

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

ПСАРЬОВ СЕРГІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.575 (088.8)

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ ГІБРИДНИХ ВОДОАМІАЧНИХ
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ З ПРИВОДОМ ВІД СОНЯЧНИХ
ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

Спеціальність 144 – Теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

_____ С.О. Псарьов

Науковий керівник
Морозюк Лариса Іванівна
доктор технічних наук, доцент

Примірник дисертації
ідентичний за змістом
з іншими примірниками

Одеса – 2024

АНОТАЦІЯ

Псарьов С.О. **Удосконалення процесів гібридних водоаміачних термотрансформаторів з приводом від сонячних енергетичних установок». Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» – Одеський національний технологічний університет, Одеса, 2024.

Дисертаційна робота містить теоретичне дослідження гібридних тепловикористальних термотрансформаторів з сонячними енергетичними установками. Такі водоаміачні термотрансформатори дозволяють вирішувати проблеми споживачів штучного охолодження у широкому інтервалі температур у віддалених регіонах світу за відсутністю мережевої електричної енергії.

Необхідність розробки та оновлення будь-яких технічних систем і устаткування пов'язана з вимогами сучасного розвитку суспільства та можливостей техніки. Промислова політика у будь-якій галузі техніки включає науковий пошук нових технічних рішень, їх практичну реалізацію, подальше вдосконалення, а потім і зняття їх з виробництва. Наслідком появи міжнародних документів, розпорядчих усій світовій спільноті здійснення природоохоронних заходів у контексті раціонального використання природних ресурсів, включаючи паливно-енергетичні, стало інтенсивне оновлення парку енергоперетворювальних установок. У результаті, розвиток вказаних установок у поєднанні з екологічно чистими енергозберігаючими технологіями пішов по шляху впровадження нових схемно-циклових рішень, робочих речовин, конструкційних матеріалів, нових типів компресорів, теплообмінних поверхонь і теплообмінників, методів регулювання і контролю режимів роботи установок. У зв'язку з цим зміни зазнали уявлення про раціональні конструкції, параметри і характеристики обладнання, а разом з цим методи і прийоми проектування.

Стан проблеми енергоперетворення розглянуто з позицій сучасних потреб людства. Аналіз стану проблеми проведено відповіло до класифікаційних ознак первинна енергія, термотрансформатор, корисний ефект. Термотрансформатори складаються з теплових, холодильних, криогенних машин та теплових насосів. Теплові машини перетворюють первинну теплову енергію в електричну, механічну та теплову, останні – виробляють корисні ефекти: охолодження, отримання чистих газів та опалення.

Традиційна велика електроенергетика добре освоєна. Розвиток енергетики йде шляхом освоєння нетрадиційних джерел енергії, зокрема, сонячної. Мала розподілена енергетика є провідним трендом розвитку світової енергетики і, за оцінками експертів, ця тенденція збережеться найближчим десятиліттям. Економія енергетичних ресурсів на теплопостачання забезпечують когенераційні установки, що виробляють спільно електроенергію та теплоту. У роботі здійснено термодинамічне порівняння когенераційних схем за витраченою теплотою Q_1 як первинною енергією, необхідну для виробництва визначеної кількості електроенергії W і теплоти середнього потенціалу Q_2 . Такий метод дозволяє досить просто визначити необхідну величину – економію чи перевитрату палива у порівнюваних варіантах під час проектування системи.

Термотрансформатор є поєднанням прямого та зворотного термодинамічних циклів. Корисний ефект прямого циклу доводиться витратою енергії у зворотному циклі, що підводиться ззовні, у вигляді роботи або теплоти. Предметною областю дослідницької роботи є тепловикористальні термотрансформатори. Базовими прийнято абсорбційні водоаміачні знижувальні термотрансформатори з широким температурним інтервалом отриманого холоду та сонячною енергетичною установкою.

Огляд існуючих світових досліджень на підставах класифікації енергоперетворювальних систем виділяє окрему групу – системи малої енергетики з одночасним виробництвом електроенергії, тепла та холоду з

відновлювальними джерелами енергії. Вони найбільш затребувані, але мають найменшу технічну інформацію щодо розвитку. Загальною тенденцією світових досліджень є використання абсорбційних холодильних машин та їх енергетичний аналіз у складі систем тригенерації.

Одноступеневий знижувальний термотрансформатор умовно поділено «за пристроєм» на: термохімічний компресор та основний процес і «за засобом» має три джерела енергії різних температурних потенціалів: високого, середнього та низького. Термодинамічні температурні рівні взаємопов'язані так, що тільки два можуть бути обрані довільно, третій – завжди є функцією будь-яких двох. Згідно до технічного завдання проекту незалежними для системи є середній та низький, гріюче джерело – функція від них.

Співвідношення реальних температур значно складніші за наявністю температурних напорів в апаратах, за зміною режиму у одному апараті змінюються усі інші. Розглянуто цикл термохімічного компресора найпростішого АТТ у взаємодії з температурами зовнішніх джерел та температурними напорами в апаратах. Показано можливість оцінити зміну загальних температурних показників установок тільки за рахунок модернізації теплообмінних апаратів. Встановлено, що питання оптимізації температурних режимів в елементах системи вирішуються при розгляді змінної складової капітальних витрат, пов'язаної з вартістю кожного теплообмінника в залежності від різниці температур.

Одночасно з зміною температур змінюється зона дегазації, що приводить до збільшення витрат тепла, електроенергії та охолоджуючого середовища. Для практичної реалізації циклів з розглянутими сучасними температурними рівнями експлуатації, можна штучно розширити зону дегазації.

В одноступеневих абсорбційних системах загальна різниця температур $\theta_{\text{сум}}$ зменшується зі зниженням температури кипіння T_o і температури теплоносія $T_{\text{гар}}$. Це призводить до зменшення різниці температур в окремих апаратах θ_{im} , до збільшення металоемності системи. Одночасно зменшується

зона дегазації, що призведе до збільшення витрат тепла, електроенергії та охолоджуючого середовища. Для практичної реалізації циклів з розглянутими сучасними температурними рівнями експлуатації, можна штучно розширити зону дегазації.

Використовуючи «метод циклів» здійснено синтез схемно-циклового рішення абсорбційної машини з розширенням зони дегазації шляхом підвищення температури гріючого джерела тепла. Числове моделювання енергетичного аналізу циклів із розширеною зоною дегазації надано на окремому прикладі.

Використання пристроїв для підвищення тисків (бустерів) дозволяє збільшити загальний тепловий напір у циклі і розширити зону дегазації.

Найбільш перспективним є використання одноступеневого абсорбційного термотрансформатора з механічним бустером (компресором або ежектором).

Розглянуто два напрямки в розвитку абсорбційно-компресорного термотрансформатора: випадок низької температури гріючого джерела та випадок високої температури охолоджуючого середовища.

Різноманіття схемних рішень АКТТ значно більше циклових, тому для АКТТ розглянуто лише циклові рішення. Їхня безліч заснована на взаємному розміщенні основного, компресійного і додаткового контурів між собою.

Розглядаючи ежектор як пароструминний компресор, багато схемних рішень бустер-компресор можуть бути перетворені в бустер-ежектор, однак цикл (залишиться без зміни).

Ежектор як бустер застосовується як на лінії високого тиску між генератором і конденсатором, так і на лінії низького тиску між абсорбером і випарником. В обох випадках досягається розширення зони дегазації установки, що забезпечує працездатність та підвищення ефективності.

Детальна методика розрахунку ежекторів викладена у фаховій літературі, проте, дефіцит літератури про бустери і потреби проєктантів приводять до необхідності викладу основ розрахунку і конструювання

подібних апаратів.

Пропонований метод математичного моделювання ежектора полягає у вирішенні задачі нелінійного програмування для цільової функції. Визначення коефіцієнта ежекції U як характеристики продуктивності ежектора засноване на моделі ежектора з конічно-циліндричною камерою змішування. Розглянуто процеси у ежекторі з чистим холодоагентом, з робочим потоком пари, рівноважної міцному розчину з використанням енергії рідини холодоагенту, що розширюється. На окремому прикладі виконано числове моделювання термічних та конструктивних характеристик ежектора-бустера.

Доведено, що можливості розширення зони дегазації найбільш перспективні у поєднанні одноступеневої абсорбційної машини з компресором, що має теплове живлення і служить бустер-ступенем комбінованої машини.

В дослідженні розглянуто схеми та цикли гібридних термотрансформаторів, що задовольняють умовам: первинною енергією є сонячна, постійна температура охолоджувального середовища, одно- або двотемпературний об'єкт охолодження. Прийняті умови відповідають системі тригенерації малої енергетики. Проведено термодинамічний аналіз низькотемпературних циклів термохімічних компресорів у схемах з двома абсорберами, двома генераторами, одно-та двома випарниками і додатковим котлом високого тиску. Оцінено раціональні області застосування.

Створення комбінованих енергоперетворювальних систем йде шляхом впровадження інтегруючих можливостей сонячної енергетики у системи охолодження і кондиціонування повітря. Найбільшого поширення у світовій практиці отримали плоскі сонячні колектори через простоту конструкції і низьку ціну. Процес моделювання побудовано на окремому прикладі визначення потрібної площі сонячних колекторів, призначену для отримання гарячої води у якості теплоносія для генератора термохімічного компресора.

Моделювання фотоелектричної системи розглядається для повністю автономної системи енергопостачання і передбачає послідовність дій, яких

потрібно дотримуватися. Об'єктом дослідження є холодильний комплекс для короткочасного зберігання тропічних фруктів в умовах значних сезонних і добових коливань температури навколишнього середовища, характерних для регіонів з тропічним кліматом. Наведений розрахунок ФЕП складається з таких основних етапів: визначення навантаження та енергоспоживання, визначення необхідної площі фотомодулів з урахуванням кліматичних особливостей регіону розташування системи тригенерації.

Термодинамічний та конструктивний аналізи гібридного АЕТТ, виконані спільно, вирішують такі завдання: встановлюють можливість практичної реалізації умов технічного завдання споживача на створення системи тригенерації та визначають вихідні робочі параметри холодильної машини для забезпечення максимальної ефективності термодинамічного циклу та мінімальних капітальних витрат на проєкт машини.

Математична модель енергетичного аналізу визначає максимальну ефективність, а ексергетичний аналіз гібридної машини підвищує точність отриманих результатів, поглиблює розуміння причин термодинамічних неефективностей. Конструктивний аналіз є огляд аналогічного обладнання за своїм функціональним призначенням виробу, що розроблюється. Дослідження виконано на окремому прикладі низькотемпературного гібридного АЕТТ.

Результати числового моделювання: розрахунковий коефіцієнт перетворення COP дорівнює 0.331, ексергетичний – 3%, що є цілком прийнятне значення для низькотемпературної машини. Практична реалізація після цього пов'язана з вибором конструкцій компонентів машини. Конструктивний аналіз проведено з залученням зразка одноступеневої абсорбційної машини фірми Альфа Лаваль з пластинчастими теплообмінними апаратами. Порівняльний аналіз підтвердив можливість реалізації АЕТТ з пластинчастими теплообмінними. Запропоноване нове конструктивне рішення блоку абсорбер-ежектор. Виконано конструктивні характеристики елементів машини на основі розрахунків теплопередавання у апаратах. Визначено масогабаритні показники теплообмінників та всієї машини і

проведено порівняння з кожухотрубними конструкціями. Оцінені переваги нових теплообмінників.

Практична реалізація абсорбційно-ежекторної машини можлива з використанням компактних сучасних теплообмінних апаратів.

Новими науковими результатами роботи є:

1. Отримав подальший розвиток аналіз енергоперетворювальних систем за умови живлення від відновлювальних джерел енергії, зокрема з сонячного, з метою вирішення проблем для дослідження.
2. Вперше використано аналіз взаємодії функціональних характеристик абсорбційного термотрансформатора з метою синтезу низькотемпературних схемно-циклових рішень.
3. Вперше використано аналіз функціональних характеристик ежекторів у якості бустерного приладу в циклі АТТ.
4. Отримав подальший розвиток аналіз схемно-циклових рішень низькотемпературних гібридних термотрансформаторів за наявності нових типів теплообмінного обладнання.
5. Отримав розвиток моделювання елементів сонячної енергетичної установки системи тригенерації з переривчастим сонячним потенціалом та змінною продуктивністю системи холодопостачання.
6. Вперше запропоновано спільне моделювання циклових та конструктивних характеристик гібридного термотрансформатора з метою заощадження енергетичних та матеріальних ресурсів в процесі розробки проєкту енергоперетворювальної системи.

Практична значимість одержаних результатів:

Застосування методів спільного аналізу термодинамічних та конструктивних характеристик абсорбційного термотрансформатора дає змогу на стадії проєктування отримати устаткування з високою енергетичною ефективністю та малими капітальними витратами.

Використання результатів дослідження в кваліфікаційних роботах магістрів і в курсах дисциплін «Теоретичні основи холодильної техніки»,

«Холодильні машини» і «Сучасні тепловикористальні холодильні машини» за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування».

Ключові слова: Сонячна енергія, тригенерація, абсорбційний водоаміачний термотрансформатор, термодинамічний аналіз, енергетична ефективність, теплообмінник, температурний напір, зона дегазації, рідинно-паровий ежектор, гібридна абсорбційно-ежекторна машина, пластинчастий теплообмінник, провізійна камера, бустер, система охолодження, холодильна машина.

ABSTRACTS

Psaryov S.O. **Improvement of the processes of hybrid water-ammonia thermotransformers driven by solar power plants.**

Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in 144 "Heat and Power Engineering". Odesa National University of Technology, Odesa, 2024.

The dissertation contains a theoretical study of hybrid heat-utilizing thermotransformers with solar power plants. Such water-ammonia thermotransformers solve the problems of consumers of artificial cooling in a wide range of temperatures in remote regions of the world without network electricity.

The need to develop and update any technical systems and equipment is related to the requirements of the modern development of society and the capabilities of technology. Industrial policy in any technology field includes the scientific search for new technical solutions, their practical implementation, further improvement, and their withdrawal from production. The result of the appearance of international documents instructing the entire world community to implement environmental protection measures in the context of the rational use of natural resources, including fuel and energy, was the intensive renewal of the park of energy conversion plants. As a result, the development of these plants in combination with environmentally friendly energy-saving technologies followed the path of introducing new circuit and cycle solutions, working substances, construction materials, new types of

compressors, heat exchange surfaces, and heat exchangers, methods of regulation, and control of plant operation modes. In connection with this, ideas about rational designs, parameters, and characteristics of equipment, and with it the methods and methods of designing, have changed.

The state of the problem of energy conversion is considered from the standpoint of the modern needs of mankind. The analysis of the state of the problem was carried out according to the classification features primary energy, thermotransformer, and useful effect. Thermotransformers consist of thermal, refrigerating, cryogenic machines and heat pumps. Thermal machines transform primary thermal energy into electrical, mechanical, and thermal energy, the latter producing useful effects: cooling, obtaining clean gases, and heating.

The traditional large power industry is well-developed. The development of the energy industry proceeds through the development of non-traditional sources of energy, in particular, solar energy. Small distributed energy is the leading trend in the development of global energy and, according to experts, this trend will continue for the next decade. Saving of energy resources for heat supply is provided by cogeneration plants that jointly produce electricity and heat. In the work, a thermodynamic comparison of cogeneration schemes was carried out based on the spent heat Q_1 as the primary energy required for the production of a certain amount of electricity W and the heat of the average potential Q_2 . This method makes it quite easy to determine the required amount – fuel economy or excess fuel consumption in the compared options during system design.

A thermotransformer is a combination of forward and reverse thermodynamic cycles. The beneficial effect of the direct cycle is demonstrated by the consumption of energy in the reverse cycle, supplied from the outside, in the form of work or heat. The subject area of the research work is heat-utilizing thermotransformers. Absorption water-ammonia reduction thermotransformers with a wide temperature range of the received cold and a solar power plant are adopted as the basic ones.

A review of existing global research based on the classification of energy conversion systems singles out a separate group – small energy systems with

simultaneous production of electricity, heat, and cold with renewable energy sources. They are the most sought-after but have the least technical development information. The general trend of world research is the use of absorption refrigerating machines and their energy analysis as part of trigeneration systems.

A single-stage step-down thermotransformer is conventionally divided "by device" into a thermochemical compressor and the main process, and "by means" has three energy sources of different temperature potentials: high, medium, and low. Thermodynamic temperature levels are interconnected in such a way that only two can be chosen arbitrarily, the third is always a function of any two. According to the technical task of the project, medium and low are independent for the system, the heating source is a function of them.

The ratio of real temperatures is much more complicated due to the presence of temperature pressures in the devices, when the mode changes in one device, all others change. The cycle of the thermochemical compressor of the simplest ATT interaction with the temperatures of external sources and temperature pressures in the devices is considered. It is shown that it is possible to estimate the change in the general temperature indicators of installations only due to the modernization of heat exchange devices. It was established that the issues of optimizing temperature regimes in system elements are solved by considering the variable component of capital costs associated with the cost of each heat exchanger depending on the temperature difference.

At the same time as the temperature changes, the degassing zone changes, which leads to an increase in the consumption of heat, electricity, and cooling medium. For the practical implementation of cycles with the considered modern temperature levels of operation, it is possible to artificially expand the degassing zone.

In single-stage absorption systems, the total temperature difference θ_{sum} decreases with a decrease in the boiling temperature T_c and the coolant temperature T_{hot} . This leads to a decrease in the temperature difference in individual devices θ_{im} , to an increase in the metal capacity of the system. At the same time, the degassing

zone decreases, which will lead to an increase in heat, electricity, and cooling medium consumption. For the practical implementation of cycles with the considered modern temperature levels of operation, it is possible to artificially expand the degassing zone.

Using the "method of cycles", the synthesis of the circuit-cycle solution of the absorption machine with the expansion of the degassing zone by increasing the temperature of the heating heat source was carried out. Numerical modeling of the energy analysis of cycles with an extended degassing zone is provided as a separate example.

The use of devices for increasing pressure (boosters) allows you to increase the total heat pressure in the cycle and expand the degassing zone.

The most promising is the use of a single-stage absorption thermotransformer with a mechanical booster (compressor or ejector).

Two directions in the development of the absorption-compressor thermotransformer are considered. The case of the low temperature of the heating source and the high environment's temperature.

The variety of circuit solutions of ACTT is much greater than cyclic ones, so for ACTT we will consider only cyclic solutions. Their multitude is based on the mutual placement of the main, compression, and additional circuits among themselves.

Considering the ejector as a vapor jet compressor, many booster-compressor circuit solutions can be converted to a booster-ejector, but the cycle will (remain) unchanged.

The ejector as a booster is used both on the high-pressure side between the generator and the condenser, and on the low-pressure side between the absorber and the evaporator. In all cases, the expansion of the degassing zones of the installations is achieved, which ensures operability and increases efficiency.

A detailed method of calculating ejectors is laid out, however, the lack of literature on boosters and the needs of designers lead to the need to outline the basics of calculating and designing such devices.

The proposed method of mathematical modeling of the ejector consists of solving the problem of nonlinear programming for the objective function.

The determination of the ejection coefficient U as an ejector performance characteristic is based on the ejector model with a conical cylindrical mixing chamber. Processes in an ejector with a pure refrigerant, with a working flow of vapor in equilibrium with a solid solution using the energy of the expanding refrigerant liquid, are considered. Numerical modeling of the thermal and structural characteristics of the booster ejector was performed on a separate example.

It has been proven that the possibilities of expanding the degassing zone are most promising in the combination of a single-stage absorption machine with a compressor that has thermal power and serves as a booster stage of the combined machine.

The research considers schemes and cycles of hybrid thermotransformers that satisfy the conditions: primary energy is solar, constant temperature of the cooling medium, one- or two-temperature cooling object. The accepted conditions correspond to the trigeneration system of small energy. A thermodynamic analysis of low-temperature cycles of thermochemical compressors in schemes with two absorbers, two generators, one and two evaporators, and an additional high-pressure boiler was carried out. Rational areas of application are evaluated.

The creation of combined energy conversion systems proceeds by introducing the integrating capabilities of solar energy into cooling and air conditioning systems. Flat solar collectors are the most widely used in world practice due to their simple design and low price.

The modeling process is based on a separate example of determining the required area of solar collectors intended for obtaining hot water as a coolant for a thermochemical compressor generator.

The modeling of the photovoltaic system is considered for a fully autonomous power supply system and involves a sequence of actions that must be followed. The object of the study is a refrigeration complex for short-term storage of tropical fruits in conditions of significant seasonal and daily fluctuations in ambient temperature,

typical of regions with a tropical climate. The given PEC calculation consists of the following main stages: determination of load and energy consumption, determination of the required area of photo modules taking into account the climatic features of the region where the trigeneration system is located.

Thermodynamic and structural analyses of the hybrid AETT performed together, solve the following tasks: establish the possibility of practical implementation of the terms of the customer's technical task for creating a trigeneration system and determine the initial operating parameters of the refrigerating machine to ensure maximum efficiency of the thermodynamic cycle and minimal capital costs for the machine project.

The mathematical model of the energy analysis determines the maximum efficiency, and the exergy analysis of the hybrid machine increases the accuracy of the obtained results and deepens the understanding of the causes of thermodynamic inefficiencies. Structural analysis is a review of similar equipment according to the functional purpose of the designed product. The study was performed on a separate example of a low-temperature hybrid AETT.

Numerical modeling results: the calculated coefficient of performance of COP is equal to 0.331, exergetic – 0.03, which is quite an acceptable value for a low-temperature machine. The practical implementation after that is related to the choice of the designs of the machine components. The structural analysis was carried out with the involvement of a sample of a single-stage absorption machine of the Alfa Laval company with plate heat exchangers. Comparative analysis confirmed the possibility of realization of AETT with plate heat exchangers. A new constructive solution for the absorber-ejector block is proposed.

Constructive characteristics of machine elements based on calculations of heat transfer in devices have been performed. The mass-dimensional parameters of the heat exchangers and the entire machine were determined and compared with shell-and-tube structures. The advantages of the new heat exchangers are evaluated.

New scientific results of the work

1. The analysis of energy conversion systems under the condition of power from

renewable energy sources, in particular from solar, received further development in order to solve problems for res

2. For the first time, the analysis of the interaction of the functional characteristics of the absorption thermotransformer was used in order to synthesize low-temperature circuit-cycle solutions.

3. For the first time, the analysis of functional characteristics of ejectors was used as a booster device in the ATT cycle.

4. The analysis of circuit-cycle solutions of low-temperature hybrid thermotransformers with the presence of new types of heat exchange equipment received further development.

5. Received the development of modeling of the elements of the solar power installation of the trigeneration system with intermittent solar potential and variable performance of the cooling system

6. For the first time, joint modeling of cyclic and structural characteristics of a hybrid thermotransformer is proposed for the purpose of saving energy and material resources in the process of developing a project of an energy conversion system.

Practical significance of the obtained results:

The application of methods of joint analysis of thermodynamic and structural characteristics of the absorption thermotransformer makes it possible to obtain equipment with high energy efficiency and low capital costs at the design stage.

The use of research results in master's qualification papers and in the courses of the disciplines "Theoretical foundations of refrigeration technology", "Refrigerating machines" and "Modern heat-using refrigerating machines" in the specialty 142 "Energy engineering".

Keywords: Solar energy, trigeneration, absorption water-ammonia thermotransformer, thermodynamic analysis, energy efficiency, heat exchanger, temperature differences, degassing zone, liquid-vapor ejector, hybrid absorption-ejector machine, plate heat exchanger, provision chamber, booster, cooling system, refrigeration machine.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА:

Основні наукові результати дисертації:

1. L. Morozyuk, V. Sokolovska-Yefymenko, Y. Petushkov, M. Sharaiev, S. Psarov Design of a refrigerated complex for short-term storage of tropical fruits with a solar energy plant // *Technology Audit and Production Reserves*. 2021. № 3(59). – С.50-70. doi: <https://dx.doi.org/10.15587/2706-5448.2021.235594>.

Автором виконано розрахунок елементів сонячної установки

2. B. Kosoy, L. Morozyuk, S. Psarov, A. Kukoliev Synthesis of scheme-cycle designs of absorption water-ammonia thermotransformers with extended degazation zone // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2021- Vol 4, No 8 (112) - С. 23-33. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238203>.

Автором виконано варіантні розрахунки характеристик циклів машини з різними температурами джерела, що гріє, аналіз отриманих результатів

3. Морозюк, Л., Косой, Б., Куколев, А., Псарьов, С. and Басов, А. 2023. EN Analysis of temperature modes and temperature differences in heat exchangers of solar-powered absorption refrigeration systems. *Refrigeration Engineering and Technology*. 59, 1 (Mar. 2023), 4-13 doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2610>

Автором виконано огляд літератури за темою роботи, прийнято участь в узагальненні одержаних результатів.

4. Морозюк, Л. і Псарьов, С. 2024. Створення термодинамічних схем гібридних тепловикористальних водоаміачних термотрансформаторів. *Refrigeration Engineering and Technology*. 60, 1 (Бер 2024), 3-8 doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v60i1.2785>

Автором виконано постановку завдання та алгоритм виконання дослідження, аналіз циклів термохімічного компресора з розширенням зони дегазації з використання бустерних пристроїв.

Опубліковані праці апробаційного характеру:

1. Косой Б.В., асп. Псарьов С.О., асп. Куколев А.К. Термодинамічні принципи створення гібридних тепловикористальних термотрансформаторів //Збірник тез доповідей XIII Всеукраїнської науково-технічної конференції

«Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». 23-25 вересня 2021 р., – Одеса, Україна. – С. 171-173.

Автором проведено підготовку об'єктів літературного огляду

2. Сергій Псарьов Аналіз термодинамічних схем абсорбційно-компресорних термотрансформаторів з тепловим приводом компресора //Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та здобувачів вищої освіти «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» Зб. тез доп. 19-20 квітня 2022 р., – Одеса, Україна. – С. 87-88.

Автором виконано роботу самостійно

3. Морозюк Л.І., Псарьов С.О. Єрін В.О. Схемні рішення ежекторів-бустерів на лінії низького тиску абсорбційних термотрансформаторів // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології Зб. тез доп. XIV Всеукраїнської науково-технічної конференції. 21-22 вересня 2023 р. – Одеса, ОНТУ. – С.150-151.

Автором виконано огляд існуючих ежекторних машин і області раціонального використання та досліджень з використання рідинного активного потоку. .

4. Морозюк Л. І., Псарьов С. О. Процеси в ежекторах гібридних водоаміачних термотрансформаторів // Проблеми та перспективи розвитку науки, освіти і суспільства в ХХІ столітті. Зб. тез доп. Міжнародної науково-практичної конференції. 27 квітня 2023 р – Рівно, Україна.

Автором виконано числове моделювання повітряного конденсатора

5. Псарьов С.О., Куколев А.К. Визначення температурних напорів в апаратах тепловикористальних холодильних машин, Збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». 19 квітня 2023 р. м.Одеса, Україна.(апробація) .

Автором виконано аналітичну частину роботи

ЗМІСТ

Анотація	2
Зміст	18
Перелік умовних позначень	22
Вступ.....	26
Розділ 1. Аналіз стану проблеми	32
1.1. Загальні положення.....	32
1.2. Енергоперетворювальні системи.....	32
1.3. Ситуація у світовій енергетиці	34
1.4. Джерела первинної енергії	34
1.5. Енергетика (корисний ефект теплової машини).....	35
1.6. Мала розподілена енергетика (корисний ефект теплової машини).....	36
1.7. Когенерація (корисний ефект теплової машини)	37
1.8. Термотрансформатори (корисний ефект холодильної (криогенної) машини і теплового насосу).....	42
1.9. Тепловикористальні термотрансформатори	44
1.10. Тригенерація (три одночасні корисні ефекти – електрика, холод і тепло).....	43
1.11. Постановка проблеми	51
Розділ 2. Функціональні характеристики водоаміачних термотрансформаторів.....	53
2.1. Загальні положення.....	53
2.2. Абсорбційний термотрансформатор, головні характеристики	54
2.3. Абсорбційний термотрансформатор, головні параметри	55
2.3.1. Температурні режими в апаратах.....	55

2.3.2. Температурні напори у теплообмінниках абсорбційної системи	57
2.3.3. Концентрація розчину та зона дегазації	62
2.4. Термодинамічні принципи розширення зони дегазації у циклах АТТ	65
2.4.1. Термодинамічні цикли-зразки	65
2.4.2. Розширення зони дегазації підвищенням температури джерела, що гріє	68
2.4.3. Моделювання теоретичного циклу водоаміачного АТТ	71
2.4.4. Числове моделювання енергетичного аналіз циклів із розширеною зоною дегазації	72
2.4.5. Розширення зони дегазації з використанням пристроїв для підвищення тисків (бустерів)	75
2.5. Висновки до розділу	81
Розділ 3. Функціональні характеристики ежекторів як елементів гібридних термотрансформаторів.....	82
3.1. Загальні положення	82
3.2. Процеси в ежекторах, що працюють у режимах бустерів	83
3.3. Моделювання процесів в ежекторі.....	86
3.4. Число моделювання процесів в ежекторі	89
3.5. Число моделювання процесів в ежекторі	92
3.6. Висновки до розділу	94
Розділ 4. Гібридні водоаміачні термотрансформатори	95
4.1. Загальні положення	95
4.2. Одноступеневий низькотемпературний абсорбційно-ежекторний термотрансформатор.....	96
4.3. Абсорбційно-ежекторний термотрансформатор АЕТТ з двома генераторами та ежектором на лінії низького тиску	99

4.4. Абсорбційно-ежекторний термотрансформатор АЕТТ з додатковим абсорбером високого тиску та ежектором на лінії низького тиску	103
4.5. Абсорбційно-ежекторний термотрансформатор АЕТТ з ежектором на лінії високого тиску	105
4.6. Використання енергії рідини холодоагенту у якості активного потоку, що розширюється	107
4.6.1. Компресорно-ежекторний КЕТТ трансформатор з двома рівнями виробництва холоду	107
4.6.2. Двоконтурний абсорбційно-ежекторний термотрансформатор ..	109
4.7. Висновки до розділу	111
Розділ 5. Аналіз стану проблеми	112
5.1. Сонячні енергетичні установки для гібридних водоаміачних термотрансформаторів.....	112
5.2. Загальна характеристика сонячного колектора	112
5.3. Фотоелектрична система	116
5.4. Теплоізоляційна конструкція камер.....	120
5.5. Теплоприпливи в охолоджувані приміщення	121
5.6. Аналіз теплового навантаження на камеру	122
5.7. Характеристики холодильної машини.....	124
5.8. Розрахунок фотоелектричного перетворювача (ФПП)	129
5.9. Розрахунок фотоелектричного перетворювача (ФПП)	132
Розділ 6. Термодинамічний та конструктивний аналіз в проєктуванні гібридних водоаміачних термотрансформаторів.....	134
6.1. Загальні положення.....	134
6.2. Термодинамічні характеристики схемно-циклового рішення машини	135

6.3. Ексергетичний аналіз.....	144
6.4. Практична реалізація схемно-циклового рішення гібридної машини.....	155
6.5. Висновки до розділу	165
Висновки	166
Література	167

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

E	– ексергія, (Вт)
F	– площа, (м^2)
\dot{M}	– масова витрата, (кг/с)
N	– потужність, (Вт)
Nu	– число Нуссельта
Pr	– число Прандтля
Q	– теплове навантаження, (Вт)
Re	– число Рейнольдса
S	– ентропія (кДж/(кг·К))
T	– температура, (К)
V	– об'єм, (м^3)
d	– діаметр, (м)
e	– питома ексергія, (кДж/кг)
f	– кратність циркуляції в абсорбційній машині, (кг/кг)
h	– ентальпія (кДж/кг)
j	– j -ий потік
k	– коефіцієнт теплопередавання, (Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$))
\dot{m}	– масова витрата, (кг/с)
p	– тиск, (Па)
q	– густина теплового потоку, (Вт/ м^2) – питома теплове навантаження, (кДж/кг)
s	– питома ентропія (кДж/(кг·К))
t	– температура, ($^{\circ}\text{C}$)
w	– робота, (кДж/кг)
α	– коефіцієнт тепловіддавання (Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$))
ε	– ексергетичний ККД
λ	– коефіцієнт теплопровідності (Вт/($\text{м} \cdot \text{К}$))
γ	– коефіцієнт деструкції ексергії
η	– коефіцієнт корисної дії – ексергетична ефективність
x	– концентрація
θ	– температурний напір у теплообміннику (розділ 3)
φ	– відносна вологість (розділ 5)
h	– час
m	– масова витрата (розділ 6)
g	– витрата активного потоку в ежекторі (розділ 6)
Δ	– приріст функції

А	– абсорбер
В	– випарник
ВР	– віддільник рідини
Г	– генератор
ГН	– газовий нагрівач
ГО	– газовий охолоджувач
С	– сепаратор
ДР	– дросель
ЕУ	– енергетична установка
ЕЕ	– електроенергія
К	– конденсатор
КМ	– компресор
КВС	– компресор верхнього ступеня
КНС	– компресор нижнього ступеня
Н	– насос
ПЕ	– первинна енергія
РТО	– регенеративний теплообмінник
Т	– турбіна
ТО	– теплообмінник
ТР	– теплообмінник розчинів
СОР	– коефіцієнт перетворення
СЕ	– сонячна енергія
МРЕ	– мала розподілена енергія
ПР	– прямий цикл
ЗВ	– зворотний цикл
ТТ	– термотрансформатор
АТТ	– абсорбційний ТТ
КТТ	– компресорний ТТ
АКТТ	– абсорбційно-компресорний ТТ
АЕТТ	– абсорбційно-ежекторний ТТ
ККД	– коефіцієнт корисної дії
СК	– сонячний колектор
ФЕП	– фотоелектричний перетворювач

нижній індекс

$(\bullet)_o$	– кипіння; робоча речовина в однофазному стані
$(\bullet)_a$	– слабкий розчин у термохімічному компресорі
$(\bullet)_{a'}$	– слабкий розчин в резорбційному ступені
$(\bullet)_{abs}$	– абсорбент

- (●)_D – деструкція
- (●)_d – концентрація холодоагенту
- (●)_E – ексергетичний
- (●)_F – «паливо» в ексергетичному аналізі
- (●)_k – *k*-ий компонент
- (●)_L – втрати ексергії
- (●)_{min} – мінімальний
- (●)_P – «продукт» в ексергетичному аналізі
- (●)_r – міцний розчин в термохімічному компресорі
- (●)_{ref} – холодоагент
- (●)_{tot} – загальна
- (●)_a – робоча речовина
- (●)_A – абсорбер
- (●)_B – втрати
- (●)_{вв} – водопровідна вода
- (●)_{вих} – теплоносій, що виходить
- (●)_{вр} – віддільник рідини
- (●)_{вх} – теплоносій, що входить
- (●)_Г – генератор
- (●)_{гвр} – гаряча вода
- (●)_{гн} – газовий нагрівач
- (●)_{го} – газовий охолоджувач
- (●)_{гар} – гарячий
- (●)_{гр} – гріюче джерело
- (●)_д – дійсна; деструкція
- (●)_{екв} – еквівалентний
- (●)_e – ефективний
- (●)_{зв} – зворотний цикл
- (●)_к – тиск конденсації
- (●)_{кам} – камера
- (●)_{КД} – конденсатор
- (●)_{КМ} – компресор
- (●)_{кр} – критичний
- (●)_Н – насос
- (●)_{ос} – обов'язкове скидання
- (●)_П – «паливо» в ексергетичному аналізі
- (●)_{пе} – первинна енергія
- (●)_{ПР} – «продукт» в ексергетичному аналізі
- (●)_{РТО} – регенеративний теплообмінник

- (●)_{сер} – навколишнє середовище
- (●)_{ст} – стінка
- (●)_Т – турбіна; теплообмінник
- (●)_{ут} – утилізований
- (●)_{хол} – холодний; тепло для холодильної машини

верхній індекс

- (●)' – рідина
- (●)" – пара
- (●)^{CH} – хімічна
- (●)^{PH} – фізична
- (●)^T – термічна

Умовні позначення у Розділі 3

- h – питома ентальпія, кДж кг⁻¹
- \dot{m} – масова витрата, кг с⁻¹
- p – тиск, бар або кПа
- T – температура, К
- U – коефіцієнт ежекції

грецькі символи

- β, σ – відношення площ перерізів в ежекторі
- Δ – різниця
- γ – показник адіабати
- δ – коефіцієнт підвищення тиску
- $\varepsilon, \lambda, \Pi$ – газодинамічні функції
- Θ – безрозмірна температура
- ρ – густина, кг м⁻³
- φ – швидкісний коефіцієнт

Індекси

- C – змішаний потік
- MAX – максимальне значення
- H – ежектуємий потік
- НАЧ – початкове значення
- ОРТ – оптимальне значення
- P – робочий потік
- X – критичний
- 1, 2, 3 – номер перерізу

ВСТУП

Актуальність теми. Зелена енергія – енергетичні ресурси, які отримують з відновлювальних джерел: сонячного випромінювання, вітру, припливів, дощу, геотермальних надходжень які поповнюються природним шляхом. Приблизно 18% споживання енергії в усьому світі задовольняється з відновлювальних енергетичних джерел.

Сонячна енергетика – вид нетрадиційної енергетики, який заснований на безпосередньому застосуванні сонячного випромінювання з метою отримання енергії у вигляді тепла або електроенергії. Сонячна енергетика є чистою з огляду на екологію, вона не має шкідливих скидів. Генерування енергії на основі сонячних електростанцій узгоджується з концепцією розподіленого виробництва енергії.

Розподілене виробництво електроенергії має на увазі будівництво додаткових джерел електроенергії в безпосередній близькості від споживачів. Потужність таких джерел пов'язана з очікуваною потужністю споживача з урахуванням наявних обмежень (технологічних, правових, екологічних і т.і.) та може варіюватися у широких межах (від двох-трьох до сотень кіловат).

Завдяки розташуванню когенераційних установок безпосередньо у споживачів, стає можливим використання не тільки вироблюваної електроенергії, а й теплової енергії на потреби опалення, гарячого водопостачання та холодостачання самого власника енергетичної установки і (або) сторонніх споживачів, які знаходяться поблизу. Це дозволяє домогтися високої ефективності використання сонячної радіації (майже 90% від потенційної енергії).

Виробництво штучного холоду або тепла є складовою технологічних процесів багатьох технічних систем. Проект технічної системи, яка включає холодильну машину та (або) тепловий насос в технологічний процес системи, повинен містити енергетичний та екологічний аналіз вказаних машин.

За останні роки, на додаток до всього, набуває значимості соціальний ефект, який пов'язано з впливом клімату на існування та життєдіяльність

людей. З цих позицій штучний холод розширює свій вплив. Одним з перспективних шляхів вирішення енергетичних, екологічних та соціальних проблем людства є створення установок сумісного виробництва трьох корисних ефектів – електроенергії, тепла та холоду.

Така тригенерація ефектів для холодильних машин та теплових насосів є перспективою для удосконалення на засадах використання тепла широкого температурного потенціалу відновлювальних джерел енергії в сукупності з створенням нових схемно-циклових рішень. Серед вказаних найбільшим попитом користуються систем тригенерації малої енергетики з різними типами автономних енергетичних установок.

Сьогодні «зелена» енергетика змушує по-новому подивитися на відомі технології, що може привести до виникнення нових, і вдосконалення існуючих напрямків у використанні енергоперетворювальних систем.

Робота спрямована на впровадження в Україні одного з найбільш перспективних напрямків в енергозбереженні – використання екологічно чистих систем малої енергетики, здатних:

- трансформувати теплові потоки вторинних енергоносіїв як приводну енергію;
- одержувати корисний ефект при скороченні витрати первинних джерел енергії на привод термотрансформаторів.

Термотрансформатори виробляють три корисних ефекти – електроенергію, теплоту і холод, причому теплоту – в широкому температурному діапазоні, що для традиційних систем великої енергетики є неможливим.

Сучасні вимоги, пов'язані з екологічною чистотою робочих речовин, у термотрансформаторах, вказують на перспективи застосування абсорбційних термотрансформаторів.

Абсорбційні термотрансформатори, володіючи багатьма позитивними якостями, знову стали об'єктом дослідження, завдяки розвитку зеленої енергетики та залученням до процесу проєктування нових методів

термодинамічного аналізу ефективності систем, причому останнім часом велику увагу фахівці приділяють спеціальним типам термотрансформаторів.

Водоаміачний розчин є екологічно чистою робочою речовиною, у силу чого є перспективним у використанні. Водоаміачний розчин надзвичайно цікавий з погляду термодинамічного аналізу, тому що вичерпно має усі властивості, що притаманні парам «агент-абсорбент» і сумішам з цілком розчинними компонентами. Ці факти дають можливість усі теорії, розроблені в додатку до водоаміачного розчину, переносити (зі спрощеннями) на більшість робочих речовин термотрансформаторів, що працюють по зворотних і змішаних термодинамічних циклах.

Водоаміачний розчин став базою для створення великого класу тепловикористальних термотрансформаторів, багато в чому відмінних по своїх циклах і схемам від термотрансформаторів, що працюють на чистих речовинах чи інших сумішах. Така відмінність зажадала створення власної теорії цих машин, методів їхнього аналізу, розрахунку, синтезу й оптимізації.

На підставі викладеного, стає актуальною розробка інженерних методів аналізу характеристик тепловикористальних водоаміачних термотрансформаторів для забезпечення умов технічного завдання під час проектування. Одним з таких методів є термодинамічний аналіз дійсних циклів і процесів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до Закону України «Про енергозбереження», затвердженого Постановою Верховної Ради України №74/94 01.07.1994 р.; «Основних положень енергетичної стратегії України на період до 2030 рр.», прийнятих Кабінетом Міністрів України 15.03.2006 р.; Закону Кабінету Міністрів України № 148 від 5.02.97 р., що затвердив «Комплексу Державну Програму Енергозбереження». Робота виконалась за напрямком наукової діяльності ОНТУ при розробки термотрансформаторів

для побутових и промислових потреб на базі різних джерел низькопотенційного тепла в проектах енергозбереження при виробництві штучного холоду.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є створення нових та удосконалення існуючих схемно-циклових рішень гібридних тепловикористальних водоаміачних термотрансформаторів, які мають живлення від відновлювальних джерел енергії.

Для досягнення поставленої мети вирішенню підлягали **такі задачі:**

- виконати докладний аналіз існуючих світових досліджень на підставах класифікації енергоперетворювальних систем;
- виконати аналіз функціональних характеристик абсорбційного термотрансформатора;
- провести аналіз функціональних характеристик ежекторів в режимі бустера;
- провести аналіз схемно-циклових рішень низькотемпературних гібридних абсорбційно-ежекторних термотрансформаторів з метою визначення раціональних областей застосування;
- розробити математичну модель і провести числове моделювання елементів автономної сонячної енергетичної установки для гібридних водоаміачних термотрансформаторів;
- провести числове моделювання гібридної машини з залученням термодинамічного та конструктивного аналізу в умовах проектування гібридних водоаміачних термотрансформаторів.

Об'єкт дослідження – гібридні абсорбційні- ежекторні термотрансформатори з живленням від сонячних установок.

Предмет дослідження – термодинамічні та теплопередавальні процеси в елементах системи.

Методи дослідження – методи термодинамічного аналізу дійсних циклів енергоперетворювальних систем, методи математичного моделювання термодинамічних процесів у низькотемпературних абсорбційно-ежекторних термотрансформаторах, методи обчислювальної математики, алгоритмізації

розрахунків з використанням програмних пакетів REFPROP, Optimization Toolbox MatLab, Engineering Equation Solver.

Наукова новизна одержаних результатів. Серед наукових результатів дисертації, можна відзначити такі:

1. Отримав подальший розвиток аналіз енергоперетворювальних систем за умови живлення від відновлювальних джерел енергії, зокрема з сонячного, з метою вирішення проблем для дослідження.
2. Вперше використано аналіз взаємодії функціональних характеристик абсорбційного термотрансформатора з метою синтезу низькотемпературних схемно-циклових рішень.
3. Вперше використано аналіз функціональних характеристик ежекторів у якості бустерного приладу в циклі АТТ.
4. Отримав подальший розвиток аналіз схемно-циклових рішень низькотемпературних гібридних термотрансформаторів за наявністю нових типів теплообмінного обладнання.
5. Отримав розвиток моделювання елементів сонячної енергетичної установки системи тригенерації з переривчатим сонячним потенціалом та змінною продуктивністю системи холодопостачання.
6. Вперше запропоновано спільне моделювання циклових та конструктивних характеристик гібридного термотрансформатора з метою заощадження енергетичних та матеріальних ресурсів в процесі розробки проєкту енергоперетворювальної системи.

