

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



## **ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ**

**ЗА МАТЕРІАЛАМИ  
ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ  
ОНЛАЙН-КОНФЕРЕНЦІЇ**

**МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПІРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ**

**«СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ  
ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ»**

*27-28 листопада 2020 року*



Одеса - 2020

УДК 621.56/59(03)  
ББК 31.3  
К-14

**Збірник докладів підготовлений під редакцією  
доктора технічних наук, професора Хмельнюка М.Г Науковий секретар - к.т.н.доц.  
Жихарєва Н.В.**

*За достовірність інформації відповідає автор публікації*

**Збірник наукових праць** за матеріалами Всеукраїнської науковотехнічної онлайн-конференції молодих учених та студентів «**Сучасні проблеми холодильної техніки і технології**» 27-28 листопада 2020 року. – Одеса : ТЕС., 2020. – 175 с.

До збірника включені матеріали сучасних наукових досліджень студентів, магістрів та аспірантів різних університетів і академій України.

Розглянуто наступні напрямки досліджень: холодильні машини і установки; теплообмінні апарати і процеси тепло масообміну; робочі речовини холодильних машин; системи кондиціонування повітря; Компресори та пневмоагрегати; енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки;холодильна технології; кріогенна техніка; інформаційні технології в холодильній техніці

©Одеська національна академія харчових технологій,2020  
© Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського

## НАУКОВИЙ КОМІТЕТ

**Голова - Єгоров Б.В.** - ректор Одеської національної академії харчових технологій, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, д-р техн. наук, професор

**Поварова Н.М.** – к.т.н., доцент, проректор з наукової роботи Одеської національної академії харчових технологій;

**Косой Б.В.** – д.т.н., професор, директор навчально-наукового Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики Одеської національної академії харчових технологій;

**Хмельнюк М.Г.** - зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря ОНАХТ, академік Міжнародної академії холоду, 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 В.О.** - 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;

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

### Організаційний комітет:

**Голова** – д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.;

**Науковий секретар** - к.т.н.доц. Жихарева Н.В.

**Члени оргкомітету** - к.т.н. доц. Зімін О.В., к.т.н.доц. Когут В.О., к.т.н. Яковлева О.Ю., к.т.н.доц. Желіба Ю.О., к.т.н. Трандафілов В.В., к.т.н. Остапенко О.В., к.т.н.доц. Подмазко О.С.

### Тематичні напрями:

- холодильні машини і установки
- теплообмінні апарати і процеси тепломасообміну
- робочі речовини холодильних машин
- системи кондиціонування повітря
- компресори та пневмоагрегати
- енергетичні та екологічні проблеми холодильної техніки
- холодильна технологія
- кріогенна техніка
- інформаційні технології в холодильній техніці

3. Кравченко М.Б. Моделирование воздуходелительных установок в потоковом симуляторе COCU/CHEMSEP// Технические газы – 2017. №2. С. – 65-69.

*Науковий керівник. Кравченко М.Б., д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ*

## **ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПРОТІЧНОГО КОНДЕНСАТОРА МЕТОДАМИ ПРИКЛАДНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ**

*Рудий В. В., магістрант ОНАХТ*

Теплообмінники використовують в різних типах енергоперетворювальних систем: установках хімічних виробництв, в опалювальних системах, системах кондиціонування, холодильних і кріогенних установках, в транспортних силових установках. Більшість теплообмінників класифікують, об'єднуючи їх в групи у відповідності до призначення, за типом та схемою руху теплоносіїв через теплообмінник. Проточні теплообмінні апарати складають 70% всього теплообмінного обладнання. У таких теплообмінниках вода є найбільш поширеною робочою рідиною, яка використовується в якості охолоджуючого середовища, технологічної рідини і навіть в якості розчинника. Працездатність теплообмінного апарату залежить не стільки від його типу, скільки від того, наскільки технологічний процес і його параметри відповідають умовам експлуатації.

Експлуатація пов'язана з ризиками, які суттєво впливають на основні характеристики теплообмінника. Наприклад, в теплообмінниках використовують теплоносії, склад, властивості і здатність до утворення відкладів на поверхні яких відомі недостатньо, і умови протікання теплообміну можуть змінюватися досить швидко. Таким чином, при проектуванні завжди присутній елемент невизначеності, який необхідно звести до мінімуму, якщо є будь-які шанси на успіх. Таку змогу надає прикладна термодинаміка.

На сучасному етапі розвитку техніки в процесі проектування прикладна термодинаміка, здійснюючи багатокритерійний аналіз і оптимізацію на його основі, може дати єдино вірне рішення про доцільність впровадження в експлуатацію або вибору режимів експлуатації як цілих енергоперетворювальних систем, так і окремих елементів в їх складі.

