



**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

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

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 (ONAFI)**  
**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 ( $t_{ob}$ ).

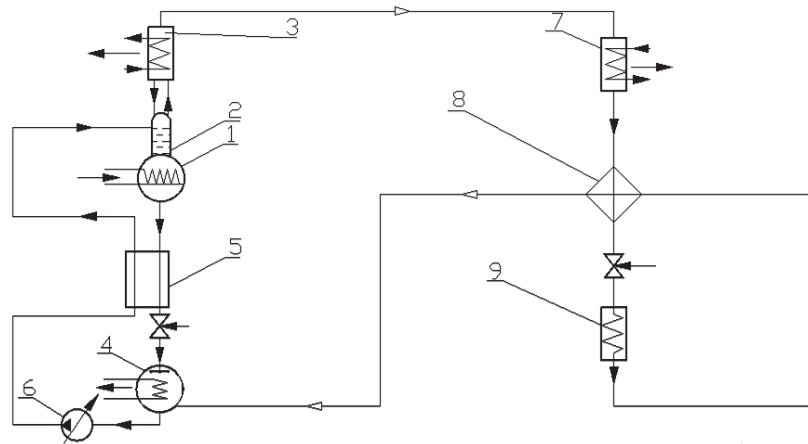


Figure 1: Scheme AWCU with two regenerative heat exchangers: 1 - generator; 2 - rectifier; 3 - a reflux condenser; 4 - absorber; 5 – RHS; 6 - the pump; 7 - the condenser; 8 - RHA; 9 - evaporator

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.

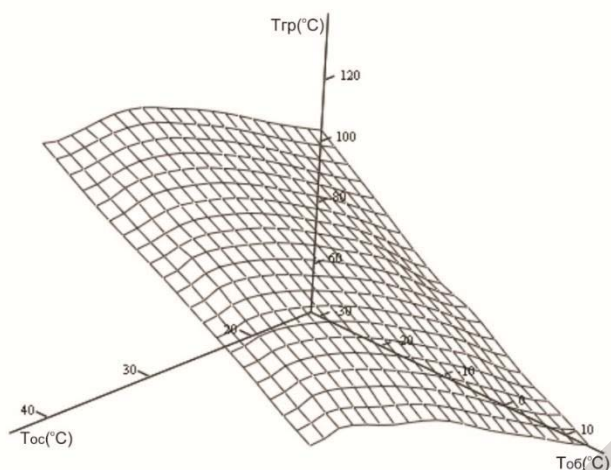


Figure 2: Dependence between the temperature of the cooling medium ( $t_{oc}$ ), the temperature of the cooling object ( $t_{ob}$ ) and the temperature of the heating source ( $t_h$ ) under the condition of the maximum value of the thermal coefficient.

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.