Практична значимість одержаних результатів:

Застосування методів спільного аналізу термодинамічних та конструктивних характеристик абсорбційного термотрансформатора дає змогу на стадії проєктування отримати устаткування з високою енергетичною ефективністю та малими капітальними витратами.

Використання результатів дослідження в кваліфікаційних роботах магістрів і в курсах дисциплін «Теоретичні основи холодильної техніки», «Холодильні машини» і «Сучасні тепловикористальні холодильні машини» за

спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування».

Особистий внесок здобувача. Основні ідеї й положення дисертаційної роботи розроблено автором особисто. В основних роботах [1–4], що написані у співавторстві, автору належить постановка мети і задач роботи, аналіз проблем та формування завдань дослідження, розробка математичних моделей процесів та їх аналіз, варіантні розрахунки та опрацювання результатів досліджень. Особистим внеском автора в апробаційні роботи, що написані у співавторстві, є вивчення проблематики створення низькотемпературних абсорбційних термотрансформаторів.

Апробація результатів дослідження. Основні результати дисертації доповідались та обговорювались на: Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», 24 квітня 2022р., квітня 2023 м. Одеса; 11 Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», 21-22 вересня 2021р., вересня 2023 м. Одеса; 79 Наукова конференція викладачів університету академії, 16-19 квітня 2024р., м Одеса; 24 квітня 2023 м.Ровно.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 9 наукових робіт, з них: 4 основних: 3 статті у наукових фахових виданнях України, 1 статті у журналах, які входять до наукометричних баз даних (Scopus) і 5 апробаційних робіт у збірниках доповідей Міжнародних та Всеукраїнських наукових конференцій.

Структура і обсяг роботи. Робота складається зі вступу, шести розділів, загальних висновків та списку використаних джерел. Роботу викладено на 175 сторінок, містить 59 рисунків, 25 таблиць, список використаних джерел з 112 найменувань на 12 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ

1.1. Загальні положення

Необхідність розробки та оновлення будь-яких технічних систем і устаткування пов'язана з вимогами сучасного розвитку техніки.

Промислова політика у будь-якій галузі техніки включає науковий пошук нових технічних рішень, їх практичну реалізацію, подальше вдосконалення, а потім і зняття їх з виробництва.

Наслідком появи міжнародних документів, розпорядчих усій світовій спільноті здійснення природоохоронних заходів у контексті раціонального використання природних ресурсів, включаючи паливно-енергетичні, стало інтенсивне оновлення парку енергоперетворювальних установок [1,2,3,4,5].

У результаті, розвиток вказаних установок у поєднанні з екологічно чистими енергозберігаючими технологіями пішов по шляху впровадження нових схемно-циклових рішень, робочих речовин, конструкційних матеріалів, нових типів компресорів, теплообмінних поверхонь і теплообмінників, методів регулювання і контролю режимів роботи установок. У зв'язку з цим змін зазнали уявлення про раціональні конструкції, параметри і характеристики обладнання, а разом з ними методи і прийоми проектування.

Сучасне проектування передбачає вже на стадії розробки проекту необхідність позначити оптимальні конструкції обладнання відповідно до його режимів роботи.

1.2. Енергоперетворювальні системи

Енергоперетворювальні системи відповідно до останнього корисного ефекту поділяють на чотири групи: теплові машини, холодильні машини, кріогенні машини та теплові насоси (рис.1.1). Теплові машини перетворюють

первинну теплову енергію в електричну, механічну та теплову. Корисним ефектом холодильної машини є отримання холоду різного температурного потенціалу, кріогенних машин – отримання чистих природних газів, теплового насосу – отримання тепла різного температурного потенціалу.

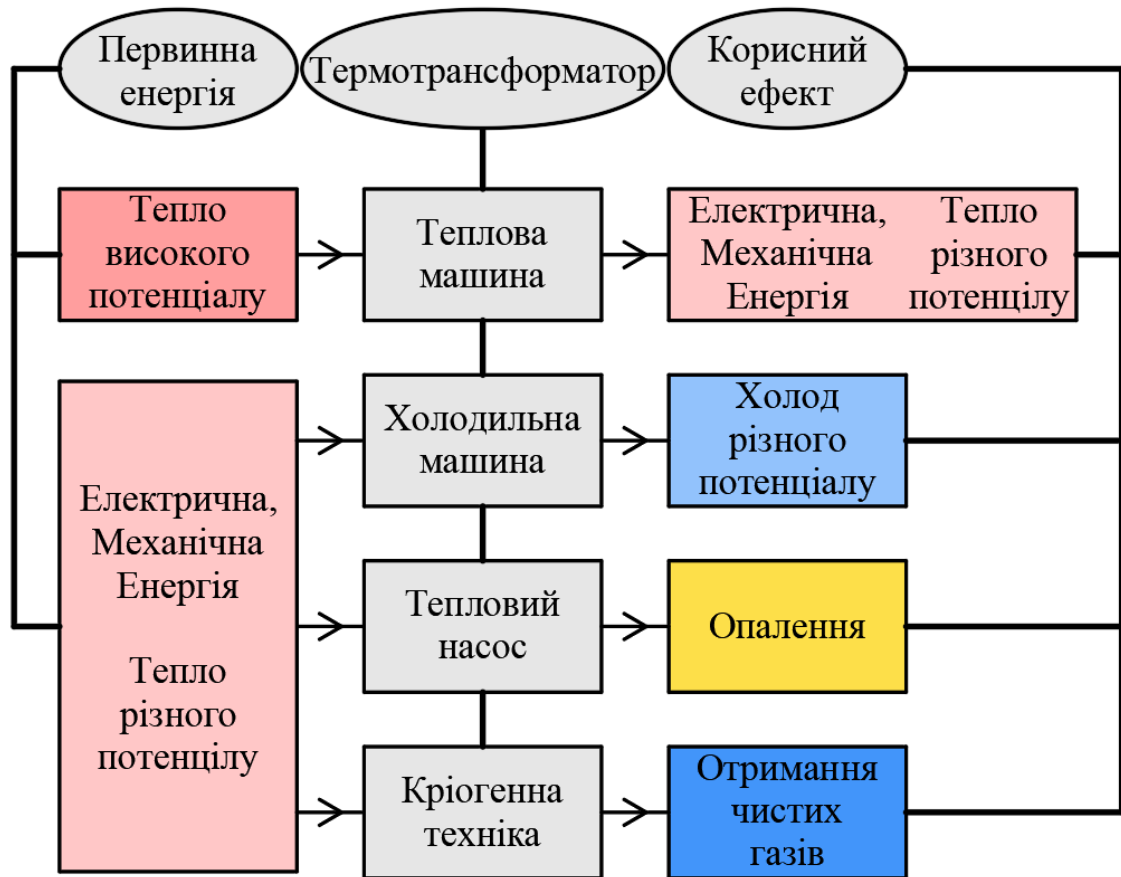


Рис.1.1. Принцип створення енергоперетворювальних систем

Установки, у яких здійснюється перетворення енергії, з позицій термодинаміки, поділені на два класи. Установки класу першого, енергетичні (теплові машини), працюють за прямим термодинамічним циклом, перетворюючи первинну теплову високого температурного потенціалу в електричну, механічну або теплову (нижчого температурного потенціалу) енергію як корисний ефект. Установки класу другого, холодильні, кріогенні машини або теплові насоси працюють за зворотним термодинамічним циклом з отриманням холоду, чистого газу та (або) тепла як корисний ефект. Розглянемо стан проблеми енергоперетворення з позицій сучасних потреб

людства.

1.3. Ситуація у світовій енергетиці

Енергетика – галузь господарсько-економічної діяльності людини, сукупність великих природних та штучних підсистем, що служать для перетворення, розподілу та використання енергетичних ресурсів усіх видів. Її метою є забезпечення виробництва енергії шляхом перетворення первинної, природної, енергії у вторинну, корисну для людства. Виробництво енергії найчастіше відбувається у кілька стадій [6]:

- отримання та концентрація енергетичних ресурсів;
- передавання ресурсів до енергетичних установок;
- перетворення первинної енергії на вторинну;
- передавання вторинної енергії споживачам.

Будь-яке сучасне суспільство для розвитку потребує енергетичної системи, що забезпечує постійне постачання. Ця система повинна бути заснована на багатих ресурсах належної якості, легко транспортуватися та купуватися за вигідною ціною.

При виборі енергетичних систем існували два основних критерії: технічна доступність і економічна життєздатність. Однак протягом останніх кількох десятиліть вплив енергосистеми на довкілля став ще одним важливим аспектом. Цей новий фактор є ключовим моментом в оцінці та порівнянні різних видів джерел енергії та технологій для енергосистеми будь-якої країни [7]. Отже, перетворення світової енергетичної системи на безпечну та екологічно чисту – головне завдання людства [8].

1.4. Джерела первинної енергії

Існує кілька методів класифікації енергетичних ресурсів. Деякі методи поділяють джерела енергії за «характером» і по відновлюваності.

За «характером» джерелам надають назви: «енергія доходу» та «енергія

капіталу» [6]. Енергія доходу – це те, що досягає Землі з космосу (сонячна та місячна енергія), а капітальна енергія – це те, що вже існує на / або всередині землі (викопне паливо, геотермальна та ядерна енергія).

Корисними джерелами енергії доходу вважаються пряма сонячна енергія місячна, що виробляє приливні потоки. Використання енергії доходів доцільно, оскільки є постійними чи відновлювальними джерелами енергії.

Пряма сонячна енергія генерує непрямі відновлювальні джерела: енергію вітру, океанських течій у морях та живий матеріал, що утворюється внаслідок процесу фотосинтезу.

Джерела енергії класифікують за принципом: відновлювальні джерела енергії та невідновлювальні джерела енергії. Капітальна енергія належить до класу невідновлювальної. Незважаючи на більш низьку ціну на капітальну енергію за останні роки, глобальні інвестиції пішли у відновлювальні джерела енергії доходу.

1.5. Енергетика (корисний ефект теплової машини)

Характерною рисою традиційної електроенергетики є її давня і добра освоєність. Основну частку електроенергії у всьому світі отримують саме на традиційних електростанціях, їхня одинична електрична потужність дуже часто перевищує 1000 МВт. Традиційну електроенергетику поділяють на кілька напрямків. Приблизно, 60-70% територій багатьох країн світу не охоплені централізованим електропостачанням та використовують нетрадиційні джерела [9,10]. Більшість напрямів нетрадиційної електроенергетики засновані на цілком традиційних принципах, але первинною енергією в них служать або джерела локального значення, наприклад, вітряні, геотермальні, або джерела, що знаходяться в стадії освоєння [11,12,13,14]. Характерними рисами нетрадиційної енергетики є екологічна чистота, і надзвичайно великі капітальні витрати [15,16,17,18].

Сонячна енергетика – одна з найстаріших концепцій альтернативної

енергетики, що діє як акумулятивне обладнання фотоелектричних та термодинамічних систем [19,20]. Для реалізації фотоелектричного методу генерації використовують перетворювачі енергії світлових фотонів (квантів) на електрику [21]. Термодинамічні установки більш функціональні і за рахунок сонячних потоків можуть виробляти як тепло з електрикою, так і механічну енергію для створення приводного зусилля [22,23,24,25].

Схеми досить прості, але є чимало проблем під час експлуатації такого обладнання. Пов'язано це з тим, що сонячна енергетика в принципі характеризується цілою низкою особливостей: нестабільністю через добові та сезонні коливання сонячної активності, залежність від погоди, низька густина потоків світла. Тому на етапі проектування сонячних батарей та акумуляторів багато уваги приділяється дослідженню метеорологічних факторів [26].

1.6. Мала розподілена енергетика (корисний ефект теплової машини)

Можна виділити важливе через свою масовість поняття – мала енергетика. Цей термін не є в даний час загальноприйнятим, поряд з ним вживаються терміни: локальна енергетика, розподілена енергетика, автономна енергетика. Найчастіше так називають електростанції потужністю до 30 МВт з агрегатами одиничною потужністю до 10 МВт. До них можна віднести як екологічні види енергетики, перераховані вище, так і малі електростанції на органічному паливі, такі як дизельні електростанції (серед малих електростанцій їх переважна більшість) [17,18].

Нині мала розподілена енергетика є єдиним дієвим інструментом зниження вартості електроенергії підприємств малого та середнього бізнесу. Робота обладнання малої розподіленої енергетики на різних видах палива (у тому числі на зрідженому газі) дозволяє встановлювати такі об'єкти на територіях з великою географією.

Мала розподілена енергетика вже кілька десятиліть є провідним трендом розвитку світової енергетики і, за оцінками експертів, ця тенденція

збережеться найближчим десятиліттям.

Мала енергетика для споживача та будівельника об'єктів розподіленої генерації – інструмент для зниження тарифу на енергоресурси. Крім того, розміщення об'єкту генерації біля споживача економить на транспорті енергії, електричної та теплової, знижуючи вартість кінцевого продукту і підвищуючи надійність електропостачання.

Як результат аналізу прямих термодинамічних циклів (теплових машин) наведемо класифікацію енергетичних циклів, як функцію температури джерела високого температурного потенціалу (рис.1.2), відповідно до [27].

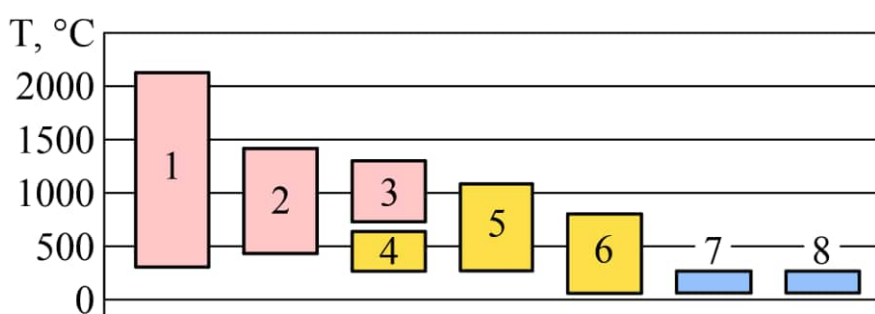


Рис.1.2 Температурні межі застосування енергетичних циклів [27]:

1 – цикл Отто (Дизеля); 2 - цикл Джоуля (газотурбінний); 3 – цикли для високотемпературного палива; 4 – цикл Джоуля (повітряний); 5 – цикл Стірлінга; 6 – цикл Ренкіна пароводяний; 7 – цикл Ренкіна органічний; 8 – цикли для низькотемпературного палива.

З рис.1.2. видно, що під терміном «низькотемпературні цикли» 7 та 8 можливий будь-який з прямих термодинамічних циклів. Отже, розглянуті термодинамічні схеми (рис.1.2) можуть бути практично використаними в малій енергетиці, тому представлений аналіз є абсолютно коректним.

1.7. Когенерація (корисний ефект теплової машини)

Життя сучасної людини пов'язано з широким використанням теплової енергії. Високий соціальний статус для людини – почуття комфорту вдома, на

роботі, у будь-якому громадському місці, що пов'язане з опаленням, кондиціонуванням та гарячою водою для побутових потреб. Це безпосередньо забезпечує здоров'я людини. У розвинених державах комфортні температурні умови у різноманітних приміщеннях регламентують санітарними правилами і стандартами [28,29]

Теплова мала генерація на базі газопоршневих енергетичних установок є високоефективним способом вироблення електроенергії, що дозволяє отримувати попутні види енергії (тепло та холод) [28,29].

Відомо, що сьогодні витрати палива на теплопостачання майже вдвічі перевищують витрати на електропостачання. Спалювання палива в казанах, будинкових печах і АГВ не сприяє поліпшенню умов життя. Такі засоби теплопостачання порушують раціональний тепловий баланс Землі. Ту ж кількість теплоти зі значно меншою витратою палива, можна одержувати, застосовуючи багатоцільові установки, що виробляють спільно електроенергію, теплоту. Децентралізація енергетичного господарства дасть можливість створити такого роду установки для побутових, суспільних і виробничих споживачів [30,31,32,33,34,35].

Принципові термодинамічні схеми комплексного виробництва теплоти і електроенергії (когенерації) надані на рис.1.3. Витрати теплоти високого потенціалу в кожній схемі теоретично визначають відповідно до даних таблиці 1.1.

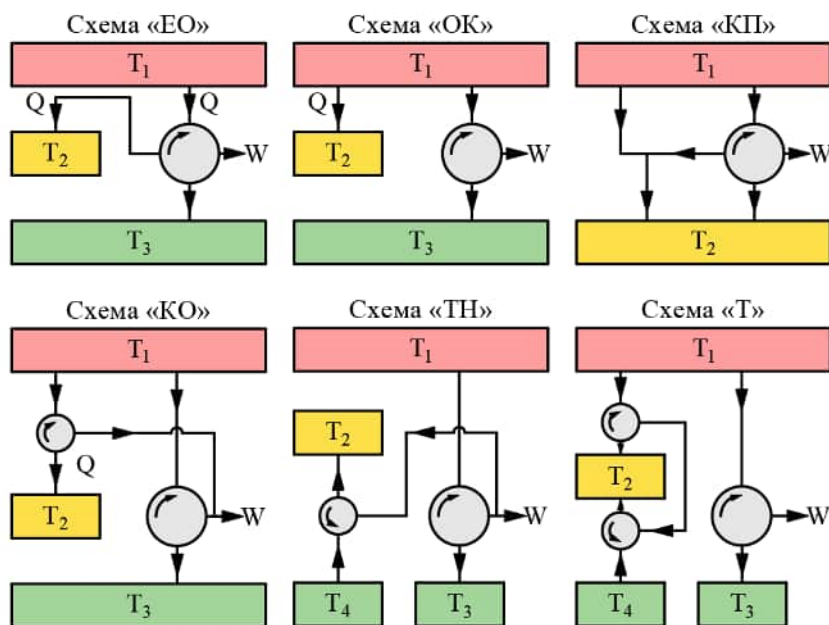


Рис.1.3. Принципові термодинамічні схеми когенерації [27]

До розгляду пропонуються такі схеми:

- «ЕО» – виробництво електроенергії і прямого електропідігріву;
- «ОК» – виробництво електроенергії і теплоти «гострої пари»;
- «КП» – спільне виробництво електроенергії і теплоти з додатком «гострої пари»;
- «КО» – паралельне виробництво електроенергії і теплоти;
- «ТН» – виробництво електроенергії і тепlopостачання за допомогою компресорного теплового насоса;
- «Т» – виробництво електроенергії і тепло-холодопостачання від тепловикористального теплового насоса.

Оскільки усі попередні системи мали два позитивних ефекти: теплоту й електроенергію, надалі холод, «вироблений тепловим насосом» вважаємо неминучим скиданням.

На схемах позначено: T_1 – джерело високого температурного потенціалу (первинна енергія); T_2 – джерело середнього температурного потенціалу (корисні ефекти), T_3 , T_4 – джерела низького температурного потенціалу (обов'язкові скиди).

Таблиця 1.1. Витрати теплоти високого потенціалу в схемах когенерації

Схема (рис.1.3)	Витрати теплоти високого потенціалу	Примітка
Схема «ЕО»	$Q_1 = \frac{Q}{\eta_t^k} + \frac{W}{\eta_t^k}$	-
Схема «ОК»	$Q_1 = Q + \frac{W}{\eta_t^k}$	-
Схема «КП»	$Q_1 = Q + W$	$Q \geq W \frac{1 - \eta_t^m}{\eta_t^m}$
Схема «КО»	$Q_1 = Q \frac{\eta_t^m - \eta_t^m}{\eta_t^k (1 - \eta_t^m)} + W \frac{1}{\eta_t^k}$	$Q \leq W \frac{1 - \eta_t^m}{\eta_t^m}$
Схема «ТН»	$Q_1 = Q \frac{1}{\eta_t^k COP_{TH}} + W \frac{1}{\eta_t^k}$	-
Схема «Т»	$Q_1 = Q \frac{1}{1 + \eta_t^k (COP_{TH} - 1)} + W \frac{1}{\eta_t^k}$	$Q \geq W \frac{1 - \eta_t^m}{\eta_t^m}$

Тут η_t^k – термічний ККД «конденсаційного» циклу;

η_t^m – термічний ККД «теплофікаційного» циклу;

COP_{TH} – коефіцієнт перетворення теплового насосу.

З теорії відомо, що $1 < COP_{TH} < \infty$. Однак для реальних умов експлуатації діапазон зміни COP_{TH} є значно звуженим.

Необхідно відзначити, що робоча речовина в аналізі не визначається для енергетичних систем. На сучасному етапі розвитку енергетики будь-яка робоча речовина може бути використаною як у прямих, так і зворотних циклах [17,18,19]. На підставі цього ствердження у аналізі використано цикл Карно.

Термодинамічне порівняння схем (рис.1.3) здійснюється за витратою високопотенційної теплоти Q_1 , яку розглянуто як первинну енергію, необхідну для виробництва визначеної кількості електроенергії W і теплоти середнього потенціалу Q_2 .

Метод порівняння за витраченою енергією впливає з принципу еквівалентних установок. Такий метод є зручним, тому що дозволяє досить просто визначити необхідну величину – економію чи перевитрату палива – у порівнюваних варіантах при термодинамічному аналізі.

У схемах з роздільним виробленням теплоти та електроенергії витрати теплоти високого потенціалу Q_1 є сумою

$$Q_1 = Q_{1Q} + W = \frac{Q}{\eta_Q} + \frac{W}{\eta_W} \quad (1.1)$$

де, Q_{1Q} – витрати теплоти високого потенціалу на вироблення теплоти Q і електроенергії W ; η_Q і η_W – ККД відповідного вироблення теплоти й електроенергії.

Будемо вважати, що температури джерел теплоти високого потенціалу T_1 і холодних джерел T_3 однакові у всіх порівняльних схемах, температура джерела теплоти низького потенціалу теплових насосів T_4 відмінна від T_3 , що додає аналізу узагальнений характер. Таблиця 1.2 демонструє залежності відповідно до рис.1.3.

При порівнянні схем варто пам'ятати, що комплексне виробництво електроенергії і теплоти за схемами «КП», «КО» і «Т» можливо лише при визначених співвідношеннях між виробленою електроенергією і теплотою

У розглянутих випадках для схем «КП» і «Т» відношення $z = Q/W$ обмежується $\infty > z \geq T_2 / (T_1 - T_2)$, а для схеми «КО» - $T_2 / (T_1 - T_2) \geq z > 0$. Тому при значенні $z > T_2 / (T_1 - T_2)$ з розгляду відразу варто виключити схему «КО», а при $z < T_2 / (T_1 - T_2)$ - схеми «КП» і «Т». В окремому випадку $z = T_2 / (T_1 - T_2)$, схеми «КП», «КО» і «Т» тотожні, й у розгляді може бути прийнята кожна.

Таблиця 1.2. Витрати теплоти високого потенціалу у різних схемах когенерації у термінах еквівалентного циклу Карно

Схема	Q^t_1	Q^t_{1Q}	Q^t_{1W}	Примітка
ЕО	$Q \frac{T_1}{T_1 - T_3} + W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	$Q \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	$W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	-
ОК	$Q + W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	Q	$W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	-
КП	$Q + W$	-	-	$\frac{Q}{W} \geq \frac{T_2}{T_1 - T_2}$
КО	$Q \frac{T_1(T_2 - T_3)}{T_2(T_1 - T_3)} + W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	-	-	$\frac{Q}{W} \leq \frac{T_2}{T_1 - T_2}$
ТН	$Q \frac{T_1(T_2 - T_4)}{T_2(T_1 - T_3)} + W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	$Q \frac{T_1(T_2 - T_4)}{T_2(T_1 - T_3)}$	$W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	-
Т	$Q \frac{T_1(T_2 - T_3)}{T_2(T_1 - T_3)} + W \frac{T_1}{T_1 - T_3}$	-	-	$\frac{Q}{W} \geq \frac{T_2}{T_1 - T_2}$

У схемах «ЕО», «ОК» і «ТН» комплексне виробництво електроенергії і теплоти можливо при будь-якому співвідношенні між електричним і тепловим навантаженнями, тобто при значеннях $0 < z < \infty$.

При проведенні аналізу немає необхідності здійснювати порівняння усіх можливих схем. Досить вибрати найбільш розповсюджений випадок (щодо конкретних умов експлуатації) і проводити порівняння тільки з ним.

1.8. Термотрансформатори (корисний ефект холодильної (криогенної) машини і теплового насосу)

Пристрій, що дозволяє передавати теплоту від об'єкту з однією температурою до об'єкту з іншою температурою, називають термотрансформатором. Термотрансформатор, призначений для отримання теплоти при більш низькій температурі, ніж вихідна, називається

знижувальним, а призначений для отримання теплоти при більш високій температурі – підвищувальний. Термотрансформатор, призначений для одночасного отримання теплоти на двох температурних рівнях, називають термотрансформатором змішаного типу.

Температурну класифікацію термотрансформаторів за призначенням надано на рис.1.4.

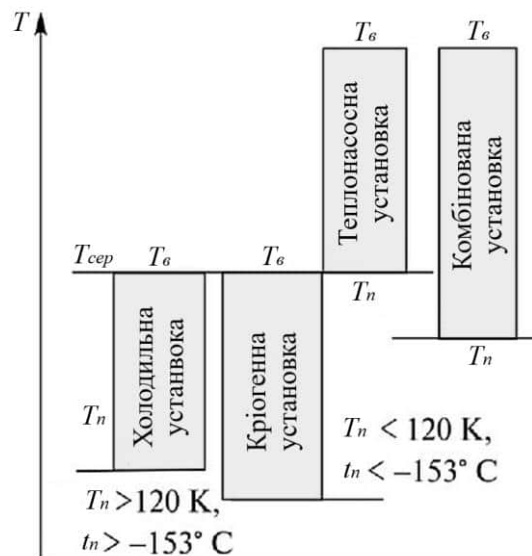


Рис.1.4. Температурна класифікація термотрансформаторів за призначенням

Термотрансформатори поділяють залежно від температурних рівнів джерел підведення T_n і відведення тепла T_e по відношенню до температури навколишнього середовища $T_{сер}$, прийнятої в більшості випадків 20°C . У тому випадку, коли температура джерела відведення тепла нижче за температуру навколишнього середовища ($T_e < T_{сер}$), а підведення тепла дорівнює цій температурі ($T_n = T_{сер}$), термотрансформатор виробляє холод. Залежно від рівня T_n виробництво холоду здійснюють машини: при $T_n > 120\text{K}$ холодильні, при $T_n < 120\text{K}$ – кріогенні. При $T_n = T_{сер}$ і $T_e > T_{сер}$ відповідний термотрансформатор називають тепловим насосом. При $T_n < T_{сер}$ і $T_e > T_{сер}$ термотрансформатор – теплофікаційна машина.

Відповідно до Другого закону термодинаміки мимоволі процеси у термотрансформаторі відбуватися не можуть. Тепло передається тільки від гарячого тіла до холодного. Розраховуватися за таке порушення природного напрямку теплообміну доводиться витратою енергії, що підводиться ззовні, у

вигляді роботи (машини з механічним компресором), теплоти (машини з термохімічним компресором) або кінетичною енергією потоку (машини з струменевим компресором), в деяких інших видах холодильних пристроїв (холодильні теплові труби). Отже, цикл будь-якого термотрансформатора є поєднанням прямого та зворотного циклів (рис.1.5).

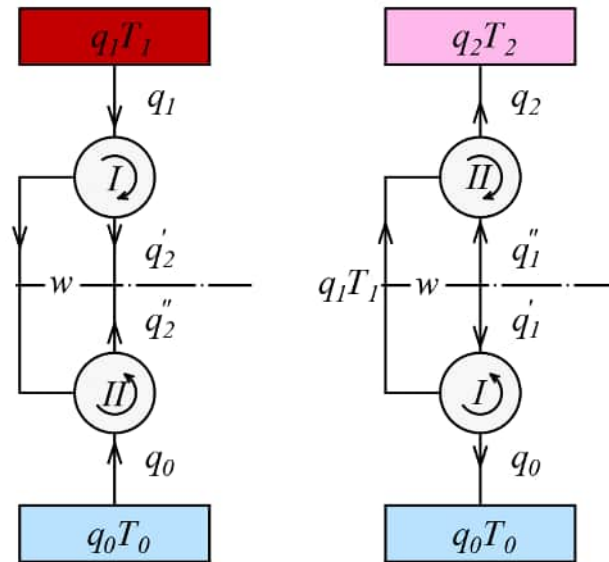


Рис.1.5. Енергетичні схеми термотрансформаторів
а – знижувального і б – підвищувального

Зрозуміло, у термотрансформаторах ефективність досягає свого максимального значення, коли обом циклами є оборотні цикли Карно. Енергетична ефективність оцінюється коефіцієнтом перетворення.

1.9. Тепловикористальні термотрансформатори

Тепловикористальні термотрансформатори поділено на декілька груп:

- парокompресорні, в яких тепло використовується для отримання механічної енергії в прямому циклі для живлення компресора у зворотному циклі;
- ежекторні машини, в яких потенційна енергія робочої речовини при перенесенні тепла з високого на низький температурний рівень в прямому циклі витрачається на зміну кінетичної енергії робочої речовини в зворотному циклі;

- сорбційні з термохімічним компресором, в яких корисне «виробництво ентропії» при перенесенні тепла з високого на низький температурний рівень в прямому циклі компенсує затрати на «виробництво ентропії» при перенесенні тепла з низького температурного рівня на високий в зворотному циклі. У останній зазначеній машині використовується суміш робочих речовин, що забезпечує термохімічне стиснення. Предметною областю дослідницької роботи є знижувальні тепловикористальних сорбційні термотрансформатори.

Сорбційна техніка поділяється на окремі напрями та типи, які визначають політику в області дослідження сорбційних машин.

Єдиної класифікації сорбційних систем немає, причиною тому є паралельно-послідовний широкий та глибокий характер розвитку [36,37,38,39]. Зупинимося на тих напрямках в області сорбційної техніки, які демонструють сучасні перспективні дослідження цих типів машин.

В основу абсорбційних машин покладено використання робочої суміші з рідкого абсорбента та холодильного агенту. Основною класифікаційною ознакою є склад робочої суміші. Широко відомими та основними залишаються розчини броміду літію у воді та водоаміачний розчин [40].

Машини з бромідом літію є головними для кондиціонування повітря. Теорія цих машин досягла майже своєї межі, а температурна межа граничного використання – 0°C .

Однак примітивність властивостей суміші (відсутність теплоти змішування) зробило її ідеальним науково-дослідним матеріалом для створення математичних моделей розрахунків та перевірок на адекватність, створення методики термодинамічного та термoeкономічного аналізу та ін.

Більшу перспективу має водоаміачний розчин [41]. Все нове і сучасне в області водоаміачних енергоперетворювальних систем є старі ідеї, запропоновані майже 100 років тому [42], реалізацію отримують лише тепер, завдяки рівню техніки, технології, науки і попиту.

До них відносяться багатоступеневі абсорбційні машини, такі, що

працюють за перевищенням температур, з зворотнім рухом розчину в генераторі, каскадні, зі зверненою ректифікацією [43,44,45]. Нові типи компактних пластинчастих малоємних тепло- і масообмінних апаратів підвищили ефективність водоаміачних абсорбційних машин .

Для можливості роботи абсорбційних тепловикористальних машин з сучасним рівнем температур (-50...-10°C) використовують гібридні схеми, а саме, абсорбційно-компресорні [46], та їх окремих випадок – абсорбційно-ежекторні [47].

Як показує досвід, низькотемпературні абсорбційні машини не знайшли широкого використання, тому розвиток гібридних машин йде у напрямку теплових насосів та теплофікаційних машин [48,49]. Розробка схемних рішень базується на термодинамічному аналізі циклів [50].

Розглянуті абсорбційні машини орієнтовані на використання джерел з відносно низькими температурними параметрами (90...250°C), що цілком пов'язане з властивостями робочих сумішей: твердим осадом броміду літію, розпадом аміаку з хімічною корозією конструкційних матеріалів, тощо. Коефіцієнт перетворення для абсорбційних машин $COP = 0,35...0,8$ [27].

Ежекторні тепловикористальні машини є окремих випадком компресорних, в яких механічний компресор у зворотному циклі та турбіна у прямому об'єднанні в одному струменевому елементі – ежекторі. Суттєва перевага подібних машин у відсутності елементів, що рухаються, тому машина надійна та довговічна в експлуатації. Машини мають широкий діапазон продуктивності з використанням різних робочих речовин – природних та синтетичних, чистих та сумішей, високо та низькокиплячих [51, 52]. Поза залежністю від вказаних переваг, машини мають низьку термодинамічну ефективність ($COP = 0,2...0,3$), пов'язану з великими необоротними втратами енергії в процесах у ежекторі. Використання ежекторних машин виправдовується іншою специфічною метою та завданням, наприклад, 100% екологічною чистотою або автономністю системи, де термодинамічна ефективність не є визначальною.

Реальним втіленням компресорної тепловикористальної машини є механічне поєднання теплового двигуна з компресором з використанням єдиної робочої речовини [53, 54].

1.10. Тригенерація (три одночасні корисні ефекти – електрика, холод і тепло)

Тригенерація (комбіноване отримання електроенергії, тепла та холоду) з технологічної точки зору є об'єднанням системи когенерації і холодильної машини [55,56,57].

Розвиток малих систем тригенерації - одночасне виробництво електроенергії, тепла та холоду з відновлювальними джерелами енергії. Розвиток пов'язано з зростанням цін на традиційне централізоване енергопостачання та з дефіцитом електричних комунікацій у великій кількості населених пунктів багатьох регіонів світу, віддалених від центральних постачальників електроенергії. Рішення про доцільність застосування систем тригенерації може бути прийнятим на основі вивчення численних різноманітних чинників, в тому числі соціальних. Тільки так можна зібрати необхідну інформацію, за допомогою якої досягається максимальна ефективність проекту, що реалізується. Реалізована у таких умовах тригенерація у малій енергетиці здатна підвищити ефективність використання первинної енергії і відношення сумарної потужності установки до маси обладнання, що використовується. В роботах [58,59,60] наведено інформацію щодо наявності систем тригенерації в різних галузях промисловостей, які є типовими споживачами одночасно трьох корисних ефектів.

З огляду на класифікаційні ознаки систем когенерації (рис.1.3), з залученням виробництва холоду сформуємо схеми тригенерації (рис.1.6).

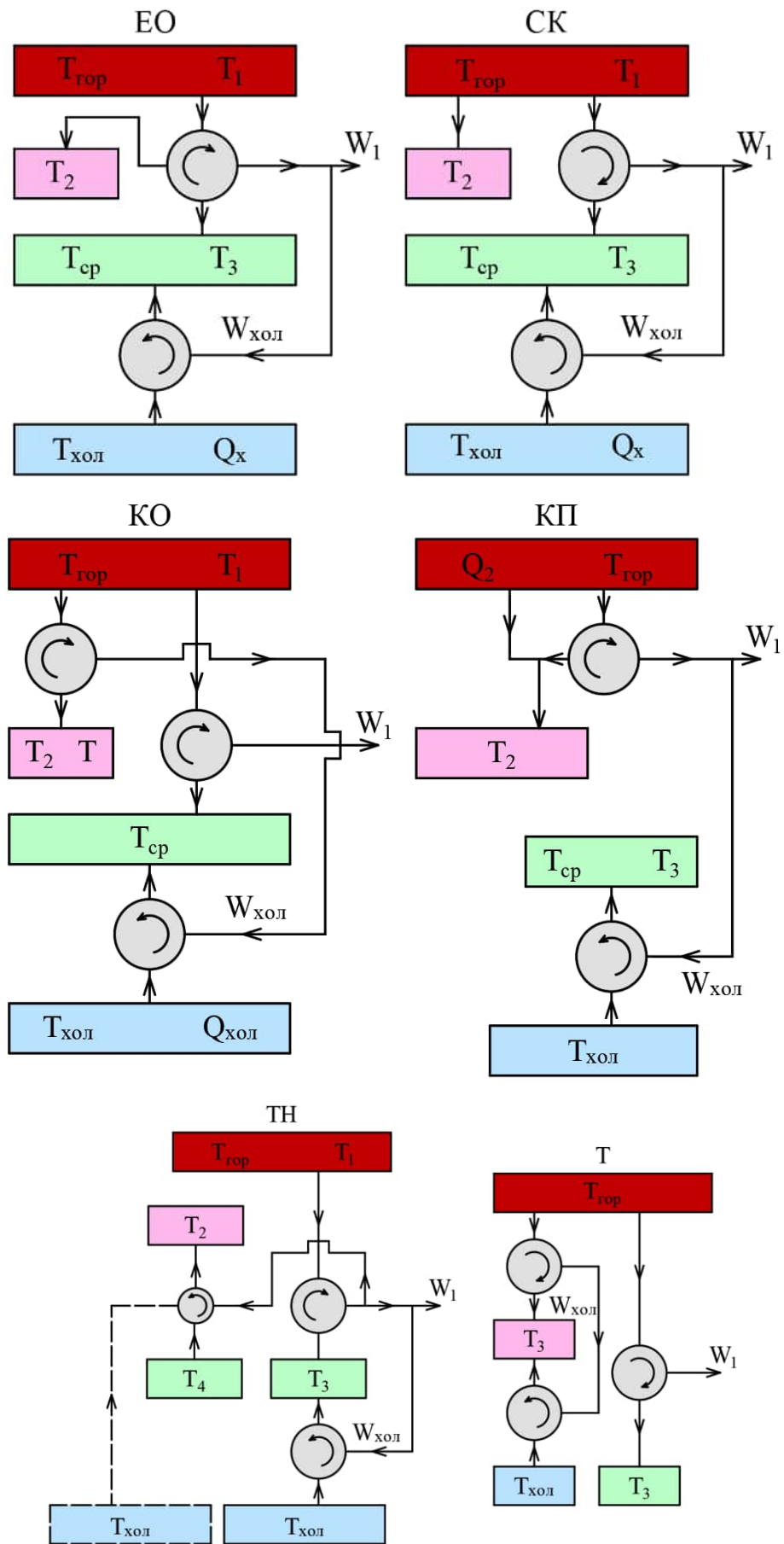


Рис.1.6. Принципові термодинамічні схеми тригенерації

У схемах ЕО, ОК, КП, ТН (рис.1.6) холод отримано компресорною холодильною машиною з використанням електроенергії від головної енергетичної установки, холодильна потужність визначається споживачем. У схемі КО (рис.1.6) холод отримано компресорною холодильною машиною з використанням електроенергії з контуру виробництва тепла, при цьому холодильна потужність обмежена продуктивністю контуру тепла. Тригенерація може бути реалізованою з центральними та розподіленими системами електропостачання.

Схема Т (рис.1.6) – виробництво тепла та холоду здійснюється у тепловикористальній холодильній машині з живленням від утилізованого тепла енергетичної установки. Система реалізується у розподіленій енергетиці на засадах енергозбереження.

Розглянемо комплекси за робочими речовинами – тепловий двигун, холодильні машини та теплові насоси мають різні робочі речовини.

Тепловий двигун – конденсаційна електростанція, газотурбінна установка, двигун внутрішнього згоряння, паливні системи та ін. Робочі речовини холодильних машин (теплових насосів) – низькокиплячі природні та штучні речовини HCFC і HFC типу. В такому випадку первинною енергією для холодильних машин та теплових насосів є електрична або механічна енергія.

Інший випадок складає система (рис1.6), у якій первинною енергією є тепло. Тепловий двигун та холодильна машина (тепловий насос) мають єдину робочу речовину – низькокиплячу (чисту або суміш) згідно з холодильною машиною. Система складається з двох взаємозв'язаних циклів – прямого та зворотного. Утилізоване тепло забезпечує швидке повернення інвестованих коштів.

Сучасні системи тригенерації складаються з газового двигуна з електрогенератором для отримання електричної енергії, обладнання регенерації тепла і тепловикористальної абсорбційної холодильної машини

[22].

Газовий двигун (турбіна) приводить у дію електрогенератор змінного струму з отриманням електроенергії. Корисна теплова енергія, яка супроводжує роботу двигуна, доступна в двох формах: гарячої води з системи охолодження двигуна та гарячих відпрацьованих газів. Надходячи безпосередньо до генератора абсорбційної машини, теплова енергія використовується для отримання холоду. При відсутності потреби в охолодженні тепло використовується для нагрівання технологічного теплоносія.

Для роботи системи можна використовувати і інші джерела тепла: сонячну енергію, дизельне паливо, газ, сміття, паливні елементи та інше.

В залежності від виду палива та конструкції елементів можна отримати великі діапазони температур (до 900°C) для роботи системи тригенерації.

Тригенераційні установки, які реалізуються на світовому ринку, мають різні області застосування, які обумовлені типом тепловикористальної холодильної машини. Найбільший попит мають системи кондиціонування з бромідом літію у якості робочої речовини абсорбційної машини.

Тригенераційна установка є високоефективною та перевищує в 3 рази за ефективністю стандартні центральні енергетичні системи. Згідно з розрахунками авторів роботи [60, 61] її ефективність досягає 86...93% проти 33% стандартної. Корисні ефекти розподілені так: 30% – отримана електроенергія; 55% – отримане тепло, з якого виробляється холод; 13% – обов'язкові теплові скиди; 2% – внутрішні втрати.

В тригенераційній системі тепловим двигуном може бути: газотурбінна установка, комбінований цикл та пароводяна турбіна (зворотного тиску), дизельний двигун внутрішнього згорання. Дискусії з питань реалізації тригенераційних систем наведені в роботі.

На підставі класифікації паливних елементів за електролітом, продуктивності та робочими температурами (високими – від 65°C до 1000°C, низькими – від 60°C до 250°C) доведено типи тепловикористальних машин у

складі систем тригенерації, які задовольняють досягнення високої енергетичної ефективності (до 90%).

Робота щодо оптимізації систем тригенерації методами термoeкономіки та ексергоекономіки належать вченим Одеського національного технічного університету.

Загальною тенденцією всіх робіт є використання абсорбційних холодильних машин та їх енергетичний аналіз у складі систем тригенерації.

Новим напрямом в дослідженні малих систем тригенерації є використання ежекторних холодильних машин.

Системи тригенерації з компресорними тепловикористальними холодильними машинами у відкритій технічній літературі не розглянуто.

Систему тригенерації з сонячною енергетичною установкою виділено окремо. Експлуатацію системи супроводжують суттєві сезонні та добові коливання температури навколишнього повітря, що викликає необхідність впровадження енергоефективних систем тепло- й холодозабезпечення автономних споживачів при одночасному перманентному постачанні електричною енергією від джерела, що характеризується переривчастим енергетичним потенціалом.

Термодинамічну схему тригенерації з сонячними установками надано нрис.1.7.

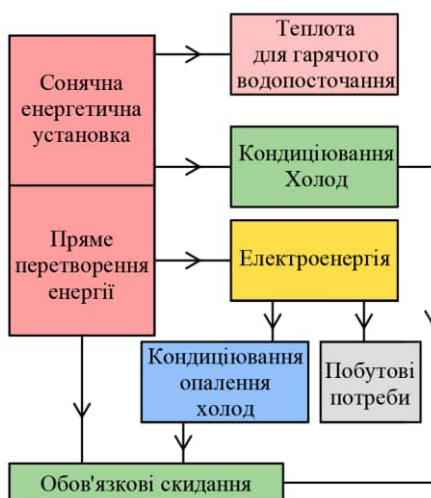


Рис.1.7. Принципова термодинамічна схема тригенерації з сонячними установками

Енергетичний блок містить теплові сонячні колектори прямого підігріву води та сонячну фотоелектричну батарею для прямого перетворення тепла в електроенергію. Блок тепло- і холодопостачання має абсорбційну холодильну машину. Машина працює в двох режимах – кондиціонування та опалення в залежності від температури зовнішнього повітря. Енергетична досконалість та експлуатаційна надійність машини визначаються досконалістю енергетичної установки.

1.11. Постановка проблеми

Огляд існуючих світових досліджень на підставах класифікації енергоперетворювальних систем (рис.1.1) виділяє окрему групу – системи малої енергетики з тригенерацією. Вони найбільш затребувані, але має найменшу технічну інформацію щодо розвитку.