В даний час методи, засновані на другому законі термодинаміки (ексергетичний і ентропійний), широко використовуються для оцінки енергетичної ефективності циклів [1]. Такі методи дозволяють зрозуміти дисипативні явища, що впливають на реальні процеси, що відбуваються в енергоперетворювальній системі. Більшість опублікованих статей та наукових звітів присвячено аналізу циклів і обладнання, і в поточній літературі дуже мало досліджень, які розглядають проблему окремих процесів, що відбуваються в циклі [2].

Для аналізу окремих процесів, наприклад, при вивченні тільки одного з потоків теплообмінного апарату використовують «метод мінімізації виробництва ентропії» [3].

Для реалізації цього методу термодинамічну систему призводять до реальних моделей, тобто перетворюють з ідеальної в реальну. Під реальними моделями мають на увазі ті, які містять незворотності в процесі обміну теплом, масою та рух потоків.

Кожен потік в теплообміннику бере участь у виробництві ентропії -  $S_{заг}$ , яке умовно розділене на дві складові:  $S^T$  – термічну і  $S^M$  – механічну, що є результатом двох процесів, які відбуваються з потоком: передачі теплоти при кінцевій різниці температур, та- руху потоку з тертям.

На підставі першого і другого законів термодинаміки загальне виробництво ентропії в теплообмінному апараті є сумою приватних складових виробництва ентропії і може бути віднесено до однієї з температур потоків в теплообміннику:  $T_{хол}$ ,  $T_{гор}$  або загальної для обох потоків температури теплообмінної стінки  $T_{ст}$ :

$$S_{заг} = S^T + S^M$$

де  $S^T$  - величина термічної складової виробництва ентропії;  $S^M$  - величина механічної складової виробництва ентропії.

Перша складова враховує теплопередачу при кінцевій різниці температур, а друга - витрата потужності на привід нагнітача. Мінімум виробництва ентропії, який спостерігається, буде однозначно визначати температурний напор в апараті і загальну теплову продуктивність апарату. Таким чином, проектувальник може відшукати для конкретного апарату такі умови руху потоку, які забезпечать задану теплову продуктивність при мінімумі енергетичних затрат.

Теплообмінний апарат оцінюється трьома взаємопов'язаними характеристиками ( $q$  - щільністю теплового потоку,  $d_g$  - гідравлічним діаметром,  $Re$  - критерієм Рейнольдса), які визначають і забезпечують: високу теплову ефективність: малі сумарні капітальні та експлуатаційні витрати; високу експлуатаційну надійність.

У стаціонарному стані  $Re$ ,  $d_g$ ,  $q$  параметри теплообмінного апарату залишаються незмінними в часі, а виробництво ентропії всієї системи в цілому є мінімальним. При зміні одного з параметрів відбувається встановлення нової рівноваги з неминучим зростанням виробництва ентропії.

В роботі проведено числове моделювання характеристик дійсного конденсатора за допомогою методу та мінімізації виробництва ентропії.

Визначено раціональні режими роботи теплообмінного апарату для енергозбереження на прикладі кожухотрубного водяного конденсатора. Критеріями оцінювання обрано загальне виробництво ентропії холодним потоком (води).

Незалежними змінними тут виступають три головні характеристики конденсатора: густина теплового потоку  $q$ , швидкість руху потоку води  $\omega_{вод}$  (критерій  $Re$ ), розміри гідравлічного діаметра труб конденсатора  $d_g$ .

Визначення  $q$  за  $d_g$ ,  $Re = \text{const}$  здійснено графоаналітичним методом за принципом класичних методик розрахунків водяних кожухотрубних конденсаторів. Характеристики конденсатора  $F_{вн} = 2,5 \text{ м}^2$ , гідравлічний діаметр:  $d_g = 16.5 \times 1.65 \text{ мм}$ , чотири хода і 46 трубок у режимі  $t_k = 30^\circ \text{C}$  з  $V_{вод} = 0,00197 \text{ м}^3/\text{с}$ . Мінімум  $\bar{s}_{хол}$  спостерігається за умови рівності  $\bar{s}_{хол}^T$  та  $\bar{s}_{хол}^M$  складових виробництва ентропії. При цьому густина теплового потоку становить  $q = 4500 \text{ Вт/м}^2$  за швидкості води в апараті  $\omega \approx 1,2 \text{ м/с}$ . Такі самі дані наведено у технічній літературі на підставі результатів техніко-економічного аналізу, що впродовж тривалого часу було довідковим матеріалом для проектувальників.

