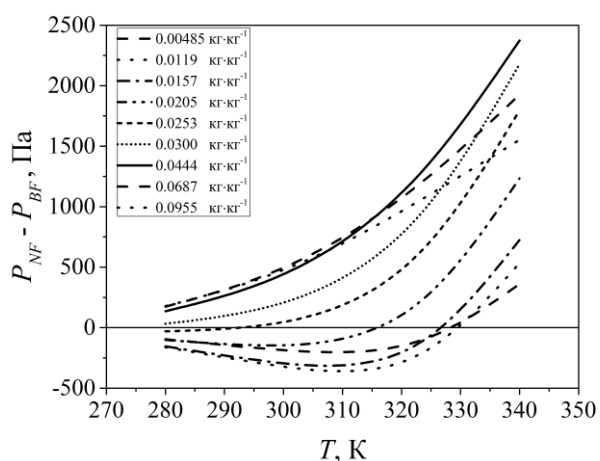


Рис. 1 - Температурная зависимость абсолютной разницы давлений насыщенного пара нанофлюида изопропанол/ Al_2O_3 P_{NF} от давлений насыщенного пара чистого изопропанола P_{IPA} , рассчитанных по уравнению (1)

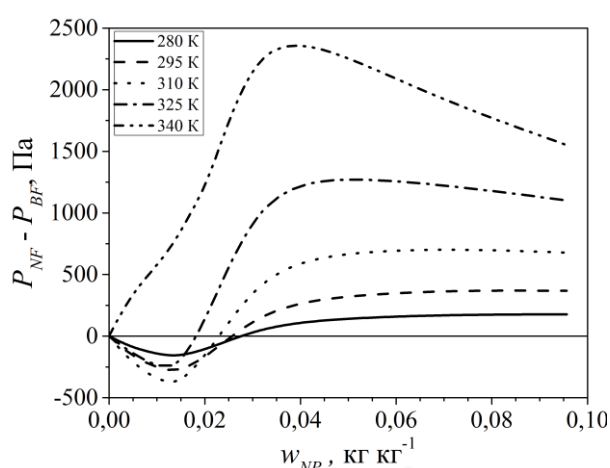


Рис. 2 - Концентрационная зависимость абсолютной разницы давлений насыщенного пара нанофлюида изопропанол/ Al_2O_3 P_{NF} от давлений насыщенного пара чистого изопропанола P_{IPA} , рассчитанных по уравнению (1)

Из приведенного рисунка следует, что при концентрациях наночастиц менее $0,02 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$ давление насыщенных паров нанофлюидов меньше давления насыщенных паров изопропилового спирта. Причем эффект влияния наночастиц зависит от температуры: по мере увеличении температуры разность давлений $P_{NF}-P_{IPA}$ сначала увеличивается по абсолютной величине до температуры 310 K , а затем начинает уменьшаться. При температуре выше 330 K разность давлений $P_{NF}-P_{IPA}$ становится величиной положительной.

По мнению авторов, подобный характер концентрационной зависимости давления насыщенных паров определяется несколькими факторами. Во-первых, при увеличении концентрации наночастиц (до $0,02 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$) в изопропиловом спирте идет интенсивное формирование поверхностной фазы базовой жидкости вокруг наночастиц [1]. При этом избыточный мольный объем по абсолютной величине быстро увеличивается, а гидродинамический радиус наночастиц уменьшается [1] (см. рисунки 3 - 4). При концентрациях больше чем $0,02 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$ избыточный мольный объем и эквивалентный гидродинамический диаметр наночастиц для нанофлюидов изопропанол/наночастицы Al_2O_3 изменяется незначительно. Такой характер температурной и концентрационной зависимостей избыточного мольного объема и гидродинамического радиуса наночастиц могут являться причинами положительных и отрицательных отклонений $P_{NF}-P_{IPA}$ давлений насыщенных паров нанофлюидов и базовых жидкостей.

В некоторых опубликованных работах уже отмечалось, что теплофизические свойства нанофлюидов проявляют зависимость от размера наночастиц [2]. Однако, как отмечают авторы недавно опубликованных работ [1, 3] характерные свойства нанофлюидов определяются не только их составом и размером наночастиц, а величинами избыточных термодинамических функций и эффективного гидродинамического радиуса. Исходя из этого вывода следует, что при увеличении концентрации наночастиц в изопропаноле до $0,02 - 0,025 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$ существенно изменяются как избыточный мольный объем так и эквивалентный гидрадинамический радиус. Это отражается на объемной концентрации образовавшихся мицелл как в базовой жидкости, так и в поверхностном слое нанофлюида.

Естественно, что меняется и силы межмолекулярного взаимодействия в поверхностном слое. Если массовая концентрация наночастиц в нанофлюиде остается неизменной (при заданной брутто концентрации наночастиц в изопропаноле), то массовая концентрация образовавшихся мицелл будет зависеть от температуры. Следовательно, при неизменной брутто концентрации приготовленного

образца нанофлюида экспериментальные данные должны относиться к разным массовым концентрациям образовавшихся мицелл и разным гидродинамическим диаметрам наночастиц.

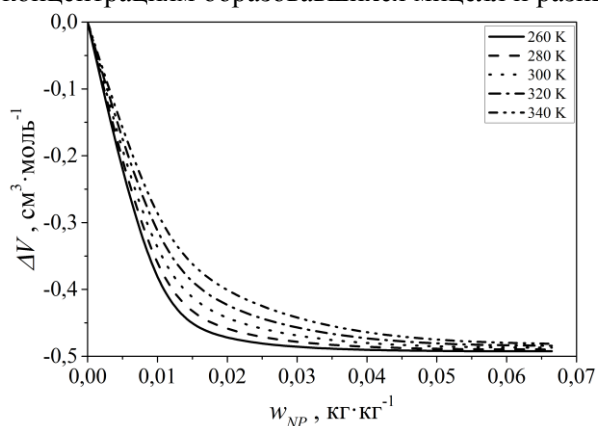


Рис. 3 - Концентрационная зависимость избыточного мольного объема нанофлюидов изопропанол/ наночастицы Al_2O_3

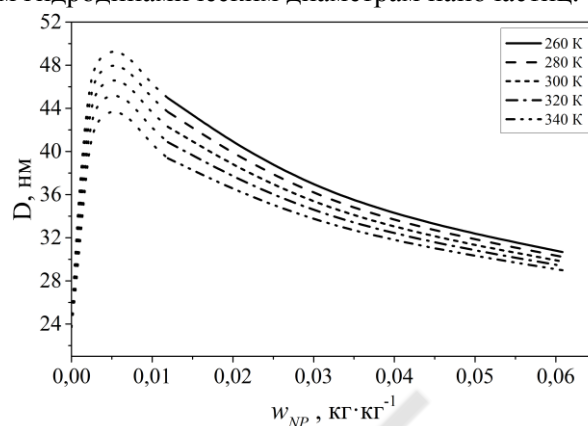


Рис. 4 - Концентрационная зависимость гидродинамического диаметра наночастиц [1]

Поэтому полученные экспериментальные данные о давлении насыщенных паров нанофлюидов изопропанол/ наночастицы Al_2O_3 качественно подтверждают полученные ранее данные о влиянии размера наночастиц на давление насыщенных паров воды [2]. При концентрациях наночастиц $w_{NP} \geq 0,03 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$, при которых величина избыточного мольного объема и гидродинамического радиуса практически не изменяется при увеличении температуры давление насыщенных паров нанофлюидов изопропиловый спирт/ наночастицы Al_2O_3 всегда больше давления насыщенных паров изопропанола.

В результате проведенного исследования впервые получена информация о влиянии наночастиц Al_2O_3 на давление насыщенных паров изопропанола в широком интервале параметров состояния. Полученная экспериментальная информация о давлении насыщенных паров для модельной термодинамической системы изопропанол/ наночастицы Al_2O_3 позволяет прийти к выводу о том, что примеси наночастиц в изопропаноле при концентрациях $w_{NP} \geq 0,03 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$ способствуют увеличению давления насыщенных паров. Причем этот эффект увеличивается по мере увеличения температуры и концентрации наночастиц Al_2O_3 . Наибольшая разность давлений насыщенного пара нанофлюида изопропанол/ Al_2O_3 от давления насыщенного пара чистого изопропанола достигает 4.63 % при 340 К. Такой значительный по величине эффект необходимо учитывать при расчете calorических свойств (изобарной теплоемкости, энтальпии и энтропии) рабочих тел пароконденсационных холодильных установок при оценке перспективности применения нанотехнологий в холодильном оборудовании [4]. При концентрациях наночастиц в изопропаноле $w_{NP} \geq 0,03 \text{ кг}\cdot\text{кг}^{-1}$ давление насыщенных паров нанофлюидов меньше давления насыщенных паров чистого спирта.

1. Zhelezny V, Khliyeva O, Motovoy I, Lukianov N (2019) An experimental investigation and modelling of the thermal and caloric properties of nanofluids isopropyl alcohol - Al_2O_3 nanoparticles. *Thermochim Acta* 678:178296

2. Tso CY, Chao CYH (2015) Study of enthalpy of evaporation, saturated vapor pressure and evaporation rate of aqueous nanofluids. *Int J Heat Mass Transf* 84:931–941

3. Zhelezny V, Lozovsky T, Gotsulskiy V, Lukianov N, Motovoy I (2017) Research into the influence of Al_2O_3 nanoparticle admixtures on the magnitude of isopropanol molar volume. *Eastern-European J Enterp Technol* 2:33–39

4. Zhelezny V, Faik A, Olga K, Motovoy I, Ivchenko D, Grosu Y, Nikulin A (2018) Caloric properties of R600a solutions in compressor oil containing fullerenes C_{60} . *Refriger Sci Technol*. doi: 10.18462/iir.gl.2018.1176

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИРКУЛЯЦІЇ ДОМІШОК КОМПРЕСОРНОГО МАСТИЛА В ХОЛОДОАГЕНТАХ R600A ТА R290 ПО КОНТУРУ ХОЛОДИЛЬНОЇ КОМПРЕСОРНОЇ СИСТЕМИ

Корнієвич С.Г., Нестеров П.С., Желєзний В.П., Семенюк Ю.В.
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com

Краплі мастила у вигляді масляного «туману» утворюються при роботі компресора і уносяться з нього, за рахунок високої кінетичної енергії, парами холодоагенту через випускний клапан в конденсатор, і далі в випарник холодительної машини. Наявність мастила в компресорній системі холодительної машини має велике значення. Причому домішок мастила в холодоагенті впливає на параметри ефективності роботи компресора, випарника і конденсатора вельми суперечливо. Позитивні аспекти застосування компресорних мастил полягають в змашуванні, герметизації і охолодженні компресора, зниження рівня шуму і збільшення коефіцієнта подачі. Негативні фактори пов'язані з розчинністю мастила в холодоагенті, що призводить до зниження його тиску насичених парів, а, отже, і зменшення масової витрати робочого тіла і холодопродуктивності. Роль домішок мастила в холодоагенті при кипінні в випарнику неоднозначна: при невеликих ступенях сухості робочого тіла у випарнику, домішки масла сприяють збільшенню коефіцієнта тепловіддачі. Навпаки, при високих ступенях сухості робочого тіла у випарнику наявність домішок мастила в холодоагенті істотно зменшує інтенсивність теплообміну [1]. Крім того, слід підкреслити, що вибір хімічного складу і в'язкості компресорного масла є настільки ж важливим фактором як і вибір альтернативного холодоагенту. Таким чином інформація про концентрацію домішок мастила в холодоагенті повинна враховуватися при розробці заходів спрямованих на підвищення еколого-енергетичної ефективності холодительного обладнання

Дослідження концентрації домішок мастила в холодоагенті R600a та R290 виконані на установці, схема якої наведена на рис. 1. Детальний опис установки наведено у [2].