Незважаючи на те, що загальні закономірності процесів тепло-, холодо- та електропостачання відомі, відповідей на питання щодо обґрунтованого вибору схемно-конструктивних рішень систем тригенерації в розподіленій енергетиці немає. Крім того немає відомостей щодо доцільного використання цих систем, які є енергетично ефективними для автономних споживачів конкретного регіону, а також здатними вирішити екологічні і соціальні вимоги. Питання щодо особливостей теплових характеристик енергетичних установок, які здатні забезпечити високу енергетичну ефективність процесів в усіх елементах автономних систем тригенерації, також не з'ясовані. Отже, дослідження, які спрямовані на розширення використання систем тригенерації різної структури з урахуванням енергетичного потенціалу джерел малої енергетики, потребують комплексного підходу, бо тільки з урахуванням усіх впливових чинників можна приймати раціональні інженерно-технічні рішення. Перспектива використання систем тригенерації для автономних споживачів є актуальною також тому, що надає можливість наблизитися до вирішення проблеми оптимізації паливно-енергетичного комплексу з

урахуванням екологічних і соціальних вимог. Отже, науково-технічна задача, що вирішується в роботі, спрямована на розширення номенклатури систем тригенерації з урахуванням енергетичного потенціалу відновлювальних джерел енергії в малій енергетиці.

Найбільш актуальним є використання сонячної енергії для систем тригенерації, що відповідає задачам енергозберігаючих технологій, бо дозволяє замістити первинні енергоресурси, зменшити емісію парникових газів в навколишнє середовище і забезпечити комфортні умови існування і життєдіяльності автономних споживачів віддалених регіонів.

РОЗДІЛ 2

ФУНКЦІОНАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОДОАМІАЧНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

2.1. Загальні положення

Удосконалення процесів і ускладнення техніки завжди вимагало системності в знаннях. Неможливо проводити пошук нового без систематизування й узагальнення (за будь-якими характеристиками) усього досвіду, накопиченого попередніми поколіннями вчених і практиків. У зв'язку з цим питання систематизації термотрансформаторів займають значне місце в постановці задачі дослідження в обраній предметній галузі.

Доцільність систематизації перевіряють по можливості виявлення нових об'єктів на підставі виділених формальних ознак патентознавства: «за пристроєм» – схемному рішенню; «за засобом» – процесом. Об'єднання цих ознак неприпустимо, тому що вони відповідають різним стадіям у проектуванні термотрансформаторів.

Необхідно відзначити, що спроби різних авторів створити єдину систематизацію термотрансформаторів, що працюють винятково по зворотних циклах, закінчувалися досить вдало і були вичерпними на момент створення. Великий ступінь деталізації традиційно спостерігається в класифікаціях компресорних термотрансформаторів [28]. При спробі створити подібну єдину для сорбційних термотрансформаторів багато авторів терпіли фіаско. У роботі [50] створено систематизацію гібридних АТТ за принципами «за пристроєм» і «за засобом», але сам автор визнав її не універсальною. Тим не менш, у даному дослідженні використані положення та термінологія попередніх дослідників.

2.2. Абсорбційний термотрансформатор, головні характеристики

Термін «абсорбційна холодильна машина» відповідає знижувальному термотрансформатору з корисним ефектом у вигляді виробництва холоду. Принципову технологічну схему зображено на рис.2.1.

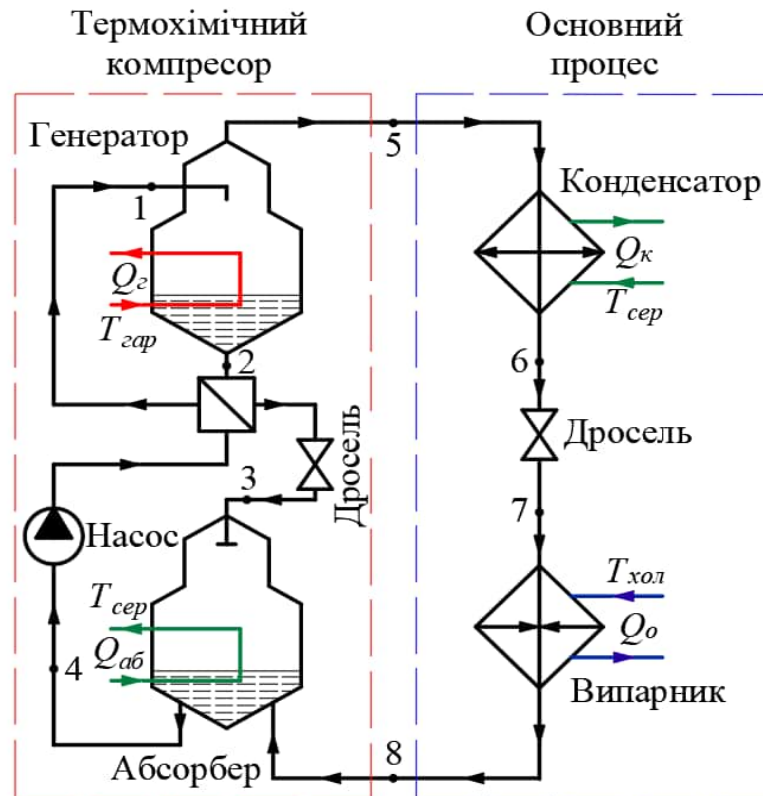


Рис.2.1. Принципова технологічна схема знижувального абсорбційного термотрансформатора

Головними характеристиками АТТ є теплові потужності теплообмінних апаратів: генератора Q_g , абсорбера Q_a , конденсатора Q_k , випарника Q_o що пов'язані з зовнішніми джерелами тепла. Основна енергетична характеристика термотрансформатора – коефіцієнт перетворення.

$$COP = Q_o / Q_g \quad (2.1)$$

Енергетичний баланс АТТ записують у вигляді рівняння

$$Q_g + Q_o + Q_a + Q_k \quad (2.2)$$

де, Q_g і Q_o – тепло, підведене в генераторі та випарнику, відповідно;

Q_a та Q_k – тепло, відведене в абсорбері та конденсаторі, відповідно.

Основна енергетична характеристика термотрансформатора – коефіцієнт перетворення COP може мати такі варіанти (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 COP знижувальних абсорбційних термотрансформаторів

Тип термотрансформатора	Режим роботи		
	Холодильна машина	Тепловий насос	Теплофікаційна машина
Знижувальний	$COP_{XM} = Q_o / Q_c$	$COP_{TH} = Q_k / Q_c$	$COP_{TF} = Q_k / Q_c$

Будь-який абсорбційний термотрансформатор (рис.2.1) умовно може бути поділений «за пристроєм» на:

- *термохімічний компресор* (генератор, абсорбер, дросельний пристрій і насос, а також будь-які тепло- і масообмінні апарати на лініях міцного і слабкого розчинів);
- *основний процес* (конденсатор, дросельний пристрій, випарник, а також віддільники рідини і теплообмінні апарати на лінії холодильного агенту).

При цьому основний процес абсорбційного та компресорного термотрансформаторів збігається. Значного інтересу набуває множина схемних рішень у сукупності з процесами термохімічного компресора.

Розглянемо докладно знижувальні АТТ, тому що саме вони знайшли найбільше широке застосування у різних галузях промисловості, у тому числі у великій і малій енергетиці і хімічній технології.

2.3. Абсорбційний термотрансформатор, головні параметри

2.3.1. Температурні режими в апаратах

В абсорбційних понижувальних термотрансформаторах «за засобом» необхідно мати три джерела енергії різних температурних потенціалів:

- високопотенційне (T_{zap}), що використовується як джерело, що гріє

генератор;

- середньопотенційне ($T_{сер}$), яким є зовнішнє середовище (вода чи повітря) для охолодження конденсатора і абсорбера;
- низькопотенційне ($T_{хол}$) для забезпечення споживача процесом охолодження.

Три температурних рівня в одноступеневих АТТ взаємопов'язані так, що тільки два можуть бути обрані довільно, третій – завжди є функцією будь-яких двох [3] Для холодильних машин $T_{хол}$ і $T_{сер}$ обирають в залежності від технічного завдання проєкту, вони є незалежними для системи.

Залежність між температурами представлена на рис.2.2 у графічному вигляді $T_{зар} = f(T_{сер}, T_{хол})$ за даними робіт [50,64].

$$T_{зар} = 264 + (38,8 - 0,13T_{хол})^2 + (4,0 - 6,7 \cdot 10^{-3}T_{хол})(T_{сер} - 273), \text{ К} \quad (2.3)$$

Залежність справедлива в інтервалі $T_{хол}=223...293 \text{ К}$ і $T_{сер}=283...313 \text{ К}$

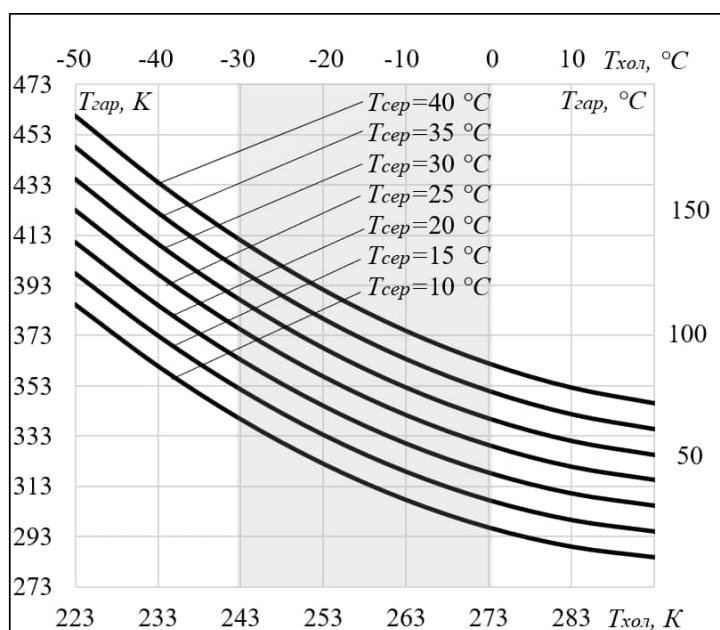


Рис.2.2. Теоретична $T_{зар} = f(T_{сер}, T_{хол})$ для одноступеневої абсорбційної машини

Сонячний, геотермальний і інші види відновлювальної і нетрадиційної енергії характеризуються низьким температурним потенціалом, що у більшості випадків не перевищує 110°C. З погляду великої енергетики, доведено, що тепло з температурним потенціалом $T_{зар} < 70^\circ\text{C}$ вже не є

працездатним, а викиди його в атмосферу – екологічно безпечні. Мала енергетика таке положення не підтверджує.

Теоретично здійснити цикл одноступеневої машини при $T_{zap}=80+100^{\circ}\text{C}$ можливо за наявності відповідного співвідношення $T_{хол}$ та $T_{сер}$ (рис.2.2). Співвідношення реальних температур значно складніші. Реальні значення T_{zap} значно вище наведених на рис.2.2. З загального досвіду створення абсорбційних систем відомо, що здійснити одноступеневий цикл при $T_{zap}=+100^{\circ}\text{C}$ і $T_{сер}=40^{\circ}\text{C}$ та $T_{хол}=0^{\circ}\text{C}$ (умови кондиціювання повітря) неможливо навіть теоретично, [50] .

2.3.2. Температурні напори у теплообмінниках абсорбційної системи

Економічність АТТ залежить від різниці температур в апаратах. Зі збільшенням температурного напору потрібна поверхня теплообміну апарату зменшується і, отже, скорочуються капітальні витрати. Одночасно зростає зовнішня необоротність процесів теплопередавання, що у більшості випадків призводить до підвищення витрати тепло- та холодоносіїв зовнішніх джерел тепла. Очевидно, існують температурні напори, за яких досягається оптимальна економічність установок.

Питання вибору температурних напорів у компресорних термотрансформаторах КТТ викладено у ряді робіт [102,103] і широко застосовуються у проєктуванні КТТ. Цими методами можна здійснювати розрахунки та оптимізації конструктивних елементів основного процесу АТТ. Для термохімічного компресора АТТ робіт значно менше. Тим часом специфіка схемного рішення термохімічного компресора АТТ не дозволяє вирішувати питання оптимізації за аналогією з КТТ.

Випарник, конденсатор, теплообмінник розчинів в абсорбційних машинах з простим ефектом – звичайні двопотокові теплообмінники (рис.2.1). Процеси, що відбуваються в них, пов'язані з теплообміном однофазних потоків робочої речовини або фазових перетворень чистих компонентів суміші. Абсорбер і генератор – теплообмінні апарати з процесами змішування

і конденсації або кипіння з поділом суміші.

Розглянемо цикл термохімічного компресора найпростішого АТТ (рис.2.3) у взаємодії з температурами зовнішніх джерел та температурними напорами в апаратах [50,64,66].

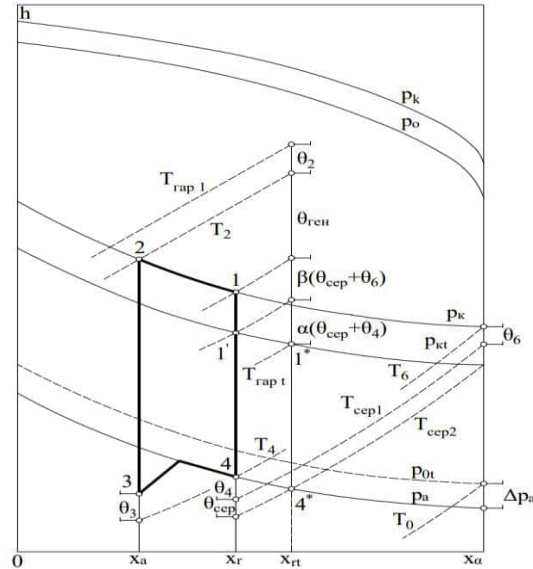


Рис.2.3. Процеси в абсорбційній машині у діаграмі h - x :

1-2 у генераторі, 2-3 та 4-1 у теплообміннику розчинів, 3-4 в абсорбері

На рисунку позначено:

- температура теплоносія на вході в генератор – T_{gar1} ;
- температури охолоджуючого середовища в конденсаторі - T_{cep1} і T_{cep2} ;
- температура кипіння у випарнику – T_0 ;
- напір температур на гарячому кінці генератора – θ_2 ;
- напір температур на холодному кінці теплообмінника θ_3 ;
- напір температур на холодному кінці абсорбера – θ_4 ;
- найменший напір в конденсаторі – θ_6 ;
- підігрів води в конденсаторі $\theta_{cep}=(T_{cep2}- T_{cep1})$.

Пропонується послідовне охолодження конденсатора та абсорбера. Якщо прийняти різницю тисків у випарнику та тиску насичення відповідно до температури розчину в абсорбері ($p_{0t} - p'_a$) постійною в усіх режимах, то відрізок 1*-4* визначає граничний цикл розчину. Такий цикл має система з

нескінченно великими поверхнями теплообмінників і нескінченно великими витратами розчину, теплоносія та охолоджуючого середовища.

У граничному циклі температура розчину в генераторі збігається з теоретично найбільш низькою температурою теплоносія $T_{\text{зарт}}$. У реальному циклі температура теплоносія $T_{\text{зар}}$ завжди вища $T_{\text{зарт}}$. Різниця температур $\theta_{\text{сум}} = (T_{\text{зар}} - T_{\text{зарт}})$ дає можливість отримати кінцеві різниці температур у теплообмінниках і різницю температур у генераторі $\theta_{\text{ген}} = (T_2 - T_1)$. Сумарна різниця температур у циклі має вигляд

$$\theta_{\text{сум}} = \theta_{\text{ген}} + \theta_2 + \alpha(\theta_{\text{сер}} + \theta_4) + \beta(\theta_{\text{сер}} + \theta_6) \quad (2.4)$$

Тут α – коефіцієнт, що враховує вплив зміни тисків p'_a та $p_{\text{кт}}$ та відповідні температури насичення за відомою різницею концентрацій $(x_r - x_{\text{рт}})$; β – коефіцієнт, що враховує вплив x_r на зміни температур насичення, відповідно до різниці тисків $(p_{\text{к}} - p_{\text{кт}})$; $p_{\text{кт}}, x_{\text{рт}}$ – тиск конденсації та концентрація розчину у граничному циклі.

Для водоаміачного розчину звичайно $\alpha = 1,15 \dots 1,3$, $\beta = 1,2 \dots 1,35$.

З рів.2.3 видно, що різниці температур у теплообмінниках взаємно пов'язані, при заданій різниці температур $(T_{\text{зар}} - T_{\text{зарт}})$ із зміною однієї змінюються інші та змінюється інтервал температур у генераторі $(T_2 - T_1)$.

Очевидно, що із зменшенням загального напору $\theta_{\text{сум}}$ різниці температур в окремих теплообмінниках також зменшуються. Оскільки величину цих θ_{im} не слід приймати менше 2...3 град за умови реального теплопередавання. то при малих значеннях аргументу $\theta_{\text{сум}}$ доводиться відступати від значень, що рекомендуються.

Питання оптимізації різниці температур в елементах системи вирішуються при розгляді змінної складової капітальних витрат K , пов'язаної з вартістю кожного теплообмінника в залежності від різниці температур. Цю величину можна подати у вигляді суми:

$$K = s_2 F_2 + s_a F_a + s_{\text{к}} F_{\text{к}} + s_{\text{pm}} F_{\text{pm}} \quad (2.5)$$

де, $s_2, s_a, s_{\text{к}}, s_{\text{pm}}$ – s змінні складові вартості генератора, абсорбера конденсатора,

теплообмінника і т.ін., віднесені до одиниці поверхні, у.о./м²; F_2, F_a, F_k, F_{pm} – теплообмінні поверхні теплообмінників.

Поверхня теплообміну F_i кожного теплообмінника залежить від середньої різниці температур θ_{im} а через його теплову потужність Q_i – різниці температур у інших, тому величину K можна надати у вигляді функції багатьох змінних

$$K(\theta_{2m}, \theta_{3m}, \dots, \theta_{im}, \dots) = \sum s_i \frac{Q_i}{k_i \theta_{im}} \quad (2.6)$$

де, Q_i – теплова потужність теплообмінника, кВт; k_i – коефіцієнт теплопередавання, Вт/м²град.

Розрахунки абсорбційної холодильної системи проводять шляхом ітерацій. Приймаючи значення різниць температур $\theta_2, \theta_3, \dots, \theta_i, \dots, \theta_w$ розраховують систему. Потім для довільного збільшення $\Delta\theta_i$ одного з теплообмінників розраховують систему знову. При суттєвій відмінності отриманих величин від початкових розрахунків повторюють. Оптимальним значенням середніх напорів температур у теплообміннику відповідають оптимальні величини $\theta_2, \theta_3, \theta_2, \theta_4, \theta_4, \theta_6, \theta_w$. Очевидно, що вибір усіх температурних напорів повинен узгоджуватися з параметрами граничного циклу.

Визначення техніко-економічних характеристик тепловикористальних холодильних машин, як і будь-яких систем, що перетворюють енергію, пов'язані зі значними труднощами. Насамперед необхідно мати у своєму розпорядженні вихідні вартісні показники, які самі не є незалежними величинами і тісно пов'язані з характером навантаження. Нарешті вартісні показники дійсні нетривалий час і змінюються з підключенням нових споживачів, з прогресом техніки та іншими факторами кон'юнктури.

Як приклад розрахунку оптимальних різниць температур в абсорбційних холодильних машинах наводимо результати науково-дослідних робіт, проведених у 1960-х роках кафедрою холодильних машин ОТШГП під

керівництвом проф. Мінкуса Б.А. та опублікованих у наукових звітах кафедри.

Розрахунки проведено для великих водоаміачних абсорбційних систем з плівковими кожухотрубними теплообмінними апаратами, обігрівом генератора водою з температурою $T_{gap}=102^{\circ}\text{C}$. водою для охолодження дефлегматора та конденсатора $T_{sep}=25^{\circ}\text{C}$ і температурою холодоносія $T_o=0^{\circ}\text{C}$. Встановлено, що оптимальними температурними напорами можна вважати $\theta_2=10.7$ град, $\theta_4=4.1$ град, $\theta_6=7.2$ грав, $\theta_w=5.1$ град, $\theta_3=3.2$ град. Для порівняння використано машину з модернізованими плівковими теплообмінниками полегшеного типу та дефлегматором з насадкою, що охолоджується розчином. Висока енергетична ефективність в машинах досягається при різних значеннях θ_{sum2} , причому $\theta_{sum2} > \theta_{sum1}$. Модернізація обладнання показала можливість значно знизити металоємність та капіталовкладення, підвищити енергетичну ефективність системи. Характеристики, розраховані за єдиною методикою, якщо і не відповідають точності абсолютних значень, то все ж таки досить об'єктивно відображають відносний зв'язок між показниками і можуть застосовуватися для порівняння машин.

Перехід на сучасні пластинчасті теплообмінники забезпечує зростання сумарної різниці температур θ_{sum} і, як результат, зниження маси обладнання та капіталовкладень, віднесених до 1 кВт встановленої теплової потужності

Сучасні конструкції пластинчастих теплообмінних апаратів для водоаміачних абсорбційних машин пропонує фірма AlfaLaval [67]. Скориставшись наведеною вище інформацією, можна оцінити зміну загальних температурних показників установок тільки за рахунок модернізації теплообмінних апаратів.

В одноступеневих абсорбційних системах загальна різниця температур θ_{sum} зменшується зі зниженням температури кипіння T_o і температури теплоносія T_{gap} . Це призводить до зменшення різниці температур в окремих апаратах θ_{im} , до збільшення металоємності системи. Одночасно зменшується зона дегазації, що призведе до збільшення витрат тепла, електроенергії та охолоджуючого середовища.

2.3.3. Концентрація розчину та зона дегазації

У одноступеневих АТТ «за засобом» існують два рівні тиску, що визначаються умовами основного процесу: тиск конденсації p_k і тиск кипіння p_o . Умовно для спрощення термодинамічного аналізу приймають рівність тисків кипіння та абсорбції $p_o=p_a$, і рівність тисків конденсації та генерації $p_k=p_g$. Температура джерела T_{zap} , що гріє, визначає кінцеву температуру кипіння розчину в генераторі T_2 . Температура охолоджуючого середовища $T_{сер}$ визначає кінцеву температуру абсорбції T_4 .

Кінцева температура кипіння розчину T_2 та тиск генерації p_g визначають концентрацію слабого розчину x_a . Кінцева температура абсорбції T_4 та тиск p_a визначають концентрацію міцного розчину x_r у циклі термохімічного компресора. Концентрація холодоагенту x_d в основному процесі коректно може бути прийнята рівною одиниці.

Енергетичний баланс (рів.2.2), віднесений до 1 кг холодоагенту, що циркулює в основному процесі, має вигляд:

$$q_z + q_o = q_a + q_k \quad (2.7)$$

Віднесемо також масову витрату розчину через термохімічний компресор до 1 кг холодоагенту в основному процесі.

$$f = F / M \quad (2.8)$$

де, F – масова витрата міцного розчину, кг/с; M – масова витрата холодоагенту, кг/с.

Величина f впливає на ефективність роботи будь-якого АТТ, називається *кратністю циркуляції*, може бути обчислена як

$$f = \frac{x_d - x_a}{x_r - x_a} \quad (2.9)$$

Знаменник цього дроби – *зона дегазації* (різниця концентрацій міцного та слабого розчинів у циклі)

$$\Delta x = x_r - x_a \quad (2.10)$$

При різному поєднанні вихідних температур у циклі

термотрансформатора величина зони дегазації Δx може набувати значення:

- $\Delta x > 0$, але не менше 0,06, що допускається для практичної реалізації найпростішого одноступеневого циклу АТТ [50,62];
- $\Delta x = 0$;
- $\Delta x < 0$.

При нульовому та від’ємному значеннях величини зони дегазації Δx цикл одноступеневого АТТ нездійснений навіть теоретично. Однак ці випадки найчастіше зустрічаються у сучасних умовах при використанні низькопотенційних відновлювальних джерел енергії, що гріють генератор, або використанні охолоджуючого середовища з підвищеною температурою (кліматичні умови тропічних регіонів Землі).

Сонячний, геотермальний і інші види відновлювальної і нетрадиційної енергії, як було сказано раніше, характеризуються низьким температурним потенціалом, в той же час охолодження та опалення мають широкий інтервал температур. Здійснити цикл одноступеневого АТТ при $T_{\text{зап}} = +100^\circ\text{C}$ і $T_{\text{сеп}} = +80 \dots 100^\circ\text{C}$ неможливо.

Динаміку зменшення зони дегазації Δx за таких температурних режимів показано на рис.2.4. Зменшення зони дегазації визначено: зниженням температури теплоносія ($T_{\text{зап}}^i < T_{\text{зап}}$) (рис.4а), підвищенням температури та тиску конденсації ($T_{\text{сеп}}^i > T_{\text{сеп}}$) (рис.4б) та зниженням температури ($T_{\text{хол}}^i > T_{\text{хол}}$) та тиску кипіння у випарнику (рис.4в).

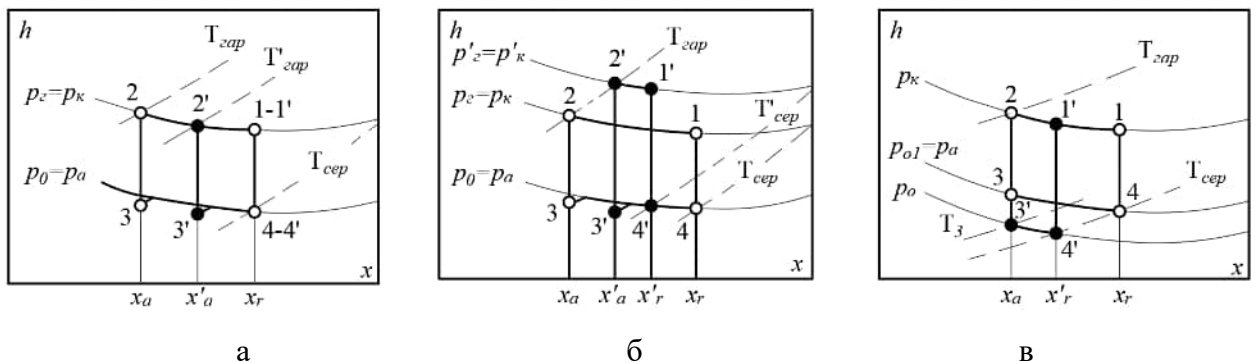


Рис.2.4. Динаміка зменшення зони дегазації і: а – зниження температури гріючого джерела, б – підвищення температури охолоджуючого середовища, с – зниження температури об’єкту охолодження

Для практичної реалізації циклів з розглянутими сучасними температурними рівнями експлуатації, можна штучно розширити зону дегазації.

Дійсний АТТ відрізняється від теоретичного необхідним набором допоміжних елементів, здатних :

- підвищити «оборотність процесів»;
- та/або скоротити витрату джерела, що гріє (охолоджує);
- та/або зменшити металомісткість шляхом об'єднання в одному елементі кількох процесів, інтенсифікуючи їх.

Різноманітність схемних рішень водоаміачних АТТ (за пристроєм) йде по шляху удосконалення термохімічного компресора, у той час, як основний процес (зворотний цикл) залишається традиційним:

- конденсатор один (завжди);
- кількість випарників рівна чи менша за кількість абсорберів;
- кількість дросельних приладів більша або дорівнює кількості випарників;
- кількість віддільників рідини, регенеративних теплообмінників – рівна або менша за кількість випарників.

Конкретне схемне рішення перерахованих варіантів елементів основного процесу є функцією:

- необхідної кількості температурних рівнів виробництва холоду;
- складності термохімічного компресора, що використовує частку корисної холодопродуктивності.

Надалі розглянемо термодинамічні принципи розширення зони дегазації.

2.4. Термодинамічні принципи розширення зони дегазації у циклах АТТ

2.4.1. Термодинамічні цикли-зразки

Одним з важливих елементів пошуку нових галузей застосування водоаміачного розчину є термодинамічний аналіз різних циклів, що використовують цю робочу речовину. Головним критерієм є ступінь термодинамічної досконалості циклів машин, у яких передбачається його використання.

Для абсорбційних термотрансформаторів з водоаміачним розчином метод термодинамічної оцінки циклів розглянули G.Stierlin [68], N.Eber [69] M.Pons [70] і Л.І. Морозюк [65], Menieur F [72]. Узагальнюючи досвід термодинамічних досліджень різних типів абсорбційних термотрансформаторів визнано, що порівняння їх між собою і з іншими типами термотрансформаторів дотепер залишається «важким академічним викликом».

Останній час відзначається появою різних циклів абсорбційних і гібридних термотрансформаторів на основі абсорбційних. При розгляді нового схемного рішення немає необхідності виконувати повний розрахунок машини, використовуючи складний апарат математичного моделювання. Термодинамічний аналіз циклу дозволяє в більшості випадків досить повно з'ясувати переваги і недоліки розглянутого схемного рішення в порівнянні з вже існуючими і реалізованими на практиці. Термодинаміка циклів є початковою стадією всякого дослідження енергоперетворювальних систем.

У міжнародній практиці величиною, яка кількісно описує незворотності в енергоперетворювальній системі в цілому, є ступінь термодинамічної досконалості циклу $\eta_{\text{СТД}}$. Термін визначає величину коефіцієнта перетворення $\text{COP}_{\text{теор}}$ теоретичного циклу термотрансформатора відносно до коефіцієнта перетворення відповідного циклу Карно $\text{COP}_{\text{Карно}}$ для цієї системи

$$\eta_{\text{СТД}} = \frac{\text{COP}_{\text{теор}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} \quad (2.11)$$

Ця величина також відома як "карнотизація циклу", оскільки цикл Карно визнаний універсальним циклом-зразком, а обидва джерела тепла умовно приймалися з постійними температурами (рис.2.5, а).

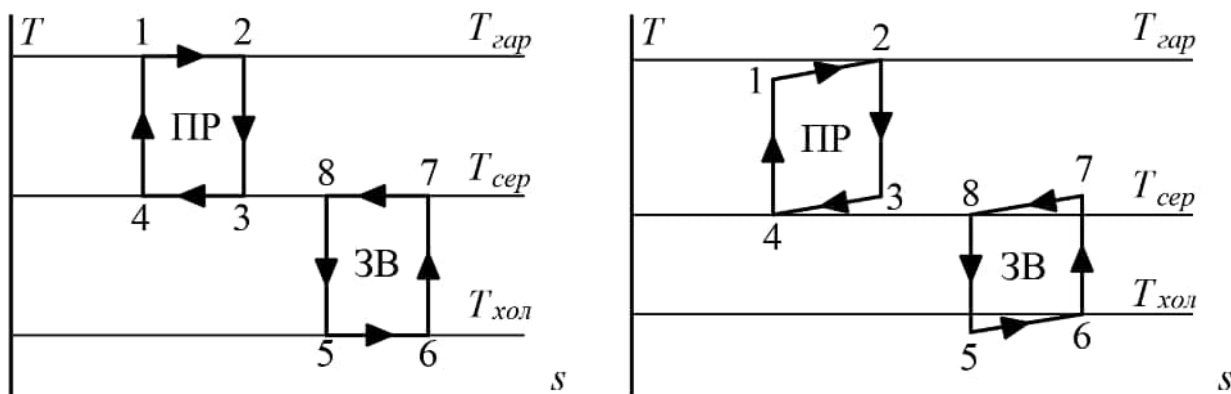


Рис.2.5. Цикли-зразки: а – Карно; б – Лоренц

Значення коефіцієнтів перетворення енергії COP у прямому та зворотному циклах Карно мають математичний вираз

$$COP_{КарноПР} = \frac{T_{гар} - T_{сер}}{T_{гар}} \quad (2.12)$$

$$COP_{КарноЗВ} = \frac{T_{хол}}{T_{сер} - T_{хол}} \quad (2.13)$$

Вибір циклу-зразка впливає на висновки термодинамічного аналізу. У технічній літературі існують роботи, у яких пропонують вибір іншого циклу-зразка, найближчого відповідного до робочої речовини і процесам у термотрансформаторі [28,50,74].

На практиці існують джерела тепла, які змінюють свою температуру в процесі теплообміну. Для виконання умов оборотності процесу теплообміну температура робочої речовини повинна змінюватися так само, як температура джерела. У цьому випадку як зразок можна використовувати цикл Лоренца: два процеси ізоентропні і два процеси політропні зі змінними температурами, характер яких точно слідує зміні температур джерел (рис.2.5,б).

Значення коефіцієнтів перетворення енергії у прямому та зворотному циклах Лоренца мають математичний вираз [74]

$$COP_{\text{Лоренц}PP} = 1 - (T_3 / T_2) \quad (2.14)$$

$$COP_{\text{Лоренц}ЗВ} = \frac{1}{(T_7 / T_6) - 1} \quad (2.15)$$

Суміші, що складаються з полярних компонентів (водаміачний розчин), відрізняються великою теплою змішування. Процеси фазових перетворень відбуваються при змінній температурі. Отже, цикл Лоренца може бути зразком для циклів водаміачних термотрансформаторів, при цьому процеси підведення та відведення тепла здійснюються при постійних ізобарних теплоємностях.

Тепловикористальні термотрансформатори «самі» здійснюють прямий цикл, Робота прямого циклу безпосередньо використовується у зворотному. На підставі такого твердження широко поширеним є зображення двох самостійних циклів-зразків, що відповідають прямому та зворотному циклам. Для оборотних циклів-зразків може бути обрано будь-яке поєднання з розглянутих вище термодинамічних циклів. Обов'язковою умовою є рівність виконаної та витраченої робіт.

Комбінацію двох циклів використано для аналізу абсорбційного термотрансформатора (рис.2.6). При необмеженій кратності циркуляції f у генераторі та абсорбері процеси можна вважати ізотермічними, а для прямого циклу використовувати цикл Карно (рис.2.6, *цикл А*). При обмеженій кратності циркуляції f процеси в генераторі та абсорбері неізотермічні, тоді зразком потрібно обрати цикл Лоренца, навіть за простого зображення циклу (рис.2.6, *цикл В*).

У зворотному циклі неізотермічність у процесах підведення та відведення тепла зводиться до мінімуму або взагалі відсутня, зворотний цикл можна описувати циклом Карно (рис.2.6. *цикл С*). Ефективність складного циклу оцінюється як

$$COP_{\text{зразок}} = COP_{PP} \cdot COP_{ЗВ} \quad (2.16)$$

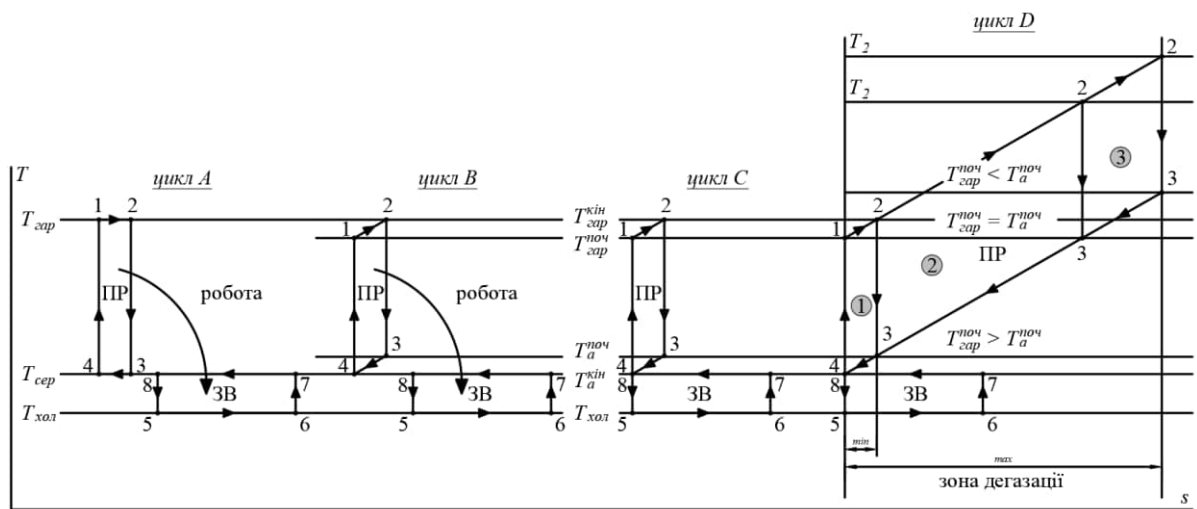


Рис.2.6. «Метод циклів» у синтезі абсорбційного термотрансформатора

2.4.2. Розширення зони дегазації підвищенням температури джерела, що гріє

Використовуючи цикли-зразки, здійснено синтез схемно-циклового рішення абсорбційної машини з розширенням зони дегазації шляхом підвищення температури гріючого джерела тепла $T_{гар}$. Інструментом термодинамічного аналізу є «метод циклів» [71]. В результаті ідеальний оборотний цикл-зразок і відповідна ідеальна схема машини перетворюються на реальне схемно-циклове рішення і оцінюється його енергетична ефективність.

Етап перший. З урахуванням сказаного раніше, зразком для термохімічного компресора обрано прямий цикл Лоренца 1234, для основного процесу – зворотний цикл Карно 5678, пов'язані рівністю робіт (рис.2.5, *цикл В*).

Етап другий. Наявність єдиної робочої речовини у прямому та зворотному циклах визначає складний цикл 12345678 (рис.2.5, *цикл С*), сформований з характерних фрагментів відомих самостійних циклів-зразків. У цьому випадку необхідно враховувати кратність циркуляції та зону дегазації розчину у прямому циклі 1234 термохімічного компресора.

Етап третій. Температури охолоджуючого середовища $T_{сер}$ і об'єкта $T_{хол}$, що охолоджується, для зворотного циклу 5678 залишаються постійними

(умови виробництва холоду). Тоді температура джерела $T_{\text{гар}}$, що гріє, у прямому циклі 1234 (рис.2.5, *цикл D1*) визначатиме кратність циркуляцій розчину f і зону дегазації в циклі. Якщо температура джерела, що гріє, нижче відповідного значення (рів.2.3), цикл одноступеневої абсорбційної машини здійснити неможливо. *Цикл D1* – є працездатним за мінімальної зони дегазації. При цьому дотримується умова – початкова температура кипіння T_1 вища за початкову температуру абсорбції T_3 .

Етап четвертий. Підвищення температури джерела T_2 , що гріє, супроводжується розширенням зони дегазації розчину з відповідним зменшенням концентрації слабкого розчину (рис.2.5, *цикл D2*). Виникає режим, коли початкова температура абсорбції T_3 і початкова температура кипіння в генераторі T_1 зрівнюються. За таких умов неможливе застосування регенерації тепла в термохімічному компресорі як засобу підвищення ефективності циклу [62].

Етап п'ятий. При подальшому підвищенні температури джерела T_2 , що гріє, можна настільки знизити концентрацію слабкого розчину x_a , що виходить з генератора, що початкова температура абсорбції T_3 стане вище початкової температури кипіння T_1 в генераторі (рис.2.5, *цикл D3*). У цьому випадку можна ввести в прямий цикл процес «перевищення температур», тобто «гарячим» кінцем абсорбера обігріти «холодний» кінець генератора. Такий додатковий процес призведе до зменшення витрати гріючого джерела в генераторі та охолоджуючого середовища в абсорбері, підвищить енергетичну ефективність АТТ. Наприклад, прямий цикл можна ускладнити процесом «зворотного» подавання розчину через абсорбер та генератор або двома кругообігами розчину [62].

Етап шостий. В аналіз введено: реальна робоча речовина, параметри робочої речовини та діаграма стану «ентальпія-концентрація».

Аналіз побудовано на визначенні характеристик теоретичного циклу одноступеневого водоаміачного АТТ з розширенням зони дегазації. Граничними умовами є: мінімальна зона дегазації дорівнює $\Delta x=0,06$, і вища

температура джерела, що гріє, $T_2=180^\circ\text{C}$. Границі визначено з умов практичної працездатності машини та теплофізичних властивостей аміаку. Цикли у діаграмі $h-x$ надано на рис.2.7-2.9.

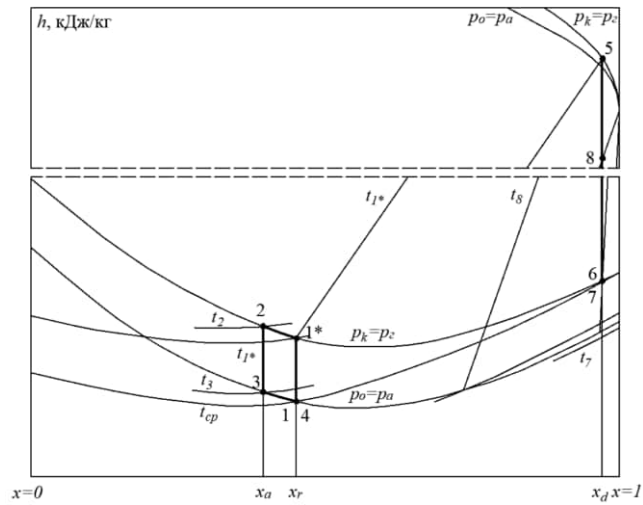


Рис.2.7. Цикл в діаграмі $h-x$; $\Delta x = 0,06$

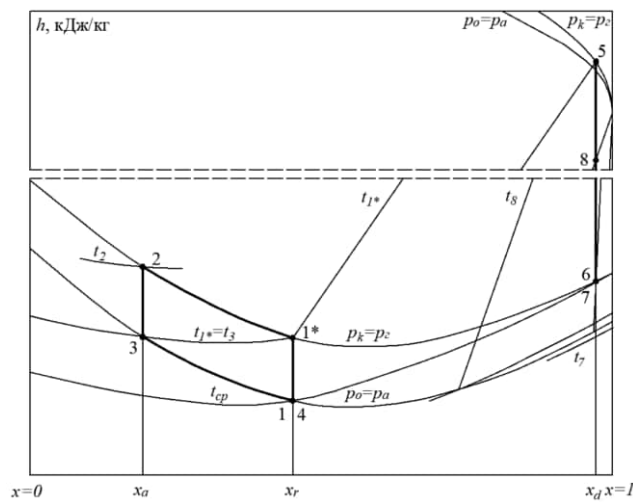


Рис.2.8. Цикл $\Delta x = T_{1^*} = T_3$; у діаграмі $h-x$

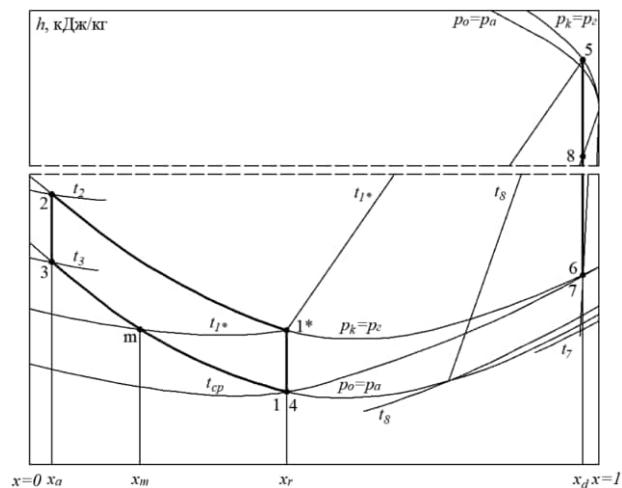


Рис.2.9. Цикл $\Delta x = T_{1^*} < T_3$ в діаграмі $h-x$

Температура охолоджуючого середовища – $T_{сер}=30^{\circ}\text{C}$ і температура об'єкту, що охолоджується – $T_{хол}=-10^{\circ}\text{C}$ залишаються постійними при аналізі і відповідають реальним режимам роботи машини. При використанні сонячної енергії в цих умовах слід прийняти мінімальною теоретичною температурою джерела тепла, що гріє (теплоносія) $T_{зар}=70^{\circ}\text{C}$.