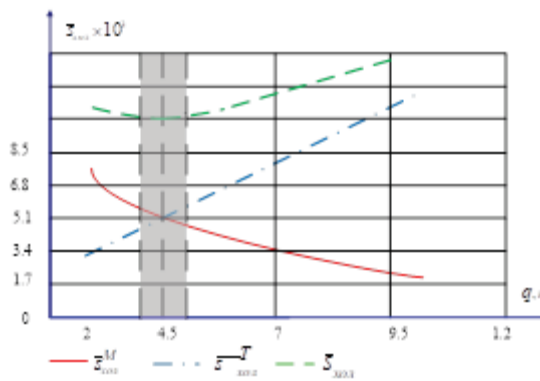


Рис 1. Визначення густини теплового потоку

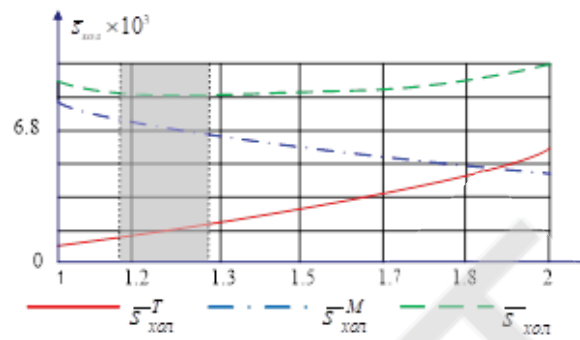


Рис 2. Визначення швидкості руху теплоносія

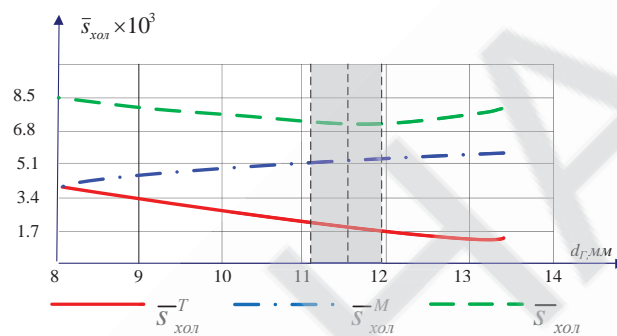


Рис 3. Визначення гідравлічного діаметра за умови зміни режиму роботи

Визначення швидкості руху води  $\omega_{вод}$  проведено за  $q = \text{const}$  та  $d\zeta = \text{const}$ . Ілюстрації до розрахунків та результати розрахунків  $\bar{s}_{хол}$  показано на (рис.1) за умов стабільних характеристик малої енергоперетворювальної системи і змінних з використанням розрахункової схеми попередньої задачі, після чого одержано однакові результати (рис.2). Здобуті подібні результати підтверджено інформацією з відомих технічних джерел, у коментарях до яких підкреслено, що розрахунки раціональних значень  $\omega_{води}$  за постійної  $t_k$  зручніші та простіші.

Визначення гідравлічного діаметра  $d\zeta$  за фіксованих  $q^* = \text{const}$  і  $Re = \text{const}$  проведено з використанням вихідних даних попередніх задач. Умови задачі можна виконати лише за одночасної зміни швидкості руху води  $\omega_{води}$  і температури конденсації. Графічна інтерпретація  $\bar{s}_{хол}^T$  (рис.3) має нечітко виражений мінімум і відповідає  $\bar{s}_{хол}^T / \bar{s}_{хол}^M \approx 2,5 \dots 3$  для  $d\zeta \approx 10..12$  мм, що ідентична рекомендаціям техніко-економічного аналізу.

#### Інформаційні джерела:

1. . Morosuk T., Nikulshin R., Morosuk L. Entropy-cycle method for analysis of refrigeration machine and heat pump cycles // Thermal Science. 2006. Vol. 10, Issue
2. Comparison of the entropic exergetic and economic optima of a heat exchanger / Le Goff P., De Olivera S., Schwarzer B., Tondeur D. // Analesis of

Thermal and Energy Systems, Proceedings of International Conference Athens. Athens, 1991. P. 105–116.

3. Bejan A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow / A. Bejan. – New York: John Wiley & Sons, 1982. – 264 p.

*Науковий керівник В.В. Соколовська-Єфименко к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ*

## **АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ВІДВЕДЕННЯ ТЕПЛА КОНДЕНСАЦІЇ СУДОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ТІЛА ТА ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА**

*Запорожан Р. І., магістрант ОНАХТ, Чабан. О. магістрант ОНАХТ*

За умов постійного дефіциту енергоресурсів, на перший план виходить проблема енергозбереження.