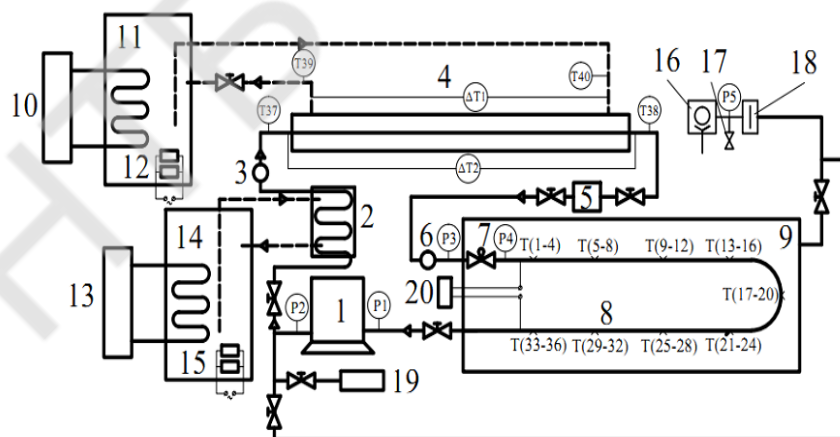


Рис. 1 - Принципова схема експериментальної установки для дослідження теплообміну при кипінні робочих тіл холодительних машин у трубі: 1 - компресор; 2 - конденсатор; 3, 6 - оглядові вікна; 4 - калориметрический витратомір; 5 - фільтр-осушувач; 7 - дросельний пристрій; 8 - робоча ділянка - тонкостінна нержавіюча трубка (випарник); 9 - вакуумна камера; 10, 13 - холодительні машини; 11, 14 - термостати; 12, 15 - нагрівачі; 16 - вакуумний насос; 17 – вентиль для напуску повітря; 18 - вакуумна пастка; 19 - заправний балон; 20 - джерело постійного струму

З метою визначення концентрації мастила перед дросельним пристроєм, було проведено ряд експериментів з відборами проб робочого тіла. Процедура відбору проб реалізовувала наступну

методику: досягнення постійних в часі параметрів роботи компресорної системи; відбір невеликої кількості робочого тіла через пробовідбірник, який розміщений на нагнітаючій лінії перед дросельним пристроєм. Відбір проби робочого тіла проводився в попередньо відвакуумований балон відомої маси. Далі балон зважувався і визначалася маса відібраної проби. Зважування проводилося на аналітичних вагах марки GR-300 з межами відхилення значення від його оцінки $5 \cdot 10^{-7}$ кг. В результаті тривалого (1.5 години) нагрівання при температурі близько $75 \text{ }^\circ\text{C}$ і вакуумування з балона видалявся весь холодоагент. Після чергового зважування балончика визначалася маса масла в пробі робочого тіла. Концентрація масла перед дросельним пристроєм визначалася за рівнянням

$$w_m = m_m / m'_{PXM}, \quad (1)$$

де m_m - маса відібраного масла, яка залишилася в балоні, кг; m'_{PXM} - маса проби робочого тіла в балоні, кг. Витрата робочого тіла розраховувалася з рівняння теплового балансу калориметричного витратоміра

$$G = \Delta T_g \cdot G_g \cdot c_{P_g} / \Delta T_{PXM} \cdot c_{P_{PXM}}, \quad (2)$$

де ΔT_g - температурний напір води, K ; ΔT_{PXM} - температурний напір розчину холодоагент / мастило в калориметрі, K ; G_g - витрата води, kg/c ; c_{P_g} , $c_{P_{PXM}}$ - ізобарна теплоємність води та розчину холодоагент / мастило, відповідно, $Dж/(кг \cdot K)$.

Залежність концентрації мастила перед дросельним пристроєм від витрати робочого тіла R600a/компресорне мастило представлена на рис 2.

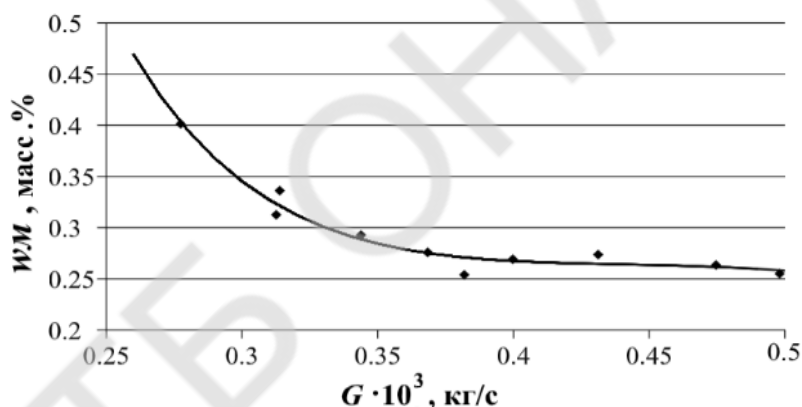


Рис. 2 - Залежність концентрації мастила перед дросельним пристроєм від витрати робочого тіла R600a / (мінеральне мастило з в'язкістю 8 сСт при $40 \text{ }^\circ\text{C}$)

Попередній аналіз отриманої експериментальної інформації дозволяє зробити висновок, що при витратах холодоагенту R600a, концентрація змінюється. Тобто можна судити що при певній витраті холодоагенту в холодильній системі циркулює певна кількість мастила з компресору. Та у подальшому приймати цю величину до уваги та використовувати її у розрахунках.

Навпаки, виконані дослідження складу робочого тіла R290/ компресорне мастило показують, що доля домішок мастила у холодоагенті залишалася практично незмінною зі збільшенням витрати робочого тіла (порядку 1,2 – 1,5 % мас.).

1. Железный В.П., Семенюк Ю.В. Рабочие тела пароконденсационных холодильных машин свойства и применение: монография –Одесса: Фенікс, 2012.- 420с

2. Мельник А.В., Железный В.П. Экспериментальная установка для исследования теплообмена при кипении растворов хладагент/масло в трубе // Холодильна техніка і технологія. – 2013. – № 4. – С. 4-11.

УДК 544.355-16+544.77

СТРУКТУРНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ В ЖИДКОЙ ФАЗЕ О-КСИЛОЛА ПРИ НАЛИЧИИ ПРИМЕСЕЙ ФУЛЛЕРЕНА C₆₀

Железный В.П., Ханчич К.Ю., Мотовой И.В., Турбуркат К.Ф.

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, zheleznyv@gmail.com

Нанофлюиды в последние годы все чаще является предметом исследований в прикладных задачах, ориентированных на повышение эффективности энергетического оборудования. Целью подобных исследований является внедрение в практику использования высокоэффективных новых рабочих тел и теплоносителей с добавками наночастиц [1].

В большинстве опубликованных работ указывается, что примеси наночастиц способствуют увеличению теплопроводности, повышению давления насыщенных паров, уменьшению поверхностного натяжения и теплоемкости, интенсификации процессов теплообмена при конвекции и фазовых переходах. Несмотря на большое количество опубликованных статей, посвященных экспериментальным исследованиям влияния наночастиц на теплофизические свойства базовых жидкостей, до сих пор остаются недостаточно разработанными термодинамические модели прогнозирования этих свойств для нанофлюидов [1]. По мнению ряда авторов [1, 2], сложившаяся ситуация связана с отсутствием корректного учета структурных изменений в базовых жидкостях при добавлении в них наночастиц на термодинамические свойства нанофлюидов.

С учетом последнего замечания значительный интерес представляет исследование растворов фуллеренов в ароматических углеводородах. В этих растворах вокруг молекул фуллеренов отсутствует поверхностных слой молекул базовой жидкости. К необычным свойствам растворов фуллеренов в ароматических углеводородах следует отнести сложную температурную зависимость растворимости фуллеренов в некоторых растворителях, нелинейный характер изменения ряда теплофизических свойств при небольших концентрациях фуллеренов [2].

Эти и некоторые другие особенности поведения фуллеренов в растворах объясняются предсказанным недавно теоретически и обнаруженным экспериментально явлением образования в растворе структурных аномалий [2]. Поэтому очевидно, что для полной реализации всех возможностей существующих методов получения, разделения и очистки фуллеренов с использованием ароматических углеводородов необходимо не только глубокое понимание особенностей их поведения в растворах, но и знание их теплофизических свойств. Поэтому изучение температурной и концентрационной зависимости плотности и вязкости растворов фуллеренов в ароматических углеводородах имеет большое практическое и научное значение.

В качестве объектов данного исследования были рассмотрены нанофлюиды о-ксилол/фуллерены C₆₀. Для приготовления нанофлюидов были использованы фуллерены C₆₀ (CAS# 99685-96-8) с чистотой 99.54% (Китай, Suzhou Dade Carbon Nanotechnology Co., DCNC60201504001) и о-ксилол (CAS# 95-47-6) с чистотой 99.76% (Украина, ТУ 38.101254-72).

Следует заметить, что ряд авторов указывают на существование двухстадийной концентрационной зависимости физических свойств растворов фуллеренов в органических растворителях [2], которая была изучена только в узком интервале температур. Таким образом, температурно-концентрационная зависимость плотности и вязкости растворов о-ксилол/фуллерены C₆₀ по прежнему остается недостаточно изученной. Поэтому целью настоящего исследования является получение данных о влиянии фуллеренов C₆₀ на плотность и вязкости о-ксилола в диапазоне концентраций фуллеренов 0-0.55 масс.% при температурах 283-343 К.

Образцы растворов о-ксилол/фуллерены C₆₀ готовили методом взвешивания с последующей ультразвуковой гомогенизацией. Концентрацию фуллеренов C₆₀ в нанофлюиде определяли методом взвешивания с использованием электронных аналитических весов AND GR-300.

Плотность растворов о-ксилол/фуллерены C_{60} исследовалась в области гомогенного существования растворов пикнометрическим методом. Значительный интерес представляет концентрационная зависимость плотности наножидков о-ксилол/ фуллерены C_{60} (см. рисунок 1).

При анализе результатов исследования плотности растворов о-ксилол/ C_{60} обнаружено существование двух различных участков (I и II) (см. рисунок 1), разделенных зоной минимума в области малых концентраций фуллерена C_{60} в о-ксилоле (примерно - 0,055 масс.%). Особое внимание обращает на себя участок I, на котором наблюдается уменьшение плотности наножидков о-ксилол/фуллерены C_{60} относительно чистого о-ксилола при малых концентрациях фуллерена C_{60} (интервал концентраций 0-0,055 масс.%).