2.4.3. Моделювання теоретичного циклу водоаміачного АТТ

Для проведення термодинамічного аналізу передбачається визначення таких характеристик:

–кратність циркуляції міцного розчину

$$f = \frac{x_d - x_a}{x_r - x_a} \quad (2.17)$$

–тепло, що підведено у генератор

$$q_g = (h_5 - h_2) + f(h_2 - h_1), \text{ кДж/кг} \quad (2.18)$$

–тепло, що відведено у конденсаторі

$$q_c = h_5 - h_6, \text{ кДж/кг} \quad (2.19)$$

–тепло, що підведено у випарнику

$$q_o = h_8 - h_7, \text{ кДж/кг} \quad (2.20)$$

–тепло, що відведено в абсорбері

$$q_a = (h_8 - h_3) + f(h_3 - h_4), \text{ кДж/кг} \quad (2.21)$$

де h – ентальпії у вузлових точках циклів відповідно до рис.2.6;

–енергетичний баланс машини

$$q_g + q_o = q_c + q_a, \text{ кДж/кг} \quad (2.22)$$

–коефіцієнт перетворення теоретичного циклу $COP_{теор}$

$$COP_{теор} = q_o / q_g \quad (2.23)$$

–коефіцієнт перетворення теоретичного циклу-зразка Карно-Карно

$$COP_{ККзраз} = \frac{T_{гар} - T_{сер}}{T_{гар}} \cdot \frac{T_{хол}}{T_{сер} - T_{хол}} \quad (2.24)$$

–коефіцієнт перетворення теоретичного циклу-зразка Лоренц-Карно

$$COP_{\text{ЛКзраз}} = \left(1 - \frac{T_3}{T_2}\right) \cdot \frac{T_{\text{хол}}}{T_{\text{сер}} - T_{\text{хол}}} \quad (2.25)$$

–ступінь термодинамічної досконалості циклу

$$\eta_{\text{СТС}} = \frac{COP_{\text{теор}}}{COP_{\text{зраз}}} \quad (2.26)$$

2.4.4. Числове моделювання енергетичного аналізу циклів із розширеною зоною дегазації

На окремому прикладі наведено порівняльний аналіз циклів, зображених на рис 2.7-2.9. Температурний режим відповідає реальним умовам експлуатації холодильної машини у комплексі фруктосховища. Максимальна температура генерації визначається умовами роботи утилізатора котла малої енергетичної установки. Мінімальна теоретична температура генерації відповідно до рис.2.2 становить 83°C. Для спрощення розрахунків зовнішня незворотність у процесах підведення та відведення тепла прийнята рівною нулю.

Розрахункові вихідні дані представлені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Вихідні параметри циклів

Назва вихідних параметрів	Умовні позначення	Одиниці виміру	Цикл $\Delta x = 0,06$	Цикл $T_{1^*} = T_3$	Цикл $T_2 = 180$ °C
Температура охолоджуючого середовища	$T_{\text{сер}}$	°C	30	30	30
Температура об'єкту охолодження	$T_{\text{хол}}$	°C	-10	-19	-10
Температура гріючого джерела	$T_{\text{гар}}$	°C	95	144	180
Температура початку кипіння у генераторі	T_{10}	°C	83	83	83

Розрахунки параметрів та характеристик циклів виконано відповідно до рів.(2.17)–(2.26). Результати розрахунків представлені у табл.2.3.

Таблиця 2.3. Результати числового моделювання порівняльного аналізу

Характеристики, умовні позначення	Одиниці виміру	Цикл $\Delta x=0,06$	Цикл $T_1^*=T_3$	Цикл $T_2=180^\circ\text{C}$
f	кг/кг	10,1	3,18	2,30
q_Γ	кДж/кг	4068	2695	2654
q_o	кДж/кг	1025	1025	1025
q_k	кДж/кш	1340	1340	1340
q_a	кДж/кг	4398	2843	2760
$COP_{теор}$	–	0,25	0,36	0,38
$COP_{ККзраз}$	–	1,16	1,79	2,12
$COP_{ЛКзраз}$	–	0,95	0,96	0,97
$\eta_{стс}^{кк}$	–	0,22	0,20	0,18
$\eta_{стс}^{лк}$	–	0,263	0,375	0,391

У графічному вигляді порівняльний аналіз представлено рис.2.10-2.12

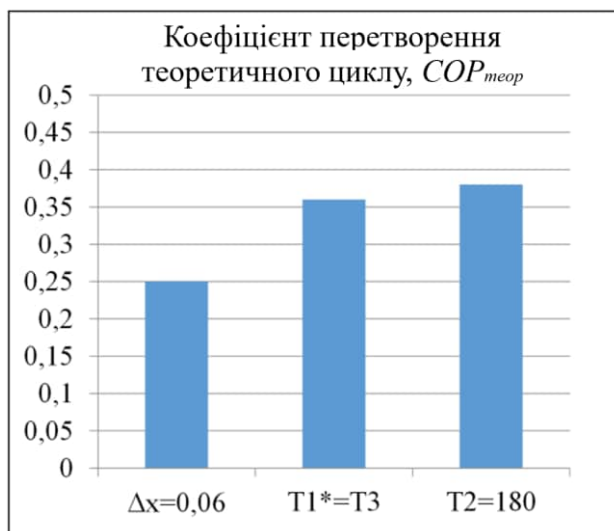


Рис. 2.10. Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу $COP_{теор}$

із розширеною зоною дегазації

На рис.2.11 надано коефіцієнти перетворення циклів – зразків

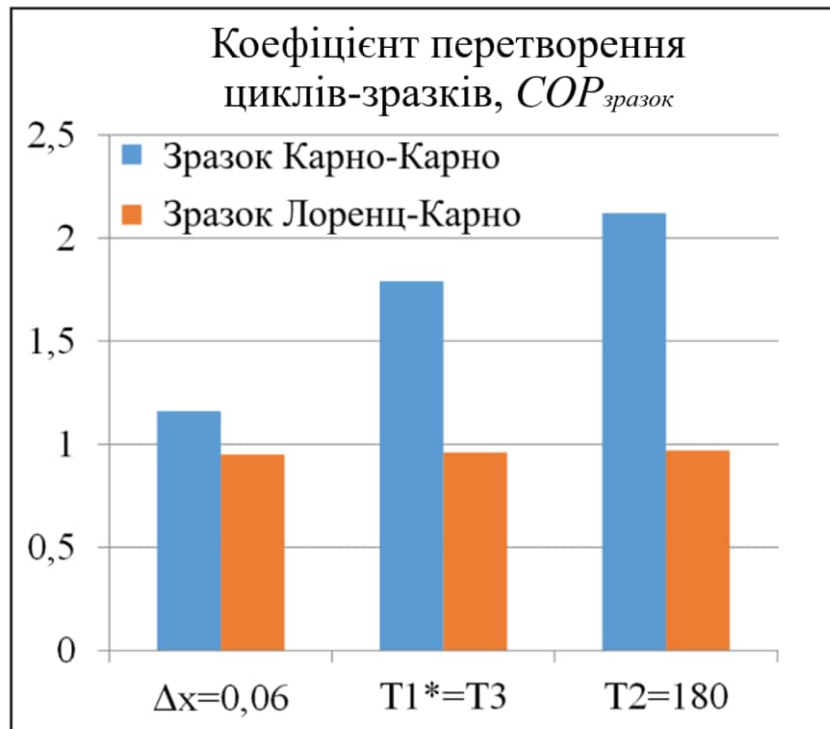


Рис.2.11. Коефіцієнти перетворення циклів-зразків

Ступінь термодинамічної досконалості досліджуваних циклів представлено на рис. 2.12.

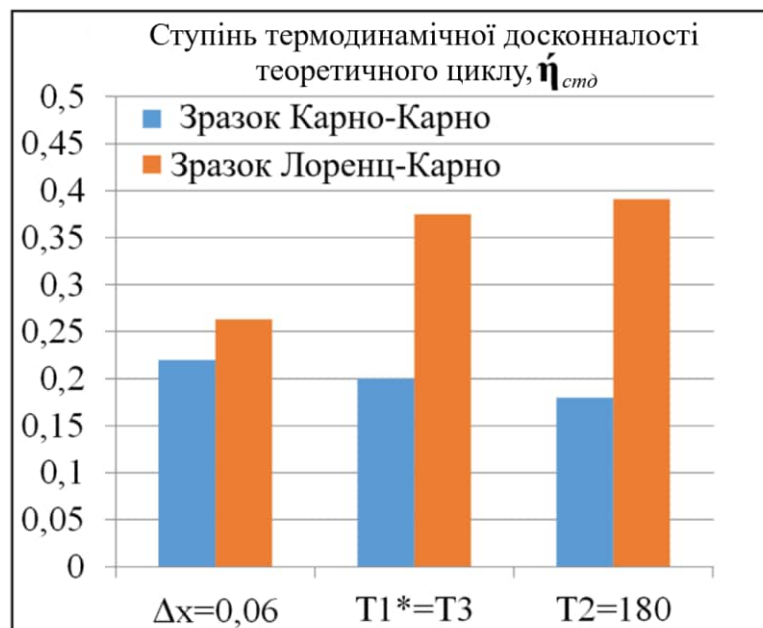


Рис.2.12. Ступінь термодинамічної досконалості теоретичного циклу з розширеною зоною дегазації

Як показали розрахунки, коефіцієнт перетворення відповідного циклу

Карно зростає в два рази у міру зростання температури джерела, що гріє, у заданому інтервалі температур. За тих самих умов у циклі Лоренца енергетична ефективність залишається постійною. Такі результати мають глибоке обґрунтування у роботі [68]. Отже, цикл Лоренца коректно вибирати як зразок для термохімічного компресора є пошук схемно-циклових рішень АТТ «методом циклів» з поетапним числовим моделюванням дозволяє здійснити раціональний вибір схемного рішення. Відповідно до умов аналізу, температури охолоджуючого середовища та об'єкту охолодження прийняті постійними. Тоді зону дегазації розчину визначає температура гріючого джерела та, відповідно, енергетичну ефективність циклу (рис.2.3). При температурі 90°C АТТ залишається працездатним із низькою енергетичною ефективністю (рис.2.6, цикл D1).

При підвищенні температури джерела, що гріє, до значень 250°C (рис.2.6, цикл D3) концентрація слабкого розчину знижується настільки, що початкова температура абсорбції стає вище початкової температури кипіння в генераторі, і спостерігається режим «перевищення температур». У цьому випадку пропонується ввести внутрішню регенерацію тепла: гарячим кінцем абсорбера нагріти холодний генератор як спосіб підвищення енергетичної ефективності циклу АТТ [73].

2.4.5. Розширення зони дегазації з використанням пристроїв для підвищення тисків (бустерів)

У одноступеневих абсорбційних машинах зі зниженням температури отримання $T_{хол}$ і температури теплоносія $T_{гар}$ загальний тепловий напір зменшується (рис.2.3). Це призводить до зниження температурних напорів в апаратах і до збільшення металоємності установки. При цьому зменшується зона дегазації, що збільшує витрату зовнішніх джерел енергії (тепла, води та електрики). Використання пристроїв для підвищення тисків (бустерів) дозволить збільшити загальний тепловий напір і розширити зону дегазації.

Найбільш перспективним є використання одноступеневого абсорбційного термотрансформатора з механічним бустером (компресором або ежектором)

Автор пропонує розглянути два напрямки в розвитку абсорбційно-компресорного термотрансформатора (рис.2.7) [28,74].

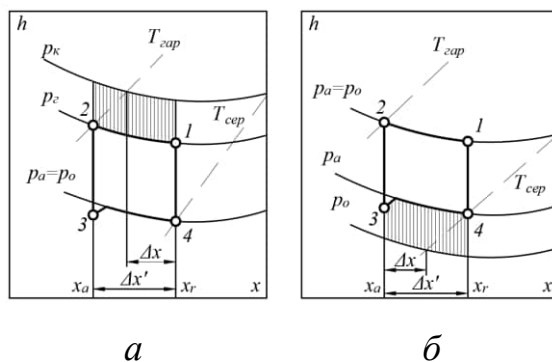


Рис.2.13. Цикли термохімічних компресорів гібридних АКТТ: а – бустер на стороні високого тиску, б – бустер на стороні низького тиску

Випадок низької T_{sep} . Для забезпечення значення $\Delta x' > \Delta x$ необхідно знизити тиск у генераторі ($p_g < p_k$). Для підтримки необхідного значення p_k частка пари з генератора стискується механічним шляхом до значення p_k , обумовленого T_{sep} .

У цьому випадку термодинамічна схема АКТТ буде мати вигляд – рис.2.8а.

Випадок високої T_{sep} . Пара холодильного агента після випарника стискується механічним шляхом до деякого значення p_a , що відповідає можливості забезпечення необхідного значення $\Delta x' > \Delta x$ при заданому T_{sep} , термодинамічна схема АКТТ має вигляд – рис. 2.8,б.

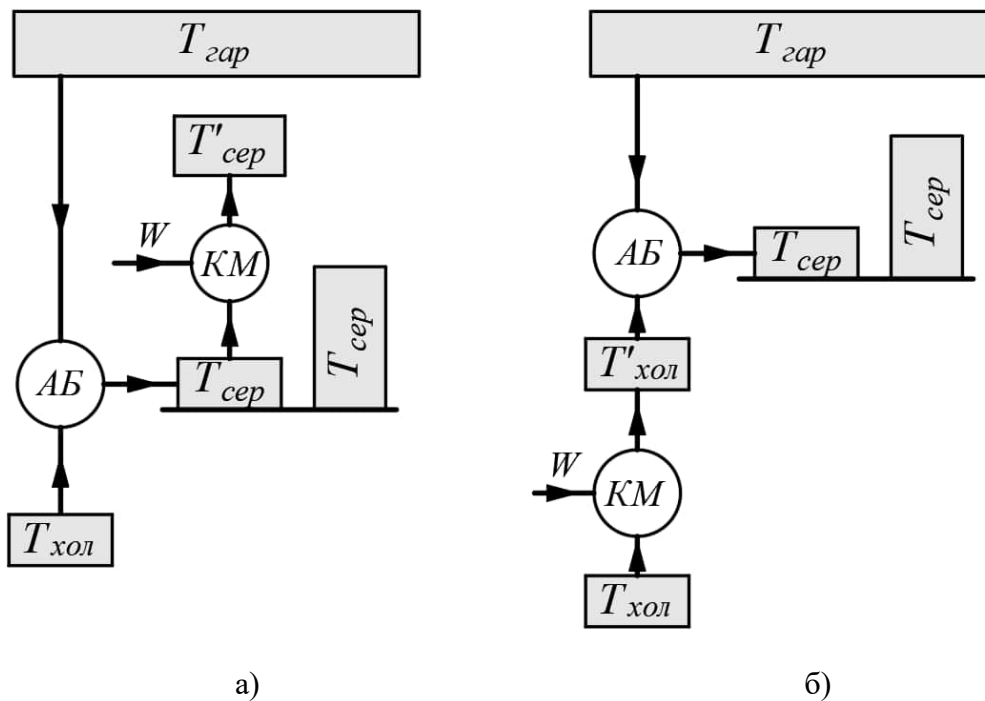


Рис.2.14. Термодинамічні схеми гібридних АКТТ з механічним приводом бустера: а) на стороні високого тиску; б) на стороні низького тиску

Застосування компресора як допоміжного пристрою між випарником і абсорбером відомо давно [28] для випадку низькотемпературних холодильних машин. Низькотемпературні водоаміачні абсорбційні холодильні машини широкого застосування в промисловості не знайшли в зв'язку з великими масогабаритними характеристиками. Зона стиснення пари агенту механічним шляхом передбачається значно меншою термохімічного стиснення. Якщо при створенні АКТТ температури $T_{г\text{ар}}$, $T_{с\text{ер}}$ і $T_{х\text{ол}}$ забезпечили величину $\Delta x' > 6\%$, то з'являється можливість організувати внутрішній енергетичний контур для виробництва механічної енергії на привід бустера і уникнути необхідності додаткового підведення електричної енергії (крім приводу насосів) для роботи АКТТ.

АКТТ складаються з трьох контурів:

- основного, у якому відбувається термохімічна компресія;
- компресорного, у якому відбувається механічне стиснення;
- додаткового, у якому створюється робота для приводу компресора.

Кожен контур працює за своїм циклом. Об'єднання трьох циклів утворить один загальний цикл АКТТ. Граничні концентрації міцного розчину x_r і слабкого розчину x_a утворять зону дегазації АКТТ у цілому, незалежно від того, до якого внутрішнього циклу вони відносяться. Термодинамічні схеми триконтурних АКТТ надано на рис.2.9 [28]

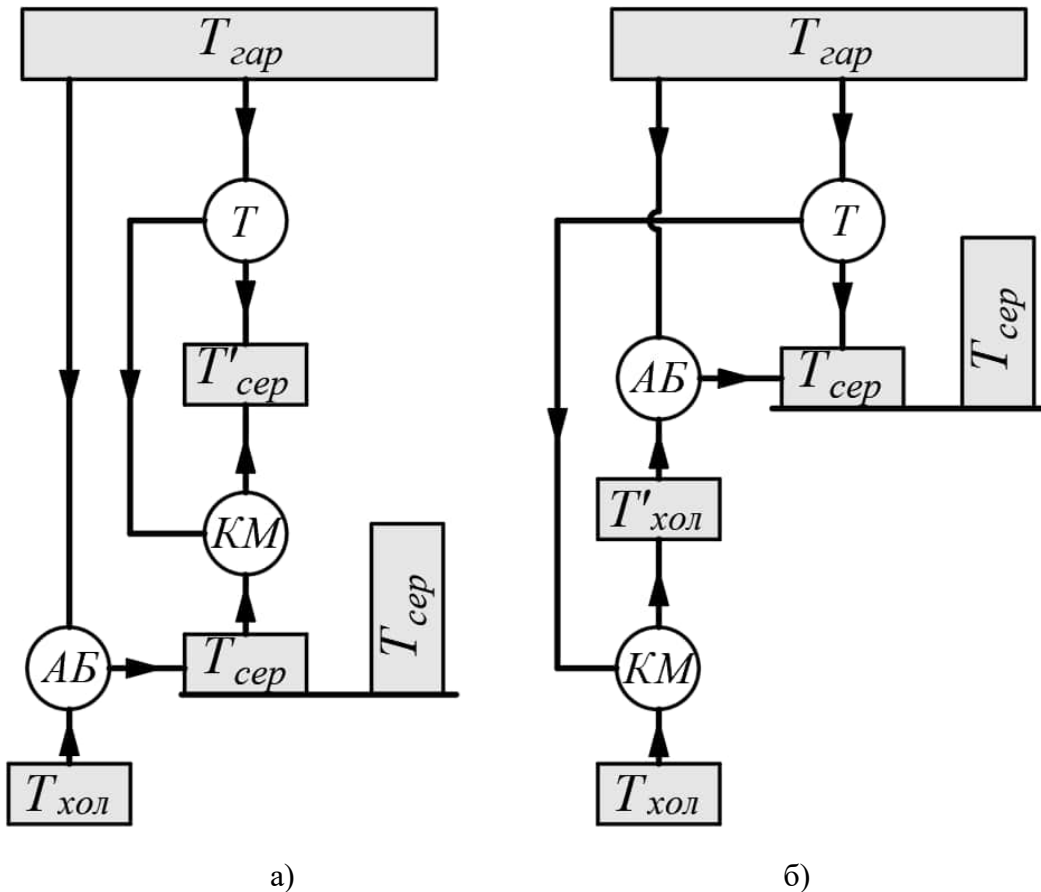


Рис.2.9. Термодинамічні схеми гібридних АКТТ з тепловим приводом компресора: а) на стороні високого тиску; б) на стороні низького тиску

Різноманіття схемних рішень АКТТ значно більше циклових, тому для АКТТ розглянемо лише циклові рішення. Їхня безліч заснована на взаємному розміщенні основного, компресійного і додаткового контурів між собою.

Класифікаційні ознаки розглянутих АКТТ:

- по взаємному розміщенню циклів
- ~ суміжні;
- ~ поєднані;

- по механічній компресії
 - ~ на стороні низького тиску;
 - ~ на стороні високого тиску;
- по розміщенню ступеневих апаратів
 - ~ одноступеневий генератор і двоступеневий абсорбер;
 - ~ двоступеневий генератор і одноступеневий абсорбер;
 - ~ двоступеневі генератор і абсорбер;
 - ~ одноступеневі генератор і абсорбер (окремий випадок двоступеневого генератора й абсорбера, за умови, що генератори працюють при однаковому тиску й обігріваються паралельно, абсорбери працюють при однаковому тиску і охолоджуються паралельно).

У випадку використання замість компресора і турбіни ежектора, компресійний і додатковий контур поєднуються.

Циклові рішення термохімічних компресорів для термотрансформаторів з тепловим живленням бустерного пристрою надано у таблиці 2.4 [28].

З таблиці 2.4 видно, що при включенні додаткового контуру тиски у генераторах основного контуру (p_{c1}) і додаткового контуру (p_{c2}) відрізняються. Це ж відноситься і до тисків абсорбції p_{a1} основного контуру і p_{a2} додаткового контуру.

При взаємному розміщенні циклів враховуються як можливість одержання максимальної роботи розширення в додатковому циклі, так і зниження теплоти ректифікації (дефлегматор проохолоджується холодним міцним розчином), тобто термохімічний компресор відноситься до трипотокowego теплообмінника для забезпечення заданого значення $x_d=0,998$ з найменшими витратами.

Таблиця 2.4 Цикли термохімічного компресора з бустером

		Один генератор Два абсорбери	Два генератори Один абсорбер	Два генератори Два абсорбери
ПОСІДНАНІ ЦИКЛИ	Механічна компресія на стороні низького тиску			
	Механічна компресія на стороні високого тиску			

Примітка: вертикальне штрихування – зона механічної компресії; похиле штрихування – зона «додаткового контуру»

Вихідними температурами для вибору схемного рішення АТТ будемо як і раніше вважати $T_{сер}$ і $T_{зап}$. Температура $T_{хол}$ приймається постійною (відповідно з цим $T_o=const$ і $p_o=const$). У цьому випадку можливі 4 варіанти, що утворять пари сполучень $T_{сер}$ і $T_{зап}$, що і буде визначати «конкретні умови експлуатації»:

- постійна температура середовища, що охолоджує ($T_{сер} = const$);
- змінна температура середовища, що охолоджує ($T_{сер} = var$);
- постійна температура джерела, що гріє ($T_{зап} = const$);
- змінна температура джерела, що гріє ($T_{зап} = var$).

Будь-яке схемне рішення має як позитивні, так і негативні якості. Тільки результати термoeкономічного аналізу за конкретних умов експлуатації (при відомому характері зміни $T_{сер}$ і $T_{зап}$, а також їхньому значенні) можуть вказати на оптимальне схемне рішення.

Розглядаючи ежектор як пароструминний компресор, багато схемних рішень бустер-компресор можуть бути перетворені в бустер-ежектор, однак

цикл (Таблиця 2.4) залишиться без зміни. Єдиним обмеженням, що накладається на роботу усіх розглянутих схем, є те, що температура охолоджуючого середовища $T_{сер}$ не може бути вищою за температуру джерела $T_{зар}$, що гріє. У протилежному випадку змінюється термодинамічна схема, тобто з понижувальних термотрансформатори перетворюються в підвищувальні.

2.5. Висновки до Розділу 2.

1. Створюючи складні термодинамічні схеми та цикли автор передбачає реальне впровадження тепловикористальних водоаміачних машин у склад автономних систем тригенерації малої енергетики. У таких випадках вихідні характеристики машини: температури одного або кількох об'єктів охолодження $-30...10^{\circ}\text{C}$, температури теплоносіїв сонячних енергетичних установок $70...100^{\circ}\text{C}$, теплові потужності гібридних абсорбційних систем узгоджуються з вимогами споживача холоду.

2. Практичну реалізацію обраного схемно-циклового рішення автори пов'язано з вибором конструкцій теплообмінних апаратів машини. Наявність сучасних конструкцій пластинчастих теплообмінних апаратів для водоаміачних абсорбційних машин розширює номенклатуру тепловикористальних холодильних машин та інтервал температур отриманого холоду. Використання ежектора у гібридних машинах забезпечує зниження витрат на обслуговування системи охолодження.

3. Розглянуті приклади не вичерпують різноманіття практичних завдань та можливості їх вирішення засобами створення складних схем тепловикористальних машин.

РОЗДІЛ 3

ФУНКЦІОНАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЖЕКТОРІВ ЯК ЕЛЕМЕНТІВ ГІБРИДНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

3.1. Загальні положення

Як було розглянуто у Розділі 2 ежектор як бустер застосовується на стороні високого тиску між генератором і конденсатором, так і на стороні низького тиску між абсорбером і випарником. В обох випадках досягається розширення зони дегазації у циклі, що забезпечує працездатність та підвищення ефективності абсорбційного термотрансформатора за умови високої температури навколишнього середовища або низької температури отриманого холоду. У звичайних ежекторних машинах ежектори працюють при великих ступенях розширення $p_s/p_o > 50$ і ступенях стиснення $p_k/p_o > 2,5$ [75-80] тоді як у гібридних установках вони працюють у режимі бустера: ступенях розширення $p_s/p_o < 20$ і ступенях стиснення $p_a/p_o < 2,5$ [81,82]. Для роботи ежектора потрібні три рівні тиску: високого, середнього та низького та два контури циркуляції потоків- головний та допоміжний (таблиця 3.1). Конструктивні рішення для реалізації умов повинні виконуватися у схемі термотрансформатора (рис.3.1 – 3.4).

Таблиця 3.1 Схемні рішення контуру ежектора-бустера

Активний потік робочої пари	Пасивний потік ежектуючої пари
Лінія високого тиску	
Пара холодоагенту з котла високого тиску при кипінні частки рідини після конденсатора	пара холодоагенту, що виходить з генератора
Лінія низького тиску	
Пара після генератора (дефлегматора)	пара після випарника,

Пара рівноважна киплячому розчину у генераторі	Пара після випарника
Рідина після конденсатора	Пара після випарника

3.2. Процеси в ежекторах, що працюють у режимах бустерів

Ежектор на лінії високого тиску

Ежектор в якості бустера застосовується на лінії високого тиску між генератором і конденсатором для реалізації циклу з високою температурою охолоджуючого середовища. Для отримання робочої пари з тиском $p_{кот}$, що живить ежектор, застосовують котел високого тиску, в якому кипить частка холодоагенту, що відбирається з конденсатора. Принципова технологічна схема та процеси ежектора-бустера з використанням енергії пари холодоагенту високого тиску наведено на рис.3.1.

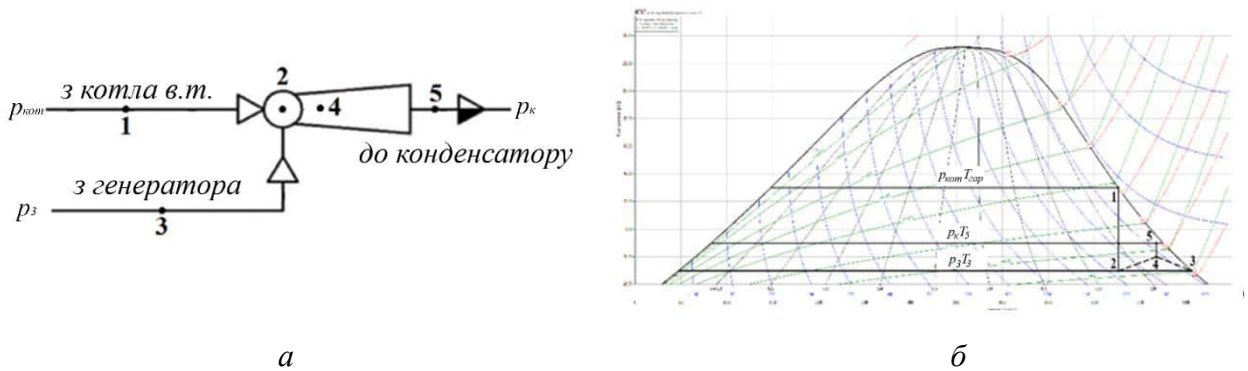


Рис.3.1. Принципова схема (а) та цикл у діаграмі $T-s$ (б) ежектора-бустера на лінії високого тиску

Робочою речовиною у ежекторі є пара чистого холодоагенту, що циркулює у основному процесі. Пара аміаку (точка 1) з котла високого тиску підводиться до сопла ежектора, де при розширенні (точка 2) до тиску $p_{гнт}$ відсмоктує пару з генератора низького тиску (точка 3). Суміш, що утворилася (точка 4), стиснена у дифузорі, надходить у конденсатор з тиском p_k (точка 5), де конденсується. Система працює при трьох тисках: високому $p_{кот}$, середньому $p_k = f(T_{сер})$ та низькому $p_{гнт}$.

Зону дегазації розчину у генераторі абсорбційного контуру розширено у сторону високих концентрацій при постійній температурі охолоджуючого середовища $T_{сер}$.

Ежектор «пара- пара» на лінії низького тиску

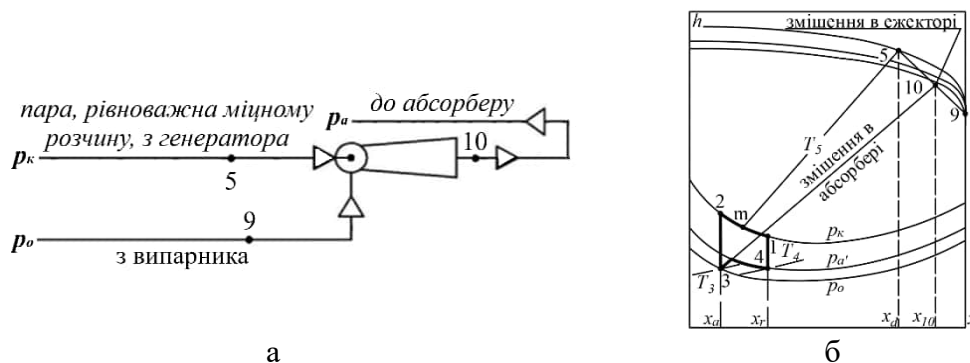


Рис.3.2. Принципова схема (а) та цикл у діаграмі $h-x$ (б) ежектора-бустера на лінії низького тиску з використанням енергії пари з генератора, рівноважної міцному розчину

Частка пари аміаку (точка 5) з генератора відводиться до сопла ежектора, де при розширенні відсмоктує пару з випарника (точка 9). Суміш, що утворилася, стиснена у дифузорі і надходить у абсорбер (точка 10), де поглинається слабким розчином. Система працює при трьох тисках: високому $p_k=f(T_{сер})$, середньому p_a та низькому $p_o=f(T_{хол})$. Зону дегазації розчину у генераторі абсорбційного контуру розширено у сторону високих концентрацій за умови постійної температури охолоджуючого середовища $T_{сер}$. Особливістю циклу є параметри пари, що відводиться з генератора до сопла.

Варіанти підключення ежектора у схему термохімічного компресора зображено на рис.3.3.

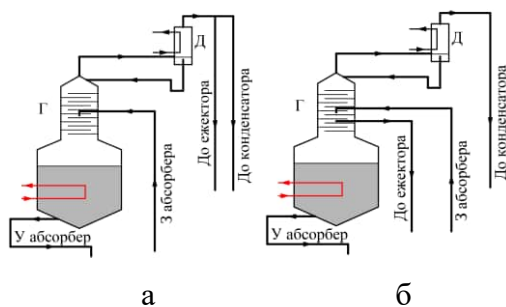


Рис.3.3. Схема підключення сопла парового ежектора

Можна відводити пару, рівноважну міцному розчину (x_m, p_k, T_{m2}), що утворилася у генераторі (рис.3.2б), і цикл ежектора здійснюється з сумішшю у двофазному стані [81,82]. Можна відводити пару після дефлегматора, тоді концентрація її становить $x=0.997-1.0$, і цикл в ежекторі реалізується з потоками чистих компонентів.

Ежектор «пара- рідина» на лінії низького тиску

Енергія, що звільняється при розширенні рідкого холодоагенту, є механічною і на відміну від теплової може безпосередньо приводити в дію ежектор [84-87]. Незважаючи на невелику витрату рідини, при раціональному її використанні можна отримати відчутний результат. Потреба у холоді двох температурних рівнів може бути задоволена установкою парорідинного ежектора-бустера.

Принципова технологічна схема та цикл ежектора-бустера з використанням енергії рідини холодоагенту після конденсатора, з отримання холоду на двох температурних рівнях надано на рис 3.4.

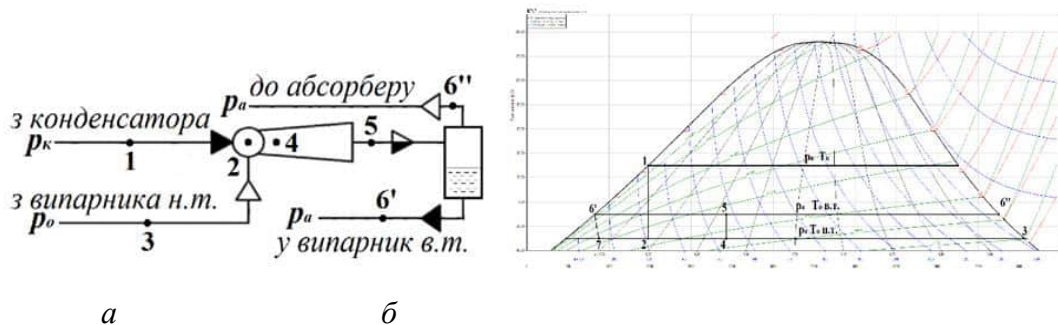


Рис.3.4. Принципова технологічна схема (а) та процеси $T-s$ (б) ежектора-бустера з використанням енергії рідини холодоагенту

Робочою речовиною у ежекторі є чистий холодоагент, що циркулює у основному процесі. Активне середовище насиченої рідини (точка 1), що закипає при витіканні з сопла формує надзвуковий струмінь парорідинної структури (точка 2) та відсмоктує пару з випарника низького тиску (точка 3).

Суміш, що утворилася (точка 4) і стиснена у дифузорі (точка 5) надходить у сепаратор (відокремлювача рідини). Пара, що утворилася у ежекторі, з'єднується з парою, що утворилася у випарнику високого тиску і суміш надходить у абсорбер (точка 6''). Рідина (точка 6'), повертається у випарник високого тиску.

Для подальшого моделювання та аналізу повинна бути надана вихідна інформація щодо продуктивності об'єктів охолодження, інформація про температурний режим роботи машини для об'єкту та статистична інформація про інтенсивність сонячної радіації в місцевості, якщо сонячна енергія є джерелом живлення абсорбційної машини. Зв'язки системи здійснюються за класичними рівняннями термодинаміки, тепломасообміну, гідрогазодинаміки. Рішення конкретизованих зв'язків замикається набором балансових рівнянь елементів: витрат, енергії, гідравлічних напорів, зміни ентальпій. Величина перевиробництва пари у генераторі визначається коефіцієнтом ежекції U , оскільки масову витрату робочої речовини активного потоку на роботу ежектора необхідно повернути в цикл для збереження матеріального балансу.

3.3. Моделювання процесів в ежекторі

Визначення коефіцієнта ежекції U як характеристики продуктивності ежектора засноване на конструкційній моделі ежектора з циліндричною та конічно-циліндричною камерами змішування та методом розрахунку, запропонованим Шестопаловим та ін [75,76,77]. На рис.3.5 схематично зображено профіль проточної частини ежектора і вказані основні позначення, а також розподіл тиску в проточній частині апарата. Діаграма тиску наочно свідчить про співвідношення у ежекторі-бустері: мала різниця тисків між камерою змішування та дифузором.

У методі використовуються такі припущення для аналізу:

- робочий і ежектуємий потоки характеризуються однаковими показниками адіабати і універсальної газової постійної R ;

- робочий потік не розширюється і не змішується з потоком, що ежектуються в приймальній камері між перерізами 1-1 і 2-2 (рис.3.5);
- товщина кромки сопла в перерізі 1-1 незначна і не враховується;
- у перерізі у-у статичний тиск робочого і ежектуемого потоків дорівнює критичному тиску потоку, що ежектуються: $p_{py}=p_{ny}=p_H \cdot \Pi_{HX}$.
- початкові швидкості робочого і ежектуемого потоків на вході в сопло і всмоктувальну камеру дорівнюють нулю.

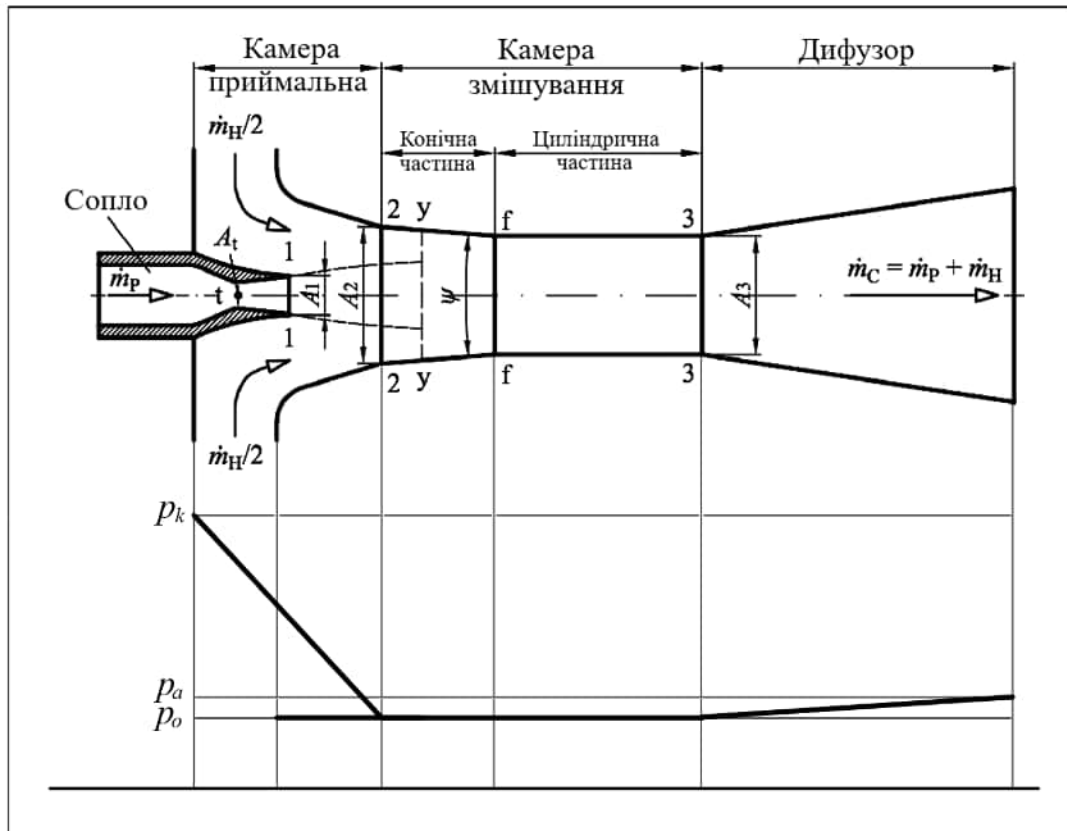


Рис.3.5. Принципова схема ежектора з конічно-циліндричною камерою змішування [75]

Пропонований метод полягає у вирішенні задачі нелінійного програмування для цільової функції:

$$U = U(x_1, x_2, z_1, z_2 \dots z_i) \Rightarrow MAX$$

маючи на увазі такі обмеження:

$$seq_i(x_1, x_2, z_1, z_2 \dots z_k) = 0, \quad i = 1, 2$$

$$0 < x_n \leq 1, \quad n = 1, 2, 3$$

де, x_1, x_2 – незалежні змінні; а z_1, z_2, \dots, z_k означають параметри цільової функції.

Це завдання вирішується градієнтними методами серед пакета комп'ютерної математики MatLab з використанням додаткового модуля Optimization Toolbox. Щодо завдання визначення коефіцієнта ежекції U , то результатом його вирішення є значення газодинамічних функцій λ_{C3} і λ_{H2} , які використовуються для визначення максимального коефіцієнта ежекції U_{MAX} . Рівняння визначення цього параметра, засновані на законах збереження маси, енергії та моменту, представлені у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Рівняння для математичної моделі ежектора

Параметри	Рівняння
Газодинамічна функція λ_{MAX}	
Газодинамічна функція λ_{P2}	$\lambda_{P2} = \lambda_{MAX} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_H}{P_P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$
Газодинамічна функція Π_X	$\Pi_X = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
Газодинамічна функція ε_{P2}	$\varepsilon_{P2} = \lambda_{P2} \cdot \left(\frac{P_H}{P_P} \cdot \frac{1}{\Pi_X}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$
Газодинамічна функція Π_{C3}	$\Pi_{C3} = \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \cdot \lambda_{C3}^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
Газодинамічна функція Π_{H2}	$\Pi_{H2} = \left[1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \cdot \lambda_{H2}^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
Газодинамічна функція Π_{C2}	$\Pi_{C2} = \Pi_{H2} \cdot \frac{P_H}{P_P}$
Коефіцієнт φ	$\varphi = \frac{\varphi_3}{\gamma \cdot \Pi_X \cdot \beta}$
Коефіцієнт K_1, K_2	$K_1 = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3$
	$K_2 = \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4$

Коефіцієнт K_3	$K_3 = \frac{\varphi}{\varepsilon_{P2}} \cdot \frac{P_C}{P_P} \cdot \left\{ \Pi_{C3} - \frac{P_H}{P_C} \cdot \left(\beta - 0.5 \cdot (\beta - 1) \times \right. \right.$ $\left. \left. \times \Pi_{H2} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_C}{P_H} \right)^{1-\delta} \cdot \left(\frac{\Pi_{C3}}{\Pi_{H2}} \right)^{1-\delta} \right] \right\}$
Коефіцієнт K_4	$K_4 = \frac{\varphi}{\varepsilon_{H2}} \cdot \frac{P_C}{P_H} \cdot \left\{ \Pi_{C3} - \Pi_{C2} \cdot \left(\beta - 0.5 \cdot (\beta - 1) \times \right. \right.$ $\left. \left. \times \left[1 + \left(\frac{P_C}{P_H} \right)^{1-\delta} \cdot \left(\frac{\Pi_{C3}}{\Pi_{H2}} \right)^{1-\delta} \right] \right\}$
Безрозмірна температура Θ	$\Theta = \frac{T_H}{T_P} = \frac{a_{HX}^2}{a_{PX}^2}$
Коефіцієнт ежекції U	$U = \frac{K_1 \cdot \lambda_{P2} - \lambda_{C3} - K_3}{\lambda_{C3} + K_4 - K_2 \cdot \lambda_{H2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\Theta}}$

Послідовність розрахунків, заснованих на цих рівняннях, показано на блок-схемі (рис.3.6). Необоротні втрати енергії робочою речовиною, що проходить через сопло, приймальну камеру, дифузор та вхідну частину камери змішування описуються швидкісними коефіцієнтами φ_1 , φ_2 , φ_3 та φ_4 відповідно. Значення цих коефіцієнтів визначено експериментально і дорівнюють $\varphi_1 = 0.95$, $\varphi_2 = 0.975$, $\varphi_3 = 0.9$ та $\varphi_4 = 0.925$ [75,76,77]. Крім того, для опису підвищення тиску в конічній частині камери змішування та співвідношення площ секцій у-у і 3-3 використовуються коефіцієнти δ і σ , відповідно. Значення цих коефіцієнтів у цьому дослідженні дорівнюють $\delta = 0.5$ і $\sigma = \beta$. На основі отриманого значення U при розрахунковій масовій витраті потоку, що ежектується з випарника, визначається масова витрата робочого потоку з генератора.

3.4. Число моделювання процесів в ежекторі

Використовуючи попередню інформацію, на окремому прикладі виконаємо числове моделювання термічних та конструктивних характеристик ежектора-бустера. Режим роботи ежектора за робочими параметрами гібридної машини.