У масштабах такої великої установки, як судновий енергетичний комплекс, навіть невеликий відсоток зниження енергетичних витрат стає істотною економією в абсолютному вираженні.

Ефективність енергозбереження на судах значною мірою визначаються режимами роботи систем машинного обладнання, до складу яких входять і холодильні установки.

В залежності від призначення можна виділити три основні типи судових установок:

- виробничі, необхідні для дотримання технологічних процесів (охолодження, заморозки, зберігання свіжозловлених морепродуктів, отримання льоду, установки повторного зрідження на судах-газовозах;
- провізійні камери, в яких розміщуються запаси провізії для пасажирів і екіпажу судна;
- системи кондиціонування повітря.

Більшість судових холодильних установок - компресорні. Вимоги морського реєстру відповідно до Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення з суден (MARPOL 73/78) на нових судах з 1 січня 2020 роки заборонили використання холодоагентів HCF-типу з потенціалом глобального потепління  $GWP \geq 2500$  [1].

Єдиною середньостроковою альтернативою холодоагентів (HCF)-типу, які застосовуються на судах з класом Регістру і показником GWP нижче 2500 використовується холодоагент R407F, що є сумішшю.

На судах-газовозах холодильні установки обслуговують систему реконденсації газу, де газ (вантаж) є холодоагентом цієї установки. За умовами перевезення газів можливо виробництво сумішей з газів, які перевозяться на борту судна. В цьому випадку отримані суміші також є холодоагентом установок реконденсації. Саме звідси, на судах переважна більшість холодильних установок працює на сумішах холодоагентів, які є неазеотропні. Для таких сумішей характерна наявність температурного «глайда» в ізобаричних процесах фазових переходів. Температурний «глайд» дося-

## **СЕКЦІЯ №2 –НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ХОЛОДИЛЬНІ І КРІОГЕННІ МАШИНИ ТА УСТАНОВКИ**

### **МЕТОДИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ В ОЦІНЦІ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ РОЗДІЛЕННЯ СУМІШІ ВУГЛЕВОДНІВ**

*Костенко Є.В. аспірант кафедри кріогенної техніки ОНАХТ*

*Науковий керівник Л.І. Морозюк , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....132*

### **АНАЛІЗ РОБОТИ КОМПЛЕКСНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ЯК СКЛАДОВОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ З ЗМІНОЮ ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ПАРАМЕТРІВ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

*Бойко Б. О. ,магістрант ОНАХТ*

*Науковий керівник. В.В. Соколовська-Єфименко, к.т.н.,доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....133*

### **ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВОГО РІШЕННЯ КАСКАДНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ.**

*Крижановський О. В. магістрант ОНАХТ*

*Науковий керівник Л.І. Морозюк , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....135*

### **СИНТЕЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВОГО РІШЕННЯ АБСОРБЦІЙНОГО ВОДОАМІАЧНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА З ПЕРЕВИЩЕННЯМ ТЕМПЕРАТУР «МЕТОДОМ ЦИКЛІВ».**

*Псарьов С. О., аспірант кафедри кріогенної техніки ОНАХТ,*

*Куколев А.К.,магістрант ОНАХТ*

*Науковий керівник Л.І. Морозюк , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....136*

### **ДОСЛІДЖЕННЯ УСТАНОВОК РОЗДІЛЕННЯ ПОВІТРЯ З НАДЛИШКОВИМ ЗВОРОТНІМ ПОТОКОМ**

*Колівашко О.С., магістрант ОНАХТ*

*Науковий керівник. Крвченко М.Б , д.т.н.,професор кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....138*

### **ОЦІНКА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПРОТІЧНОГО КОНДЕНСАТОРА МЕТОДАМИ ПРИКЛАДНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ**

*Рудий В. В., магістрант ОНАХТ*

*Науковий керівник В.В. Соколовська-Єфименко к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки ОНАХТ.....141*

### **АНАЛІЗ РОБОТИ СИСТЕМИ ВІДВЕДЕННЯ ТЕПЛА КОНДЕНСАЦІЇ СУДОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ТІЛА ТА ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА**

*Запорожан Р. І., магістрант ОНАХТ, Чабан. О. магістрант ОНАХТ*

*Науковий керівник В.В. Соколовська-Єфименко к.т.н., доцент кафедри кріогенної техніки*

*ОНАХТ.....144*

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

## **ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ**

ЗА МАТЕРІАЛАМИ  
ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ  
ОНЛАЙН-КОНФЕРЕНЦІЇ

МОЛОДИХ ВЧЕНИХ, АСПРАНТІВ ТА СТУДЕНТІВ

## **«СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ»**

*27-28 листопада 2020 року*

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