Помимо плотности для выяснения природы межмолекулярного взаимодействия в растворах особое внимание уделяется изучению вязкости - ν и энергии активации вязкого течения - U . Однако, для растворов фуллеренов в о-ксилоле практически отсутствует информация о вязкости в широких интервалах параметров состояния. Экспериментальное определение кинематической вязкости растворов C_{60} /о-ксилол выполнено на экспериментальной установке реализующей капиллярный метод. Результаты проведенного исследования вязкости приведены на рисунке 2.

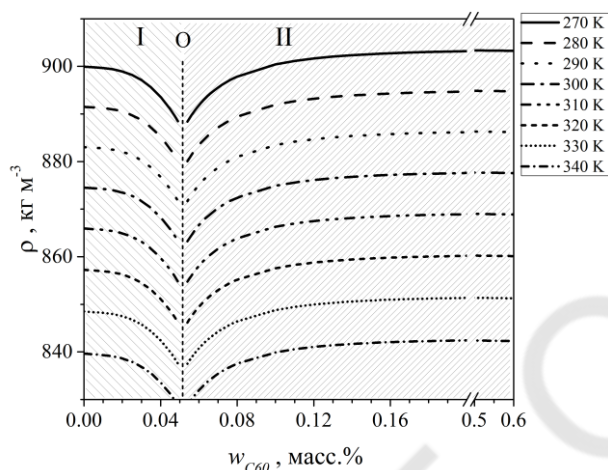


Рис. 1 – Концентрационная зависимость плотности растворов о-ксилол/ фуллерены C_{60}

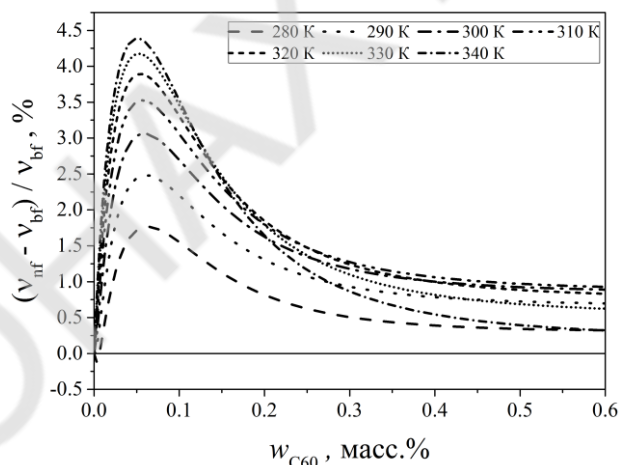


Рис. 2 – Изменение относительной разности вязкости растворов о-ксилол/фуллерены C_{60} относительно чистого о-ксилола

Из полученной информации приведенной на рисунке 2 следует, что вязкость растворов о-ксилол/фуллерены C_{60} очень незначительно зависит от концентрации. Изменение вязкости растворов о-ксилол/ C_{60} относительно чистого о-ксилола можно анализировать только рассматривая относительную разность $\nu_{nf} - \nu_{bf} / \nu_{bf}$. Следует обратить внимание на изменение вязкости растворов о-ксилол/ C_{60} при концентрация фуллеренов от 0 до 0,03 масс.%. Такой характер изменения вязкости растворов имеет большое практическое значение. С одной стороны, фуллерены позитивно влияют на уменьшение сил трения между сопрягаемыми элементами насосов, компрессоров, а с другой, в отличие от других наночастиц практически не увеличивают вязкость базовой жидкости.

Анализируя информацию приведенную на рисунке 2 можно также констатировать, что концентрационная зависимость кинематической вязкости растворов о-ксилол/ C_{60} также, как и для плотности, имеет точку экстремума. Поэтому представляет интерес рассмотреть концентрационную зависимость энергии активации вязкого течения растворов о-ксилол/ C_{60} (см. рисунок 3.)

Энергия активации вязкого течения рассчитана по формуле Френкеля-Андраде

$$\eta = A \cdot \exp\left(\frac{U}{kT}\right) \quad (1)$$

где η – динамическая вязкость, мПа с; A – предэкспоненциальный член, U – энергия активации вязкого течения, отнесенная к одной кинетической единице, зависит в общем случае не только от структуры системы, но и от температуры, напряжения и скорости деформации сдвига, Дж моль⁻¹; k – постоянная Больцмана, Дж К⁻¹; T – абсолютная температура, К.

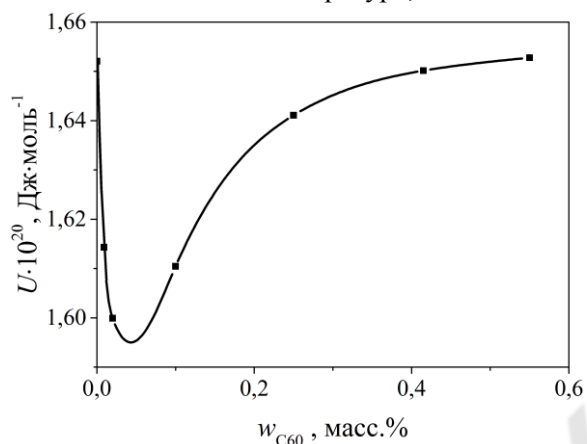


Рисунок 3 - Энергия активации вязкого течения для растворов о-ксилол/фуллерены C_{60} .

Концентрационная зависимость энергии активации представлена на рисунке 3, из которого следует, что на зависимости $U=f(w_{C60})$ при той же концентрации что и для зависимости $\rho=f(w_{C60})$ (см. рисунок 1) имеется минимум. Таким образом, информация приведенная на рисунках 1 – 2 указывает, что в присутствии незначительного количества фуллеренов C_{60} в о-ксилоле наблюдаются значительные изменения в структуре базовой жидкости. Структурные изменения в о-ксилоле при небольших концентрациях фуллеренов приводят к уменьшению плотности нанофлюидов по сравнению с плотностью о-ксилола. Структурные преобразования в о-ксилоле приводят к существенному изменению энергии активации вязкого течения.

Аналогичные выводы были получены авторами работы [2] при изучении концентрационной зависимости интенсивности малоуглового рентгеновского рассеяния на фуллерене C_{60} в ароматических углеводородах. В указанных работах также подчеркивается, что структура ароматического растворителя может меняться под действием растворенных в нем фуллеренов.

Наиболее исчерпывающее объяснение этого явления приведено в работе Гинсбурга [2]. В этой работе автор сформулировал гипотезу о появлении в жидкой фазе ароматических углеводородов областей с нулевой плотностью при растворении в них фуллеренов. По мнению автора физическим обоснованием этой модели является, во-первых, формирование столбчатых или ленточных надмолекулярных структур, образованных молекулами растворителя вблизи молекул фуллерена. Во-вторых, наличие физического вакуума, не только в внутреннем объеме молекул фуллерена, но также и в областях, образующихся вне фуллеренов при их растворении в однокольцевых ароматических растворителях.

Представленная в работе [2] модель растворов фуллеренов в ароматических углеводородах наглядно показывает формирование оболочки, содержащей области свободного объема с нулевой плотностью. Эти объемы в жидкой фазе растворителя невозможно заполнить, так как их размер меньше молекул растворителя. Формирование таких зон в жидкой фазе, по видимому, может привести к снижению плотности растворов фуллеренов и уменьшению энергии активации в ароматических растворителях при небольших концентрациях фуллеренов.

1. Перспективы применения нанотехнологий в холодильной технике. Часть 1. Теплофизические свойства нанофлюидов: монография / В.П. Железный, Ю.В. Семенюк, О. Я. Хлиева, Н.Н. Лукьянов, А.Г. Никулин, А.С. Никулина; под редакцией В.П. Железного.- Одесса: «Феникс», 2019. 313с.

2. Ginzburg V. M., Tuichev S., Tabarov H. Formation of Zero Density Regions During the Dissolving of C_{60} and C_{70} //Journal of Macromolecular Science , Part B: Physics, 52:773–787, 2013.

УДК 544.355-16+544.77

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ ФУЛЛЕРЕНОВ C_{60} НА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕТРАЛИНА

Мотовой И.В., Турбуркат К.Ф., Борисов В.О., Дмитриев Е. Д.

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, motovoj@gmail.com

Одним из перспективных направлений повышения эффективности солнечных энергетических установок является использование нанофлюидов вместо традиционно применяемых теплоносителей. Для достижения максимальной эффективности солнечных энергетических установок исследователи уделяют значительное внимание как к теплофизическим свойствам теплоносителей, так и способности поглощать солнечную энергию. Применение нанотехнологий позволяет целенаправленно изменять теплофизические свойства высокотемпературных теплоносителей, регулировать эффективность поглощения солнечного света за счет применения гибридных нанофлюидов. Кроме того, наличие в наночастиц в теплоносителе может способствовать повышению интенсивности теплоотдачи в теплообменном оборудовании, снижению массогабаритных характеристик теплообменного оборудования. Поэтому задачи установления влияния типа наночастиц, их размеров и концентрации на теплофизические свойства теплоносителей являются актуальными.

Тетралин (CAS# 119-64-2) по совокупности теплофизических свойств и способности хорошо растворять углеродные наночастицы может рассматриваться в качестве перспективного высокотемпературного теплоносителя для солнечной энергетики. Однако теплофизические свойства растворов тетралин/фуллерены C_{60} остаются до сих пор не изученными.

В докладе приводятся результаты экспериментального исследования плотности, вязкости, теплоемкости, теплопроводности растворов тетралин/фуллерены C_{60} в интервале температур от 280 К до 450 К и диапазоне концентраций фуллеренов до 1%. Измерение плотности растворов тетралин/ C_{60} выполнено методом пикнометра с неопределенность 0.12%. Вязкость объектов исследования измерена капиллярным методом с неопределенностью 0.5%. Изобарная теплоемкость растворов тетралин/ C_{60} измерена на установке реализующей метод монотонного нагрева в адиабатной калориметрической установке с неопределенностью 0.5%. Теплопроводность объектов исследования измерена на экспериментальной установке реализующей нестационарный метод нагретой проволоки. В качестве рабочего элемента была использована танталовая проволока с диаметром 25 мкм и длиной 71 мм. Измерения теплопроводности тетралин/ C_{60} были проведены в диапазоне температур от 285 до 340 К.

Результаты проведенных исследований демонстрируют рисунки 1-8.

Проведенные исследования температурной и концентрационной зависимостей показывают, что примеси фуллеренов в исследованном диапазоне параметров способствуют увеличению плотности (до 0.4%), уменьшению вязкости (до 2%) и уменьшению теплоемкости (до 2.5%) тетралина. Из приведенной на рисунках 7 и 8 информации следует, что примеси фуллеренов при различных температурах могут способствовать как уменьшению теплопроводности тетралина (при низких температурах), так и увеличению теплопроводности тетралина (при высоких температурах). Следует заметить, что закономерности концентрационной зависимости теплопроводности растворов тетралин/ C_{60} подобны концентрационным зависимостям других теплофизических свойств для растворов фуллеренов с ароматическими углеводородами. В работах Гинсбурга [1] и других авторов неоднократно подчеркивалось, что при небольших концентрациях фуллеренов эффекты изменения структуры жидкой фазы преобладают над влиянием концентрации фуллеренов. Эти эффекты влияния фуллеренов C_{60} несомненно имеют большое значение для решения научных задач связанных с моделированием свойств нанофлюидов. Однако при решении практических задач, связанных с разработкой нового поколения нанотеплоносителей для солнечной энергетики, этими эффектами можно пренебречь. Несомненным достоинством применения примесей фуллеренов в тетралине является уменьшение вязкости базовой жидкости и увеличение способности к поглощению солнечной энергии.