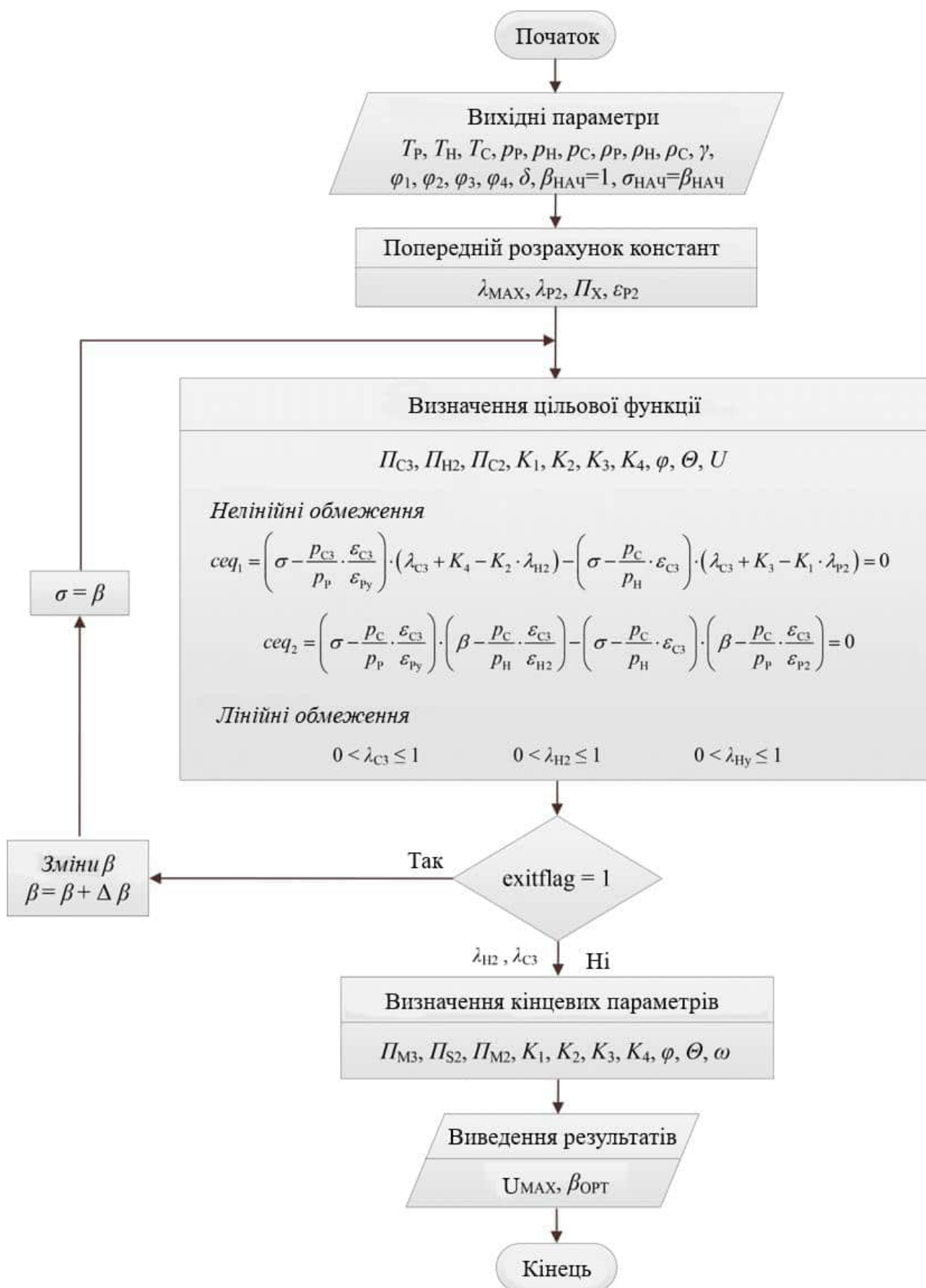


Рис.3.6. Блок-схема розрахунку значень $U_{МАХ}$ та $\beta_{ОРТ}$

Дійсний коефіцієнт ежекції газоструминного ежектора U не може перевищувати U_{MAX} , тобто $U \leq U_{MAX}$. Значення μ , що визначає величину U_{MAX} поки не може бути визначено теоретично. На основі результатів випробувань газоструминних ежекторів можна прийняти значення $\mu = 1,35 \div 1,5$ [75].

Визначення параметрів рівноваги водоаміачного розчину

Програма розрахунку коефіцієнта ежекції U , що створена в математичному пакеті MatLab, вимагає визначення параметрів робочої речовини у ході обчислень. Для отримання цих параметрів використовується програма REFPROP [87], що підключено до основної програми розрахунку величини U , дозволяє **визначати термодинамічні та теплофізичні властивості робочої речовини** безпосередньо під час роботи основної програми. Особливістю абсорбційної машини є застосування водоаміачного розчину як робочої речовини зі зміною концентрації розчину та рівноважної пари у різних процесах циклу.

Отже, при розрахунках коефіцієнта ежекції U для ежектора в абсорбційній машині необхідно враховувати зміну концентрації та визначати параметри при заданих масових концентраціях води та аміаку в розчині у кожній точці циклу. Для цього REFPROP передбачає створення заданої суміші, а визначення необхідного параметра цієї суміші при відомих температурі і тиску в програмі MatLab здійснюється за допомогою функції, яка в загальному вигляді може бути логічною представлена як

$$A = \text{refpropm}('A', 'T', \text{температура в К}, 'P', \text{тиск в кПа}, 'water', 'ammonia', \\ \text{[концентрація води, концентрація аміаку]})$$

де, A – параметр, що визначається, наприклад, ентальпія.

Використання цієї функції дозволяє уникнути ручного визначення параметрів водоаміачного розчину з використанням h - x -діаграми та підвищити точність обчислень.

При двохтемпературних об'єктах виробництва холоду за заданими температурами кипіння T_{o1} і T_{o2} визначають U . Маючи на увазі, що ця величина

не повинна перевищувати граничного значення U_{MAX} . при якому теплове навантаження випарника низького тиску дорівнює нулю.

Маючи значення U , визначають питому холодопродуктивність випарника низького тиску та загальну в машині. При певному поєднанні температур T_{o1} і T_{o2} частка холоду за низьким тиском може виявитися суттєвою.

3.5. Число моделювання процесів в ежекторі

Використовуючи попередню інформацію, на окремому прикладі виконаємо числове моделювання термічних та конструктивних характеристик ежектора-бустера. Режим роботи ежектора за робочими параметрами гібридної машини. Вихідні дані для моделювання:

- Низькотемпературна машина;
- Температура джерела для сонячного живлення генератора $T_{зар}$;
- Температура виробництва холоду $T_{хол}$;
- Температура охолоджуючого середовища $T_{сер}$;
- Масова витрата холодоагенту $m_{хол}$.

Результати розрахунку надано у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3.Результати числового моделювання

Параметр або характеристика	Умовне позначення	Одиниці виміру	Числове значення
Температура пари на виході з випарника з	T_8	°C	-30
Температура пари на вході до сопла ежектора	T_5	°C	98,7

Температура суміші на виході з дифузора	T_{10}	°C	+25
Тиск пари на виході з випарника	P_8	МПа	0,088
Тиск пари на вході до сопла ежектора	P_5	МПа	1,001
Тиск суміші на виході з дифузора	P_{10}	МПа	0,121
Різниця тисків	P_5-P_{10}	МПа	0,88
Різниця тисків	$P_{10}-P_8$	МПа	0,032
Ентальпія суміші на виході з дифузора	h	кДж/кг	1664,3
Коефіцієнт ежекції	U	-	2,303
Масова витрата холодоагенту	$m_{хол}$	кг/с	1,0
Масова витрата робочої пари	g	кг/с	0,434
Показник адіабати	k	-	1,18
Критичний живий перетин сопла	F_p	мм ²	347,76
Критичний діаметр сопла	D_p	мм	21,42
Живий перетин на виході сопла	F_2	мм ²	870,8,
Діаметр на виході сопла	D_2	мм	44,3
Живий перетин на вході у камеру змішення	F_3	мм ²	7412,4

Діаметр на вході у камеру змішення	D_3	мм	97,15
Живий перетин на виході з камери змішення	f	мм ²	771,96,5
Діаметр на виході з камери змішення	d	мм	95,7
Коефіцієнт	$\beta_{ОРТ.}$	-	1,03

Розрахунок виконано за умови масової витрати холодоагенту $m_{хол}=1$ кг/с.

Результат є узагальненим для термотрансформаторів за постійними вихідними параметрами. За зміною холодопродуктивності геометричні розміри ежектора зміняться пропорційно масовим витратам холодоагенту.

3.6. Висновки за розділом 3.

1. Ежектор у якості бустера забезпечує працездатність АЕТТ в режимах роботи за низькою температурою отримання холоду або високою температурою навколишнього середовища.

2. Усі характеристики ежектора визначаються з залученням пакетів комп'ютерних програм, що забезпечує високу точність отриманих результатів та економію часу проєктування термотрансформаторів.

3. Робота ежектора потребує підвищення витрати міцного розчину на 3.6%, величину сумірну з похибкою розрахунків, характеристики машини., тому установка ежектора не вплине на експлуатаційні характеристики машини.

РОЗДІЛ 4

ГІБРИДНІ ВОДОАМІАЧНІ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРИ

4.1. Загальні положення

Узагальнюючи усе викладене у попередніх розділах щодо можливості розширення зони дегазації найбільш перспективними є поєднання одноступеневої абсорбційної машини з ежектором, що має теплове живлення і служить бустер-ступенем комбінованої машини. Використання ежектора з метою зниження температури у випарнику абсорбційної машини запропоновано на ІХ Конгресі по холоду у Парижі угорськими інженерами Геллером та Фараго [88]. В машині для підвищення тиску пари, що виходить з випарника, використано ежектор, що має живлення робочою парою з генератора. Запропонована установка холодопродуктивністю 200 кВт при температурі кипіння у випарнику $T_o = -70^\circ\text{C}$ стало першим схемно-цикловим рішенням у групі гібридних тепловикористальних термотрансформаторів.

Живлення генератора здійснювалося гарячою водяною парою температурою $T_{\text{gap}} = 164^\circ\text{C}$ та тиском $p_{\text{gap}} = 0,7 \text{ МПа}$. За результатами експерименту дійсний коефіцієнт перетворення досягнув значення $\text{COP} = 0,2$, у той час як за розрахунком двоступеневої абсорбційної установки мав би значення не вище 0.141. Усі нові розробки на рівні патентів, розроблених проф. Мінкусом Б.А. [50]. передбачали удосконалення попередньої шляхом введення додаткового обладнання з метою підвищення енергетичної ефективності циклу.

Раціональні термодинамічні рішення супроводжувалися зростанням масогабаритних характеристик, і у практичному впровадженні абсорбційні низькотемпературні машини були неконкурентна спроможними з парокompресорними. Сучасний розвиток технологій у галузі створення нових типів теплообмінних апаратів та попиту на тепловикористальні машини повертає увагу до наукового досвіду.

В дослідженні розглянуто тільки ті схеми та цикли гібридних термотрансформаторів, що задовольняють умовам: первинною енергією є сонячна ($T_{\text{zap}}=100^{\circ}\text{C}$), постійна температура охолоджувального середовища ($T_{\text{сер}}=25^{\circ}\text{C}$), одно- або двотемпературний об'єкт охолодження. Прийняті умови відповідають системі тригенерації малої енергетики.

4.2. Одноступеневий низькотемпературний абсорбційно-ежекторний термотрансформатор

Знижувальний термотрансформатор з живленням від сонячної енергетичної установки. призначено для холодопостачання низькотемпературного об'єкту. Відповідно до рів.2.2 (Розділ 2) за вказаних умов мінімальна теоретична температура у випарнику дорівнює -30°C з мінімальною зоною дегазації у генераторі $\Delta x=0,06$. Для забезпечення працездатності машини або розширення зони дегазації у схемі використано ежектор у якості бустера на лінії низького тиску. Принципову технологічну схему надано на рис.4.1, цикл у діаграмі $h-x$ на рис 4.2.

Головні процеси за схемою. Пара аміаку з дефлегматора Д (точка e) поступає у конденсатор К. Отримана у конденсаторі рідина аміаку (точка б) після дроселювання ДВ1 (точка 7) кипить у випарнику В, здійснюючи охолодження об'єкту безпосередньо або через проміжний холодоносіє. Частка пари з генератора Г (точка 5) відводиться до сопла ежектора Е, де при розширенні відсмоктує пару з випарника В (точка 8). Стиснена у дифузори суміш (точка 10) надходить у абсорбер А, де поглинається слабким розчином (точка 3). Отриманий міцний розчин (точка 4*) насосом Н подається через теплообмінник розчинів ТР (точка 1) у генератор Г.

Головні параметри циклу. Цикл 1*234* (рис.4.2) з мінімальною зоною дегазації здійснено за двома тисками: високому $p_k = f(T_k)$ і низькому $p_o = f(T_o)$.

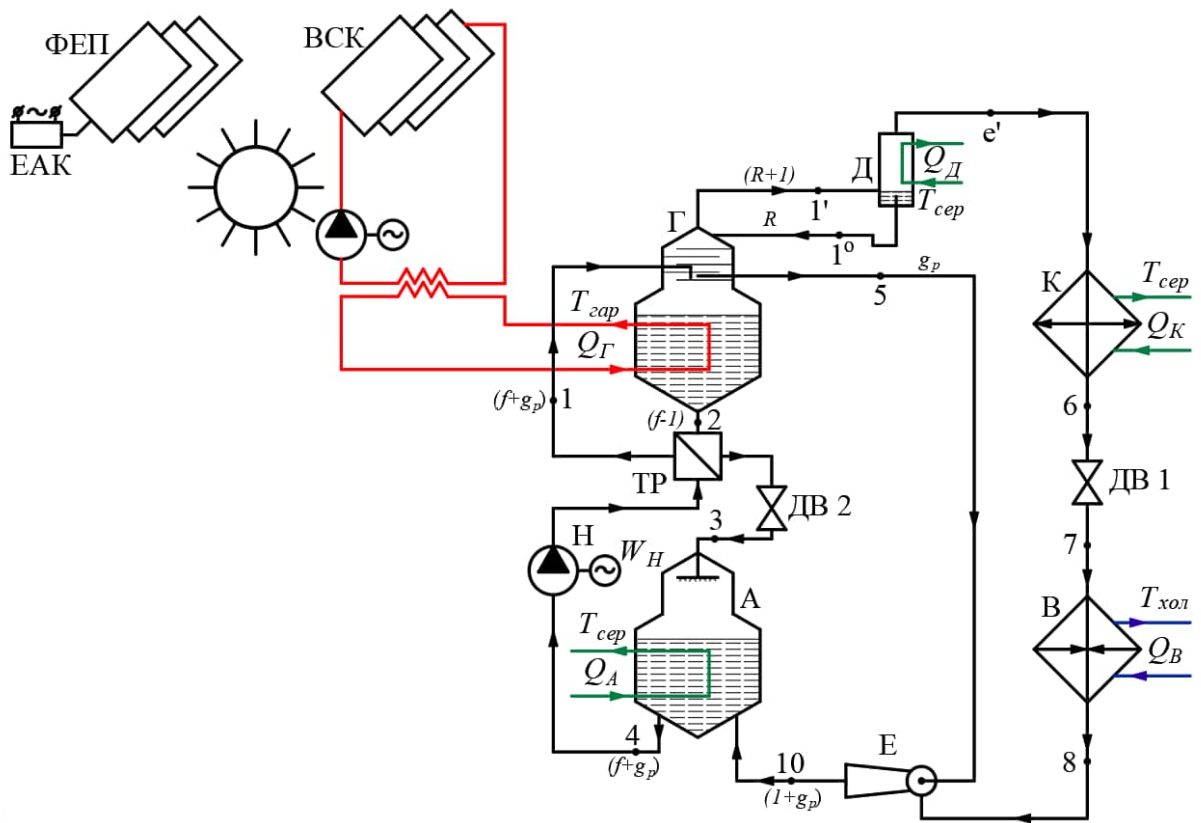


Рис.4.1. Технологічна схема гібридного абсорбційно-ежекторного термотрансформатора з ежектором на лінії низького тиску

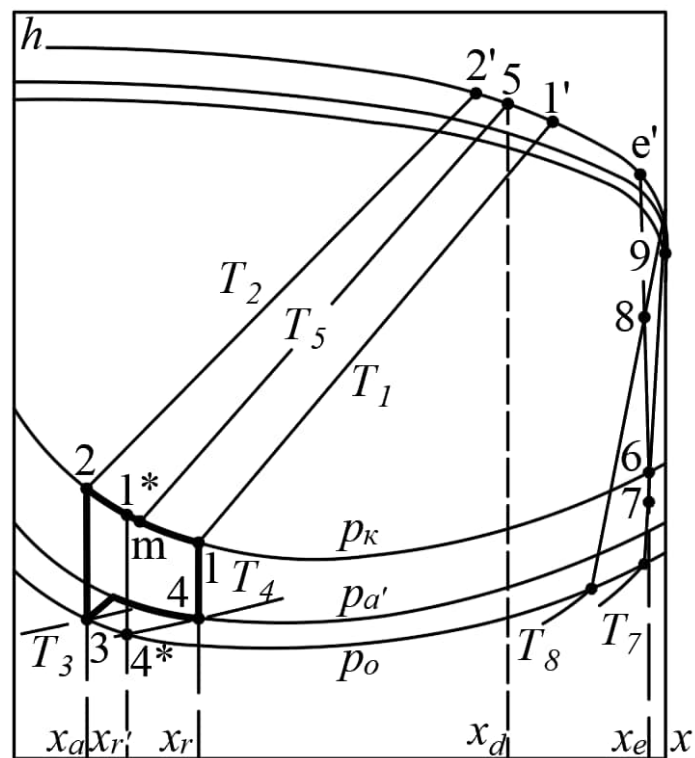


Рис.4.2. Цикл термохімічного компресора гібридного АЕТТ з ежектором на лінії низького тиску

Цикл 1234 (рис.4.2) здійснюється за трьома тисках: високому $p_k = f(T_k)$, середньому $p_a = f(T_o)$ та низькому $p_o = f(T_o)$. Зону дегазації розширено у сторону високих концентрацій $x_r' > x_r$.

Моделювання характеристик циклу

Математична модель визначення характеристик та енергетичної ефективності циклу складається з двох розрахункових блоків: головного – моделі абсорбційного циклу і додаткового – моделі ежекторного контуру [50].

Вихідні параметри для моделювання:

- Температура гріючого джерела $T_{гар}$;
- Температура охолоджуючого середовища $T_{сер}$;
- Температура об'єкту, що охолоджується $T_{хол}$;

Похідні параметри:

- Температури у вузлових точках циклу ($T_i + \Delta T_i$) згідно до п.2 Розділу 2;
- Тиски в апаратах p_i ;
- Коефіцієнт ежекції U , визначається для ежекторного контуру з використанням методики, що викладена у Розділі 3 [75].

Характеристики циклу згідно до математичного моделювання процесів:

- Кратність циркуляції розчину в абсорбційному блоці, f кг/кг;
- Коефіцієнт ежекції у контурі ежектора, U ;
- Теплове навантаження на теплообмінник розчинів, $Q_{ТР}$, кВт;
- Кількість флегми, що утворилася у дефлегматорі, R , кг/с;
- Тепло, що відведено у дефлегматорі, Q_D , кВт;
- Теплове навантаження на генератор, Q_G , кВт;
- Теплове навантаження на конденсатор, Q_K , кВт;
- Теплове навантаження на випарник, Q_o , кВт;
- Енергетичний баланс машини $Q_{nidv} = Q_{vidv}$;
- Коефіцієнт перетворення, COP .

Числове моделювання характеристик, енергетичний та ексергетичний аналізи циклу буде надано на окремому прикладі у Розділі 6 дисертації.

4.3. Абсорбційно-ежекторний термотрансформатор АЕТТ з двома генераторами та ежектором на лінії низького тиску

Досліджується термотрансформатор, що удосконалює попередній шляхом застосування додаткового генератора 2 з зниженим тиском, що забезпечує живлення ежектора робочою парою (рис.4.3). У цьому генераторі здійснюється подальша генерація пари з слабкого розчину, що надходить з основного генератора 1. Завдяки такому устрою розширюється зона дегазації в сторону низьких концентрацій [90] що демонструє цикл на рис.4.4.

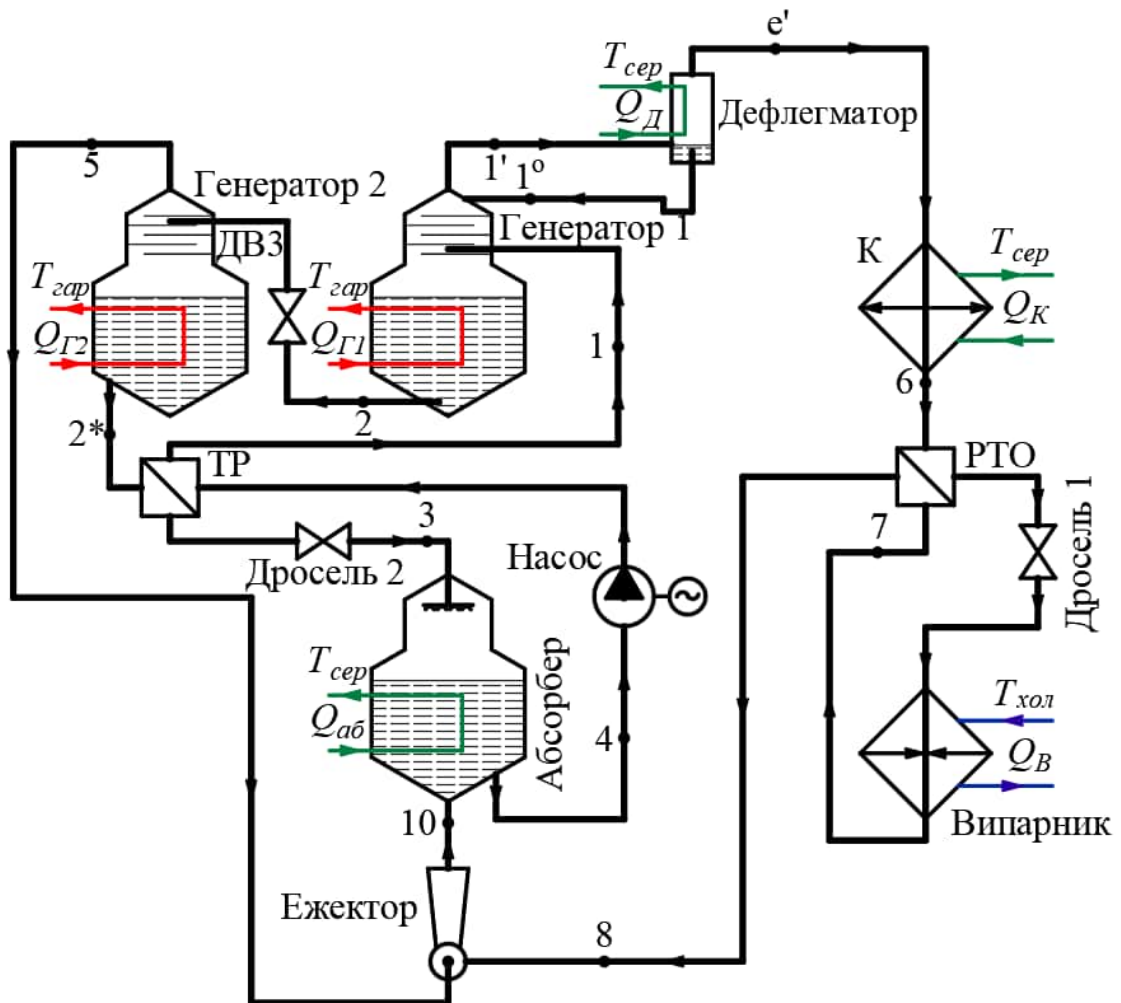


Рис.4.3. Технологічна схема АЕТТ з додатковим генератором низького тиску

Цикл термохімічного компресора надано на рис.4.4.

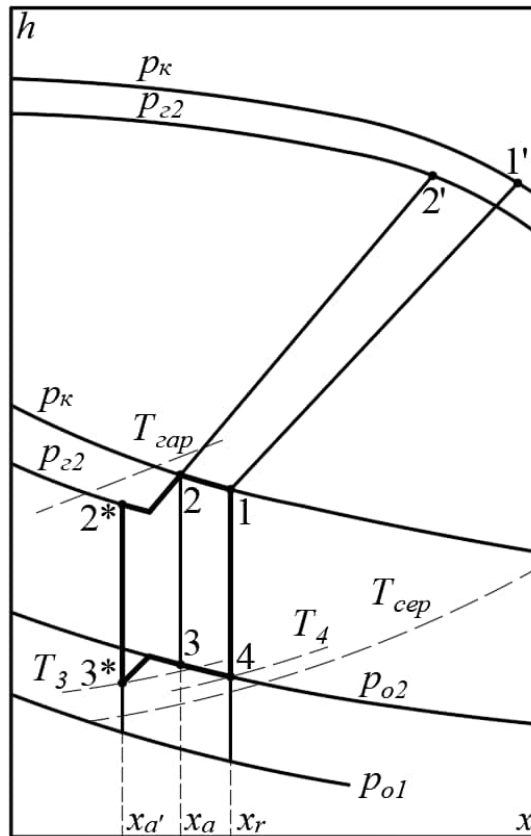


Рис.4.4. Цикл термохімічного компресора з додатковим генератором низького тиску

Пара аміаку з дефлегматора (точка e) поступає у конденсатор, де зріджується (точка 6). Рідина аміаку після дроселя 1 (точка 7) кипить у випарнику, здійснюючи охолодження об'єкту безпосередньо або через проміжний холодоносій. Слабкий розчин з генератора 1 (точка 2) дроселюється та поступає у додатковий генератор 2, де здійснюється подальше випарювання слабкого розчину (точка 2*). Пара з генератора 2 (точка 5) відводиться до сопла ежектора, де при розширенні відсмоктує пару з випарника (точка 8). Стиснена у дифузори суміш (точка 10) надходить у абсорбер, де поглинається слабким розчином (точка 3*), отриманим у генераторі 2. Міцний розчин (точка 4) насосом Н через теплообмінник ТР (точка 1) подається у генератор 1. Цикл реалізується за трьома тисками: високому p_k , середньому p_z (у генераторі 2), та низькому p_o (у випарнику та абсорбері).

У схемі з одним генератором при заданій температурі теплоносія T_{sep} ,

цикл обмежувався б концентраціями x_r та x_a . У двоступеневому генераторі зона дегазації розширюється у сторону малих концентрацій до значення x_{a^*} , що сприяє підвищенню ефективності циклу. У звичайній одноступеневій схемі процеси мали би обмеження для тисків у випарнику на рівні p_o' , що співпадало з таким в абсорбері – p_a , завдяки використанню ежектора тиск у випарнику можна підтримувати на рівні p_o .

Розширення зони дегазації призводить до зменшення витрати циркулюючого розчину та збільшенню середнього температурного напору в апаратах. Завдяки цьому зменшується поверхня теплообміну в апаратах, особливо теплообміннику розчинів. У результаті зменшується металоємність апаратів. З іншої сторони, зниження тиску пари, що живить ежектор, призводить до підвищення його витрати.

Результати порівняльних розрахунків машин з одноступеневим та двоступеневим генератором наведено у таблиці 4.1 [90]. Аналіз віднесено до промислових водоаміачних машин загальною продуктивністю 1162 кВт (1 млн.ккал/год) з двома температурами кипіння. Інтервал температур у випарнику низького тиску T_o становив від $-30\text{ }^\circ\text{C}$ до $-10\text{ }^\circ\text{C}$. Температура теплоносія (гарячої води) $T_{gap}=128\text{ }^\circ\text{C}$, води, що охолоджує, $T_{cep}=27\text{ }^\circ\text{C}$.

Таблиця 4.1. Основні характеристики АЕТТ згідно до рис.4.1 та 4.3.

Характеристика	Тип генератора у схемі	Умовні позначення	Одиниці виміру	Температура кипіння у випарниках н.т. і в.т. $^\circ\text{C}$			
				-30... -26	-25... -15	-20... -7	-10... 0
Витрата тепла, що гріє	Одноступ.	Q_{gap}	кВт	3527	3178	2636	2648
	Двоступ.			3496	2392	2382	2287
Витрата води	Одноступ.	$V_{вод}$	м ³ /с	0,11	0,095	0,01	0,072
	Двоступ.			0,114	0,095	0,01	0,072
Витрата Електроенергії	Одноступ.	$W_{ел}$	кВт	145	115	88	74
	Двоступен			149	118	90	74
Металоємність	Одноступ.	$G_{апар}$	кг*10 ³	217	161	107	75

	Двоступ			188	131	98	71
--	---------	--	--	-----	-----	----	----

З табл.4.1 видно, що починаючи з температури кипіння у випарнику низького тиску $T_o=-20^{\circ}\text{C}$ енергетичні витрати приблизно однакові. Металоємність двох генераторів менша за єдиний, що забезпечує зменшення експлуатаційних витрат на машину.

Порівняльний аналіз одноступеневої абсорбційної машини з гібридною з двома генераторами (рис.4.5) свідчить, що область ефективного використання абсорбційно-ежекторної машини розміщена між областю ефективного використання одноступеневих та двоступеневих абсорбційних термотрансформаторів. Крім цього розширені можливості абсорбційної техніки температурами кипіння у випарнику $-32\dots-22^{\circ}\text{C}$. Порівняння здійснено за однаковою холодопродуктивністю термотрансформаторів.

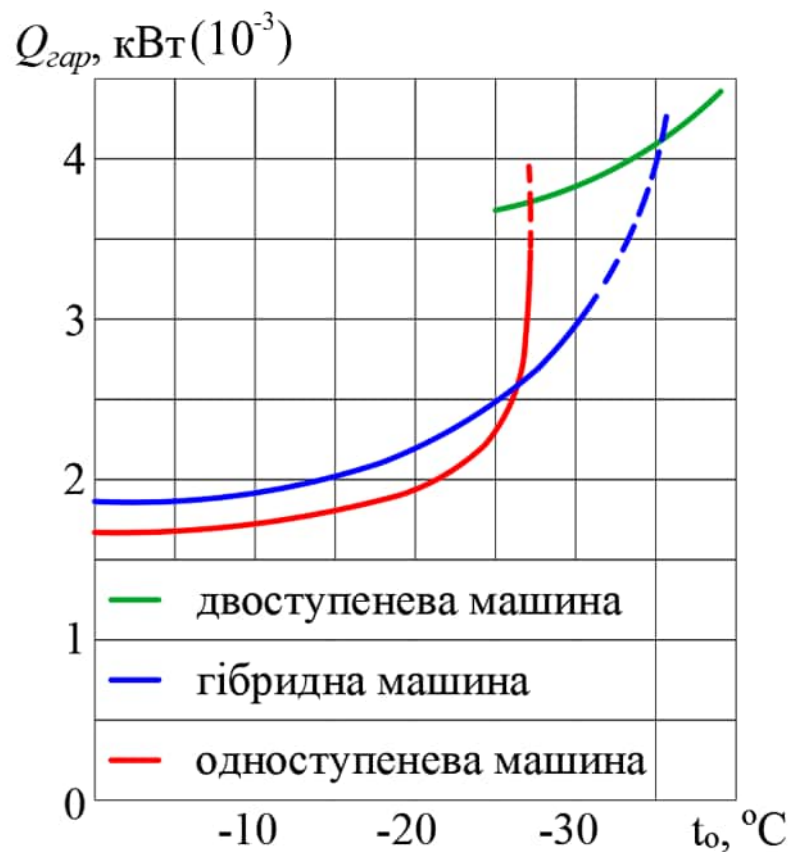


Рис.4.5. Витрати тепла у одноступеневому, двоступеневому та гібридному термотрансформаторах в залежності від температури кипіння

У розглянутих схемах передбачалося один або два випарника з різними

температурами кипіння. Особливо вигідна машина з двома випарниками для комерційних умов, якщо необхідно збільшити холодопродуктивність низькотемпературного випарника. Проте, абсорбційно-ежекторні системи також цілком себе виправдовують, коли необхідний лише один рівень виробництва низькотемпературного холоду.

4.4. Абсорбційно-ежекторний термотрансформатор АЕТТ з додатковим абсорбером високого тиску та ежектором на лінії низького тиску

Відведення тепла при постійній температурі – це найвигідніші умови роботи абсорбційної, як і будь-якої іншої холодильної машини, заснованої на кипінні холодоагенту у випарнику. Однак при низьких T_o зона дегазації звужується, і ефективність машини падає. Як відомо з теорії абсорбційних термотрансформаторів, високоефективним є цикл, в якому застосовують двоступеневий абсорбер [62]. В цьому випадку при поглинанні пари в абсорбері високого тиску вдається розширити зону дегазації у сторону високих концентрацій. Пропонується об'єднати цикл основного процесу з одним випарником та термохімічний компресор із двома абсорберами, з включенням в схему підтискувального пристрою, що подає в абсорбер високого тиску частку пари, що утворилася у випарнику. У цьому випадку можна синтезувати схему з двоступеневим абсорбером, де у ступінь високого тиску подається пара, що дотискається ежектором [90]. Схему надано на рис.4.6. Цикл термохімічного компресора надано на рис. 4.7.

Пара з випарника (точка 8) після РТО розділяється на два потоки (точки 9). Один прямує до абсорбера низького тиску, де поглинається слабким розчином з генератора (точка 2), що пройшов через теплообмінник розчинів ТР та дросельний прилад (точка 3). Отриманий розчин з концентрацією x_a насосом 2 подається у абсорбер високого тиску (точка 4). Другий потік пари з випарника (точка 8) відсмоктується ежектором і стискається до тиску p_a (точка 10). В абсорбері високого тиску, утворюється міцний розчин концентрацією x_r

(точка 4) і насосом через теплообмінник розчинів поступає у генератор (точка 1). Машина працює при трьох тисках: високому p_k , середньому p_a та низькому p_o у випарнику.

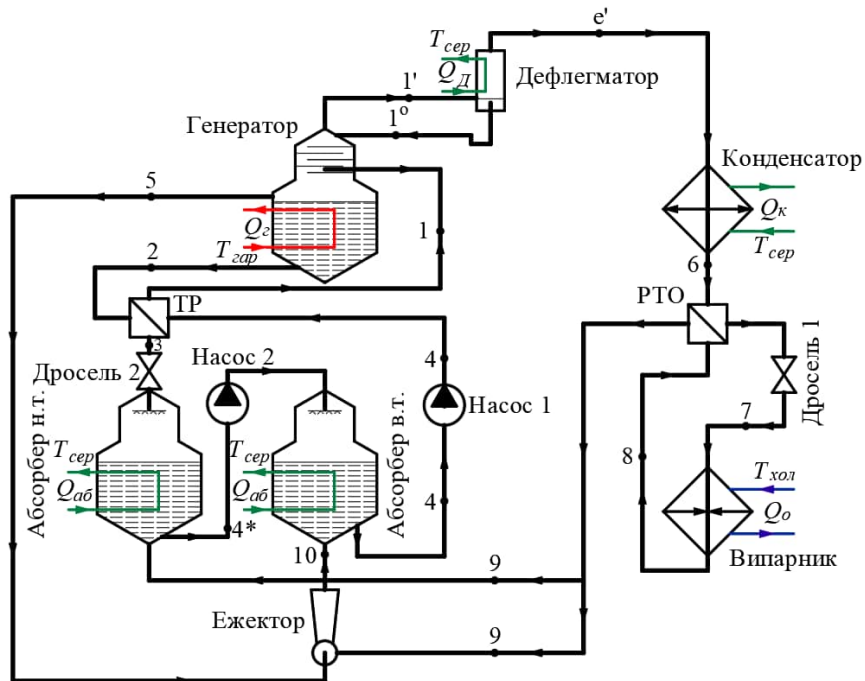


Рис.4.6. Технологічна схема АЕТТ з додатковим абсорбером високого тиску.

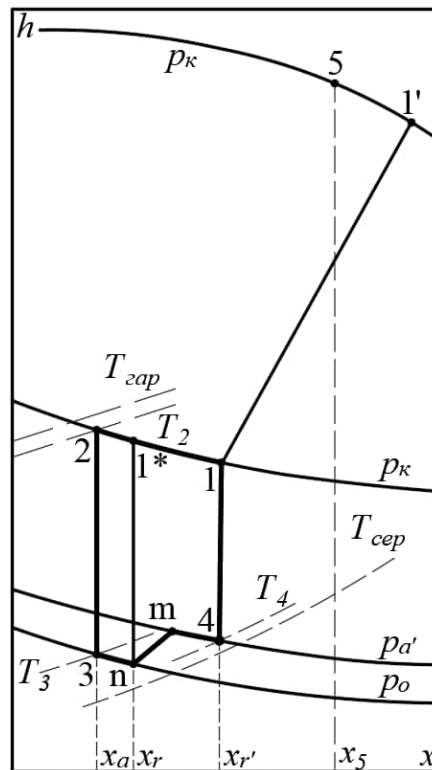


Рис.4.7. Цикл термохімічного компресора з додатковим абсорбером високого тиску

З діаграми видно, що в одноступеневій машині з одним випарником зона дегазації обмежена концентраціями x_a та x_r . Завдяки використанню ежектора у двоступеневому абсорбері зона дегазації розширена у сторону високих концентрацій до значень x_r . Результати порівняльних розрахунків обох типів машин, що здійснено за тими же умовам при температурі кипіння випарнику $T_0 = -20^\circ\text{C}$ надано у таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Основні характеристики АЕТТ згідно до рис.4.3 та 4.5.

Характеристика	Умовні познач.	Одиниці виміру	АЕТТ один абсорбер	АЕТТ	
				два абсорбери	два генератори
Витрата тепла, що гріє	$Q_{\text{гар}}$	кВт	2776	2771	2759
Витрата води	$V_{\text{вод}}$	м ³ /с	0,111	0,111	0,111
Витрата електроенергії	$W_{\text{ел}}$	кВт	128	119	120
Металоємність	$G_{\text{анар}}$	кг*10 ³	103	134	127

З аналізу видно, що перехід до гібридної схеми супроводжується підвищенням металоємності на 30% зниженням експлуатаційних витрат на 7,5%, завдяки економії енергії.

4.5. Абсорбційно-ежекторний термотрансформатор АЕТТ з ежектором на лінії високого тиску

Крім машин, що розглянуто попередньо, може знайти використання абсорбційний термотрансформатор з ежектором на лінії високого тиску. Для отримання робочої пари високого тиску, що живить ежектор, можна застосувати спеціальний котел високого тиску, у якому кипить частка холодоагенту після конденсатора. Схемно-циклове рішення такої машини надано на рис.4.8 та 4.9.

У такий спосіб включенням ежектора можна скористатися і тоді, коли співвідношення між температурами дає можливість здійснити одноступеневу машину, проте зона дегазації виходить відносно вузькою. Застосовуючи в цьому випадку генератор низького тиску, можна пару, що відганяється в ньому, дотискати в ежекторі до тиску в конденсаторі.

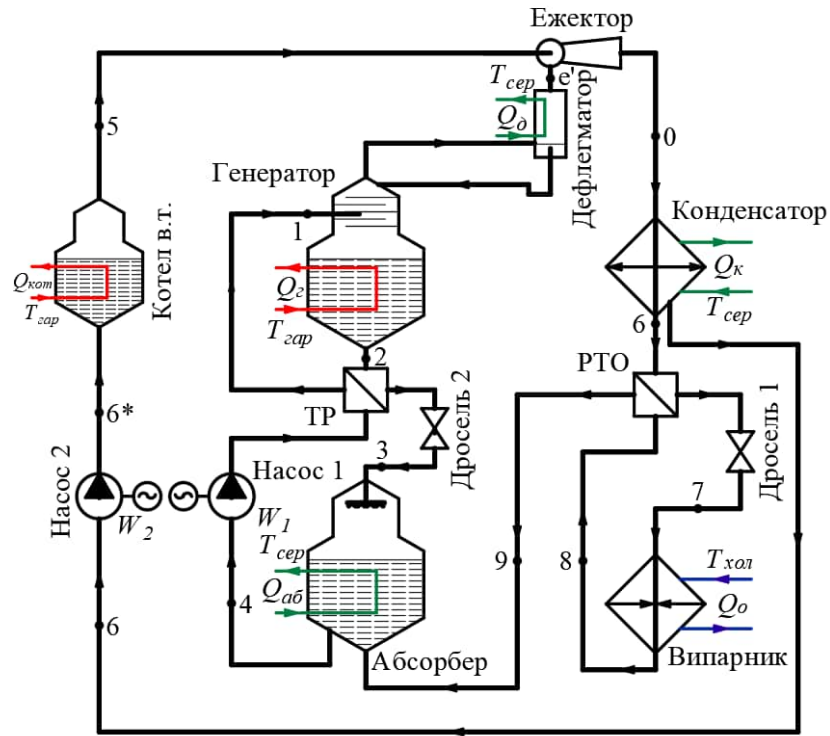


Рис.4.8. Технологічна схема АЕТТ з котлом високого тиску і ежектором на лінії високого тиску [90]

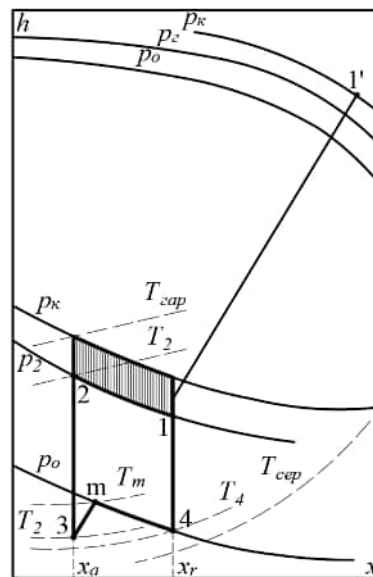


Рис.4.9. Цикл термохімічного компресора АЕТТ з котлом високого тиску і

ежектором на лінії високого тиску

Рідина холодоагенту після конденсатора (точка 6) розподіляється на два потоки. Основний потік через РТО та дросельний пристрій (точка 7) прямує до випарника. Пара, що утворилася у випарнику (точка 8), надходить у абсорбер, де поглинається слабким розчином, що поступає з генератора (точка 2) через теплообмінник ТР та дросельний пристрій ДВ2 (точка 3). Міцний розчин (точка 4) насосом 1 подається у генератор Г (точка 1).

Частка рідини з конденсатора (точка 6) насосом 2 подається у котел високого тиску (точка 9). При підведенні тепла до котла від зовнішнього джерела T_{zap}^* рідина кипить, а насичена пара, що утворилася, прямує до сопла ежектора (точка 5). Розширюючись у соплі, робоча пара відсмоктує пару з генератора (точка e), і суміш стискається у дифузорі до тиску у конденсаторі (точка 0). Роль ежектора умовно зображено площею, що заштрихована.

У такий спосіб включенням ежектора можна скористатися і тоді, коли співвідношення між температурами джерел дає можливість здійснити одноступеневу машину, проте зона дегазації виходить відносно вузькою. Застосовуючи в цьому випадку генератор низького тиску (рис.4.8), можна пару, що відганяється в ньому, дотискати в ежекторі до тиску в конденсаторі.

Машини особливо вигідні, коли для обігріву генераторів використовується теплоносій з постійної температури (пар в процесі кипіння). У цьому випадку оборотність процесів значно підвищується.

4.6. Використання енергії рідини холодоагенту у якості активного потоку, що розширюється

4.6.1. Компресорно-ежекторний КЕТТ трансформатор з двома рівнями виробництва холоду

Енергія, що звільняється при розширенні рідкого холодоагенту, є механічною і, на відміну від теплової, може безпосередньо приводити в дію ежектор [83,84,85]. Незважаючи на невелику кількість, при раціональному її

використанні можна отримати відчутний результат.

Потреба в холоді двох температурних рівнів може бути задоволена установкою бустера, що використовує енергію рідини холодоагенту при розширенні її від тиску конденсації до тиску кипіння у випарнику або в проміжній посудині (сепараторі). Схему та цикл такого КЕТТ надано на рис.4.10.

