



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

XII ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ
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. Жихарєва 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

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

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 ($\lambda_{ti}=0.056$ 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 tekhnolohichnykh 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.