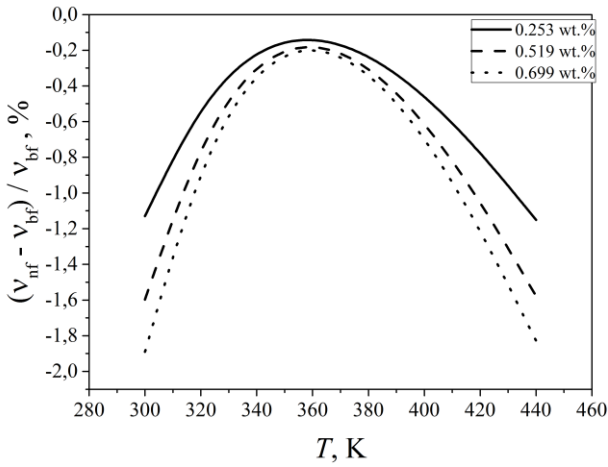


Рис. 1 - Температурная зависимость относительной разницы вязкости наножидка и чистого тетралина

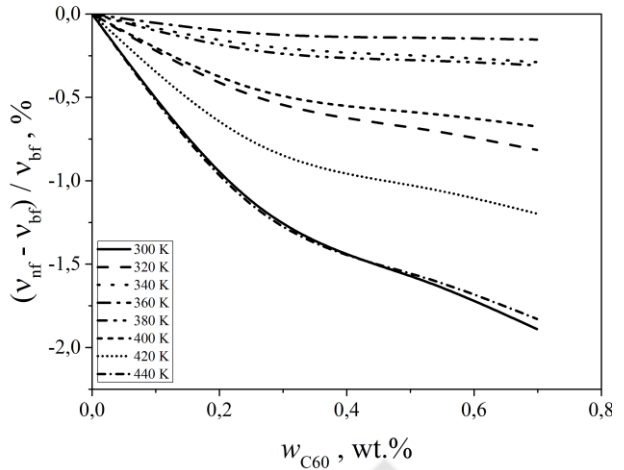


Рис. 2 - Концентрационная зависимость относительной разницы вязкости наножидка и чистого тетралина

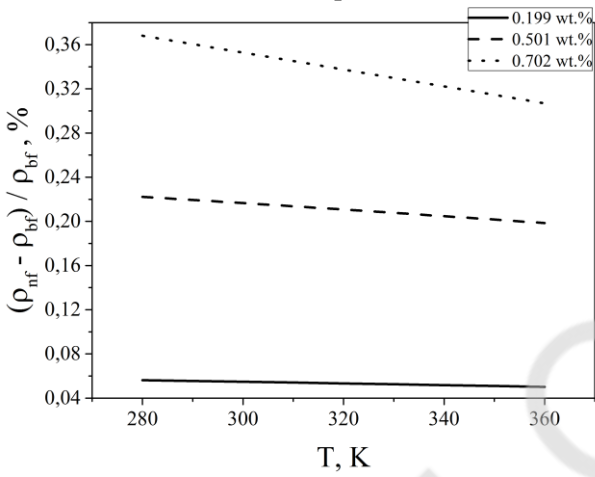


Рис. 3 - Температурная зависимость относительной разницы плотности наножидка и чистого тетралина

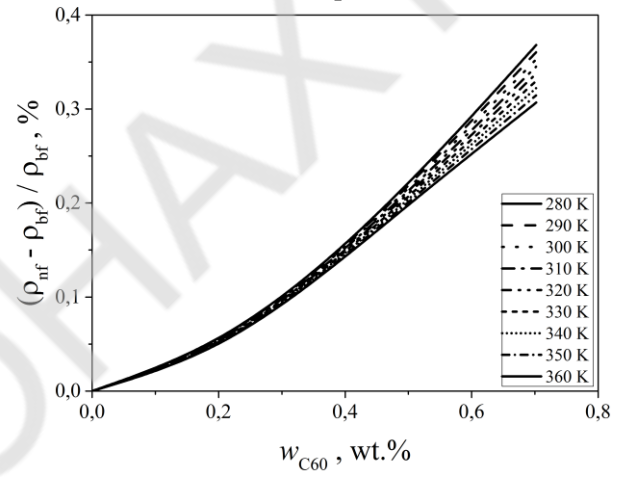


Рис. 4 - Концентрационная зависимость относительной разницы плотности наножидка и чистого тетралина

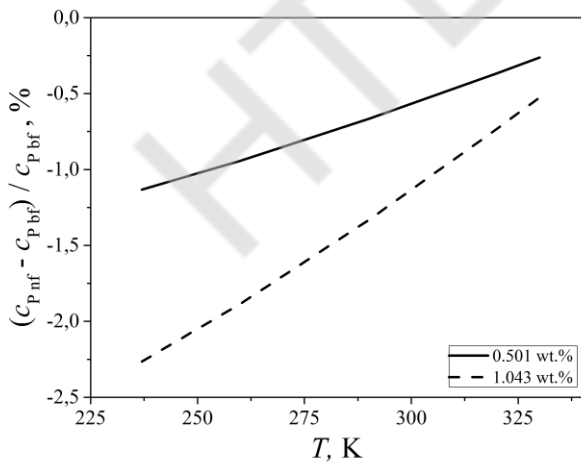


Рис. 5 - Температурная зависимость относительной разницы теплоемкости наножидка и чистого тетралина в жидком состоянии

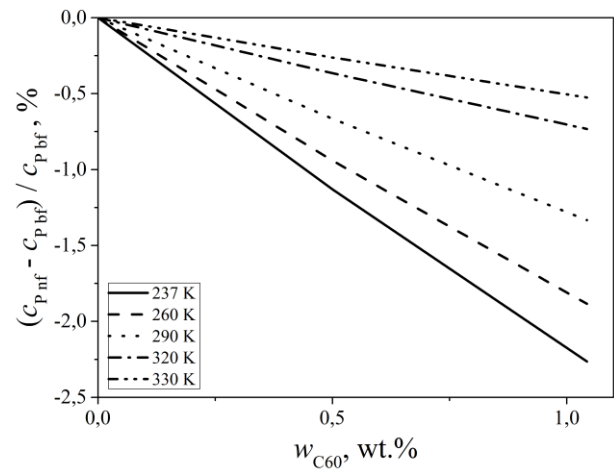


Рис. 6 - Концентрационная зависимость относительной разницы теплоемкости наножидка и чистого тетралина в жидком состоянии

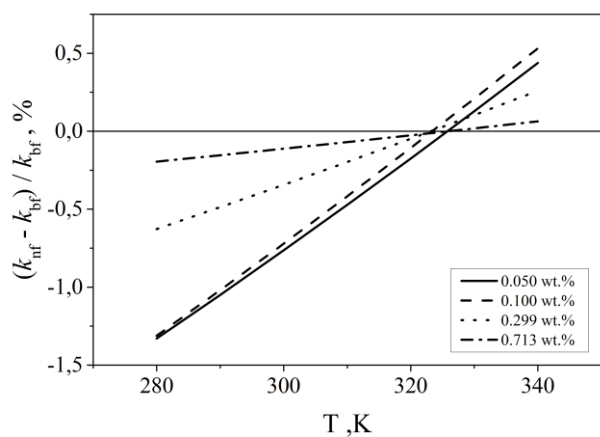


Рис. 7 - Температурная зависимость относительной разности теплопроводности нанофлюида от чистого тетралина

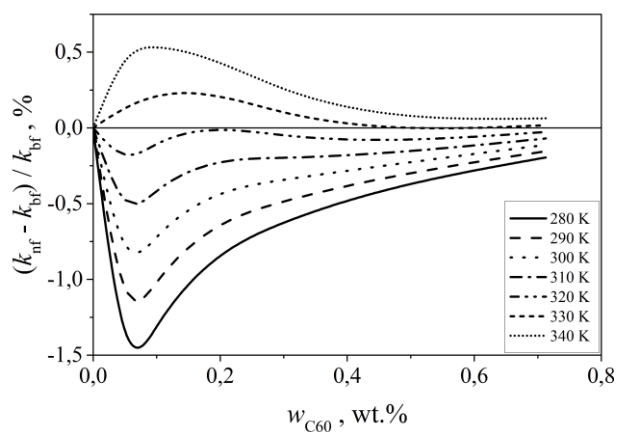


Рис. 8 - Концентрационная зависимость относительной разности теплопроводности нанофлюида от чистого тетралина

1. Ginzburg, B.M.; Tuichiev, Sh.; Tabarov, S.H. Concentration-dependent variations in the density of C60 fullerene solutions in aromatic solvents. *Techn. Phys. Lett.* 2007, 33, 639.

УДК 621.564.25:551.510.534

ВПЛИВ ДОМШОК МОДЕЛЬНОГО КОМПРЕСОРНОГО МАСТИЛА TEG В ХОЛОДОАГЕНТІ RE170 НА ПАРАМЕТРИ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРНОЇ СИСТЕМИ

Желєзний В.П., Івченко Д.О.

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, zheleznyv@gmail.com

Важливим напрямком підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та інтенсифікації технологічних процесів є оптимальний вибір робочих тіл для холодильного обладнання. Для розвитку цього напрямку необхідно мати інформацію про термодинамічні властивості робочих тіл.

У парокompresійних холодильних машинах і кондиціонерах компресорне мастило застосовується для безаварійної роботи компресора. Основне завдання застосування компресорного мастила полягає в забезпеченні існування тонкої плівки мастила, що дозволяє змащувати механічні рухомі елементи компресора (поршні, шатун / кривошип, клапани і т. д.), тобто захищає від зносу деталі компресора, що сполучаються. Однак, мастильний матеріал виконує ще кілька другорядних функцій, серед яких герметизація, зниження рівня шуму, а також сприяння видалення хімічних домішок або відкладень, які можуть бути присутніми в компресорній системі. Крім того, в деяких типах холодильних машин мастило також використовується в якості теплоносія для охолодження компресора. Зазначені сприятливі фактори показують, що застосування компресорних мастил безумовно корисно в холодильних установках [1].

Однак наявність мастила також супроводжується рядом негативних ефектів. Взаємна розчинність мастила з холодоагентом робить істотний вплив як на характеристики ефективності компресорної системи, так і в цілому на роботу холодильної машини [2, 3]. Енергетичні показники обладнання, пускові характеристики компресора, теплообмін в апаратах, циркуляція мастила по контуру компресорної системи, надійність компресора в значній мірі визначається теплофізичними властивостями не чистого холодоагенту, а застосовуваного реального робочого тіла [3]. Важливе значення, для нормальної циркуляції мастила і повернення його в компресор, також має розчинність мастила в холодоагенті [2].

Для нормальної роботи автоматизованої холодильної машини необхідно дотримуватися таких умов:

- при сталому режимі холодильної машини кількість викидається компресором мастила за одиницю часу має за той же період повернутися в картер компресора [2];
- стан розчину, що повертається в картер, має бути якомога ближче до стану його в картері компресора, щоб при змішуванні вплив довипаровування і спінювання розчину зводилося до мінімуму [2];
- мастило, що уноситься, не повинно накопичуватися в конденсаторі або ресивері. Цій умові найбільшою мірою задовольняють мастила з необмеженою розчинністю в холодоагенті при температурах конденсації [2].