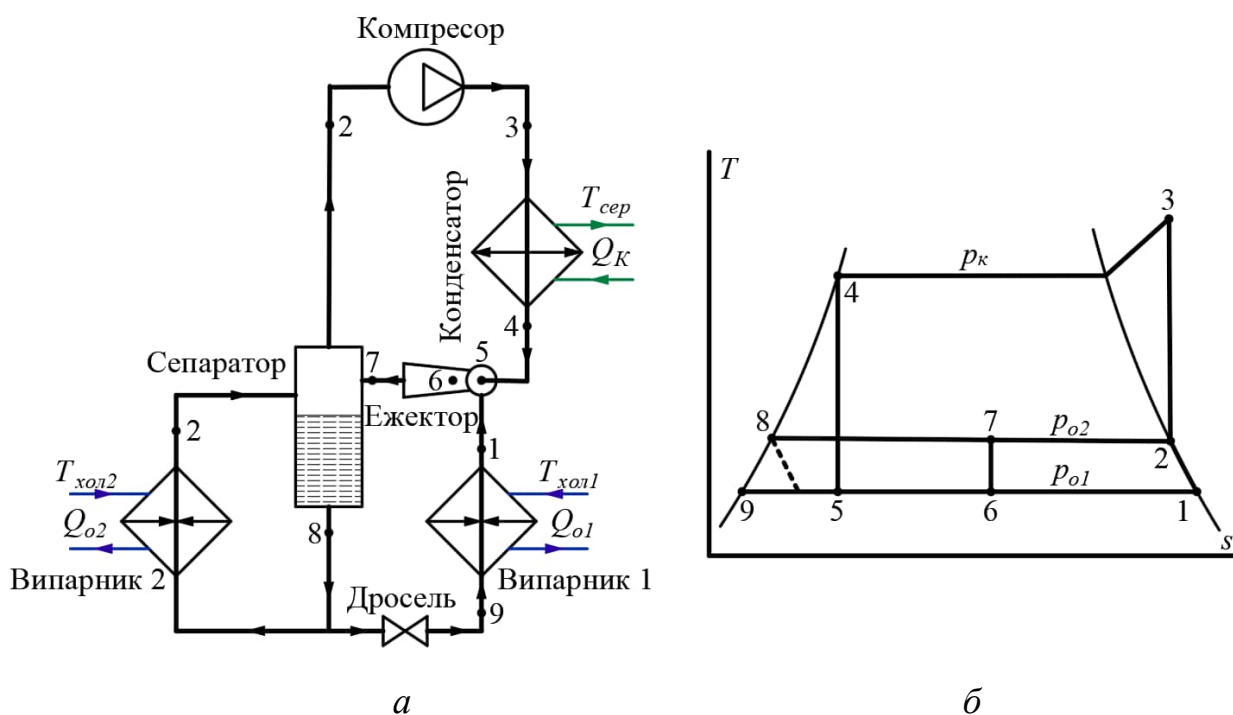


Рис.4.10. Технологічна схема (а) и цикл (б) КЕТТ з двома рівнями виробництва холоду

Пара, отримана у випарнику1 низького тиску, дотискається в ежекторі і з'єднується у сепараторі з парою, отриманою у випарнику2 високого тиску, і надходить у компресор.

Рідкий холодильний агент у соплі ежектора розширюється ізоентропно (процес 4-5). Стан суміші пари низького тиску та рідкого холодоагенту в камері змішування визначається точкою 6. Ізоентропний стиск у дифузори зображено відрізком 6-7. У сепараторі суміш поділяється на пару (точка 2), що відсмоктується компресором, та рідину (точка 8), що надходить у випарники. Слід зазначити, що процеси у ежекторі відбуваються з чистим холодоагентом,

Для абсорбційної машини зазначені процеси відносять до основного процесу, де циркулює чистий холодоагент, тому механічний компресор може бути заміненим на термохімічний. У якості прикладу реалізації аналогічного схемно-циклового рішення розглянемо двоконтурний абсорбційно-ежекторний термотрансформатор.

4.6.2. Двоконтурний абсорбційно-ежекторний термотрансформатор

Як відомо, в існуючих АТТ холод різного температурного потенціалу виробляється роздільно, і тільки за визначеним співвідношенням продуктивностей можливо холод різного потенціалу отримати у одному агрегаті. Зокрема, споживач двохтемпературного холоду може бути задоволеним установкою підтискувального приладу, що використовує енергію рідини холодоагенту, що розширюється. Схема і цикл надано на рис.4.11. [50].

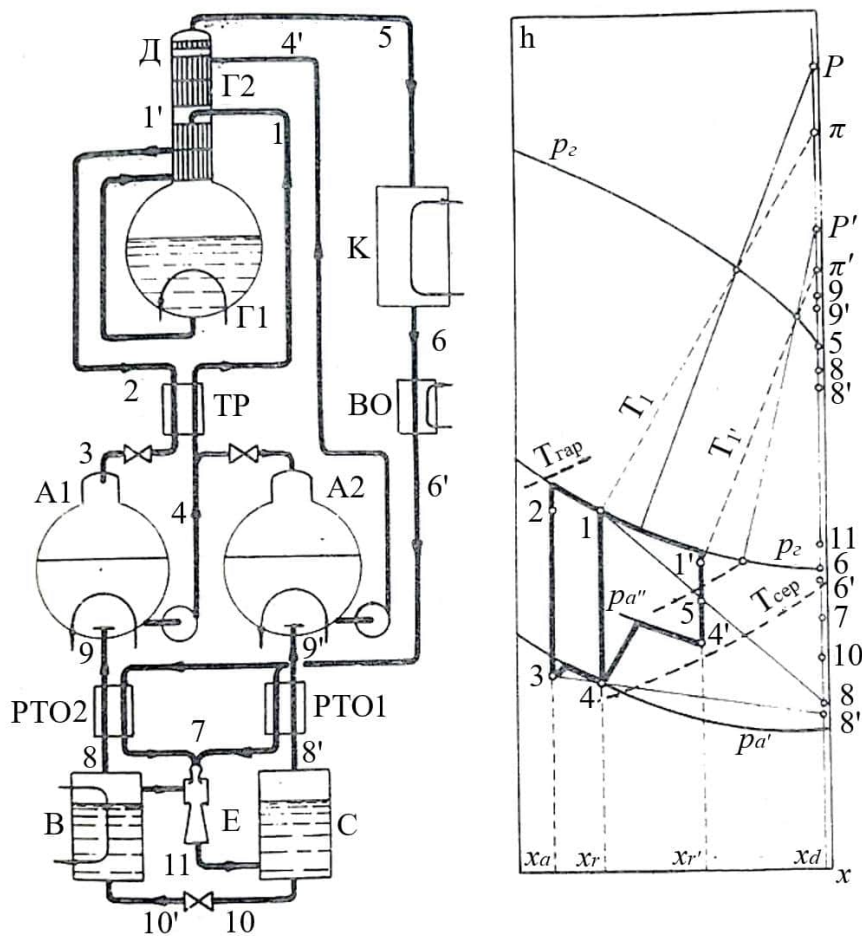


Рис.4.11. Технологічна схема двоконтурного АЕТТ, що використовує енергію рідкого холодоагенту [50]

Абсорбційний термотрансформатор у такому випадку стає двоконтурним: контур низькотемпературного випарника В та контур високотемпературного випарника (сепаратора) С.

Рідкий холодильний агент з конденсатора К через водяний переохолоджувач ВО та РТО1 надходить у сопло ежектора. Рідина, що розширюється, підсмоктує пару з випарника В, і стиснена парорідинна суміш направляється в сепаратор (віддільник рідини С). Джерелом живлення абсорбера А2 другого контуру служить пара, що виділяється у сепараторі.

Збагачений розчин з абсорбера А2 подається в дефлегматор Д, а потім разом з флегмою надходить у генератор Г2, звідки зливається в вичерпну колону генератора Г1. Розчин другого контуру відведено в генератор Г. Такий пристрій призводить до підвищення потужності насоса першого контуру, що повертає розчин із підвищеним тиском. у другий. З огляду на те, що відводиться з випаровування мала кількість цього розчину. спрощення системи окупається.

Основна частина пари з випарника В через РТО1 надходить у абсорбер першого контуру, а звідти міцний розчин насосом подається в генератор Г1.

Процеси у машині представлені на рис.4.11б. Цикл у діаграмі $h-x$ відноситься до термохімічного компресора, цикл основного процесу за умови циркуляції чистого холодоагенту повністю співпадає з таким, що наведено на рис.4.10б.

Особливості розрахунку характеристик термотрансформатора полягають у наступному. Масова витрата пари холодоагенту визначають з енергетичного балансу сепаратора (відокремлювача рідини). При чому ця величина має відповідати умовам нормальної роботи ректифікатора, що виходить з теплового балансу дефлегматора та матеріального балансу насадки генератора Г2. Коефіцієнт ежекції визначається за класичними рівняннями, наведеними у Розділі 3, приймаючи до уваги, що коефіцієнт ежекції залежить

від температури охолоджуючого середовища $T_{сер}$ і температури насичення $T_{cen}=f(p_a)$ у сепараторі. Шляхом рішення системи описаних рівнянь одержують значення годинної витрати холодоагенту, що задовольняє спільну роботу ежектора та ректифікатора. Аналіз, наведений у роботі [50] показав, що застосування двоконтурного термотрансформатора може зменшити витрату тепла та охолоджуючого середовища та підвищити енергетичну ефективність низькотемпературного циклу.

4.7. Висновки до Розділу 4

1. Поєднуючи елементи абсорбційних та ежекторних систем, можна здійснити різні типи абсорбційно-ежекторних установок, здатних задовольняти різноманітним вимогам холодильної техніки.

2. Область ефективного застосування абсорбційно-ежекторних установок обмежена температурами кипіння. у випарнику $-32\dots-15^{\circ}\text{C}$ та займає місце між областями ефективного застосування одноступеневих та двоступеневих абсорбційних установок.

РОЗДІЛ 5

СОНЯЧНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГІБРИДНИХ ВОДОАМІАЧНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

5.1. Основні положення

Розвиток сонячної енергетики йде у напрямках:

- перетворення сонячної в теплову енергію в системах гарячого водопостачання та опалення;
- прямого перетворення сонячної енергії в електричну (фотоелектричні перетворювачі);
- створення комбінованих енергоперетворювальних систем, раціонально інтегруючих можливості традиційної та альтернативної енергетики;
- створення на основі сонячної енергії систем тригенерації малої енергетики.

5.2. Загальна характеристика сонячного колектора

Сонячний колектор – основний елемент сонячної установки, в якому сонячне випромінювання перетворюється в теплову енергію. За експлуатаційними ознаками колектори поділяють :

- за типом теплоносія на рідинні і повітряні;
- за рівнем досяжних температур на низькотемпературні (до 100°C), середньотемпературні (до 200°C) та високотемпературні (до 350°C).

Температура нагріву теплоносія прямо пропорційна інтенсивності сонячної енергії і обернено пропорційна тепловим втратам в навколишнє середовище. Найбільшого поширення у світовій практиці отримали плоскі сонячні колектори через простоту конструкції і низьку ціну [96] (рис.5.1).

Плоский сонячний колектор має найпростішу конструкцію та відмінно підходить для використання у тропічному кліматі з великою кількістю сонячних днів та відповідним рівнем інсоляції.

Колектор конструктивно складається з шару абсорбера, покритого склом, який перетворює і передає теплову енергію теплоносію (останній циркулює в трубках – тепловому контурі).



Рис.5.1. Принципова схема плоского сонячного колектора [95]

У регіонах з холодним кліматом ефективніше використання вакуумного колектора, особливістю конструкції якого є використання нагрівання вакуумних трубок (рис.5.2).



Рис.5.2. Принципова схема вакуумного сонячного колектора [95]

Скляні трубки, завдяки циліндричній формі, здатні вловлювати сонячні промені більш тривалий проміжок часу (краще використовувати сонячний день), а селективне покриття, що використовується в конструкції, вловлює навіть розсіяне сонячне випромінювання. Завдяки цьому вони мають більшу ефективність у роботі при встановленні в більшості регіонів помірної клімату.

Схема підключення сонячного колектора залежить від безлічі факторів: розташування блоку колекторів, потужності самого пристрою, кута нахилу трубок, рівня інсоляції, задачі, що вирішується, і безлічі інших значень, які обов'язково слід враховувати для ефективної роботи цілої системи.

Найпростіша схема підключення колектора включає такі компоненти: безпосередньо колектор, контур теплообміну, тепловий акумулятор (бак, в якому знаходиться нагріта вода), рис.5.3.

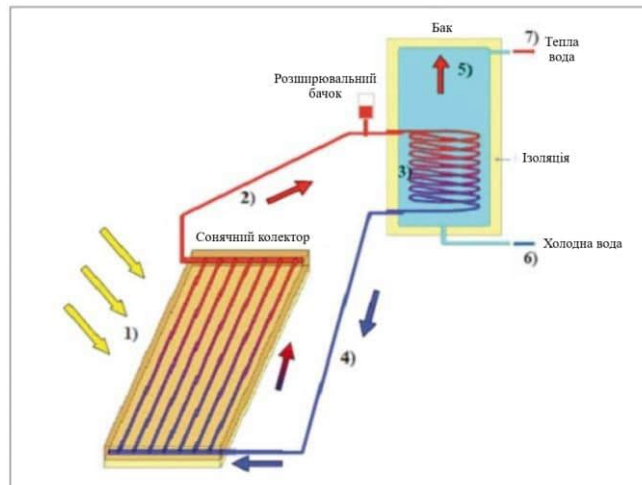


Рис.5.3. Найпростіша схема підключення сонячного колектора [96]

Моделювання сонячних колекторів.

Метод моделювання реалізовано на окремому прикладі визначення потрібної площі сонячних колекторів, призначеної для отримання гарячої води

Математична модель

Середньодобова густина потоку сонячної радіації I Вт/м², розраховується як

$$I = \frac{E \cdot 10^6}{30 \cdot 24 \cdot 3600} = E \cdot 0,386 \quad (5.1)$$

де E – сумарна сонячна радіація, МДж/м², що припадає на горизонтальну поверхню [97,99].

Різниця температур між середньою температурою теплоносія у колекторі та температурою навколишнього середовища $\Delta T, ^\circ\text{C}$.

$$\Delta T = 0,5 \cdot (t_{xe} + t_{ze}) - t_{cp} \quad (5.2)$$

де, $t_{zв}$, $t_{xв}$ – вихідні дані для води; t_{cp} – середньомісячні температури зовнішнього повітря, °С.

ККД сонячного колектора, що залежить від діаметрів труб, температури навколишнього середовища, величини сонячного потоку орієнтовно може бути розрахований як

$$\eta = \eta_o - k_1 \cdot (\Delta T / 1) - k_2 (T^2 / 1) \quad (5.3)$$

Витрата теплоти на гаряче водопостачання протягом місяця $Q_{кв}$, МДж/міс.,

$$Q_{кв} = m \cdot q_{zв} \cdot c (t_{zв} - t_{xв}) \cdot 10^{-3} \cdot 30 \quad (5.4)$$

де, c – теплоємність води, кДж/(кг·°С).

Необхідна площа сонячних колекторів $A_i, м^2$ розраховується для позитивних значень n :

$$A_i = Q_{zв} / (E \cdot \eta) \quad (5.5)$$

Розрахункова площа сонячних колекторів $A_p, м^2$

$$A_p = a \cdot (\sum_{i=1}^N A_i / N) \quad (5.6)$$

де, $\sum_{i=1}^N A_i$ – сума необхідних площ сонячних колекторів кожного місяця, м²;

N – кількість місяців ефективної роботи сонячних колекторів; a – рекомендована частка сонячної енергії у підготовці води для гарячого водопостачання ($a=0,5$).

Тепловий баланс за місяцями надано у графічній формі на рис.5.4.

У літню пору року, коли значення сонячної інсоляції досягають свого піку, робота сонячного колектора дає відчутний результат незалежно від того, який сонячний колектор використовується – плоский або вакуумний. У цей час року як теплоносії можна використовувати воду (це також відноситься до регіонів з «м'якою» зимою), Водний бак-акумулятор можна розташовувати як на вулиці, так і в приміщенні. Щоб уникнути тепловтрат у нічний час, бак необхідно теплоізулювати.

ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС СИСТЕМИ ЗА МІСЯЦЯМИ

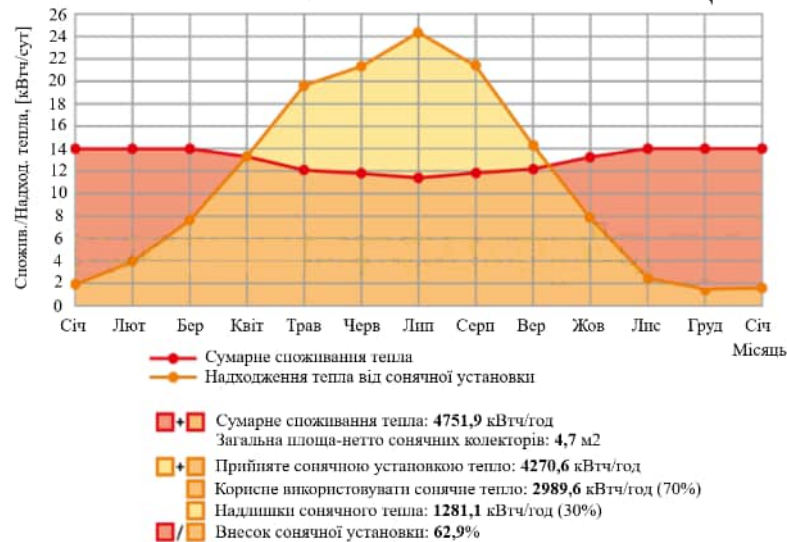


Рис.5.4. Тепловий баланс системи гарячого водопостачання за місяцями [96]

Використання простої системи для опалення та гарячого водопостачання в зимовий період можливе, якщо в якості теплоносія застосовується антифриз, а бак-накопичувач доповнений допоміжним обігрівальним елементом ТЕН. Залежно від температури зовнішнього повітря, площі колектора, географічної точки, пори року, типу колектора та безлічі інших факторів коливається і ефективність роботи системи (стабільність рівня енергії, що виробляється).

Крім рідинних пристроїв, існує і повітряний сонячний колектор, схема роботи якого передбачає, що теплоносієм в системі є повітря.

5.3. Фотоелектрична система

Фотоелектричні системи поділяють на два основні типи: абсолютно автономні системи та системи з'єднані з центральною мережею [98]. В цьому розділі розглядатиметься приклад моделювання повністю автономної системи. Системи такого типу актуальні для пересувних чи віддалених об'єктів, позбавлених можливості підведення лінії електропередавання. Причина може полягати в недоцільності або взагалі неможливості підведення

лінії. Основними компонентами автономної системи є: власне сонячні батареї, контролер заряду, акумулятор та з'єднувальні кабелі. Якщо навантаження живиться від змінної напруги, то потрібний ще інвертор (рис.5.5) [98].

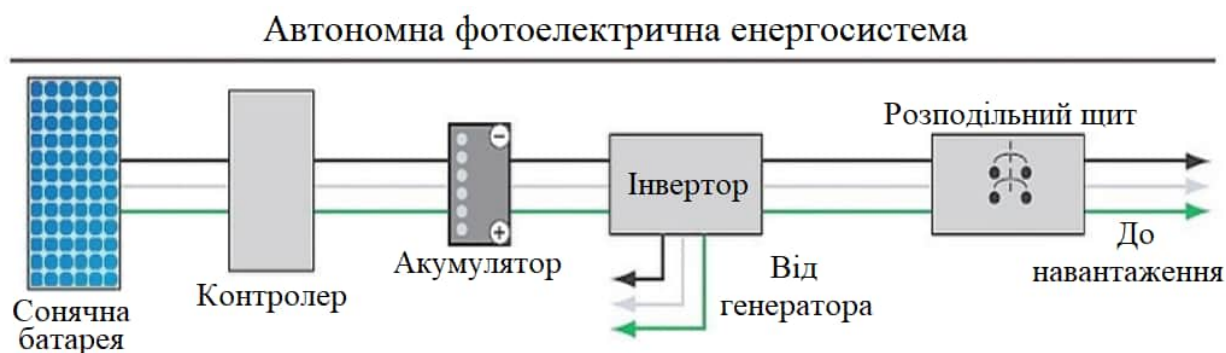


Рис.5.5. Технологічна схема фотоелектричної системи

Принцип роботи такої системи є традиційним і полягає у такому: сонячна батарея у світлий час доби веде заряд акумуляторних батарей. Контролер заряду забезпечує правильний режим заряду АКБ з дотриманням величин зарядних напруг для кожної стадії і вводячи температурну компенсацію напруг. При цьому сонячна батарея за потреби веде живлення денних навантажень. Навантаження, що працюють у темний час доби, живляться виключно від АКБ. Як було зазначено вище, навантаження змінного струму підключаються через інвертор.

Моделювання системи

Моделювання передбачає послідовність дій, яких потрібно дотримуватися. Для початку необхідно скласти перелік усіх навантажень, зазначити потужність кожного навантаження, середньодобовий час роботи у системі та кількість однотипних приладів. Далі треба оптимізувати цей список. Електрика в автономній системі дістається дуже дорого і потрібно відмовитися від зайвих приладів або потужних приладів, які краще живити від генератора. За списком здійснити моделювання добового енергоспоживання в кВт*год, що є добутком індивідуальної потужності, кількості приладів та середньодобового часу роботи. Отримані результати у сумі є величиною

споживання на добу.

Ємність АКБ. для автономних систем вибирається трохи більше 30-50% глибини розряду, і це дозволяє продовжити термін служби АКБ. Перед цим потрібно вибрати номінальну напругу акумуляторного банку, задати кількість похмурих днів поспіль, які система повинна пережити без заряду ззовні, а також глибину розряду, що досягається при цьому.

Потужність інвертора повинна бути на 25-30% вище сумарної номінальної потужності навантажень, що одноразово підключаються, а також його пікова потужність повинна бути більше сумарної пікової потужності навантажень, які можуть запуснутися одночасно, деякі прилади мають значну пускову потужність при старті. Наприклад, це – компресори та насоси холодильних машин чи інше навантаження із двигуном.

Визначається сумарна потужність масиву сонячних модулів. У визначенні цієї величини потрібно врахувати ще кілька факторів: географічне розташування об'єкта; період експлуатації: (літо, зима, цілий рік), режим експлуатації (вихідні, щодня, інша схема).

Числове моделювання за розглянутою послідовністю запропоновано на окремому прикладі.

Об'єктом дослідження є холодильний комплекс для короткочасного зберігання тропічних фруктів в умовах значних сезонних і добових коливань температури навколишнього середовища. характерних для регіонів з тропічним кліматом [91,93,100,112]. Одна з проблем полягає в тому, що комплекси являють собою автономні невеликі фірми з цілорічної переробки та зберігання тропічних фруктів, розташовані далеко від центральних електричних мереж.

Вантажомісткість камери зберігання

Геометричні розміри камер обумовлені наявними конструкціями приміщень, які споживач пропонує для переобладнання. Конструкція та вантажомісткість камер зберігання наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Конструкція і вантажні дані камер зберігання

Характеристики	Умовні позначення	Одиниці вимірів	Камера 1	Камера 2	Камера 3
Температура	t_{cham}	°C	8.0	7.0	-4.0
Відносна вологість	φ	%	85	85	85
Розміри:					
довжина	—	м	14.4	14.4	8.4
ширина	—	м	12,9	6.7	5.2
висота	—	м	4.0	4.0	4.0
площа	—	м ²	186.0	96.4	43.7
Вантажна частка	—	м ²	140.0	72.3	30.5
Вантажомісткість	—	кг	45000	12000	6000

Особистості проектування фруктосховища визначено замовником проекту [101,102].

У камері 1 (табл. 5.1) лимони зберігають у ящиках, які встановлені на 30 стелажах, маса ящика – 10 кг, на стелажі 150 ящиків, висота штабеля – 3 м. У камері 2 зберігаються яблука і мандарини в ящиках, які встановлені на 9 стелажах, маса ящика 10 кг, на стелажі 150 ящиків. У камері 3 зберігаються маслини в ящиках, які встановлені на 4 стелажах, маса ящика – 10 кг, на стелажі 150 ящиків.

Загальна площа камер, які охолоджуються:

$$F_{cjd} = (F_1 + F_2 + F_3)_{buld} = 326 \text{ m}^2$$

де, F_1, F_2, F_3 – будівельні площі камер 1,2,3.

5.4. Теплоізоляційна конструкція камер

Проект теплоізоляційної конструкції охолоджуваних приміщень виконано з урахуванням будівельної конструкції огорож, теплофізичних властивостей шарів теплоізоляційного контуру, параметрів навколишнього середовища в різні пори року із залученням класичних методів розрахунку, що застосовуються в холодильній техніці [103].

Вихідні параметри

Базові параметри навколишнього середовища в Тунісі [92].

Розрахункова літня температура повітря: $T_{сер.літ} = 35^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова літня вологість повітря: $\varphi_{літ} = 63\%$.

Розрахункова зимова температура повітря: $T_{сер.зм} = 7^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова зимова вологість повітря: $\varphi_{зм} = 77\%$.

Широта – $36^{\circ}49'08$.

Фактичні коефіцієнти теплопередавання, усі види захисту з урахуванням використання стандартних плит ППУ [103].

Розрахункові значення коефіцієнтів теплопередавання елементів будівельних конструкцій камер наведено в табл.5.2

Таблиця 5.2 Коефіцієнт теплопередавання огорож

Найменування огорож	Коефіцієнт теплопередавання, $k \cdot \text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Зовнішні стіни північні	0.245
Зовнішні стінки бічні	0.368
Мансардні поверхи	0.288
Підлога	0.469
Перегородки між камерами	0.388

5.5. Теплоприпливи в охолоджувані приміщення

Розрахунки надходжень тепла в охолоджувані приміщення виконуються з урахуванням теплоізоляційної конструкції зовнішніх огорож, параметрів навколишнього середовища в різні пори року, умов експлуатації та вантажних операцій у приміщеннях із залученням класичних методів розрахунку, що застосовуються в холодильній техніці [103].

Загальний вигляд рівняння теплового навантаження

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7$$

де, Q_T – сумарне навантаження, Вт; Q_1 – теплоприпливи через зовнішні огороження, Вт; Q_2 – надходження тепла від вантажу при термообробці, Вт; Q_3 – теплові потоки при вентиляції камери, Вт; Q_4 – теплові потоки від освітлення, Вт; Q_5 – тепло дихання фруктів, Вт; Q_6 – теплоприпливи при відкриванні дверей, Вт; Q_7 – тепло електропристроїв різного призначення, Вт.

Узагальнені дані представлені в таблицях 5.3 і 5.4. В якості вихідних параметрів обрано шість місяців на рік з відповідними значеннями середніх температур зовнішнього повітря в денний і нічний час доби, умови термічної обробки вантажів і їх надходження.

Таблиця 5.3. Сумарні значення денних теплових потоків у камери

Денні значення		Камера			
Температура, °C	Місяць	$\Sigma Q_{\text{кам1}}$, Вт	$\Sigma Q_{\text{кам2}}$, Вт	$Q_{\text{кам1}} + Q_{\text{кам2}}$, Вт	$\Sigma Q_{\text{кам3}}$, Вт
35	Липень	30894	10963	41857	6755
34	Серпень	28689	10601	39290	7021
31	Червень	25467	9142	34608	6299
26	Жовтень	19807	7375	27183	5447
16	Січня	8278	3760	12038	3741
22	Квітень	15139	5907	21046	4694

Таблиця 5.4. Сумарні значення нічних теплових потоків у камери

Денні значення		Камера			
Температура, °С	Місяць	$\Sigma Q_{\text{кам1}}, \text{Вт}$	$\Sigma Q_{\text{кам2}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{кам1}} + Q_{\text{кам2}},$ Вт	$\Sigma Q_{\text{кам3}}, \text{Вт}$
21	Липень	12329	4904	17233	4326
22	Серпень	13338	5210	18547	4614
18	Червень	8912	3836	12747	3829
16	Жовтень	6734	3162	9896	3489
7	Січня	1845	1367	3212	1782
11	Квітень	5460	2538	7999	3226

Примітка: розраховано загальні теплоприпливи для визначення холодопродуктивності машин за постійною температурою кипіння холодоагенту.

5.6. Аналіз теплового навантаження на камеру

Аналіз проводився з метою вибору схемно-циклового рішення холодильної машини. Для аналізу теплове навантаження на холодильну машину, надано в графічній формі на рис. 5.6 і 5.7.

Інформація показує, що навантаження високотемпературних камер з температурою 7°С широко змінюється протягом року протягом доби. Інтервал змін становить від 100 до 25% максимального навантаження. За цими даними можна охолоджувати камери одноступеневою холодильною машиною середньої холодопродуктивності

Теплове навантаження на камеру зберігання оливок має інтервал зміни від 100 до 50 % максимального навантаження. За розрахунками камеру можна охолоджувати малою одноступеневою холодильною машиною з регульованою холодопродуктивністю. У разі зниження зовнішньої

температури нижче нуля, попереджаючи замерзання цитрусового продукту, повітря в камері підігрівається через вентиляцію.

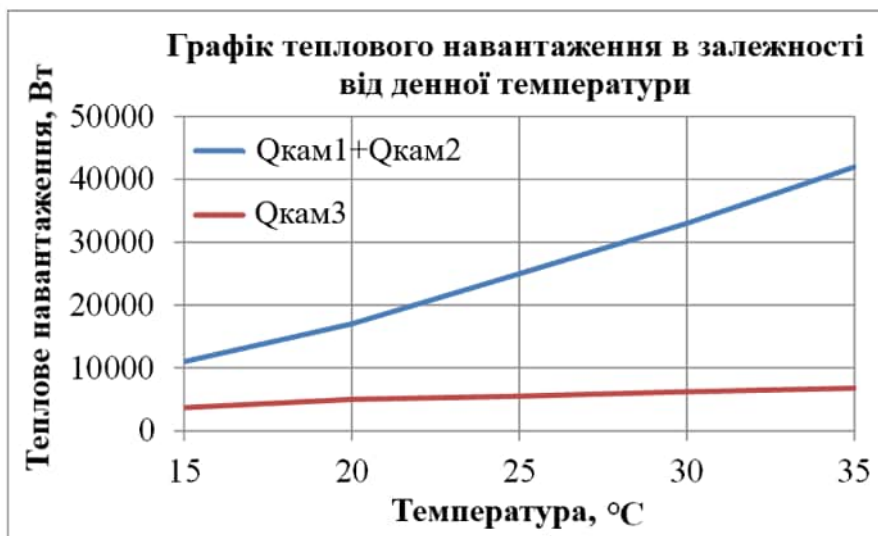


Рис.5.6. Прогнозована холодопродуктивність холодильної машини в залежності від денної температури зовнішнього повітря

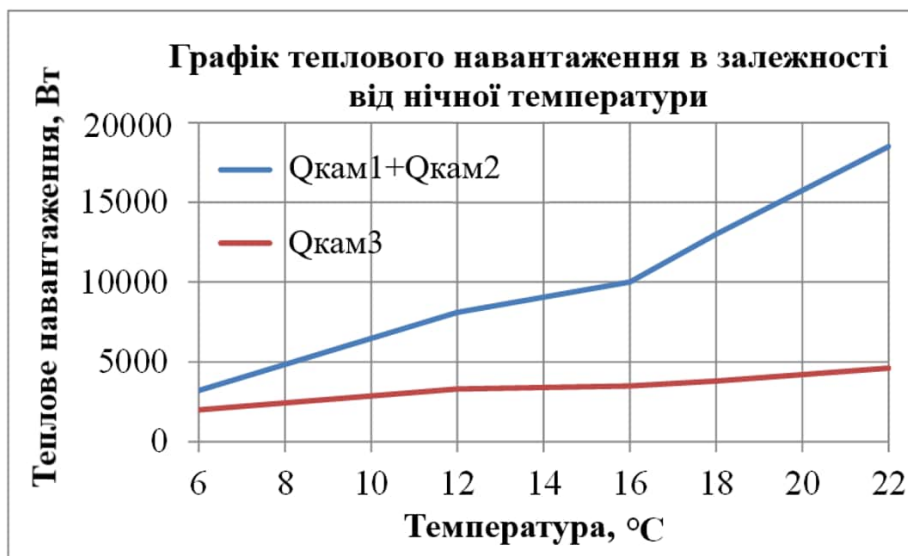


Рис.5.7. Прогнозована холодопродуктивність холодильної машини в залежності від нічної температури зовнішнього повітря

Теплове навантаження на камеру зберігання оливки має інтервал зміни від 100 до 50 % максимального навантаження. За розрахунками камеру можна охолоджувати малою одноступеневою холодильною машиною з регульованою холодопродуктивністю. У разі зниження зовнішньої

температури нижче нуля, попереджаючи замерзання цитрусового продукту, повітря в камері підігрівається через вентиляцію.

Використання двох незалежних холодильних машин в умовах автономного енергоспоживання недоцільно через великі капітальні витрати. Температурні режими дозволяють використовувати двоступеневу холодильну машину з циклом «Booster system» і робочою речовиною CO₂ [111].

5.7. Характеристики холодильної машини

Кожен з природних холодоагентів має свої недоліки і позитивні якості. Діоксид вуглецю CO₂ є одним з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, актуальних з точки зору ефективності і безпеки для навколишнього середовища. Може використовуватися в холодильних циклах різного типу, як докритичних, так і транскритичних з урахуванням потрібної та критичної точок.

Холодопостачання камер комплексу забезпечує одна двоступенева холодильна машина, що працює на двох температурних рівнях з природною робочою речовиною CO₂ (рис.5.8). Цикл має назву «транскритичний бустер» (рис.5.9).

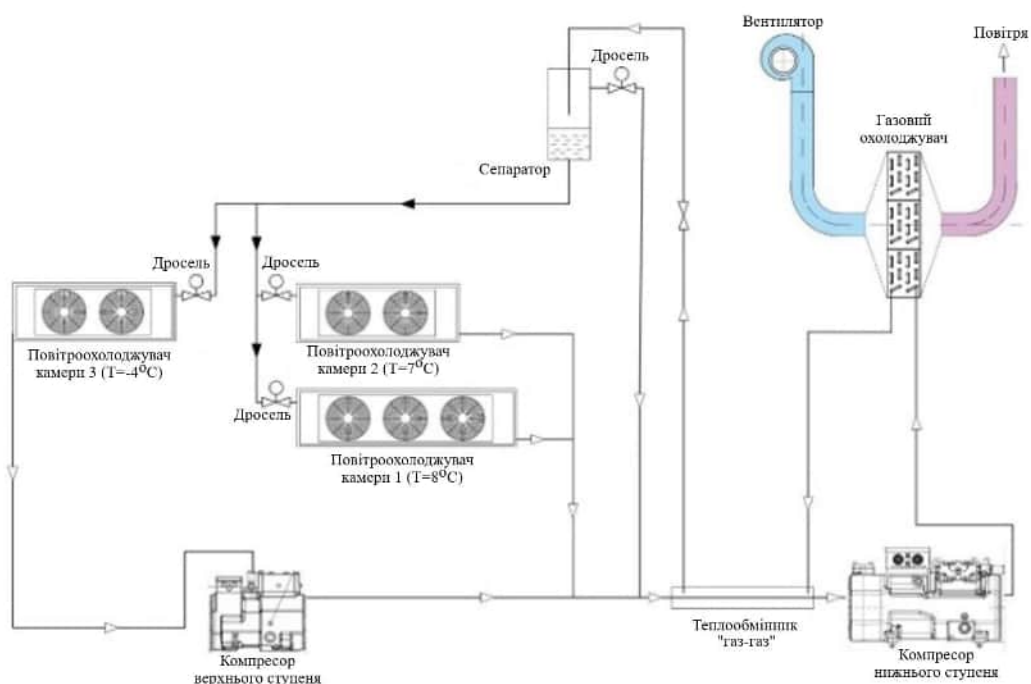


Рис.5.8. Технологічна схема холодильної машини:

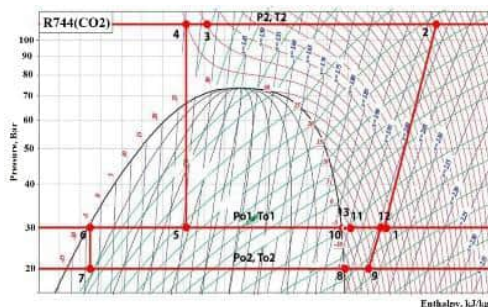


Рис.5.9. Цикл машини у діаграмі $p-h$

Використання бустерної системи визначається співвідношенням надходжень тепла в камери з різною температурою. Основні теплові потоки припадають на камери з температурою вище нуля, а малі – на камери з від’ємними температурами повітря. При такому співвідношенні верхній ступінь являє собою повноцінну одноступеневу машину, нижній – додаткову, яка виконує дві функції:

- охолодження та заморожування невеликої кількості продуктів;
- забезпечення енергозбереження у всій холодильній системі (перехід від одноступеневої компресії з низьким COP до двоступеневої).

Тепло відводиться в газовому охолоджувачі. Повітроохолоджувачі у камерах забезпечують зберігання фруктів. Машина оснащена регенеративним теплообмінником, який забезпечує охолодження газу високого тиску після газоохолоджувача і перегрів пари середнього тиску перед всмоктуванням в компресор низького ступеня. Сепаратор (віддільник рідини) забезпечує подавання рідини в повітроохолоджувачі.

Вихідні дані для розрахунку:

- теплове навантаження на повітроохолоджувачі камер зберігання 1 і 2 (табл.5.4);
- теплове навантаження на повітроохолоджувач в камері 3 (табл.5.4);
- висока температура кипіння $T_{o1} = -3^{\circ}\text{C}$;
- низька температура кипіння $T_{o2} = -14^{\circ}\text{C}$;
- тиск в газоохолоджувачі $p_2 = 11,0$ МПа;

- температура на виході з газоохолоджувача $T_3=45$ °С;
- параметри пари на всмоктуванні в компресори згідно $T_1=25$ °С, $\Delta T_{всм} = 20$ град.

Числове моделювання проводилося класичними методами для холодильних машин двоступеневого стиснення [102]. Результати наведено в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5. Зведені характеристики циклу

Характеристики	Місяць року			
	Серпень	Жовтень	Січень	Квітень
q_{o1} , кДж/кг	243.2	243.2	243.2	243.2
q_{o2} , кДж/кг	239.7	239.7	239.7	239.7
M_{o1} , кг/с	0.1668	0.1134	0.05	0.0878
M_{o2} , кг/с	0.0271	0.0122	0.0098	0.0113
M_{gcool} , кг/с	0.327	0.174	0.077	0.137
M_m , кг/с	0.1336	0.0484	0.0172	0.0379
w_2 , кДж/кг	14.04	14.04	14.04	14.04
q_{gcool} , кДж/кг	210.2	254.2	269.8	254.2
q_{he} , кДж/кг	37.4	24.11	22.12	24.11
w_1 , кДж/кг	66.862	66.862	66.862	66.862
V_2 , м ³ /с	0.0005	0.00019	0.00015	0.00018
λ_2	0.953	0.953	0.953	0.953
V_{h2} , м ³ /с	0.00052	0.0002	0.00015	0.00019
V_1 , м ³ /с	0.0047	0.0025	0.0011	0.00196
λ_1	0.807	0.807	0.807	0.807
V_{h1} , м ³ /с	0.0057	0.00307	0.00136	0.00243
Ni_2 , кВт	0.402	0.181	0.146	0.167
Ne_2 , кВт	0.433	0.193	0.155	0.178
Ni_1 , кВт	25.844	13.752	6.085	10.827

$Ne_1, \text{кВт}$	26.19	13.936	6.166	10.973
$Q_{gcool}, \text{кВт}$	68.75	44.23	20.777	34.825
$Q_{he}, \text{кВт}$	12.23	4.195	1.70	3.30
η_{ee}	0.323	0.310	0.296	0.312

Аналіз результатів розрахунку проведено з метою вибору компресорів та принципу автоматизації машини на основі енергозбереження.

Компресори підбирають за максимальними надходженнями тепла в камери, які спостерігаються в липні, серпні та червні в усіх камерах системи низькотемпературного зберігання рослинної сировини. Теоретична об'ємна продуктивність компресорів становить: для високого ступеня $0,0057 \text{ м}^3/\text{с}$, для нижнього – $0,00052 \text{ м}^3/\text{с}$.

У жовтні, січні та квітні температура повітря знижується. Теплові потоки через огорожу камер 1 і 2 зменшуються відповідно. Для забезпечення енергозбереження та стабільного режиму в камерах необхідно зменшити холодопродуктивність компресора. При цьому теплове навантаження на камеру 3, відповідно на компресор нижнього ступеня залишається постійним, оскільки під час заморожування оливок теплові потоки збільшуються – відбувається збір урожаю. Все вищесказане в графічній формі подано на рис.5.6,5.7.

Зміна теоретичної об'ємної продуктивності та потужності компресора високого ступеня наведено на рис. 5.10– 5.11.

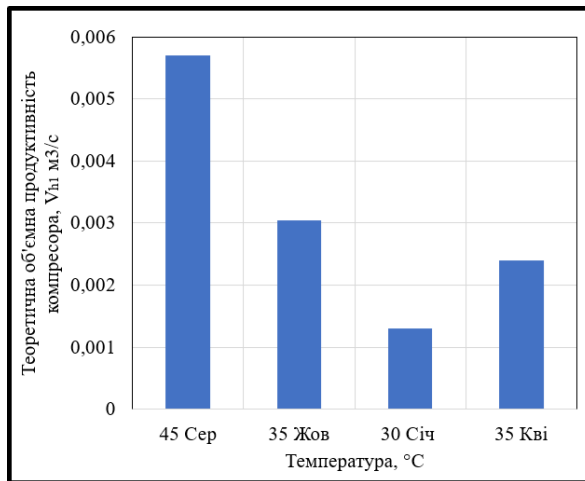


Рис.5.10. Залежність V_{h1} від температури зовнішнього повітря

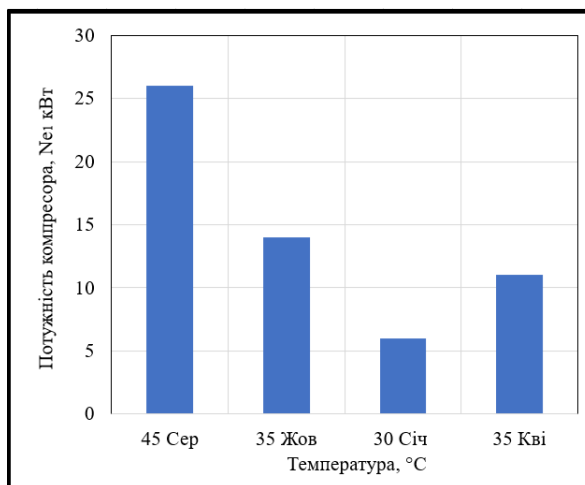


Рис.5.11. Залежність N_{e1} від температури зовнішнього повітря

Зміна теоретичної об'ємної продуктивності та потужності компресора нижнього ступеня наведена на рис.5.12, 5.13.

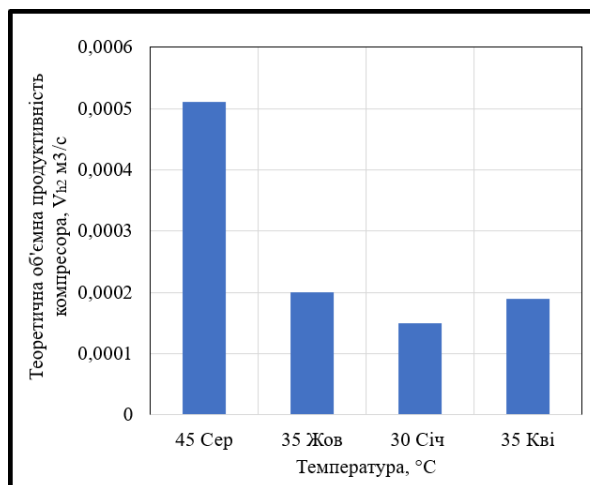


Рис.5.12. Залежність V_{h2} від температури зовнішнього повітря

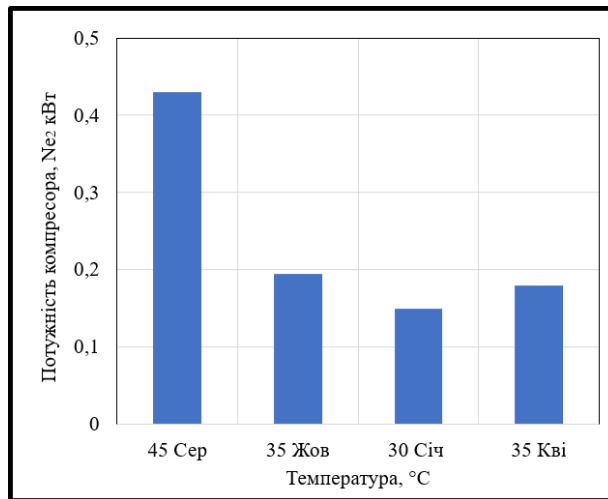


Рис.5.13. Залежність N_{e2} від температури зовнішнього повітря

Ступінь термодинамічної досконалості машини 0,29–0,32 залежно від робочої температури машини наведено на рис.5.14

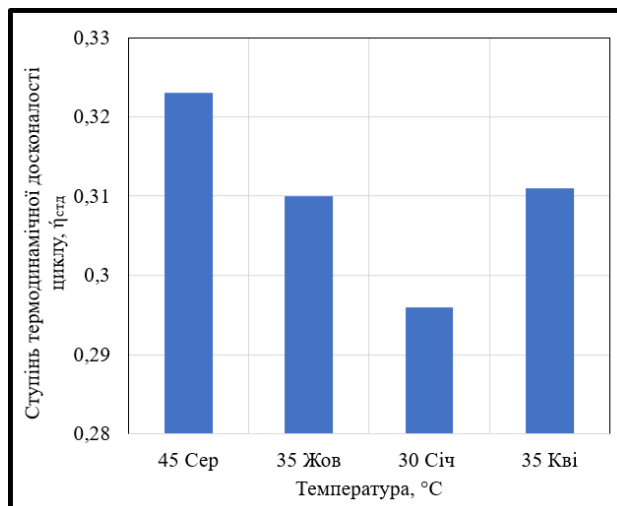


Рис.5.14. Залежність η_{ee} від температури зовнішнього повітря

Можна констатувати, що за наявності значних коливань температури навколишнього середовища, як сезонних, так і добових, можна забезпечити енергозбереження, тим самим зняти високі енерговитрати фотоелектричних перетворювачів.