Найбільш повно вплив домішок мастила в холодоагенті на властивості робочого тіла і холодильного обладнання розглянуто в роботах [2, 4]. З проведених досліджень випливає, що розчинене в рідкому холодоагенті мастило знижує холодопродуктивність холодильної машини [1, 2, 4]. Оскільки тиск розчину холодоагент / мастило у випарнику нижче тиску насиченої пари чистого холодоагенту, при заданій температурі кипіння, дійсна холодопродуктивність буде зменшуватися зі збільшенням концентрації мастила в робочому тілі [1, 4], циркулюючому по контуру компресорної системи.

Присутність мастила також викликає зміни в конфігурації потоку в апаратах холодильної машини, збільшує перепади тиску, змінює термодинамічну рівновагу і термодинамічні властивості

холодоагенту (рівновагу рідина-пар, ентальпію, в'язкість, поверхневий натяг і т.д.). Питання про вплив мастила на процеси охолодження мають першорядне значення і обов'язково повинні розглядатися в контексті розробки нових екологічно чистих холодоагентів (або повторного відкриття «старих» холодоагентів за останні два десятиліття [1]).

Процес кипіння холодоагенту в прямоточном випарнику чутливий до присутності домішок мастила з кількох причин [2]. Перш за все, тому, що склад рідкої фази РХМ при кипінні в випарнику змінюється в широких межах (особливо у випарнику проточного типу). Цей тип випарника з верхньою подачею рідкого агента і нижнім відведенням пара найбільш широко застосовують для малих і середніх холодильних установок.

Концентрація мастила c_g в РРТ перед дросельним пристроєм при наявності мастиловіддільника зазвичай незначна [2, 5]. Після дроселювання холодоагент з домішками мастила надходить у випарник, де швидко змішується з киплячим в ньому робочим тілом. Температура в кожній точці випарника буде визначатися тиском на всмоктуючому патрубку компресора (якщо знехтувати гідравлічними втратами) і складом киплячого РХМ, який суттєво відрізняється від концентрації робочого тіла, що надходить з конденсатора c_g . Тому середня концентрація мастила в проточному випарнику збільшується до 8 до 16% [2, 5].

Мастило, яке несеться з компресора в конденсатор, а звідти у випарник, має знову повернутися в компресор. В іншому випадку порушиться нормальне змащення компресора. По ходу кипіння робочого тіла у випарнику (збільшення ступеня сухості парорідинної суміші) концентрація мастила у рідкій фазі РХМ буде зростати, що сприяє зниженню як інтенсивності теплообмінних процесів [4], так і ефективності обладнання в цілому [4, 5]. Концентрації рідкої фази робочого тіла, що повертається в картер, і РХМ в компресорі повинні бути приблизно рівні, для того щоб усунути вплив недовипареного холодоагенту на коефіцієнт подачі і зменшити процес піноутворення в компресорі.

Кількість недовипареного з РРТ холодоагенту – Δm_r , по ходу просування по прямоточному випарнику зменшується за лінійним законом, а концентрація мастила – w_{oil} у залишковій рідкій фазі зростає за законом гіперболи [2]. На рисунках 1, 2 і нижче наведені результати отримані при розрахунку циклів за умови переохолодження РРТ після конденсатора на 5 К.

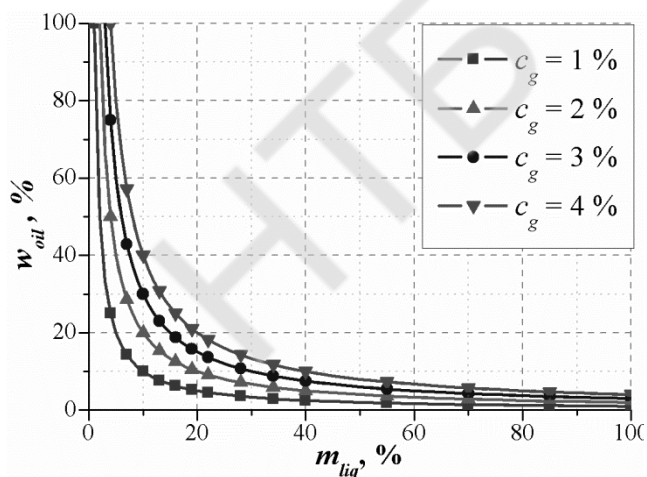


Рисунок 1 - Залежність концентрації мастила у залишковій рідині - w_{oil} в прямоточном випарнику від кількості залишкової рідини у випарнику - m_l для робочого тіла RE170 / TEG

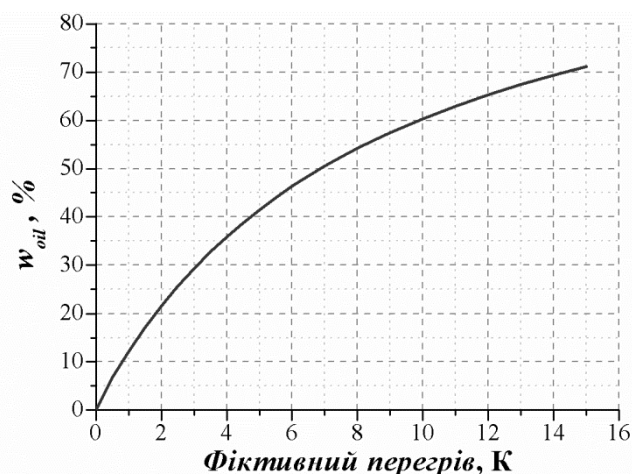


Рисунок 2 - Залежність концентрації мастила у залишковій рідині - w_{oil} в прямоточном випарнику від величини фіктивного перегріву для робочого тіла RE170 / TEG

Таким чином, склад – w_{oil} і маса рідкої фази РХМ – m_l в різних точках випарника залежить як від концентрації c_g , так і від величини фіктивного перегріву. Особливо швидко зростання концентрації мастила в залишковій рідині відбувається при високих ступенях сухості РРТ у випарнику. Наприклад, при c_g рівній 4 % концентрація мастила в залишковій рідині РРТ зростає до 53 %. Отримані результати

показують, що для хорошої роботи випарника потрібно, перш за все, знизити винесення мастила з компресора в конденсатор.

Розрахунки характеристик компресорної системи з прямоточним випарником проведені при параметрах, характерних для режиму роботи побутової холодильної машини: температура конденсації – $T_K = 303$ К, температура початку кипіння – $T_0 = 258$ К. Гідравлічні втрати тиску в теплообмінних апаратах в виконаних розрахунках не враховувалися.

Виконані розрахунки показують, що зміни величини питомої холодопродуктивності зі збільшенням дійсного (для чистого холодоагенту) та фіктивного (для РРТ) перегріву носять досить складний характер (див. рис. 3).

При перегріві вище 5-6 К питома адіабатна робота стиснення має характерну для чистих холодоагентів тенденцію до монотонного збільшення. Причому питома адіабатна робота стиснення для РРТ завжди більше ніж для чистого холодоагенту. Відносний внесок домішок мастила на абсолютне значення роботи адіабатного процесу стиснення складає близько 2-5% на 1% концентрації c_g .

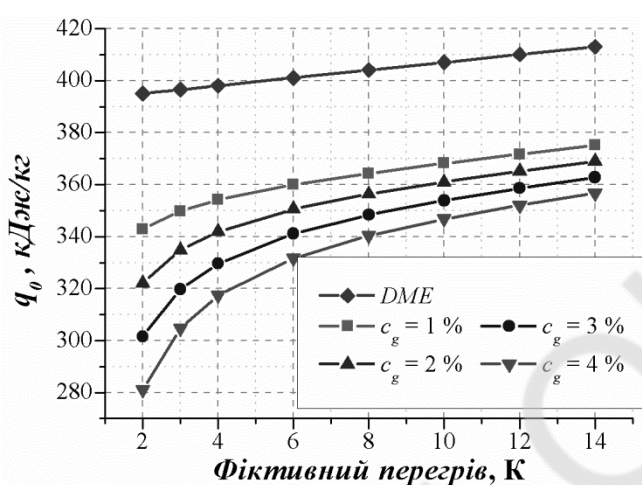


Рисунок 3 – Залежність питомої холодопродуктивності від величини фіктивного перегріву при різних концентраціях мастила перед дросельним пристроєм для робочого тіла RE170 / TEG

окремих вузлах холодильної машини, значною мірою визначаються домішками мастила в холодоагенті. Ці домішки змінюючи теплофізичні властивості холодоагенту, в значній мірі визначають інтенсивність процесів тепло- і масообміну у випарнику, конденсаторі і компресорі.

1. Youbi-Idrissi M. The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects / M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour // Int. J. Refrig. – 2008 – № 31. – P. 165-179.

2. Мельцер Л. З. Смазка фреонових холодильних машин. «Пищевая промышленность» Москва. 1969. 132 с.

3. Spauschus H.O. Thermodynamic Properties of Refrigerant-Oil Solutions. Part 2. ASHRAE J. 1963. P. 63–71.

4. Железний В.П., Семенюк Ю.В. Теплофизические свойства растворов хладагентов в компрессорных маслах: моногр. «Фенікс» Одесса. 2013. 419 с.

5. Youbi-Idrissi M. Oil presence in an evaporator: experimental validation of a refrigerant/oil mixture enthalpy calculation model / M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, M.F. Terrier, C. Marvillet, F. Meunier // Int. J. Refrig. – 2004 – № 27. – P. 215–224.

Загальний негативний вплив домішок мастила в холодоагенті на абсолютне значення холодильного коефіцієнта залежить як від температури кипіння у випарнику, так і від концентрації c_g . При МДП робочого тіла для даного робочого тіла RE170 / TEG відносний внесок домішок мастила лежить в межах 3-7% на 1% концентрації мастила c_g .

У наслідку виконаного дослідження показано, що наявність домішок модельного компресорного мастила TEG в холодоагенті RE170 оказує значний негативний вплив на параметри ефективності компресорної системи. Присутність мастила в холодоагенті завжди зменшує різницю між ентальпією на вході у випарник і виході з нього в порівнянні з чистим холодоагентом. Цей ефект знаходить своє відображення в зміні питомої холодопродуктивності РРТ і адіабатній роботі стиснення. Процеси, які відбуваються в

ПРИНЦИПИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАНОФЛЮЇДІВ

Хлісва О.Я., Желєзний В.П., Мотовой І.В.

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, khliyev@ukr.net

Питання прогнозування теплофізичних властивостей нанофлюїдів, які є перспективними в якості холодоносіїв та робочих тіл у холодильній галузі, на сьогодні не вирішено у повній мірі. Велика кількість опублікованих робіт [1, 2] свідчить про значний інтерес до експериментального вивчення теплофізичних властивостей цих перспективних технічно важливих речовин. Але водночас слід констатувати, що на сьогодні відсутні точні методи прогнозування цих властивостей. Тому, запропоноване дослідження, метою якого є розробка та апробація методів прогнозування питомої ізобарної теплоємності та в'язкості нанофлюїдів, є актуальним.

При розробці методів прогнозування нанофлюїдів автори спиралися на сучасні фізичні уявлення про внутрішню структуру нанофлюїдів. У зв'язку з цим, нанофлюїд запропоновано розглядати як термодинамічну систему, яка складається з наступних фаз:

- базової рідини – дисперсійної фази;
- наночастинок - дисперсної фази, теплофізичні властивості якої в першому наближенні відповідають властивостям матеріалу наночастинок;
- поверхневої фази (interfacial phase) - фази, яка складається з сорбованих на поверхні наночастинок молекул базової рідини та має структуру та теплофізичні властивості, які відрізняються від дисперсійної фази. Структура цієї фази по товщині не є однорідною, чітка границя між поверхневою фазою (поверхневим шаром) і базовою рідиною відсутня.

У подальшому для розробки методів прогнозування теплофізичних властивостей нанофлюїдів необхідна інформація о характеристиках поверхневої фази конкретного нанофлюїду. Інформація про властивості поверхневої фази та її концентрацію в нанофлюїді зазвичай відсутня. Ця обставина ускладнює розвиток фізично обґрунтованих моделей прогнозування теплофізичних властивостей нанофлюїдів. Для вирішення цієї проблеми авторами було запропоновано підхід до визначення концентрації поверхневої фази у конкретному нанофлюїді з використанням різної експериментальної інформації, отриманої при одній концентрації наночастинок у нанофлюїді, що досліджується.

За пропонуваним підходом інформацію з концентрації поверхневої фази в нанофлюїді можна отримати з використанням експериментальних даних про надлишкову питому ізобарну теплоємність (1), надлишковий мольний об'єм (густину) (2) та теплоту плавлення (3) певного нанофлюїду

$$\Delta c_{p,m} = x_{IPH} c_{p,mIPH} - c_{p,mBF} \quad , \quad (1)$$

де $c_{p,mIPH}$ й $c_{p,mBF}$ - мольна ізобарна теплоємність поверхневої фази та дисперсної фази (базової рідини), Дж·моль⁻¹·К⁻¹; x_{IPH} - мольна частка молекул базової рідини у поверхневій фазі, моль¹·моль⁻¹;

$$\Delta V = x_{IPH} (V_{IPH} - V_{BF}) \quad , \quad (2)$$

де $V_{IPH} = M_{BF} / \rho_{IPH}$ й $V_{BF} = M_{BF} / \rho_{BF}$ - мольний об'єм поверхневої та дисперсної фази, см³·моль⁻¹; M_{BF} - мольна маса базової рідини, г·моль⁻¹;

$$\Delta h_{NF} = \Delta h_{BF} (1 - w_{NP} - w_{IPH}) \quad , \quad (3)$$

де Δh_{NF} і Δh_{BF} - теплота плавлення нанофлюїду і базової рідини, відповідно, Дж·кг⁻¹; w_{NP} й w_{IPH} - масова частка наночастинок в нанофлюїді та молекул базової рідини в поверхневій фазі нанофлюїду, відповідно, кг·кг⁻¹.

Зі всіх розглянутих підходів до визначення концентрації молекул базової рідини у поверхневій фазі, на думку авторів, найбільш доцільним для реалізації на практиці є метод, оснований на вимірюванні густини нанофлюїду, як найбільш простий з точки зору апаратного оформлення та точний з точки зору невизначеності отриманих експериментальних даних.

З метою можливості застосування формул (1) – (3) для прогнозування теплофізичних властивостей нанофлюїдів були прийняті наступні припущення:

- наночастинки з поверхневим шаром мають сферичну форму і середній еквівалентний діаметр, який залежить від температури нанофлюїду;

- теплофізичні властивості поверхневої фази незмінні з температурою (в інтервалі від температури плавлення до температури при якій втрачається колоїдна стійкість нанофлюїду) та близькі до властивостей твердої фази базової рідини при температурі плавлення (це твердження збігається з ідеєю, запропонованою в [3], та підтверджується власними дослідженнями, у яких показано, що надлишкова теплоємність при температурі плавлення нанофлюїду є величиною, близькою до нуля [4]).

На основі отриманої інформації з величини концентрації поверхневої фази запропоновано методи визначення питомої ізобарної теплоємності та в'язкості нанофлюїдів – ур. (4)-(5). При розробці методу прогнозування в'язкості в якості базової була прийнята класична залежність Ейнштейна для в'язкості суспензій з урахуванням того факту, що у нанофлюїді в броунівському русі беруть участь наночастинки із сорбованими на їх поверхні молекулами базової рідини.

Питома ізобарна теплоємність нанофлюїду

$$c_{P,mNF} = c_{P,mBF} (1 - x_{NP} - x_{IPH}) + c_{P,mNP} \cdot x_{NP} + c_{P,mIPH} \cdot x_{IPH}, \quad (4)$$

де x_{IPH} - мольна частка молекул базової рідини у поверхневій фазі нанофлюїду, моль·моль⁻¹; $c_{P,mIPH}$ - теплоємність поверхневої фази, Дж·моль⁻¹·К⁻¹.

В'язкість нанофлюїду

$$\eta_{NF} = \eta_{BF} (1 + A \cdot \varphi_{NP+IPH}), \quad (5)$$

де η_{BF} - динамічна в'язкість базової рідини, Па·с; φ_{NP+IPH} - об'ємна частка наночастинок з поверхневою фазою, м³·м⁻³; A – емпіричний коефіцієнт.

Запропоновані методи було апробовано з використанням експериментальної інформації з питомої ізобарної теплоємності та в'язкості нанофлюїду ізопропанол/наночастинки Al₂O₃, отриманої в широкому інтервалі концентрацій наночастинок та температури [4, 5]. При розрахунках концентрації молекул базової рідини у поверхневій фазі приймалися данні з густини досліджуваного нанофлюїду. З використанням отриманої за допомогою просвічуючої електронної мікроскопії інформації з середнього розміру наночастинок Al₂O₃ у сухому вигляді, була розрахована середня товщина поверхневого шару на наночастинках, яка при подальших розрахунках приймалася незалежною від концентрації наночастинок у рідині. Таким чином, для отримання інформації з концентрації молекул базової рідини у поверхневій фазі достатньо провести вимірювання густини нанофлюїду при одній концентрації наночастинок.

Сталий коефіцієнт A у рівнянні (5) було отримано з експериментальних даних з в'язкості нанофлюїду ізопропанол/наночастинки Al₂O₃ [5] та показано його досить нестатеву (у рамках практичного застосування запропонованого метода) залежність від температури та концентрації наночастинок.

Результати розрахунку відхилень експериментальних даних з питомої ізобарної теплоємності та в'язкості нанофлюїду ізопропанол/наночастинки Al₂O₃ [4, 5] від розрахованих за запропонованими методиками наведено на рис. 1-2.

Як видно з приведеної на рис. 1-2 інформації, максимальні відхилення прогнозних значень питомої ізобарної теплоємності не перевищують 0,7 %, а для в'язкості ця величина не перевищує 3%,

що є прийнятною точністю для застосування запропонованого підходу до прогнозування теплофізичних властивостей на практиці.

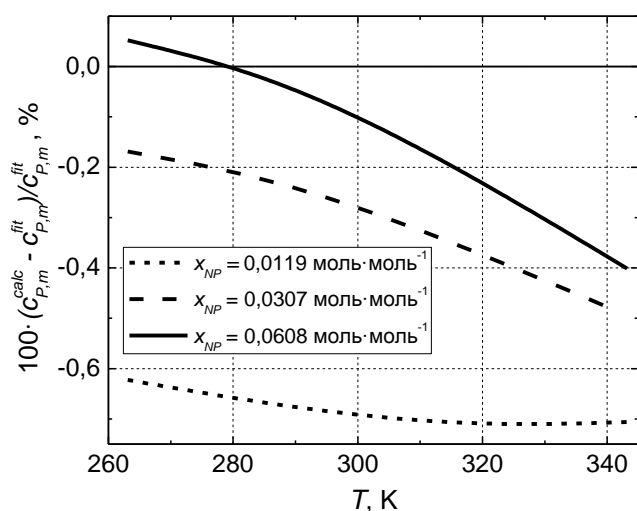


Рис. 1 - Температурна залежність відносних відхилень експериментальних значень питомої ізобарної теплоємності нанofлюїда ізопропанол/наночастинки Al_2O_3 від розрахованих за (4)

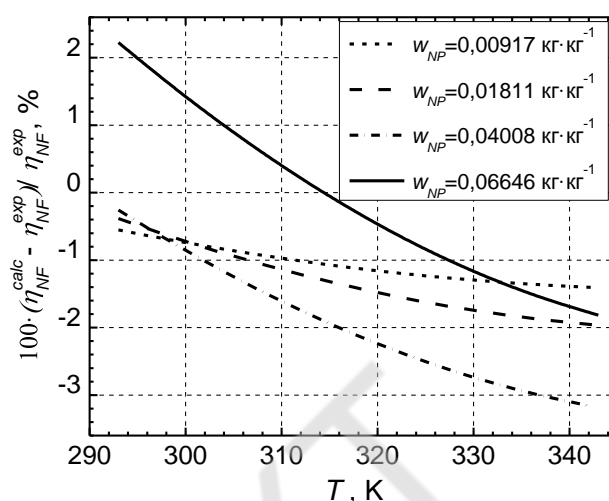


Рис. 2 – Температурна залежність відносних відхилень експериментальних значень в'язкості нанofлюїда ізопропанол/наночастинки Al_2O_3 від розрахованих за (5)

Таким чином, для прогнозування питомої ізобарної теплоємності та в'язкості певного нанofлюїду в широкому інтервалі температур та концентрацій наночастинок потрібна наступна інформація:

- температурна залежність густини нанofлюїду, яка визначена для однієї (максимальній) концентрації наночастинок у рідині – для визначення температурної залежності концентрації поверхневої фази за рівнянням (2).

- експериментальне значення в'язкості нанofлюїду для однієї (максимальній) концентрації наночастинок у рідині та при одній температурі – для визначення емпіричного коефіцієнту A рівняння (5).

Область застосування запропонованого підходу до прогнозування в'язкості нанofлюїдів обмежується тим регіоном, де не проявляються реологічні властивості нанofлюїду. Крім того, верхнім температурним діапазоном застосовності методу є така температура, при якій ще зберігається колоїдні стійкість нанofлюїду.

Застосування запропонованої методики на практиці буде сприяти науково-обґрунтованому впровадженню нанofлюїдів у холодильну та теплоенергетичну галузь у якості холодо- та теплоносіїв, а також робочих тіл, та, як наслідок, підвищенню енергетичної ефективності обладнання цих галузей без його суттєвої модернізації.

1. Angayarkanni S. A., Philip J. Review on thermal properties of nanofluids: recent developments // *Advances in colloid and interface science*. 2015. Vol. 225. P. 146-176.

2. Gupta M., Singh V., Kumar R., Said Z. A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 74. P. 638-670.

3. Френкель Я. И. Кинетическая теория жидкостей. «Наука» Ленинград. 1975. 592 с.

4. Zhelezny V., Khliyeva O., Motovoy I., Lukianov N. An experimental investigation and modelling of the thermal and caloric properties of nanofluids isopropyl alcohol - Al_2O_3 nanoparticles // *Thermochimica Acta*. 2019. Vol. 678. 178296.