5.8. Розрахунок фотоелектричного перетворювача (ФЕП)

Теплова потужність електричної сонячної електростанції повинна

задовольняти потреби конкретного споживача протягом доби в різні пори року [97,99]. Для визначення споживання електроенергії необхідна інформація про всі джерела споживання:

$$W_{ФЕП} = \sum W_i \tau_i + N_k + W_{вент}$$

де $W_{ФЕП}$ – електрична потужність фотоелектричного перетворювача;

W_i – потужність кожного електроприладу в комплексі;

τ_i – тривалість роботи протягом доби, год/добу;

N_e – ефективна потужність компресора;

$W_{вент}$ – потужність вентилятора.

Найпоширеніші модулі (з монокристалічного кремнію) мають одиничну потужність $wI=100-120$ Вт/м². Отже, площа, яку займає перетворювач:

$$F_{ФЕП} = \frac{W_{ФЕП}}{w_1}$$

Розрахунок ФЕП складається з таких основних етапів: визначення навантаження та енергоспоживання, визначення необхідної площі фотомодулів.

Нижче наведена проста методика розрахунку автономного ФЕП для системи охолодження комплексу на прикладі даних про температуру повітря та інсоляцію однієї доби травня (рис.5 10) [92].

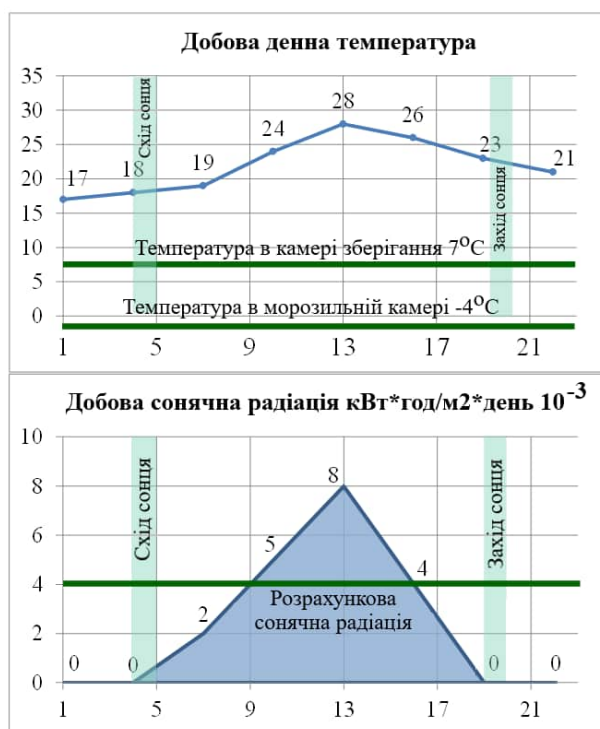


Рис.5.15. Період ефективної роботи сонячної системи за травень

Кількість електроприладів (табл.5.6) взято за середньостатистичними показниками по офісу малого підприємства [97,99]. Ефективна потужність компресора і вентиляторів розраховується за даними теплового розрахунку холодильної машини.

Таблиця 5.6. Характеристики побутових електроприладів [94]

Споживач	Потужність, Вт	Сезон	Середньоденна тривалість роботи, год	Добове споживання електроенергії, кВт/год
Основні постійні споживачі				
Інвертор	20	завжди	24	0.48
Освітлення, підвал	200	завжди	3	0.6
Освітлення, 1 пов.	50	завжди	6	0.3
Холодильник	500	завжди	8	4.0
Кондиціонер	500	завжди	5	2.5

Телевізор	300	завжди	2	0.6
Комп'ютер	300	завжди	2	0.6
Всього	–	–	–	9.1

Розрахункові характеристики фотоелектричного перетворювача визначені для комплексу на прикладі кліматичних умов травня місяця і представлені в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 Характеристики ФЕП за кліматичних умов травня [92]

Характеристики	Одиниці вимірювання	Значення
Характеристика ізоляції	(кВт*год/м ²)/ден	4
Тривалість режиму, камери зберігання	год/ден	24
Тривалість ефективної роботи ФЕП	год/ден	11
Холодопродуктивність, Q_{o1}/Q_{o2}	кВт/кВт	27.2/5.5
Потужність компресора, $N_e + N_{вент}$	кВт	14.2
Електроенергія на побутові потреби	кВт	9.1
Сумарна потужність двигунів вентиляторів	кВт	4.5
Сумарна потужність двигунів насосів	кВт*год /ден	0.312
Загальне споживання електроенергії	кВт*год /ден	24.11
Розрахункова потужність ФЕП	кВт*год /м ²	0.36
Розрахункова площа ФЕП	м ²	67

Результати розрахунків характеристик фотоелектричного перетворювача з урахуванням ступеня природної інсоляції, сезонних і добових погодних умов у травні для роботи холодильного комплексу необхідна площа фотоелектричного перетворювача до 240 м² (одинична потужність модулю $w_i = 100-120$ Вт/м²). Розміщення сонячних панелей узгоджується із споживачем.

Підсумовуючи, зазначимо, що висока вартість електроенергії з ФЕП стримує їх більш широке використання. Така висока вартість пояснюється високою вартістю кремнію високої чистоти та процесу. У світі ведуться інтенсивні дослідження і розробки, спрямовані на зниження вартості ФЕП.

5.9. Висновки до розділу

За результатами дослідження охолоджуваний комплекс має такі характеристики:

- вантажопідйомність охолоджуваних камер;
- теплове навантаження на охолоджувані камери та теплову потужність холодильної системи;
- показники автономної сонячної електростанції (фотоелектричного перетворювача).

Вантажопідйомність залежить від масштабів будівництва та виробничих приміщень малого приватного підприємства, якості та кількості плодів, що надходять на зберігання.

Теплове навантаження протягом року на холодильну систему визначається сезоном збору врожаю, наявністю і часом термічної обробки, терміном зберігання і кліматичними умовами регіону, де передбачається будівництво комплексу. Енергозбереження досягається шляхом регулювання характеристик холодильної машини в залежності від сезонних і добових коливань температури навколишнього середовища.

Ефективність фотоелектричного перетворювача визначається періодом найменшої сонячної інсоляції при забезпеченні оптимальних режимів роботи холодильної системи

Аналізом характеристик двоступеневої холодильної машини з холодоагентом CO₂ з двома температурами охолодження (-4 і 7 °C) встановлено, що машина має ступінь термодинамічної досконалості, яка відповідає умовам енергозбереження.

Робота є макетом для проектування автономного холодильного

комплексу, містить усі необхідні конструктивні елементи виробничої, холодильної та енергопостачання систем. Інвестор, який бажає реалізувати такий проект, повинен мати дані про масштаб виробництва та енергетичні можливості ПЕК протягом року.

Проект може бути реалізований в країнах і регіонах з тропічним кліматом.

РОЗДІЛ 6

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ТА КОНСТРУКТИВНИЙ АНАЛІЗ В ПРОЄКТУВАННІ ГІБРИДНИХ ВОДОАМІАЧНИХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРІВ

6.1. Загальні положення

Реальні умови роботи енергоперетворювальної системи, до якої входить тепловикористальна машина, встановлюють різні поєднання вихідних параметрів для холодильної машини і визначають її енергетичну ефективність. Вибір вихідних параметрів полягає в забезпеченні реалізації технічного завдання споживача з максимальною ефективністю термодинамічного циклу тепловикористальної холодильної машини.

Існує декілька методів аналізу дійсних циклів термотрансформаторів, які базуються на законах термодинаміки. Один із них – енергетичний, суть якого – визначення коефіцієнту перетворення енергії в циклі – COP . Метод використовує Перший закон термодинаміки [28,65].

Оцінка енергетичної ефективності гібридної абсорбційно-ежекторної холодильної машини вирішує такі завдання:

- встановлює можливість практичної реалізації умов технічного завдання споживача на створення системи тригенерації;
- визначає вихідні робочі параметри холодильної машини для забезпечення максимальної ефективності термодинамічного циклу.

Математична модель енергетичного аналізу дозволяє визначити максимальну ефективність, але не висвітлює ефективність окремо кожного з елементів та взаємний вплив їх при зміні параметрів роботи, що підтверджено у роботах [39,89].

Методи термодинамічного аналізу, які використовують Другий закон термодинаміки, дозволяють оцінити термодинамічну досконалість як окремих елементів, так і циклу в цілому. Одним з них є ексергетичний аналіз [41,46,61].

Ексергетичний аналіз гібридних машин не проводився через обмежений попит на світовому ринку холодильного обладнання тепловикористальних машин малої та середньої продуктивності. З розвитком систем тригенерації в малій енергетиці зі специфічними параметрами джерел тепла, зокрема сонячного, роблять вказані машини конкурентоспроможними з іншими типами машин, а дослідження їх енергетичної ефективності стає необхідним.

Конструктивний аналіз існуючих машин або обладнання є огляд аналогічних за функціональним призначенням виробу, що проектується, але аналіз не повинен містити суто описовий характер. При описі конструкцій машин, їх вузлів і агрегатів підкреслюють переваги і недоліки конструкцій. Увесь аналіз має бути насичений відносною оцінкою схем і конструкцій, що розглядаються, за їх технічними та економічними показниками (маса, габарити, енергоємність, робочі швидкості та зусилля, продуктивність, технологічність, вартість, складність обслуговування та інше) [41,46,61].

У характеристиці аналогів повинні бути розкриті усі суттєві ознаки подібні та відмінні з ознаками об'єкта, що проектується, повинні бути відзначені недоліки аналогів, які необхідно усунути. На основі аналізу вибирається технічне рішення машини, яке приймається за прототип.

6.2. Термодинамічні характеристики схемно-циклового рішення машини

Дослідження виконано на окремому прикладі гібридного абсорбційно-ежекторного термотрансформатора, схемно-циклове рішення якого аналізовано у Розділі 4. Схему та цикл для аналізу надано на рис.6.1 та 6.2. Режим роботи відповідає умовам: низька температура виробництва холоду, живлення від сонячної енергетичної установки клімат місцевості розташування -сухий континентальний Зв'язок термохімічного компресора з основним процесом існує по лініям: генератор-конденсатор, абсорбер-випарник. Циркуляція розчинів забезпечується водоаміачним насосом, який нагнітає міцний розчин з абсорбера до генератора. Циркуляцію пари між

випарником та абсорбером підтримує ежектор з робочою парою високого тиску, рівноважною середньому стану розчину з генераторі.

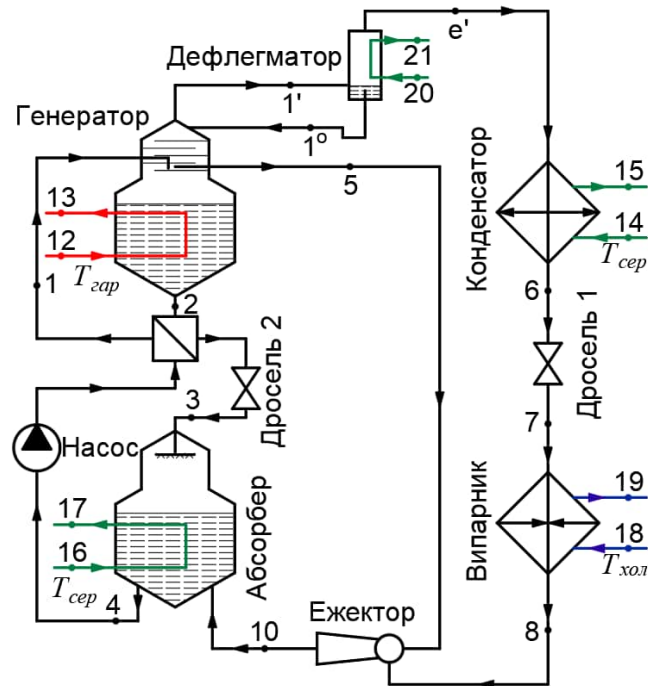


Рис.6.1. Схема гібридного абсорбційно-ежекторного термотрансформатора для термодинамічного аналізу

Незалежними вихідними параметрами є:

- температура джерела, що гріє $T_{зар} = 115^\circ\text{C}$;
- температура охолоджувального середовища $T_{сер} = 20^\circ\text{C}$;
- температура споживача холоду $T_{хол} = -30^\circ\text{C}$;

Температури у вузлових точках 2,3,4,6,8 циклу задано з урахуванням різниці температур на теплопередавання у відповідних апаратах машини

Похідні параметри:

- вища температура генерації $T_2 = 378\text{ K}$ (105°C);
- нижня температура абсорбції $T_4 = 298\text{ K}$: (25°C);
- нижня температура холодоагенту у конденсаторі $T_6 = 298\text{ K}$ (25°C);
- температура кипіння у випарнику чистого аміаку $T_8 = 243\text{ K}$ (-30°C);
- температура пари після дефлегматора $T_{e'} = 308\text{ K}$ (35°C);
- концентрація пари $x_{e'} = 9,997\text{ кг/кг}$;

- зона дегазації $(x_r - x_a) = 0,06$.

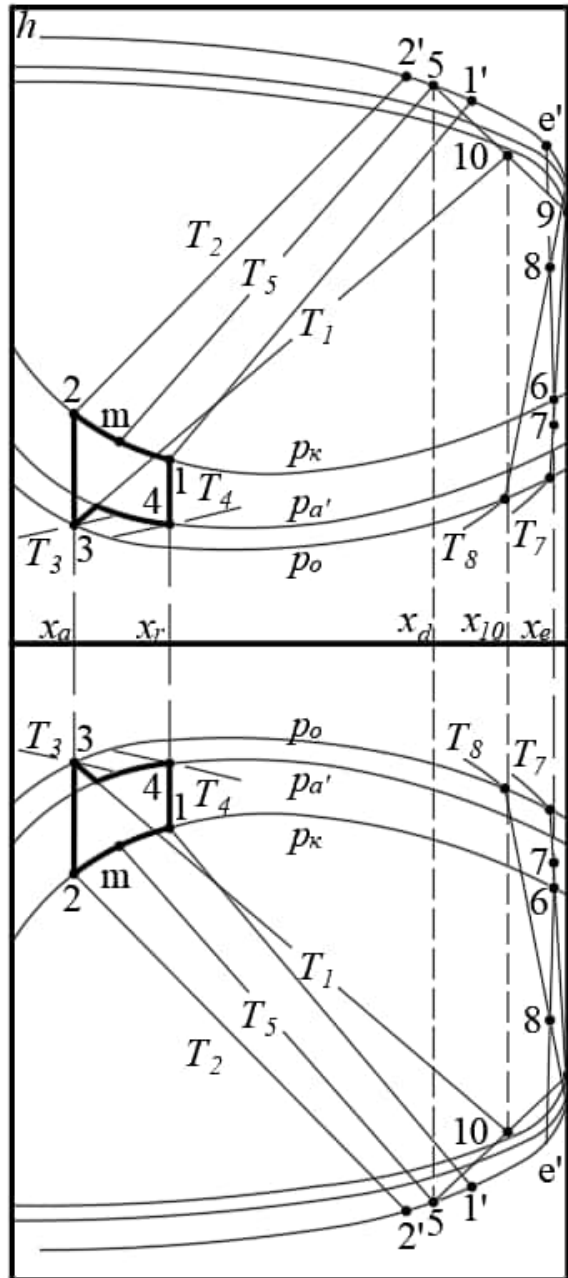


Рис.6.2. Цикл гібридного термотрансформатора у діаграмах $h-x$ та $s-x$

Параметри у вузлових точках циклу наведено у таблиці 6.1

Таблиця 6.1. Параметри вузлових точок

Стан речовини	Температура T, K	Тиск $p, \text{МПа}$	Концентрація $x, \text{кг/кг}$	Ентальпія $h, \text{кДж/кг}$	Ентропія $s, \text{кДж/кгК}$
Слабкий розчин після генератора	$T_2=378$	$p=1,006$	$x_a=0.288$	$h_2=374,13$	$s_2=1,74420$
Слабкий розчин після теплообмінника	$T_3=303$	$p=1,996$	$x_a=0.288$	$h_3=4,1818$	$s_3=0,65670$
Міцний розчин після абсорбера	$T_4=298$	$p=0,1207$	$x_r=0,348$	$h_4=14,187$	$s_4=0,66387$
Холодоагент після конденсатора	$T_6=298$	$p=1,006$	$x_e=9,997$	$h_6=458,75$	$s_6=1,88790$
Міцний розчин, початок кипіння у генераторі	$T_1^o=365$	$p_{o'}=1,006$	$x=0,93$	$h_1^o=314,42$	$s_1^o=1,65170$
Середній стан розчину у генераторі	$T_m=371,7$	$p=1,006$	$x_r=0,348$	$h_m=344,08$	$s_m=1,70130$
Пара рівноважна середньому стану у генераторі	$T_5=371,7$	$p=1,006$	$x_d=0,93$	$h_5=1874,10$	$s_5=6,48210$
Пара після генератора	$T_1'=365$	$p=1,006$	$x_1'=0,947$	$h_1=1842,60$	$s_1=6,4142$

Пара після дефлегматора	$T_{e'}=308$	$p=1,006$	$x_{e'}=9,997$	$h_{e'}=1642,5$	$s_{e'}=5,8512$
Пара у кінці кипіння у випарнику	$T_g=243$	$p_o=0,0883$	$x_k=1,00$	$h_k=1573,2$	$s_k=6,7092$

Числове моделювання енергетичного аналізу [65].

Ентальпія пари на виході з випарника

$$h_8 = h_k - \frac{h_k - h_s}{x_k - x_s} (x_k - x_{e'}) = 1573,20 - \frac{(1573,20 - 92,743)}{1 - 0,740} (1 - 0,997) = 1552,38 \quad (6.1)$$

Параметри потоків у ежекторі для водоаміачної суміші визначено за методикою, що надано у Розділі 3 на основі роботи [75]:

- коефіцієнт ежекції $u=2,303$;
- для робочої пари.

$$\Delta h_1 = h_5 - h_{10}, \text{ кДж/кг} \quad (6.2)$$

- для ежекуємої пари

$$\Delta h_2 = h_9 - h_8, \text{ кДж/кг} \quad (6.3)$$

Ентальпія суміші після ежектора

$$h_{10} = h_{\text{сум}} = \frac{h_5 + u h_8}{1 + u} = \frac{1874,10 + 2,303 \cdot 1573,20}{1 + 2,303} = 16643, \text{ кДж/кг} \quad (6.4)$$

Масова витрата робочої пари

$$g_p = 1/u = 1/2,303 = 0,434, \text{ кг/с} \quad (6.5)$$

Кратність циркуляції розчину

$$f = \frac{x_e - x_a}{x_r - x_a} = \frac{0,997 - 0,288}{0,348 - 0,288} = 11,82, \text{ кг/кг} \quad (6.6)$$

Теплове навантаження на теплообмінник розчинів

$$q_T = (f - 1)(h_2 - h_3), \text{ кДж/кг} \quad (6.7)$$

Ентальпія міцного розчину після теплообмінника

$$h_1 = h_4 + \frac{q_T}{1 + g_p}, \text{ кДж/кг} \quad (6.8)$$

Кількість флегми, що утворилася у дефлегматорі

$$R = \frac{x_e - x_{1'}}{x_{1'} - x_r}, \text{ кг/кг} \quad (6.9)$$

Теплове навантаження на дефлегматор

$$q_D = (1 + R)h_{1'} - h_{e'} - Rh_{1o}, \text{ кДж/кг} \quad (6.10)$$

Теплове навантаження на генератор

$$q_G = h_{e'} - h_2 + f(h_2 - h_1) + g_p(h_8 - h_1), \text{ кДж/кг} \quad (6.11)$$

Теплове навантаження на абсорбер

$$q_A = f(h_3 - h_4) + (1 + g_p)h_{сум} - h_3 - g_p h_4, \text{ кДж/кг} \quad (6.12)$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_{e'} - h_6, \text{ кДж/кг} \quad (6.13)$$

Теплове навантаження на випарник

$$q_o = h_8 - h_6, \text{ кДж/кг} \quad (6.14)$$

Тепловий баланс машини

$$q_K + q_A = q_o + q_G \quad (6.15)$$

Коефіцієнт перетворення

$$COP = q_o / q_G \quad (6.16)$$

Результати числового моделювання характеристик циклу надано у таблиці 6.2.

Таблиця 6.2. Енергетичні характеристики циклу

Характеристика	Одиниці виміру	Значення
q_z	кДж/кг	3329,4
q_o	кДж/кг	1114,45
$q_{підв}$	кДж/кг	4443.85
q_k	кДж/кг	1183,75
q_a	кДж/кг	2930,5
q_d	кДж/кг	327,09
$q_{відв}$	кДж/кг	4441,,34
COP		0,331

Розрахунковий коефіцієнт перетворення COP дорівнює 0,331, що є цілком прийнятне значення для низькотемпературної машини.

6.3. Ексергетичний аналіз

Елементи тепловикористальної гібридної холодильної машини з водоаміачним розчином в якості робочої речовини, з точки зору ексергетичного аналізу, є простими і представляють найменшу нероздільну частину в складі системи, в якій проходить процес перетворення енергії.

При створенні математичної моделі ексергетичного аналізу використовують чотири поняття, які введені в світову термінологію прикладної термодинаміки [28,104].

«Паливо» – ексергетичний потік (E_F), що постачає компонент ексергією, в тому числі потік від зовнішнього джерела (паливо для всієї системи);

«Продукт» – ексергетичний потік (E_P), що сприймає ексергію від «палива». Цей потік асоціюється з корисним ефектом (в ексергетичному вираженні), отриманим в компоненті. Особливий випадок являє компонент, в якому продуктом є потік ексергії, спрямований до зовнішнього джерела

(корисний ефект всієї системи);

«Деструкція ексергії» (руйнування ексергії) (E_D) – внутрішні необоротні втрати в компоненті, пов'язані з теплообміном при кінцевій різниці температур і з рухом потоків з тертям;

«Втрати ексергії» (E_L) – величини, обумовлені взаємодією компонентів з навколишнім середовищем (теплообмін за відсутності термічної рівноваги між середовищем і зовнішньою поверхнею компонента), тобто передавання ексергії в навколишнє середовище. При відсутності інформації про конкретну конструкцію моделі компонента втрати ексергії в ньому приймаються рівними нулю.

Основні ексергетичні критерії

Головними напрямками ексергетичного аналізу є розрахунок ексергії потоку. Аналіз ґрунтується на ексергетичному балансі, який зап (6.17) термінах вхідної та вихідної ексергії:

$$E_{ex} = E_{вих} + \Delta E$$

з подальшим визначенням ексергетичного ККД:

$$\varepsilon = E_{вих} / E_{ex} \quad (6.18)$$

Такий підхід використовується досі, так як є простим, легким у застосовуванні до хіміко-технологічних систем [89,104,105].

Основні висновки щодо вдосконалення енергоперетворювальної системи виникали на підставі аналізу величини втрати ексергії (ΔE) у компоненті і ексергетичного ККД системи (ε) в цілому.

Першим істотним внеском в розвиток ексергетичного аналізу стало введення понять «ексергія палива» і «ексергія продукту».

Як показує аналіз, не всі ексергетичні потоки, що входять до компоненту, являють собою «паливо» і не усі вихідні - «продукт». Така заміна дає можливість більш точно описати процеси, що відбуваються з потоком робочої речовини при проходженні через кожен компонент

енергоперетворювальної системи. Одночасно з цим поняття «ексергетичні втрати» як єдиний доданок у рів. (6.17) також змінилося. У сучасному ексергетичному аналізі розрізняють поняття «деструкція ексергії» (E_D) і «втрати ексергії» (E_L) за аналогією з виробництвом ентропії і потоком ентропії в термодинаміці необоротних процесів:

$$\Delta E = E_D + E_L$$

Перший доданок у рів. (6.19) описує необоротності, що мають місце в кожному компоненті системи, другий – при взаємодії цих компонентів системи з навколишнім середовищем [28].

Для проведення аналізу використовують рівняння ексергетичного балансу кожного компонента системи і системи в цілому [89,105]:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} \quad (6.20)$$

$$E_{F,tot} = E_{P,tot} + \sum_k E_{D,k} + E_{L,tot} \quad (6.21)$$

Ексергетичними критеріями є:

- деструкція ексергії $E_{D,k}$;
- втрати ексергії $E_{L,tot}$;
- ексергетичний ККД

$$\varepsilon_k = E_{P,k} / E_{F,k} = 1 - E_{D,k} / E_{F,k} \quad (6.22)$$

$$\varepsilon_{tot} = E_{P,tot} / E_{F,tot} \quad (6.23)$$

- відносна деструкція ексергії

$$y_{D,k} = E_{D,k} / E_{F,tot} \quad (6.24)$$

- відносні втрати ексергії

$$y_{L,k} = E_{L,tot} / E_{F,tot} \quad (6.25)$$

- доля деструкції ексергії у k -ому компоненті системи до загальної деструкції ексергії в системі

$$y_{D,k}^* = E_{D,k} / \sum_k E_{D,k} \quad (6.26)$$

У такому вигляді ексергетичний аналіз набув широкого застосування та

подальший розвиток при дослідженні енергетичних систем [106].

Математична модель ексергетичного аналізу, головні параметри

Для здійснення термодинамічного циклу необхідно три джерела тепла різних температурних потенціалів [64].

- високотемпературне джерело тепла Q_{cap} з T_{cap} у якості зовнішньої енергії (ексергії) для генератора. Це джерело тепла асоціюється з «паливом» для всієї машини, тобто $E_{F,\Gamma} = E_{F,tot}$;
- середньотемпературне джерело тепла $Q_{сер}$ з $T_{сер}$ у якості охолоджувального середовища для конденсатора, абсорбера та дефлегматора;
- низькотемпературне джерело тепла $Q_{хол}$ з $T_{хол}$ як продукт для випарника. Це теплове джерело асоціюється з «продуктом» всієї машини, тобто $E_{P,E} = E_{P,tot} = const$ для аналізу.

Термодинамічний цикл відповідно до рис.6.1 представлено такими параметрами.

- температура холодоносія на виході з випарника: $T_{хол} = T_{19}$;
- мінімальна температура кипіння у випарнику: $T_7 = T_{19} - \Delta T_{хол}$;
- тиск у випарнику: $p_o = f(T_7, x_e)$;
- максимальна температура у випарнику: $T_8 = T_{18} - \Delta T_{хол}$;
- тиск в абсорбері: $p_a = p_o$;
- мінімальна температура конденсації: $T_6 = T_{14} + \Delta T_k$;
- тиск в генераторі: $p_2 = p_k$;
- максимальна температура генерації: $T_2 = T_{12} - \Delta T_2$;
- температура початку кипіння в генераторі: $T_{1o} = f(x_r, p_2)$;
- мінімальна температура абсорбції: $T_4 = T_{16} + \Delta T_A$;
- концентрація слабкого розчину в термохімічному компресорі: $x_a = f(T_2, p_2)$;
- концентрація міцного розчину в термохімічному компресорі: $x_r = f(T_4, p_a)$;

Температура T_5 – середня температура у процесі кипіння в генераторі:

$$T_5 = (T_2 + T_{1'})/2.$$

Температура холодоагенту на виході з дефлегматора $T_{e'} = T_{20} + \Delta T_D$

Витратні характеристики основного процесу

Процеси здійснюються у трьох конструктивних компонентах конденсаторі, дросельному пристрої, випарнику. Цикл обмежують вузлові точки e'-6-7-8. Робоча речовина в основному процесі є сумішшю з концентрацією $x_e = 0,9997$ для холодоагенту, а його масову витрату може бути визначено як:

$$m_{хол} = Q_{хол} / (h_8 - h_7) \quad (6.27)$$

Витратні характеристики термохімічного компресора

Цикл термохімічного компресора здійснюється в п'ятьох конструктивних компонентах: генераторі, абсорбері, дросельному пристрої, ежекторі і насосі зі всіма процесами прямого термодинамічного циклу.

Цикл обмежують вузлові точки 1-2-3-4-5. Робоча речовина являє собою суміш з концентраціями x_r для міцного розчину і x_a для слабкого розчину.

Масова витрата суміші з концентрацією x_r :

$$m_4 = m_1 = (f + g_p) m_{хол} \quad (6.28)$$

Масова витрата для суміші з концентрацією x_a :

$$m_2 = m_3 = (f - 1) m_{хол} \quad (6.29)$$

Тут f – кратність циркуляції суміші з концентрацією x_r :

$$f = (x_{e'} - x_a) / (x_r - x_a) \quad (6.30)$$

Масова витрата пари через сопло ежектора:

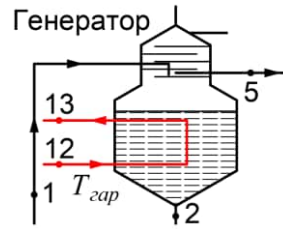
$$m_5 = g_p m_{хол} \quad (6.31)$$

Масова витрата пари через дифузор ежектора:

$$m_{10} = (1 + g_p) m_{хол} \quad (6.32)$$

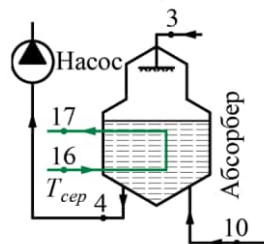
Масові витрати холодоносія і теплоносія визначаються з рівнянь енергетичних балансів відповідних компонентів машини:

– генератора:



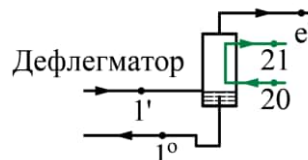
$$Q_G = m_{хол} [(f + g)h_1 + Rh_{1\phi} - (1 + R)h_1 - gh_5 - (f - 1)h_2] = m_{12-13} (h_{12} - h_{13}) \quad (6.33)$$

– абсорбера:



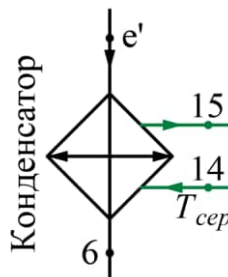
$$Q_A = m_{хол} [(f - 1)h_3 + (1 + g_p)h_{10} - (f + g_p)h_4] = m_{16-17} (h_{16} - h_{17}) \quad (6.34)$$

- дефлегматора



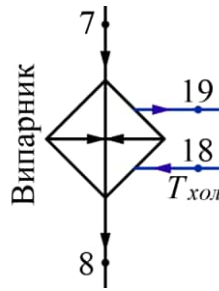
$$Q_D = m_{хол} [(1 + R)h_{1\phi} - h_{e'} - Rh_{1\phi}] = m_{20-21} (h_{20} - h_{21}) \quad (6.35)$$

– конденсатора:



$$Q_K = m_{хол} (h_{e'} - h_6) = m_{14-15} (h_{14} - h_{15}) \quad (6.36)$$

– випарника:



$$Q_o = m_{хол} (h_8 - h_6) = m_{18-19} (h_{18} - h_{19}) \quad (6.37)$$

Процеси стиснення в насосі можна вважати ідеальним ($s_4 = s_1$), оскільки витрачена робота дуже мала і в дійсних машинах становить не більше 1,0...1,5%. Введення в аналіз процесу в насосі не може надати будь-якого значного впливу. Насос буде виключено з аналізу [39].

Ексергетичні характеристики компонентів машини

Проведемо ексергетичний аналіз усіх процесів. Відповідно до рис.6.7 рівняння ексергетичних балансів мають вигляд:

– генератор:

$$E_{D,G} = (E_{12} - E_{13}) - (E_1 + E_{1p} - E_{1'} - E_2) \quad (6.38)$$

– абсорбер:

$$E_{D,A} = (E_3 + E_{10} - E_4) - (E_{16} - E_{17}) \quad (6.39)$$

– конденсатор:

$$E_{D,k} = (E_{e'} - E_6) - (E_{14} - E_{15}) \quad (6.40)$$

– дросельний пристрій:

$$E_{D,\delta\delta 1} = (E_6 - E_7) \quad (6.41)$$

– випарник:

$$E_{D,B} = (E_6 - E_8) - (E_{18} - E_{19}) \quad (6.42)$$

– ежектор

$$E_{D,e} = E_5 + E_8 - E_{10} \quad (6.43)$$

До складу машини входять два дросельних пристрої: Д2 для суміші з

концентрацією x_a , що працює вище за температуру середовища та Д1 для суміші з концентрацією x_e , що працює за температурою нижче середовища. Відповідно до понять «продукту» і «палива» Д1 і Д2 аналізують за ефектом. Пристрій Д2 тільки зменшує тиск від p_e до p_a та є дисипативним компонентом. Призначення Д1 для суміші з концентрацією x_e – досягнення низької температури $E_{P,Д1} = (E_6^T - E_7^T)$ за зміною механічної ексергії $E_{P,Д1} = (E_6^M - E_7^M)$ [39].

Для аналізу розділимо загальну ексергію, пов'язану з потоками речовини, на фізичну і хімічну складові – для потоку E_j через E_{j0} :

$$E_j = E_j^{PH} - E_j^{CH} \quad (6.44)$$

Питома фізична ексергія j -го потоку

$$e_j^{PH} = h_j - h_{j,0} - T_0(s_j - s_{j,0}) \quad (6.45)$$

Для потоків E_7 и E_9 необхідно розділити фізичну ексергію на термічну і механічну складові

$$e_j^{PH} = \underbrace{[(h_j - h_{j,M}) - T_0(s_j - s_{j,M})]_{p=const}}_{e^T} + \underbrace{[(h_{j,M} - h_{j,0}) - T_0(s_{j,M} - s_{j,0})]_{T_0=const}}_{e^M} \quad (6.46)$$

відносно точки M , умовно прийнятою за початок розрахунку з параметрами $p_{сер}$ і температурою $T_{сер}$.

Питому хімічну ексергію суміші холодоагенту і абсорбенту j -го потоку може бути визначено рівнянням [39]:

$$e_j^{CH} = x_j \cdot e_{ref}^{CH} + (1 - x_j) \cdot e_{abs}^{CH} + w_{x_j}^{rev} \quad (6.47)$$

де, $w_{x_j}^{rev}$ – питома робота змішання чистого холодоагенту і чистого абсорбенту, яка дорівнює:

$$w_{x_j}^{rev} = [h_{j,0} - x_j h_{ref,0} - (1 - x_j) h_{abs,0}] - T_0[s_{j,0} - x_j s_{ref,0} - (1 - x_j) s_{abs,0}] \quad (6.48)$$

Пояснимо математичні вирази за допомогою діаграм h - x і s - x (рис.6.3).

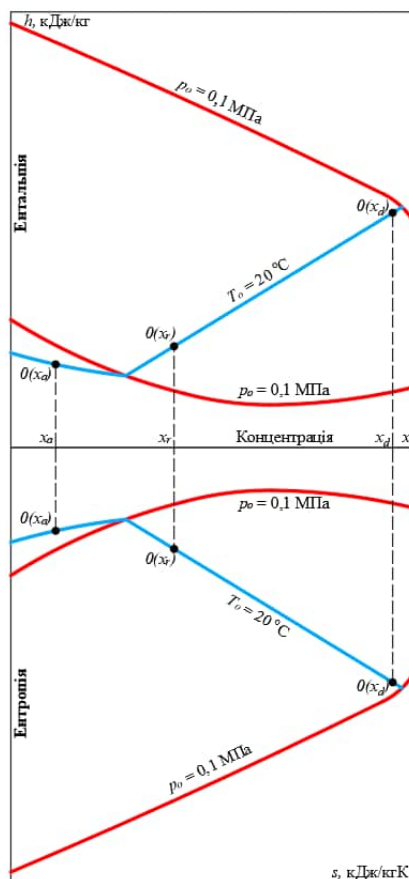


Рис.6.3. Визначення точок 0 для значень ексергії сумішей з різними концентраціями

В аналізі ця особливість врахована підсумовуванням фізичної і хімічної ексергії для кожного потоку речовини. На окремому прикладі наведено спосіб визначення параметрів точок рівноваги з навколишнім середовищем для розрахунку фізичної ексергії сумішей з різними концентраціями за допомогою діаграм h - x і s - x .

Параметри точок 0 для розрахунку фізичної ексергії залежать від концентрації суміші x . Ізотерма T_0 (наприклад, $T_0 = 303 \text{ K}$) є геометричним місцем точок з різною концентрацією при p_0 (наприклад, $p_0 = 0.1 \text{ МПа}$).

В результаті, для ексергетичного аналізу повинно бути визначено п'ять значень питомої хімічної ексергії для концентрацій ($x_a, x_r, x_e, x_5, x_{10}$), також точок 0 для розрахунку фізичної ексергії при відповідних концентраціях суміші.

Ексергетичний аналіз реального циклу

Звернемося до рис.6.1. та 6.2. Вихідними незалежними постійними параметрами є: холодопродуктивність $Q_{хол}$, температури $T_{12}, T_{14}, T_{16}, T_{18}, T_{19}, T_{20}$. Температури $T_{13}, T_{15}, T_{17}, T_{21}$ також є заданими, але в процесі аналізу можуть змінюватися.

Робочою речовиною є водоаміачна суміш. Усі процеси теплопередавання можна вважати ізобарними. Реальний термодинамічний цикл включає всі необоротності: $\Delta T_K, \Delta T_B, \Delta T_D, \Delta T_G$ і $\Delta p_G, \Delta T_A$ і Δp_A .

На підставі експериментальних даних [50] та матеріалів Розділу 2 можна прийняти:

$$\Delta T_K = 5 \dots 10 \text{ К}, \Delta T_B = 2 \dots 6 \text{ К}, \Delta T_G = 10 \dots 20 \text{ К}, \Delta p_G = 0.01 \dots 0.02 \text{ МПа}$$

$$\Delta T_A = 5 \dots 10 \text{ К}, \Delta p_A = 0.01 \dots 0.015 \text{ МПа}, \Delta T_D = 10 \dots 20 \text{ К}$$

Аналіз проводиться для кожного компонента індивідуально з урахуванням відповідних необоротностей в припущенні, що всі інші компоненти є теоретичними. Параметри усіх точок та питомі характеристики наведено в таблиці 6.3.

Аналіз абсорбера здійснювався разом з дросельним пристроєм D_2 , їх необоротності підсумовувалися.

Таблиця 6.3. Термодинамічні та ексергетичні дані для матеріальних потоків системи

Стан	Матеріальний потік	M , (кг/с)	p , (бар)	T , K	h , (кДж/кг)	X , (кг/кг)	s , (кДж/кг)	e^{PH} , (кДж/кг)	e^{CH} , (кДж/кг)	E , (кВт)
1	NH ₃ - H ₂ O	12,250	10,006	362	180,0	0,348	1,121	76,38	6773	83905
1'		1,0835	10,006	365	1505,0	0,947	4,977	271,70	18809	20674
1 ^o		0,0835	10,006	365	193,6	0,348	1,159	79,01	6773	572
2		10,820	10,006	378	272,4	0,288	1,337	105,40	5568	61386
3		10,820	10,006	303	-54,8	0,288	0,373	60,65	5568	60902
4		12,250	1,2070	298	-102,0	0,348	0,267	44,48	6773	83514
5		0,434	10,006	371	229,9	0,318	1,242	90,85	6171	2718
6		1,000	10,006	298	114,7	0,997	0,421	216,10	19813	20029
7		1,000	0,883	238	1139,0	0,997	4,851	-57,05	19813	19756
8		1,000	0,883	243	1233,0	1,000	5,234	-75,77	19874	19798
10	1,434	1,207	303	1361,0	0,970	5,542	-38,06	19271	27580	
e'	1,000	10,006	308	1305,0	0,997	4,391	243,20	19812	20055	
12	H ₂ O	1,340	1,500	388	2701,00	1,000	7,2420	581,40	-	779
13		1,340	1,500	383	460,80	1,000	1,4170	48,410	-	65
14		40,370	1,000	293	83,40	1,000	0,2940	0,00	-	0
15		40,370	1,000	300	112,70	1,000	0,3930	0,340	-	14
16		117,200	1,000	293	83,40	1,000	0,2940	0,00	-	0
17		117,200	1,000	299	108,50	1,000	0,3790	0,250	-	26
20		11,160	1,000	293	83,40	1,000	0,2940	0,00	-	0
21		11,160	1,000	300	112,70	1,000	0,8540	11,500	-	128
18	CO ₂	10,710	2,000	248	3633,0	1,000	-1,950	209,10	-	2239
19		10,710	2,000	243	3737,0	1,000	-1,993	211,10	-	2261
0 ^a			1,000	293	5,250	1,000	0,0144			

Ексергетичний баланс має вигляд [39]

$$E_F = E_P + E_D \quad (6.49)$$

або

$$E_{12} - E_{13} = (E_{19P} + E_{18}) + (E_{16} + E_{17}) + (E_{21} + E_{20}) + (E_{15} + E_{16}) \quad (6.50)$$

Ексергетична ефективність

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F} = 0,03 \quad (6.51)$$

Результати ексергетичного аналізу

Дросельний пристрій Д2 є єдиним компонентом в холодильній машині, який не може бути поліпшено за рахунок деструкції в ньому. Зменшення деструкції ексергії можливе за рахунок поліпшення інших компонентів та їх структури в загальній системі.

Як свідчать показники, гібридна машина, яка ускладнена включенням ежектора, має ексергетичний ККД на рівні 3%. Це взагалі позитивний показник для абсорбційної техніки з перспективою зростання. Серед окремих компонентів високі значення ексергетичних ККД мають генератор та випарник, відповідно 80% та 70%. Низька ефективність апаратів, охолоджуваних навколишнім середовищем, потребує уваги проєктантів. Для удосконалення вказаних апаратів є перспективи.

Енергетичний аналіз виконано з залученням комп'ютерної програми Engineering Equation Solver.

Новіші та точніші кореляції для властивостей суміші аміак-вода представлені в програмі NIST REFPROP. REFPROP включає кореляцію, розроблену: Engineering Equation Solver [107].

6.4. Практична реалізація схемно-циклового рішення гібридної машини

Передумови реалізації

Термодинамічний аналіз продемонстрував можливість реалізації схемно-циклового рішення гібридної абсорбційно-ежекторної машини для комплектації системи тригенерації малої енергетики. Практична реалізація після цього пов'язана з вибором конструкцій компонентів машини.

Інформація з використання водоаміачних машин в системах тригенерації малої енергетики в літературі відсутня. Однак саме такі машини доцільно використовувати у віддалених від централізованих енергетичних систем населених пунктах та незалежних малих виробництвах, зокрема, в сільськогосподарських підприємствах з малими енергетичними установками.

Перспективи водоаміачного розчину визначають: природне походження, низька вартість, середні робочі тиски, широкий інтервал реалізованих температур (-20...190°C). Сучасні конструкції пластинчастих теплообмінних апаратів для водоаміачних абсорбційних машин пропонує фірма AlfaLaval [67,108]. Наприкінці сімдесятих років у компанії AlfaLaval було розроблено паяний пластинчастий теплообмінник. Він знаходить все більш широке застосування в установках, де необхідні компактні та міцні теплообмінники з високими коефіцієнтами теплопередавання та великою кількістю теплоти, що передається. Одним із найважливіших застосувань теплообмінника є холодильні машини. Відбулося стирання кордону між невеликими паяними пластинчастими теплообмінниками для галогеновмісних вуглеводнів, що застосовуються в системах безпосереднього охолодження, і великими напівзварними пластинчастими теплообмінниками для аміачних систем затопленого типу.