5. Zhelezny V., Geller V., Semenyuk Y., Nikulin A., Lukianov N., Lozovsky T., Shymchuk M. Effect of Al_2O_3 nanoparticles additives on the density, saturated vapor pressure, surface tension and viscosity of isopropyl alcohol // *Int. J. Thermophys.* 2018. Vol. 39 (38).

АЗОТНЫЕ ГАЗИФИКАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Кириченко И.В., технический директор ПКФ «Криопром» ООО, г. Одесса;
Леонтьев А.А., главный конструктор ПКФ «Криопром» ООО, г. Одесса.
e - mail: info@krioprom.com.ua

Одним из основных направлений обеспечения энергетической независимости Украины является увеличением собственной добычи природного газа. Достижение энергетической независимости невозможно без использования наукоемких технологий. Новейшие технологии позволяют продлить жизненный цикл месторождений путем интенсификации с приемлемыми затратами – одной из таких технологий является колтюбинговые технологии при добыче природного газа.

Колтюбинг - специальная установка, предназначенная для проведения технологических операций при подземном ремонте скважин, а также для бурения боковых, наклонных и горизонтальных стволов в нефтяных и газовых скважинах с использованием гибких труб. Любой комплекс колтюбинговой добычи газа состоит из трех составных частей: установки гибкой трубы, насосного кислотостойкого агрегата и азотной газификационной установки высокого давления.

Для обеспечения потребностей газо- и нефтедобывающих компаний в газообразном азоте высокого давления ПКФ «Криопром» разработал ряд транспортабельных азотных газификационных установок с производительностью от 250 до 1200 м³/ч и максимальным конечным давлением до 450 кгс/см². Необходимость создания установок с такими параметрами обусловлено наличием большого количества скважин в Полтавской, Львовской и Харьковской областях с глубиной до 2..3 км. Для освоения или восстановления таких скважин целесообразно иметь небольшие газификационные азотные установки.

В этом году ПКФ «Криопром» поставил четыре установки типа ГУ-600/45 для ведущей газодобывающей фирмы Украины – АО «Укргаздобыча».

Основные требования, предъявленные АО «Укргаздобыча» к этой установке:

- мобильность – все оборудование установки должно размещаться на опорной раме контейнерного типа в габаритах «1 ВВ»;
- автономность – установка должна комплектоваться дизель-генераторной установкой и обеспечивать все потребности в электроэнергии;
- гарантия получения положительной температуры газообразного азота высокого давления;
- возможность подключения к основной колтюбинговой установке.

Таблица 1. Основные характеристики газификационной установки ГУ-600/45

Наименование параметра	Норма
Объемная производительность по азоту при максимальном давлении, м ³ /ч	600...650
Максимальное рабочее давление азота, кгс/см ²	450
Температура газа на выходе установки, °С	10...20
Вместимость криогенного резервуара, м ³	8
Тип испарителя	электрический
Тип теплоносителя в испарителе	50%-й раствор этиленгликоля
Транспортный габарит рамы (длина x ширина), мм	9125x2438x2591

При составлении схемы и подборе оборудования учитывались вышеперечисленные требования, основным из которых являлся транспортный габарит установки. В условиях ограниченных размеров площадки для размещения оборудования пришлось отказаться от

использования атмосферных испарителей и использовать транспортный горизонтальный резервуар с максимально возможной емкостью 8 м³.



Рисунок 1. Газификационная установка ГУ-600/45

Основное оборудование газификационной азотной установки ГУ-600/45: криогенная горизонтальная транспортная емкость; поршневой трехлинейный криогенный насос; электрический испаритель азота; центробежный криогенный насос; щит управления и контроля; дизель-генератор.

Для транспортировки и хранения жидкого азота используется горизонтальная транспортная емкость с вакуумно-порошковой изоляцией объемом 8 м³, выполненная по специальному заказу ПКФ «Криопром» в фирме «Cryoorgema». Для создания конечного давления газообразного азота установка комплектуется «подпорным» центробежным насосом фирмы «Cryostar», Франция и основным трехлинейным поршневым насосом производства ПКФ «Криопром». Центробежный насос обеспечивает так называемое «переохлаждение» жидкого азота при подаче его в поршневой насос. Основой для выбора центробежного насоса стала производительность установки - 600 м³/ч, что является пограничным минимальным значением для центробежных насосов. Фирма «Cryostar» оказалась единственным производителем центробежных насосов с минимальным диаметром рабочего колеса 120 мм. Другие известные производители центробежных насосов: фирмы «ACD CRYO» и «Vanzetti Engineering» насосов такой малой производительности нам не предоставили. При заводских испытаниях установки было обнаружена обязательная необходимость изоляции жидкостных трубопроводов, связывающих криогенную емкость и центробежный насос. Поэтому было принято решение изолировать эти трубопроводы качественной низкотемпературной изоляцией типа Cryogel фирмы «Lydall».

Необходимую положительную температуру газообразного азота на выходе из установки обеспечивает электрический испаритель собственного производства. Испаритель заполнен 50%-ным водным раствором этиленгликоля. Подогрев осуществляется трубчатыми нагревательными элементами (ТЭН), которые обеспечивает выходную температуру в пределах 10...20 °С. Вся группа ТЭНов разбита на 3 секции, что позволяет производить плавную регулировку температуры газообразного азота путем включения/отключения этих секций.

Одними из основных решений, которые надо было осуществить при создании этой установки – это подбор запорной и предохранительной арматуры. Если на стороне криогенных температур и низкого давления выбор был очевиден – арматура известной фирмы «HEROSE», то на стороне высокого давления с необходимым условным давлением 500 кгс/см² подбор арматуры был затруднен. Для решения этой проблемы специалисты фирмы «Криопром» разработали и изготовили

собственную запорную и предохранительную арматуру высокого давления Ру 500, которая успешно прошла проверку как при испытаниях установки ГУ-600/45, так и при эксплуатации у заказчика.

Автономная работа газификационной установки в полевых условиях обеспечивается дизель-генераторной установкой открытого типа фирмы JSB, Великобритания. Выбор этого типа дизель-генератора обусловлен надежностью оборудования фирмы JSB, а его открытое исполнение – попаданием в необходимые автомобильные габаритные размеры.

Для управления установкой устанавливается общий щит управления, который обеспечивает питание всех потребителей электроэнергии от дизель-генератора, защитные блокировки насосов и испарителя, контроль параметров от датчиков, установленных по месту. Щит изготовлен из нержавеющей стали в транспортном исполнении со степенью защиты IP 54. В зависимости от конечного давления (глубины скважины) производительность поршневого насоса может колебаться от 1100 до 600 м³/ч. Для поддержания паспортных характеристик по температуре газа на выходе и производительности установки в щит управления включен частотный преобразователь тока электродвигателя поршневого насоса фирмы «Schneider Electric».

Все технологическое оборудование установки с трубопроводами, арматурой, электрическими кабелями, щитом управления, быстроразъемными соединениями для наполнения криогенной емкости и подключения к колтюбинговой установке размещается на единой раме каркасного типа с контейнерными креплениями в размерах стандартного типоразмера контейнера 1ВВ (30-ти футовый контейнер). Для защиты оборудования и коммуникаций при транспортировке изделия на автомобильной платформе установлены защитные транспортными ролеты.



Рисунок 2. Газификационная азотная установка ГУ-600/45 в составе колтюбинговой установки

Газификационная установка ГУ-600/45 была изготовлена под конкретный заказ для АО «Укргаздобыча». Как показали заводские испытания, и уже накопившийся опыт эксплуатации она успешно выполняет свои необходимые функции. Однако эта установка имеет и ряд недостатков: повышенное удельное энергопотребление; наличие дополнительной вибрации при работе дизель-генератора.

Перспективным является направление с применением в газификационных установках атмосферных испарителей, которые снижают потребление электроэнергии практически вдвое. Установки можно изготавливать на базе 20-ти футовых контейнеров с разбивкой на два модуля. При сохранении старого варианта установки, можно добавить в схему оборудование для использования теплоты выхлопных газов, сбрасываемых с дизель-генераторной установки.

В этой связи ПКФ «Криопром» ООО выполнил эскизный проект новой газификационной установки с увеличенной производительностью – установка ГУ-1200/45. Эта газификационная установка производительностью 1200 $\text{нм}^3/\text{ч}$ базируется на трехлинейном поршневом насосе НЖ-0,5/45 и состоит из двух составных модулей, каждый из которых, представляет собой 20-футовый контейнер (каркасная рама контейнерного типа), на котором будет смонтировано все оборудование установки. В первом модуле располагаются транспортная криогенная емкость геометрическим объемом 8 м^3 и центробежный насос. Во втором модуле устанавливаются трехлинейный поршневой насос; блоки атмосферных испарителей, электрический «догреватель» газообразного азота; щит управления азотной установкой. Соединение двух контейнеров осуществляется гибкими криогенными шлангами с быстроразъемными соединениями.

Для существенного снижения установленной и потребляемой электрической мощности азотная установка комплектуется блоками атмосферных испарителей. Конструктивной каждый блок представляет собой испаритель, выполненный из скolleктированных между собой оребренных двухслойных труб типа «звездочка», обдуваемых атмосферным воздухом с помощью вентиляторов. Наружная труба и оребрение выполнена из алюминиевого сплава, внутренняя трубка $\text{Ø } 16 \times 3$ – из стали 12X18H10T. Оригинальная конструкция такой двухслойной трубы запатентована ПКФ «Криопром» в Украине – патент № 96497 от 10.02.2015 г.

Установка комплектуется блоком из шести атмосферных испарителей. Производительность каждого блока составляет 240 $\text{нм}^3/\text{ч}$ газифицируемого азота. Все испарители параллельно коллектируются относительно подачи жидкого азота и выдачи газообразного азота. Температура выходящего газообразного азота из испарителей на 20 $^{\circ}\text{C}$ ниже температуры окружающей среды. Поэтому на выходе из атмосферных испарителей в различное время года будут различные температуры газообразного азота. Для получения одинакового паспортного значения температуры производственного газообразного азота в схему включается электрический двухсекционный догреватель, который окончательно подогревает азот до 20 $^{\circ}\text{C}$. Исключение дизель-генератора из комплекта установки ГУ-1200/45 снижает вибрацию и шумовые характеристики к минимуму и экономит место на площадке для размещения атмосферных испарителей.

ПКФ «Криопром» ранее разработал транспортабельные газификационные установки малой производительности ТГУ-250/40 и ТГУ-400/40 производительностью 250 $\text{нм}^3/\text{ч}$ и 400 $\text{нм}^3/\text{ч}$ газообразного азота при конечном давлении до 400 $\text{кгс}/\text{см}^2$. Основным отличием газификационных установок малой производительности является использование однолинейных поршневых насосов при отсутствии центробежного насоса. Установки размещаются на раме с контейнерными креплениями типоразмера «1СС. Газификационная установка ТГУ-250/40 – это вариант исполнения газификационных установок малой производительности с применением атмосферного испарителя и догревателя и погружного насоса НЖ-80/40, а установка ТГУ-400/40 – вариант с использованием выносного насоса НЖ-0,175/40 и электрического испарителя, но с увеличенным объемом емкости для хранения жидкого азота

Таким образом, на сегодняшний день есть несколько вариантов исполнения транспортабельных газификационных азотных установок высокого давления производства ПКФ «Криопром», а конструкторско-технологические и производственные возможности предприятия позволяют решать вопросы по созданию установок разной производительности и комплектации в зависимости от условий, предъявляемых заказчиком.

Список информационных источников.

1. К.А. Иванов, Н.В. Павлов. Современные атмосферные испарители криогенных жидкостей // Технические газы. – 2010. – № 3. – Стр. 30-33.
2. Патент Украины № 96497 «Способ изготовления биметаллической оребренной трубы» от 10.02.2015 г.

УДК 697.91.94.97

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОЗОНАЛЬНИХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО І ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Жихарєва Н.В., к.т.н., доцент ОНАХТ м. Одеса, zikhareva.nata@gmail.com

В умовах прискорення науково-технічного прогресу проектування енергоефективної системи кондиціювання повітря набуває важливе значення, оскільки її рішення, крім підвищення ефективності капітальних вкладень, забезпечує її енергозбереження, економію матеріалів, а також покращення умов праці людей і навколишнього середовища. Проектування, будівництво та експлуатація систем кондиціювання повітря вимагає великих матеріальних і енергетичних витрат. Обсяг капіталовкладень настільки великий, що скорочення його навіть на кілька відсотків завдяки призначенню оптимальних параметрів систем і установок дає значну економію коштів.

Математична модель системи кондиціювання повітря базується на аналізі термoeкономічних показників енергоефективності, які можуть бути вирішені у комплексі: визначення оптимальних параметрів; визначення оптимального пристрою та оптимізації режимів роботи холодильної системи.

Використовуючи один з напрямків ексергетичного аналізу, термoeкономічну діагностику [1, 3, 4], проведена оцінка енергоекономічної ефективності системи кондиціювання повітря.

Схема термoeкономічної моделі (рис. 1) з урахуванням зроблених припущень, може бути зображена у вигляді послідовно з'єднаних трьох зон. Зона 1 включає: компресор 11 з електродвигуном, конденсатор 12, насос охолоджувальної води з електродвигуном і регулювальний вентиль 13; зона 2 – випарник 21 для охолодження проміжного холодоносія і насос з електродвигуном, що забезпечує циркуляцію холодоносія; зона 3 – центральна система кондиціювання повітря 31 і вентилятор з електродвигуном.

Цільовою функцією обрані приведені витрати (ПВ), які для розглянутого випадку можуть бути описані виразом

$$ПВ = \left(C_{el_i} \cdot \tau_i \right) \left(e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{22} \right) + C_w \cdot V_{cb_a} + \left(z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32} \right) \tau, \quad (6)$$

де C_{el_i} – вартість електроенергії за різними тарифами: нічний, піковий і напівпіковий з відповідним часом дії, грн.; τ_i , год·грн/(кВт·год); $V_{cb_a} = 0,1$ – об'ємна витрата свіжої води, м³/год; e_{11} – ексергія електродвигуна компресора 11; e_{13} – ексергія електродвигуна водяного насосу 13; e_{32} – ексергія електродвигуна кондиціонера; e_{22} – ексергія електродвигуна вентилятора 22; $z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32}$ – нормативні відрахування окремих елементів.

У кожній зоні враховані питомі амортизаційні відрахування і витрати на поточний ремонт z_i відповідних елементів обладнання, які визначаються за виразом

$$z_i = \frac{\left(k_{ам_i} + k_{рем_i} \right) \cdot c_i}{\tau_{pi}}, \quad (7)$$

де $k_{ам_i}$ – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань для і-го елемента;

$k_{рем_i}$ – відсоток відрахувань на поточний ремонт;

c_i – вартість і-го елемента установки, грн;

τ_{pi} – число годин роботи обладнання на рік, год/рік.

За отриманого значення $Q_{охол}$

$$ПВ = ПВ \left(T_w, \Delta T_{пов} \right), \quad (8)$$

З обмеженнями: $\Theta_k = f \left(T_w \right)$ та $\Theta_0 = f \left(T_{пов} \right)$,

де Θ_k , Θ_0 – температурні напори у конденсаторі і повітроохолоднику, є залежними змінними від ΔT_w та $\Delta T_{пов}$; ΔT_w – перепад температури води у конденсаторі 12; $\Delta T_{пов}$ – перепад температури повітря, що проходить через кондиціонер 31 [3, 4].

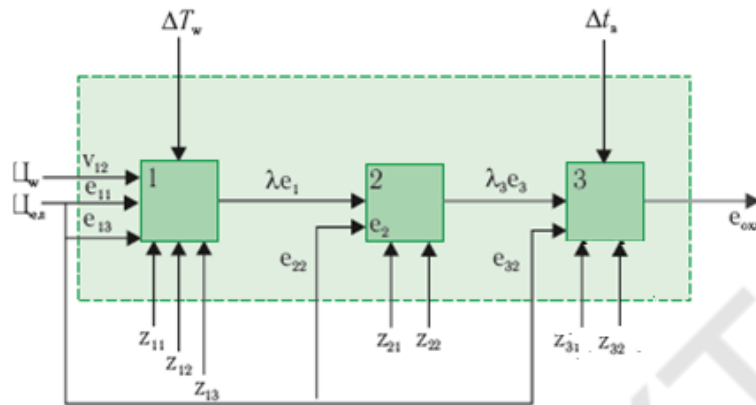


Рис. 1. Термoeкономічна модель одноступеневої холодильної установки системи кондиціонування

Для розглянутої термoeкономічної моделі питомі амортизаційні відрахування і витрати на поточний ремонт обладнання, а також підведення зовні ексергії та охолоджувального середовища, у кожній зоні доцільно подати у вигляді функції потоку ексергії, що виходить з даної зони, і змінних оптимізації. У цьому випадку

$$\begin{aligned}
 z_{11} &= Z_{11} \left(e_1, \Theta_k, \Delta T_w \right); & z_{21} &= Z_{21} \left(e_2, \Theta_0, \Delta T_{пов} \right); \\
 z_{12} &= Z_{12} \left(e_1, \Theta_k, \Delta T_w \right); & z_{22} &= Z_{22} \left(e_3, \Delta T_w \right); \\
 z_{13} &= Z_{13} \left(e_1, \Theta_k, \Delta T_w \right); & e_{22} &= E_{22} \left(e_3, \Theta_0, \Delta T_{пов} \right); \\
 z_{31} &= Z_{31} \left(e_{охол}, \Theta_0, \Delta T_{пов} \right); & z_{32} &= Z_{32} \left(e_{охол}, \Delta T_{пов} \right); \\
 e_{11} &= E_{11} \left(e_1, \Theta_k, \Delta T_w \right); & e_{13} &= E_{13} \left(e_1, \Theta_k, \Delta T_w \right); \\
 z_{31} &= Z_{31} \left(e_{охол}, \Theta_0, \Delta T_{пов} \right); & e_{32} &= E_{32} \left(e_{охол}, \Delta T_{пов} \right); \\
 v_{12} &= V_{12} \left(e_2, \Theta_k, \Delta T_w \right)
 \end{aligned} \tag{9}$$

Величини потоків ексергії зв'язують зони:

$$\begin{aligned}
 e_1 &= E_1 \left(e_{охол}, \Theta_k, \Delta T_w \right); \\
 e_3 &= E_3 \left(e_{охол}, \Theta_0, \Delta T_{пов} \right); \\
 e_{охол} &= E_0 \left(Q_{охол}, T_{охол}, \Delta T_{н.с} \right)
 \end{aligned} \tag{10}$$

У рівняннях (9) і (10) e_j та E_j характеризують одне і те саме, але e_j – кількість ексергії, а E_j – її функціональна залежність.

Розв'язування системи рівнянь (9) з урахуванням виразів (10) дозволило визначити значення змінних Θ_k , $\Delta T_{пов}$, Θ_0 , ΔT_w , що відповідають оптимальному режиму роботи холодильної установки, який забезпечує мінімум приведених витрат. З певних значень температурних напорів і перепадів температур охолоджуючих і охолоджуваних середовищ, отриманих так, можна розрахувати величини поверхонь теплообмінних апаратів і описаного об'єму компресора, що забезпечують оптимальний режим роботи холодильної установки.

Для вирішення завдання розроблено математичну модель даної установки, яка побудована з урахуванням вимог термoeкономіки і адекватна реальній технологічній схемі холодильної установки з урахуванням тризонного тарифу для системи кондиціонування повітря з врахуванням нестационарного теплообміну в приміщенні.

У нашій роботі для розв'язування задач оптимізації був використаний чисельний метод, який не вимагає диференціювання цільової функції, на відміну від розв'язувань, в яких використовуються класичні методи диференціального і варіаційного обчислення.

Система рівнянь (12) встановлює зв'язок між дисипацією енергії і енергетичними витратами у кожній зоні термoeкономічної моделі за певних значень економічних показників C_{el_i} , C_w .

Розв'язування системи (9) дозволяє визначити необхідні умови для знаходження мінімуму (6). Для розв'язування систем рівнянь, які записані у загальному вигляді, необхідно подати їх у вигляді розгорнутих аналітичних співвідношень, які є складовими математичного описання процесів, що відбуваються в окремих елементах моделі.

Аналіз показав, що істотний вплив на величину оптимальних значень Θ_k , Θ_0 , ΔT_w , $\Delta T_{пов}$ дає вартість електроенергії. З огляду на це, нами проведена оцінка впливу тарифів електроенергії на оптимальні параметри Θ_k , Θ_0 , ΔT_w , $\Delta T_{пов}$.

Метою математичного моделювання є погодинне визначення холодопродуктивності, необхідної для забезпечення комфортної температури в приміщенні, яка працює в нестационарному режимі теплоприпливів та тепловиділень [6].

Результати математичного моделювання дозволять визначити за середньомісячними температурами необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповнити набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, придбання обладнання, режими роботи холодильної установки монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи, а значить дозволить оцінити термін окупності системи.

Оптимізація режиму роботи обладнання холодильної установки центральної системи кондиціювання повітря дозволить скоротити змінну частину витрат приблизно на 10-13%, що за тривалої експлуатації обладнання дасть значну економію коштів.

Отримані залежності для термoeкономічної моделі оптимізації одноступеневої установки можливо застосувати для підвищення ефективності систем кондиціювання повітря шляхом мінімізації величини приведених витрат.

Література

1. Табунщиков Ю.А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. / Ю.А.Табунщиков, М.М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с.
2. Грачев Ю.Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата. – Пермь, изд. Перм, политехн,ин-та, 1987. – 80 с.
3. Maneesh D. and S.P.S. Rajput Thermoeconomic optimization: deviation in procedures followed as a primitive approach to rankine powered vapour compression refrigeration system using R-245C // Journal of Environmental Research And Development Vol. 3 – No. October– December 2008. – P. 548-568.
4. Тарасова В.А., Харлампиди Д.Х. Сравнительный анализ термoeкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода // Технические газы. – 2013. – №6 – С.55-63.
5. Zhikhareva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchanger // N. Zhikhareva. / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. No 5. P. 94– 99.
6. Жихарева Н.В. Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень // Н.В.Жихарева, М.Г.Хмельнюк/ Холодильна техніка і технологія 2016. –Том.52 №6. – С. 71 – 75.