Схемне рішення одноступеневої водоаміачної машини представлено фірмою AlfaLaval у каталогах (рис.6:11) [67,108]

Схема основного процесу (ліворуч на рис.6.15) містить: конденсатор, ресивер, регенеративний теплообмінник, дросель, випарник з проміжним холодоносієм. Усі апарати — звичайні двопотокові теплообмінники. Процеси,

що відбуваються в них, пов'язані з теплообміном однофазних потоків робочої речовини або фазових перетворень чистого аміаку. Принципових розбіжностей у схемі, що розглядається автором (рис.6.1), та фірми (рис.6.15) немає. Використання РТО. підвищує ефективність циклу, рішення про його використання у гібридному циклі буде оцінено.

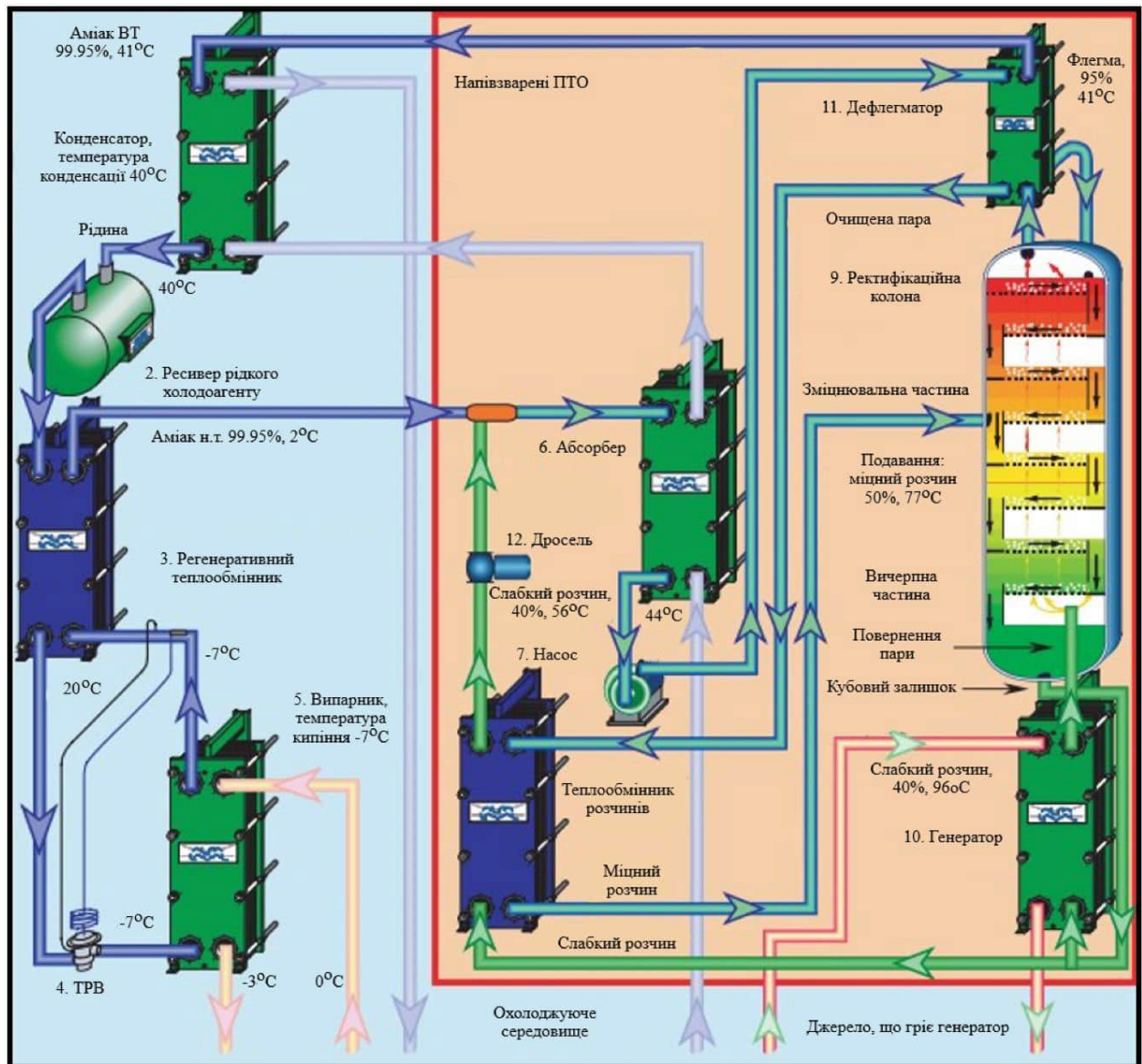


Рис 6.4. Конструктивна технологічна схема абсорбційної машини на основі пластинчастих апаратів фірми AlfaLaval [108]

Схема термохімічного компресора (праворуч на рис.6.15) містить: абсорбер, генератор, теплообмінник розчинів, дефлегматор, дросельний пристрій та насос. Теплообмінні апарати з процесами змішування і конденсації

або кипіння з розділенням суміші.

Пластинчастий теплообмінник - чудовий абсорбер, завдяки здатності змішувати компоненти робочої речовини та одночасно охолоджувати їх. В абсорбер входять разом два потоки: пари з випарника і слабкий розчин після теплообмінника розчинів.(рис.6.16). Проблема полягає у розподілі суміші по каналах. Пара та рідина можуть розділитися після ділянки упорскування. У цьому випадку рідина, як правило, надходить переважно до найближчих каналів, а пара – у більш віддалені. Подібна проблема виникає при розподілі двофазної суміші, що надходить з ТРВ у випарник. Запропоновано різні методи, що забезпечують гарний розподіл, більшість із них запатентована фірмою.

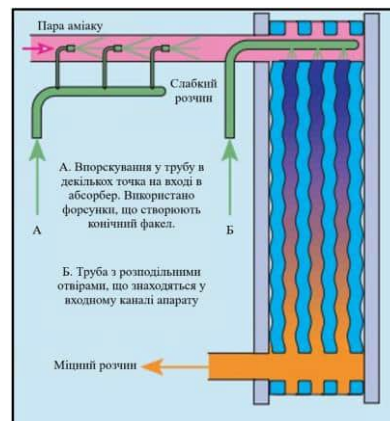


Рис.6.5. Принципова конструктивна схема абсорбера'[108]

Для довгих труб (>100 мм) добрі результати досягаються при великій кількості точок упорскування вздовж ділянки інжекції (рис.6.16А). Для коротких труб (<100 мм) добрі результати досягаються при подаванні на

рис. 6.16В . Упорскування за допомогою струминного насоса, за інформацією фірми, поки що ніде не реалізовано за відсутністю попиту..

Для підключення ежектора автор пропонує таке схемне рішення (рис.6.17).

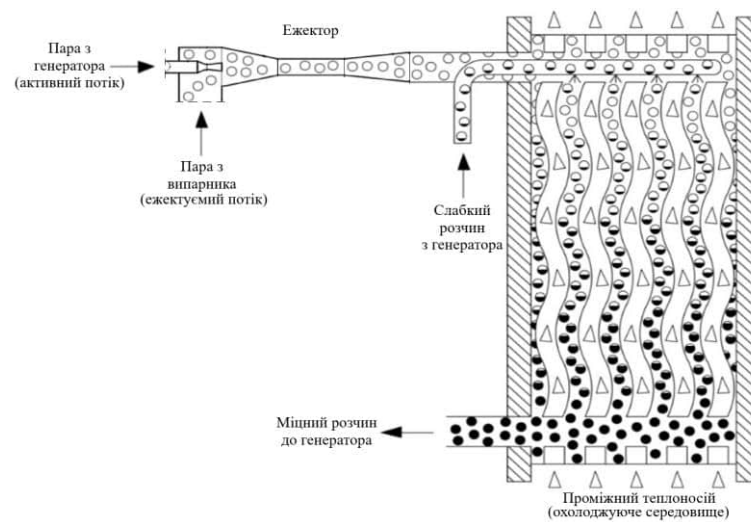


Рис 6.6. Схема потоків робочої речовини та теплоносія у абсорбері гібридної машини

На вході в абсорбер встановлено ежектор з робочою парою з генератора (рис.6.17) або рідиною холодоагенту після конденсатора, забезпечуючи підвищення тиску в абсорбері гібридної машини. Слабкий розчин подається в потік пари через форсунки, повторюючи конструкції зрошувальних абсорберів великих машин [62]. З абсорбера виходить міцний розчин і надходить у насос. Аміак легко розчиняється у слабкому розчині, чому сприяє турбулентність потоку в каналах теплообмінника.

Теплота дефлегмації та тепло слабого розчину за дизайном фірми забезпечують підігрівання міцного розчину до температури початку кипіння в генераторі, при цьому слабкий розчин охолоджується. Використане інженерне рішення знижує витрату охолоджуючого середовища в дефлегматорі та абсорбері, що сприяє підвищенню енергійної ефективності машини. Схемне рішення може бути використане в проекті гібридної установки.

Конструкція генератора за дизайном фірми складається з двох самостійних частин: ректифікаційної колонні та кип'ятильника. Конструкція подібна установкам великої продуктивності у хімічній технології [62]. Конструкція генератора (рис.6.4) дозволяє використовувати пластинчастий теплообмінник як кип'ятильник. Вибір конструкції генератора залежить від наявного джерела тепла.

Використання регенеративного теплообмінника додатково забезпечує випарування залишків води у випарнику..

Аналіз конструкцій теплообмінників підтвердив можливість реалізації абсорбційно-ежекторної машини з пластинчастими теплообмінниками.

Моделювання процесів теплопередавання у компонентах конструктивні розрахунки компонентів

Теплові і конструктивні розрахунки компонентів виконано на окремому прикладі із залученням критеріальних рівнянь і методик (табл.6.11), що використовуються для розрахунку пластинчастих теплообмінників в світовій практиці [109,110]. Для розрахунку прийнято: масова витрата холодоагенту у випарнику $m_{хол}=0,1$ /с.

Питомі характеристики циклу отримані з енергетичного аналізу машини (таблиця 6.4).

Таблиця 6.4. Критеріальні рівняння для розрахунку теплопередавання [109,110]

Назва теплообмінника	Тепловіддавання зі сторони робочої речовини	Тепловіддавання зі сторони теплоносія чи холодоносія
Абсорбер	$\alpha_{ар} = 0.2 \cdot \alpha_{Nu} \cdot Re_{п}^{0.12} \cdot Pr_{п}^{-0.33}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Конденсатор	$\alpha_{ар} = 0.2 \cdot \alpha_{Nu} \cdot Re_{п}^{0.12} \cdot Pr_{п}^{-0.33}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Випарник	$q_a = 3800 \cdot (t_{ст} - t_o)^{2.2}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Генератор	$\alpha = 5.52 \cdot q^{0.6}$	Залежно від типу теплоносія

Розрахунок теплопередавання в апаратах базується на визначенні густині теплового потоку та температурного напору.

Рішення системи рівнянь (Таблиця 6.4) визначається рівністю густини теплових потоків у теплообміннику, та для двопотокових апаратів його зручно отримати графічно.

Графоаналітичним методом встановлено розрахункові густини теплових потоків при різній кількості пластин з вибором величини теплообмінної поверхні апаратів (рис.6.7.. 6.9) [89].

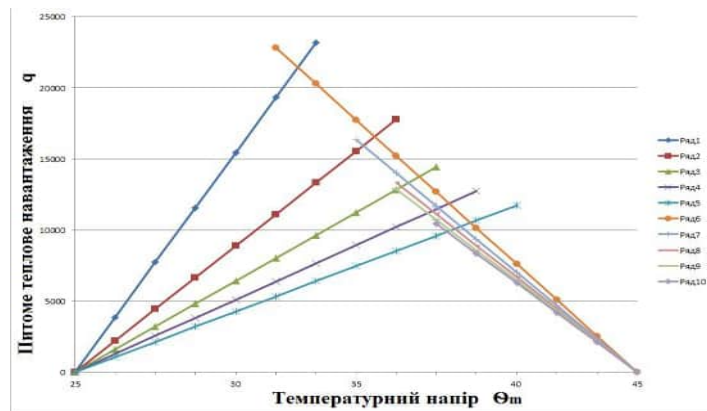


Рис.6.7. Ілюстрація графоаналітичного розрахунку абсорбера [89]

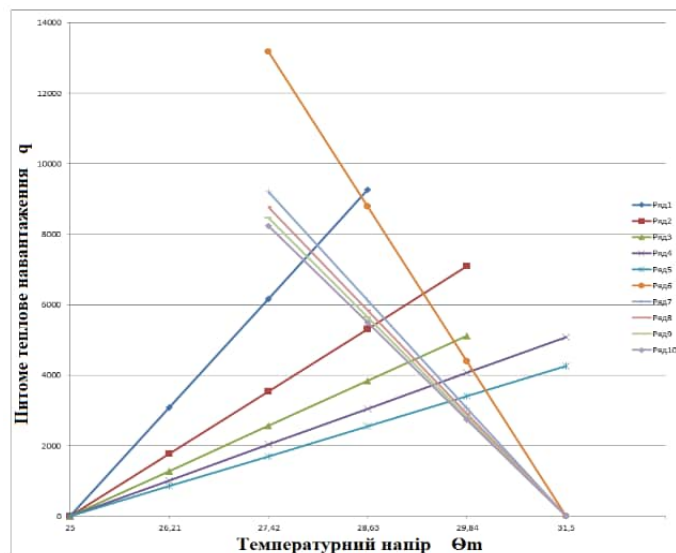


Рис.6.8. Ілюстрація графоаналітичного розрахунку конденсатора [89]

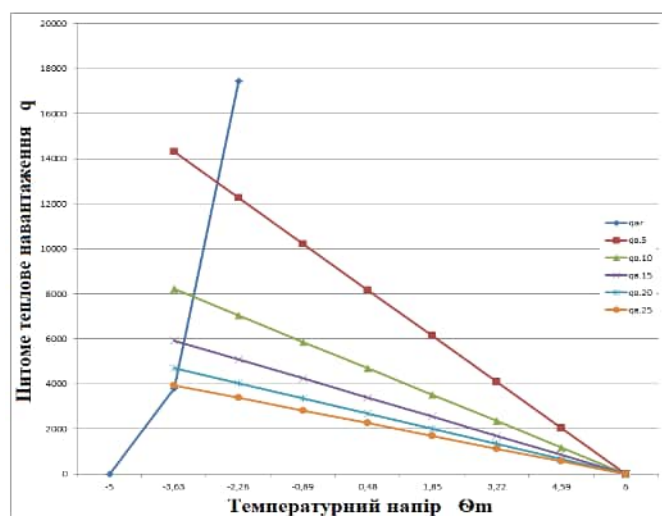


Рис. 6.9. Ілюстрація графоаналітичного розрахунку випарника [89]

Графоаналітичний метод розрахунку густини теплового потоку показує, що при збільшенні кількості пластин в апараті густина теплового потоку з боку робочої речовини при її фазових перетвореннях змінюються незначно, в межах 5 ... 7%, основний вплив на теплообмін створюють зміни витрат теплоносія та холодоносія. Для подальшого розрахунку приймаємо середнє значення густини теплового потоку для кожного типу апарату. Результати розрахунків навантажень на апарати, потрібна теплообмінна поверхня наведені у таблиці 6.5.

Таблиця 6.5. Результати розрахунків теплопередавання в апаратах

Апарат	Теплове навантаження, Q_i , кВт	Густина теплового потоку q_f , Вт/м ²	Теплопередавальна F_{tot} , м ²
Генератор	300,2	20000	15,0
Дефлегматор	32,7	16000	2,04
Конденсатор	118,4	11000	10,76
Випарник	111,4	12000	9,28
Абсорбер	260,6	23000	11,3
Теплообмінник розчинів	376	14000	26,85

Масогабаритні характеристики

Витрата металу на виготовлення апаратів гібридної машини може бути визначена за укрупненими вимірюваннями на підставі існуючих каталогів різних фірм або дійсних установок. Питома витрата металу (кг/кВт) для абсорбційних машин середньої холодопродуктивності (80...400 кВт), які працюють у стандартному режимі, укомплектовані кожухотрубними конструкціями, змінюється відносно мало і складає орієнтовно 40...50 кг/кВт [89]. Теплообмінні поверхні апаратів в даному проекті визначені за вибором конструкції пластини напівзварних апаратах фірми Альфа Лаваль [108] (рис.6.10).

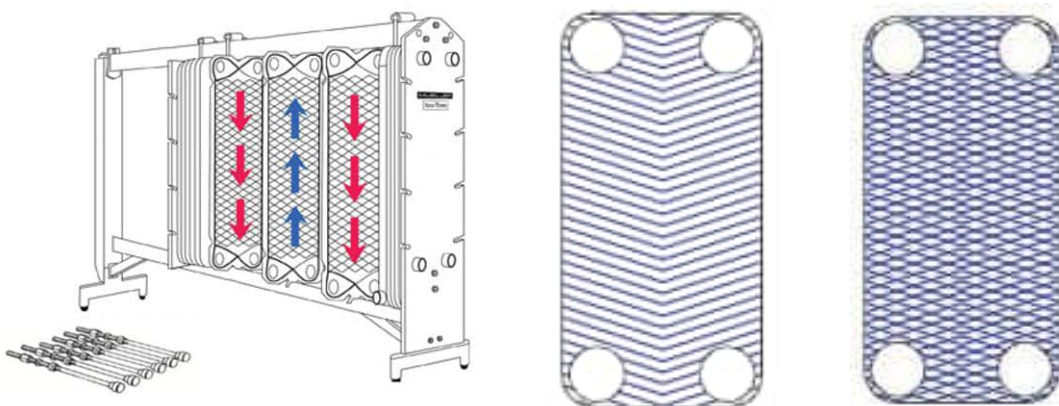


Рис.6.10. Конструкція теплообмінника та зразки пластин

Результати розрахунків надано у таблиці 6.7.

Таблиця 6.7. Масогабаритні характеристики апаратів

Апарат	Розмір пластини, АхВ, мм	Кількість пластин, Z, шт	Маса апарата М кг	Габарит апарата V, м ³
Генератор	800х230	43	123	0,079
Дефлегматор	600х230	11	32	0,015
Конденсатор	800х230	33	85	0,061
Випарник	800х230	29	82	0,047
Абсорбер	800х230	33	85	0,061
Теплообмінник розчинів	800х230	77	170	0,127
Загальні значення	-	-	577/0,7 823	0,36/0,2 1.80

Примітка: коефіцієнти 0,7 та 0,2 враховують долю теплообмінників у загальних масогабаритних характеристиках машини в цілому

Отримані результати віднесено до чистих габаритів теплообмінників, враховуючи лише теплообмін. Для пластинчастих моделей недостатньо, потрібно приймати до уваги перепад тиску. Оптимально спроектований пластинчастий теплообмінник, за даними фірми, означає таке:

- запас площі поверхні теплообміну точно дорівнює заданому значенню 5%. фактична площа поверхні теплообміну на 5 % більша за розрахункове значення [108];
- перепад тисків повинен бути повністю використаний у місцях приєднання арматури, тобто. дорівнює заданому значенню 45 кПа. Такий теплообмінник буде найкращим для заданих умов, проте самі умови можуть виявитися не оптимальними для встановлення в цілому. Моделювання процесу проектування запропоновано графоаналітичним методом, що ілюструє рис.6.11.

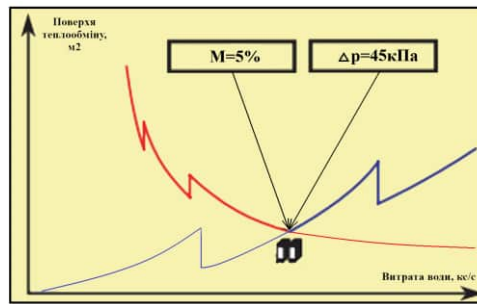


Рис.6.11. Моделювання теплових та гідравлічних характеристик пластинчастих теплообмінників [108]

Оптимальна для теплообмінника витрата води відповідає точці перетину кривих, отриманих при постійному перепаді тиску та постійному запасі площі поверхні теплообміну. В одній системі координат зображено: крива для фіксованого перепаду тиску 0,45 кПа та крива для фіксованого запасу площі поверхні теплообмінна 5%. Точка перетину відповідає оптимальному теплообміннику з мінімальною поверхнею. Крім цього вказані ділянки кривих, що не задовольняють умовам одночасно: перепад тисків 45 кПа, а запас площі 5%.

Пластинчасті теплообмінники добре підходять для оптимізації. Особливо зручними з цього погляду є напівзварні конструкції. Їх розміри можна збільшувати, додаючи однією пластиною, тобто. практично безперервно. Більше того, таке збільшення розмірів можна виконати на вже існуючій установці, як тільки виникне необхідність.

Питома витрата металу, який безпосередньо йде тільки на теплообмінні апарати, становить 3,3 кг/кВт. Відмінність отриманих результатів і даних роботи [50] полягає у масштабному факторі та зміні існуючих технологій виробництва теплообмінних апаратів. Вартість всіх теплообмінників, за ціновими даними фірми AlfaLaval складає приблизно 1000 євро.

6.5. Висновки до розділу

1. Позитивними якостями одноступеневих гібридних абсорбційно-ежекторних холодильних машин у складі систем тригенерації малих енергетичних установок є можливість використання низьких температур гріючого джерела за отриманням холоду низького температурного потенціалу на рівні -30°C

2. Алгоритм ексергетичного аналізу окремих компонентів гібридної машини з ежектором у якості бустерного приладу цілому може бути використано для дослідження будь-яких абсорбційних систем, незалежно від роду робочої суміші і схемно-циклових рішень.

3. Практична реалізація абсорбційно-ежекторної машини можлива з використанням компактних сучасних теплообмінних апаратів.

4. Енергетична ефективність АЕТТ в режимах тригенерації в залежності від співвідношення вихідних параметрів становить $0,25 \dots 0,65$.

5. Як свідчать показники, проста АЕТТ, має ексергетичний ККД на рівні 6%. Це взагалі позитивний показник для абсорбційної техніки з перспективою зростання.

6. В машині виконуються умови зовнішньої оборотності в процесах генерації та кипіння у випарнику (температура робочої речовини змінюється так, як змінюється температура джерела), що підтверджується високими значеннями ексергетичного ККД генератора (80%) та випарника (70%) відповідно.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз існуючих світових досліджень енергоперетворювальних систем на засадах класифікаційних ознак визначив головні напрямки розвитку з позицій сучасних потреб людства: розширення номенклатури систем тригенерації, що відповідає задачам енергозбереження, забезпечуючи комфортні умови існування та життєдіяльності автономних споживачів віддалених регіонів.
2. Економічність та працездатність АТТ залежать від температурних режимів і напорів у теплообмінниках та зони дегазації. У циклі низькотемпературного ТТ з живленням від сонячної енергетичної установки штучно розширюється зона дегазації використанням додаткового пристрою для підвищення тиску – бустера з тепловим живленням, що забезпечує заощадження електроенергії.
3. Використання ежекторів у якості бустерів на лініях високого та низького тисків забезпечує можливість реалізації будь-яких співвідношень робочих температур з мінімальними змінами у номенклатурі основних апаратів термохімічного компресора.
4. Розробка АЕТТ призводить до максимальної відповідності їх процесів зовнішнім умовам і тим самим наближає дійсний цикл до теоретичного. У загальному випадку ефективне використання знаходиться між областями використання одноступеневих та двоступеневих АТТ.
5. Сонячні енергетичні установки для низькотемпературних АЕТТ складаються з двох блоків: отримання тепла та отримання електрики. Розрахунки повинні узгоджувати переривчате сонячне випромінювання з зміною теплової потужності системи охолодження в залежності від добових та сезонних кліматичних змін.
6. Спільне моделювання циклових та конструктивних характеристик гібридного термотрансформатора забезпечує заощадження енергетичних та матеріальних ресурсів в процесі розробки проекту АЕТТ. Ексергетичний аналізу окремих компонентів гібридної машини з ежектором у якості бустерного приладу у цілому може бути використано для дослідження будь-яких абсорбційних систем, незалежно від роду робочої суміші і схемно-циклових рішень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Konstantinos B. Int. J. Renewable Energy 164 // Solar ejector cooling systems. Odesa, 2021. P. 566-602.
2. Chen G. , Volovyk O. , Shestopalov K. Thermodynamic analysis and optimization. Int. J. Refrigeration 132 // Hybrid two-stage CO₂ transcritical mechanical compression–ejector cooling cycle. Odesa, 2021. P. 45-59.
3. Sharma D. Energy 164 // Effect of turbulent dispersion on hydrodynamic characteristics in a liquid jet ejector. Odesa, 2018. P. 10-20.
4. Petrenko V. , Huang B. , Shestopalov K. Heoretical analysis. Int. J. Refrigeration // Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Odesa, 2015. C. 201-211.
5. Kukolev A. , Psarov S. , Morozyuk L. Synthesis of scheme-cycle design of absorption water-ammonia thermotransformers with extended degassing zone // Журнал "Східно-Європейський журнал передових технологій. 2021.№ 48. С. 23-33.
6. Neveu P. , Menieur F. Equivalent Carnot cycles for absorption refrigeration // Int. Journal of Refrigeratio. 1998., No. 6 Vol. 21. P. 472-489.
7. Majdi H. Computer Integrated Manufacturing Systems // Evaluation of the Comparative Performance of Different Photovoltaic Module Technologies . Europe, 2022. P. 54-67.
8. Lewis J. S., Tassou S. A. Applied Thermal Engineering 30 // A review of emerging technologies for food refrigeration applications. . Europe, 2010. P. 263-276.
9. Sustainable Energy Technologies and Assessments // Active refrigeration technologies for food preservation in humanitarian context . Europe, 2017. P. 150-160.
10. Educational version distributed by MsGraw-Hill // EES (Engineering Equation Solver), Academic Commercial . Europe. P. 847.
11. Service für Plattenwärmetauscher. : [Website]. URL: <https://www.alfalaval.de/> (viewed on: 28.02.2024).

12. Titlova, O., Titlov, O., Olshevska, O. Searching for the energy efficient operation modes of absorption refrigeration devices. : [Website]. Odesa, 2016. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.79353> (viewed on: 01.03.2024).
13. Minetto S. , Giroto S. Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant // International Journal of Refrigeration. 2004.№ 27. P. 717-723.
14. Sokolovska-yefymenko V. , Morozyuk L. Technology Audit and Production Reserves // Psarov Design of a refrigerated complex for short-term storage of tropical fruits with a solar energy plant . Odesa, 2021. P. 50-70.
15. Farago J. , Heller L. Proceedings of IX Congress International Institut of Refrigeration // Absorption Refrigeration at very Low Temperatures . Europe, 1955. P. 320.
16. Huber M. L., Bell I. H., Lemmon E. W. National Institute of Standards and Technology // Reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP): nIST Standard Reference . Europe, 2018. P. 401-409.
17. Khaled A. Modeling and numerical approach for the design and operation of two-phase ejectors // Applied Thermal Engineering journal. 2014.№ 16. P. 56-59.
18. Chaiwongsa P. , Wongwises S. Int. J. Refrigeration 30 // Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. Europe, 2007. P. 601-608.
19. Wongwises S. , Chaiwongsa P. Int. J. Refrigeration // Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. . Europe, 2007. P. 601-608.
20. Wongwises S. , Disawas S. Int. J. Refrigeration // Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. . Europe, 2004. P. 587-594.
21. Pons M. Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping // Int. Journal of Refrigeration. 1999., No. 1 Vol. 22. P. 5-17.
22. Eber N. Paper of the XIII International Congress of Refrigeration // New Analysis of Refrigeration in Absorption Refrigeration . Washington (USA), 1971. P. 211-213.

23. Stierlin H. Kaeltechnik // Beitrag zum Theorie der Absorptionkaeltemaschinen . Europe, 1964. P. 213-219.
24. Morosuk T. V. 13-th International Congress of Chemical and Process Engineering (“CHISA-98”) // Choice of the optimal temperature drop in apparatus of the absorption water-ammonia thermotransformers . Praha (Czech Republic), 1998. P. 67-69.
25. Khaliq A. Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration // International Journal of Refrigeration. 2009.№ 6. P. 534-545.
26. San martín J. I., Zamora I. Department of Electrical Engineering // Trigeneration systems with fuel cells / editor. by University of the Basque Country. Basque. P. 30-34.
27. Grudka B. , Morosuk L. Refrigeration Engineering and Technology // Energy efficiency of an absorption-resorption refrigeration machines included to the trigeneration system of small energy. . Odesa, 2016. P. 4-10.
28. Tzivanidis C. , Bellos E. Parametric analysis and optimization of driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump // Journal of Cleaner Production. 2017.№ 6. P. 493-509.
29. Marrasso E. , Akisawa A. , Angrisani G. Energy Conversion and Management // Performance assessment of cogeneration and trigeneration systems for small scale applications . Europe, 2016. P. 192-208.
30. Bassols J. , Kuckelkorn B. , Langreck J. Applied Thermal Engineering // Trigeneration in the food industr. Europe, 2002. P. 595-602.
31. Intensive Programme “Renewable Energy Sources” // Trigeneration units: [Website].2011.URL:http://home.zcu.cz/tesarova/IP/Proceedings/Proc_2011/Files/Medved.pdf (viewed on: 10.03.2024).
32. Barenboim A. , , morosuk T. , Morosuk C. Europe Solar Congress “EuroSun’98” // Renewable sources of energy in the heat using compressor refrigeration machines : abstracts Book of The 2-nd ISES. Portoroz (Slovenia), 1998. P. 32.

33. Minkus B. , Morosuk T. , Barenboym A. International Congress of Refrigeration // Combined heat-using refrigeration machines . Sidney (Australia), 1999. P. 319.
34. Inzoli F. , Mereu R. , Besagni G. A comprehensive review Renew Sustain Energy Rev // Ejector refrigeration. Europe, 2016. P. 373.
35. Ejectors on the cutting edge: The past, the present and the perspective Giorgio Besagni // Energy journal homepage. .№ 20. P. 51-54.
36. Morosuk L. I., Minkus B. A., Morosuk T. V. Proceedings of 19-th Congress IIR/IIF. // L'intensification des processus dans les thermotransformers d'absorption par la saturation du melange riche. The Haag (Netherlands). P. 161-168.
37. Morosuk T. V. Advances in the refrigeration systems, food technologies and cold chan" // Thermodynamic and economic analysis of the efficiency of absorption thermotransformers / editor. by K.Fikiin. Bulgaria, Sofia, 1998. P. 203-209.
38. Tzivanidis C. , Bellos E. Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors // Energy Conversion and Management. 2018.№ 168. P. 329-342.
39. Razmi A. Energy Conversion and Management // Energy and exergy analysis of an environmentally-friendly hybrid absorption/recompression refrigeration system. Europe, 2018. P. 57-67.
40. Lima A. , Arabkoohsar A. , Sadi M. Absorption Refrigeration Systems Based on Ammonia as Refrigerant Using Different Absorbents: Review and Applications // Technical comparison of different solar powered absorption chiller designs for co-supply of heat and cold networks. Energy Conversion and Management. Europe, 2021. P. 69.
41. Berlitz T. A. Contribution to the evaluation of the economic perspective of absorption chillers // International Journal Refrigeration. 1999., No. 1 Vol. 21. P. 67-76.
42. George C. History of Refrigeration // 100 Years of Refrigeration A Supplementto ASHRAE Journa. 2004.№ 33. P. 531-534.

43. Applied Thermal Engineering // Study and control of the optimal generation temperature in NH₃–H₂O absorption refrigeration systems. : [Website]. 2001. URL: [https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(00\)00047-](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(00)00047-) (viewed on: 06.01.2024).
44. Morosuk T. , Gernaey K. V., Mussati S. F. Energy Conversion and Management, 127 // NLP modeling for the optimization of LiBr-H₂O absorption refrigeration systems with exergy loss rate, heat transfer area, and cost as single objective functions. Odesa, 2016. P. 526-544.
45. Jianbo L. Energy Conversion and Management // A novel absorption-compression combined refrigeration cycle activated by engine waste heat. Europe, 2020. P. 205.
46. 890–907 // Morosuk, T., Tsatsaronis, G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. : [Website]. Odesa, 2007. URL: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2007.09.012> (viewed on: 28.01.2024).
47. 241–257 // Developments in Absorption Refrigeration Systems. Green Energy and Technology: [Website]. 2016. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-319-33658-9_8 (viewed on: 09.02.2024).
48. Korobitsyn M. A. Thesis of doctoral, University of Twente, The Netherlands // Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles. Europe, 1998. P. 148.
49. Munir A. , Ghafoor A. Renewable and Sustainable Energy Reviews // Worldwide overview of solar thermal cooling technologies / editor. by 43. Europe, 2014. P. 763-774.
50. Adaramola M. S., Seidu R. Comparative techno-economic assessment of a converted DC refrigerator and a conventional AC refrigerator both powered by solarPV. // International Journal of Refrigeration. 2016.№ 72. P. 1-11.
51. Kim D. , Infante ferreira C. Techno-economic review of solar cooling technologies based on location-specific data // International Journal of Refrigeration. 2013., No. 39 Vol. 39. P. 23-37.
52. Henning H. , Grossman G. , Balaras C. Renewable and Sustainable Energy Reviews // Solar air conditioning in —an overview. Europe, 2007. P. 299.

53. Abu hamdeh N. , Al-muhtaseb M. Energy Conversion and Management // Optimization of solar adsorption refrigeration system using experimental and statistical techniques. . Europe, 2010. P. 51-56.
54. Svedberg G. , Dejfors C. Proceedings of Conference ECOS'98 // Second law analysis of ammonia-water power cycle for direct-fired cogeneration application. Nancy (France), 1998. P. 165-173.
55. Technology roadmap solar thermal electricity edition.pdf. // International Energy Agency (IEA-d) : [Website]. 2016. URL: https://www.iea.org/publications/free_publications/publication/ (viewed on: 21.02.2024).
56. Said S. Design, construction and operation of a solar powered ammonia-water absorption refrigeration system in Saudi Arabia // International journal of refrigeration. 2016.№ 62. P. 222-231.
57. Sumathy K. Renewable and Sustainable Energy Reviews // Technology development in the solar absorption air conditioning systems. Europe, 2000. C. 267.
58. Celiktas A. , Young E. , Kalkan N. Renewable and Sustainable Energy Reviews // Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning. . Europe, 2012. C. 83.
59. Choudhury B. , Chatterjee P. K., Sarkar J. P. Renewable and Sustainable Energy Reviews // Review paper on solar-powered air conditioning through adsorption route. Europe, 2010. C. 95.
60. Jovanović M. , Bakic V. , Turanjanin V. "Fossil fuels substitution by the solar energy utilization for the hot water production in the heating plant Cerak in Belgrade" // International Journal of Hydrogen Energy. 2009.№ 34. C. 60-70.
61. Hasanuzzaman M. , Masjuki H. , Saidur R. Performance investigation of a solar powered thermoelectric refrigerator. ; // International Journal of Mechanical and Materials Engineering. 2008.№ 3. C. 7-16.
62. Thirugnanasambandam M. , Iniyar S. , Goic R. Renewable and Sustainable Energy Reviews // A review of solar thermal technologies. Europe, 2010. C. 312.

63. Renewable and Sustainable Energy Reviews // Worldwide overview of solar thermal cooling technologies: [Веб-сайт]. 2015. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.073> (дата звернення: 25.01.2024).
64. Akisawa A. , Angrisani G. , Sasso M. Energy Conversion and Management 125 // Performance assessment of cogeneration and trigeneration systems for small scale applications. Europe, 2016. С. 194-208.
65. Галузі майбутнього: розвиток «зеленої» енергетики: [Веб-сайт]. URL: <https://mind.ua/ru/publications/20189674-otrasli-budushchego-razvitie-zelenoj-energetiki> (дата звернення: 21.01.2024).
66. Альтернативна енергетика [Електронний ресурс]: Вікіпедія. Електронний ресурс.
67. Le goff P. A. Proceedings of Conference ECOS'98 // «New» source of renewable energy: the coldness of the winds . Nancy (France), 1998. P. 63-78.
68. Dejfors C. , Svedberg G. Proceedings of Conference ECOS'98 // Second law analysis of ammonia-water power cycle for direct-fired cogeneration application . Nancy (France), 1998. P. 165-173.
69. Mathieu P. Presentation of an Innovative Zero-Emission Cycle for Mitigating the Global Climate Change // International Journal of Applied Thermodynamics. 1998., No. 4 Vol. 1. P. 21-30.
70. The European renewable energy study, Office for Official Publications of the European Communities 1 // Commission of the European DGXVII. . Luxembourg, 1994. P. 38.
71. Kassem A. , Al-haddad K. , Komljenovic D. Sustain Energ Technol Assessmen // A value tree for identification of evaluation criteria for solar thermal power technologies in developing countries. . Europe, 2016. P. 18-32.
72. Extracts from ISO Bulletin // Energy in ISO and IEC . Evrope, 2000. P. 75.
73. Special report on energy and climate change // International Energy Agency (IEA-
b)[Website].2016.URL:<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/weo-2015-special-report-energyclimate-change.html> (viewed on: 20.02.2024).

74. Cartelle jj, lara m, de la cruz mp, del caño a D. Energy 89 // Assessing the global sustainability of different electricity generation. Evrope, 2015. P. 473-489.
75. Cooling Post // California approves original SNAP rules : [Website]. URL: <https://www.coolingpost.com/world-news/california-approves-original-snap-rules/> (viewed on: 16.02.2024).
76. California approves original SNAP rules // Cooling Post. : [Website]. 2018. URL: <https://www.coolingpost.com/world-news/california-approves-original-snap-rules/> (viewed on: 04.04.2024).
77. Monreal's'kiy protokol pro rechovini, scho ruynuyut' ozonoviy shar: [Website]. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_215 (viewed on: 08.02.2024).
78. Zapret hladagenta R134a : [Website]. Evrope, 2017. URL: <http://www.automaster.net.ua/artykuly/zapret-hladagenta-r134a-vevrope,49721?wyslij=49721> (viewed on: 25.03.2024).
79. Regulation (EU): [Website]. 2014. URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&-from=E> (viewed on: 15.03.2024).
80. // UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer. : final Act . Ukraine, 1987. P. 6.
81. Вассерман О. А. 16 // Технічна термодинаміка і теплообмін: підручник / за ред. Фенікс. Одеса, 2019. С. 496.
82. Погорелов А. І. 4 // Тепломасообмін (основи теорії і розрахунку): навчальний посібник для вузів. Львів, 2006. С. 144.
83. 30 // Ексергетичні розрахунки технічних систем: довідковий посібник / за ред. А.А. Долинського і В.М.Бродянского. Київ, 1991. С. 360.
84. Чумак І. Г. 5 // Холодильні установки. Проектування: навчальний посібник. Одеса, 2008. С. 145.
85. Гайдук С. В. 20 // Розроблення та аналіз схемних рішень енергоперетворювальних систем, що працюють з діоксидом вуглецю: дис. канд. техн. наук . Одеса, 2014. С. 176.

86. Чумак І. Г. 6 // Холодильні установки: підручник / за ред. Рефпринтінфо. Україна, 2006. С. 560.
87. Зберігання оливок // Методи зберігання оливок: [Веб-сайт]. URL: <https://zberihannya.org.ua/yak-pravylno-zberigaty-olyvky-i-maslyny> (дата звернення: 04.03.2024).
88. Сонячні електростанції // Розрахунок сонячної електростанції. : [Веб-сайт]. URL: <https://saen.com.ua/uk/raschet-solnechnoi-electrostantsii.html>. (дата звернення: 20.03.2024).
89. Редько А. О. Низькопотенційна енергетика : монографія / за ред. ТОВ «Друкарня Мадрид». Харків, 2016. 412 с.
90. Сонячна енергія // Сонячна енергія: [Веб-сайт]. URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/> (дата звернення: 30.03.2024).
91. Інтернет-магазин сонячних панелей // Сонячні панелі: [Веб-сайт]. URL: <https://teplota.ua/shop/solnechnaya-batareya-jinko-solar-310-vt-24-v,-polikristallicheskaya-jkm310p-304494p.html> (дата звернення: 02.02.2024).
92. Розрахунок споживання електроенергії // Кількість електроприладів, середні статистичні дані: [Веб-сайт]. Україна, 2019. URL: <https://eenergy.com.ua/korysni-porady/rozrahunok-spozhyvannya-elektroenergiyi/> (дата звернення: 11.04.2024).
93. Мінкус А. Абсорбційно-ежекторні холодильні установки // Абсорбційно-ежекторні холодильні установки / Одеського технологічного інституту харчової та холодильної промисловості. Одеса, 1962., вип. 15 Т. 11. С. 99-100.
94. Грудка Б. Г. 20 Тригенерація // Термодинамічний аналіз тепловикористальних холодильних машин в системах тригенерації: кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дис. канд. тех. наук. Одеса, 2017. С. 135.
95. Морозюк Л. І., Псарьов С. О. «Проблеми та перспективи розвитку науки, освіти і суспільства в ХХІ столітті» // Процеси в ежекторах гібридних водоаміачних термотрансформаторів: збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції . Рівне, 2023. С. 87-88.

96. Морозюк Л. І., Псарьов С. О., Єрін В. О. Сучасні проблеми холодильної техніки та технології // Схемні рішення ежекторів-бустерів на лінії низького тиску абсорбційних термотрансформаторів: збірник тез доповідей XIV Всеукраїнської науково-технічної конференції. Одеса, 2023. С. 150-151.
97. Єрін В. А. 5 // Розробка холодильних систем на основі ежекторних машин з раціональним енерговикористанням та утилізацією тепла: дис. канд. техн. наук. Одеса, 2013. С. 235.
98. Морозюк Л. І., Псарьов С. О. Створення термодинамічних схем гібридних тепловикористальних водоаміачних термотрансформаторів // Холодильна техніка та технологія. 2024., вип. 1 Т. 60. С. 35-36.
99. Воловик О. С. Основи показників електронних холодильних машин // Вдосконалення характеристик та показників електронної холодильної машини, що працює на низькокиплячих речовинах: дис. канд. тех. наук. Одеса, 2013. С. 40-43.
100. Морозюк Л. І. Холодильна техніка і технологія // «Метод циклів» в термодинамічному аналізі абсорбційно-дифузійних холодильних машин. Одеса, 2000. С. 21-28.
101. AlfaLaval // Теплообмінники: [Веб-сайт]. Україна. URL: <http://www.teploprofi.com/payanie-teploobmenniki-alfa-laval> (дата звернення: 20.03.2023).
102. Псарьов С. О., Куколев А. К. 15 // Визначення температурних напорів в апаратах тепловикористальних холодильних машин. : збірник тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології. Одеса, 2023. С. 104-105.
103. Морозюк Л. І. 6 // «Розвиток теорії та методів дослідження процесів перетворення та отримання тепла та холоду в установках з багатокомпонентними та багатофазними робочими речовинами»: дисертація. Одеса, 2013. С. 10-15.
104. 1 // Analysis of the temperature regime and temperature difference in heat exchangers of solar powered absorption refrigeration systems». Refrigeration

Engineering and Technology / Морозюк, Л., Косой, Б., Куколев А., Псарьов, С .
Одеса, 2023. Р. 1-5.

105. Блієр Б. М., Вургафт А. В. 1 // Теоретичні основи проектування абсорбційних термотрансформаторів. Харчова промисловість. Україна, 1971. С. 202.

106. Мінкус Б. А. 5 // Комбіновані тепловикористальні холодильні машини: дис. док.тех.наук 05.04.03 / за ред. ОТХП. Одеса, 1970. С. 243.

107. Морозюк т.в. Т. В. Узагальнена класифікація водоаміачних термотрансформаторів // Холодильна техніка і технологія // Зб.наук.праць. / ОНТУ. Одеса, 2000. С. 16.22.

108. Морозюк Т. В. Водоаміачні термотрансформатори (теорія, аналіз, синтез, оптимізація) // дисертація / ОНТУ. Одеса, 2001. С. 89.

109. Зелена енергія : [Веб-сайт]. Україна, 2012. URL: <http://zeleneet.com/zelenaya-energiya/1182/> (дата звернення: 01.03.2024).

110. Сонячна батарея Sunport SPP350N60H, 350 Вт MWT (монокристалічна) // Альтернативна енергетика для вашого будинку : [Веб-сайт]. Китай, 2024. URL: <https://magus.com.ua/ua/p1569705568-solnechnaya-batareya-sunport.html> (дата звернення: 08.03.2024).

111. Редько А. О. Низькопотенційна енергетика // Низькопотенційна енергетика : монографія / за ред. ТОВ «Друкарня Мадрид». Харків, 2016. Тема 2. С. 412.