

Беляновська О.А.

ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Скляренко О.І.

ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Сухий К.М.

ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Пустовой Г.М.

ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Сухий М.П.

ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Прокопенко О.М.

Національна Металургійна Академія України

Єрємін О.О.

Національна Металургійна Академія України

УТИЛІЗАЦІЯ НИЗЬКО-ПОТЕНЦІЙНОЇ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАРОВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Проведено дослідження процесів утилізації низькопотенційної теплової енергії при експлуатації парової компресорної холодильної установки, яка працює з використанням холодильного агента R32. Оцінено її ефективність і показано доцільність теплоти конденсації для теплопостачання підприємства. Запропоновано схеми систем холодопостачання з контуром акумуляції тепла та з модулем рекуперации тепла для опалення та з контуром геліоколектора. Розроблено алгоритм розрахунку розроблених систем, який передбачає розрахунок параметрів холодильної машини за типовою методикою, зокрема холодильного коефіцієнту, потужності конденсації, масових витрат теплоносія в конденсаторному теплообміннику, теплового навантаження на конденсаторний теплообмінник, холодопродуктивності випарникового теплообмінника, кількості тепла, яке необхідне для підігріву води в теплоакumuлюючій ємності у літній і зимовий період, кількості теплоти для підтримки кліматичних умов в офісних приміщеннях, коефіцієнта рекуперации тепла та кількість теплоти рекуперации кількості теплоти, яка йде на гаряче водопостачання, масової й об'ємної витрати теплоносія в системі опалення, температури води на виході з системи опалювання. Показана кореляція коефіцієнта рекуперации теплоти, а також об'єму приміщення, яке опалюється, об'єму теплового акумулятора та температури води у контурі теплопостачання. Встановлено об'єми приміщення, які доцільно опалювати за допомогою цих систем і температури води у цих умовах. Виявлено умови, за яких доцільно використовувати сонячний колектор у подібних системах. Показано перспективність використання рекуперации теплоти конденсації у системах теплопостачання.

Ключеві слова: парова компресійна холодильна машина, теплота конденсації, утилізація теплової енергії, коефіцієнт рекуперации.

Постановка проблеми. Економічна й енергетична кризи нарівні зі здорожчанням вартості первинного палива та тарифів на енергоносії вимагають заходів із раціоналізації споживання енергоресурсів у всіх сферах виробництва і побуту. До основних споживачів електричної енергії нале-

жать парові компресорні холодильні установки [1, с. 147–154]. Водночас при їх експлуатації до навколишнього середовища скидається теплота конденсації, що призводить до його теплового забруднення [2, с. 61–64]. Цю теплоту можна було би використовувати у системах теплопостачання,

але більш активне впровадження подібних систем вимагає подальших досліджень процесів утилізації низькопотенційної теплової енергії при експлуатації парової компресорної холодильної установки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Традиційна парова компресорна холодильної установка включає випарник, компресор, конденсатор та дросель [3, с. 195]. Парові компресійні холодильні установки модернізували шляхом впровадження нового теплообмінника з новим фазово-перехідним матеріалом, який поєднано який замінює традиційний випарник Varvagiannis та ін. [4, с. 198–212]. Теплота конденсації використовується для підведення частини теплоти до абсорбційного холодильного пристрою, а інша підводиться шляхом підігріву за допомогою резистивного елемента від сонячної батареї. Аналогічне технічне рішення пропонує Ну та ін. [5, с. 101–187], причому конденсатор у цій системі повітряний, тобто скидання теплоти відбувається до навколишнього середовища. Перспективним варіантом для подібних систем згідно із Ху та ін. [6, с. 10–1270] є поєднання компресорної й абсорбційної підсистем із використанням геліоколектора для підведення теплоти. Водночас подібні системи доволі складні в експлуатації, а їх впровадження буде вимагати значних капіталовкладень. Більш простим варіантом є підігрів теплоносія (води) за рахунок теплоти конденсації, тож було би доцільно оцінити ефективність використання цього методу.

Мета роботи – вивчення процесів утилізації низькопотенційної теплової енергії при експлуатації парової компресорної холодильної установки. Для досягнення мети поставлені такі задачі:

– запропонувати схеми системи холодопостачання з контуром акумуляції тепла та з моду-

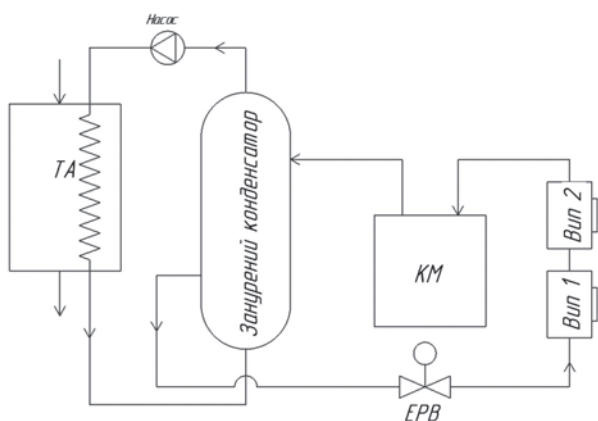


Рис. 1. Система холодозабезпечення із контуром акумуляції тепла

лем рекуперації теплоти та контуром додаткового джерела теплоти;

– допрацювати методику розрахунку подібних систем;

– виявити основні фактори, які впливають на ефективність подібних систем;

– встановити основні умови необхідності впровадження додаткових джерел теплоти до системи.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Було запропоновано дві схеми систем. Перша включає випарники, компресорну машину, занурений конденсатор і теплоакумулюючу ємність (рис. 1). Хладоагент стискається компресором холодильної машини до температури та тиску конденсації. У зануреному конденсаторі теплота передається від хладоагента до теплоносія (води). Далі хладоагент проходить терморегулюючу запірну арматуру (EPB), де його тиск і температура знижуються до значень у випарнику. Проходячи через випарник, хладоагент відбирає теплоту від холодоносія і далі від охолоджуваного середовища тепло відбирається за допомогою повітроохолоджувачів, де тепло передається холодоносію, який направляється у випарник. Із випарника хладоагент прямує до компресора холодильної машини, де відбувається його стиснення, і далі до зануреного конденсатора, де теплота передається теплоносію (воді), яка за допомоги циркуляційного насоса спрямовується до теплового акумулятора. З теплового акумулятора теплоносій із заданою температурою за допомогою циркуляційних насосів спрямовується до системи теплопостачання приміщень.

Іншим варіантом є системи з модулем геліоколектора (рис. 2), яка працює аналогічно, причому з теплового акумулятора теплоносій надходить до розташованих у приміщеннях фанкойлів, де тепло від теплоносія розсіюється, підтримуючи задану температуру у приміщенні у діапазоні 24–26°C. Далі теплоносій спрямовується назад до теплового акумулятора та зміщується з теплою водою з конденсатора і підтримуючи загальну температуру в ємності на рівні 50°C. Якщо система моніторингу теплових показників ємності, це сигналізує про стрімке зменшення температури в ємності, задля компенсації цієї нестачі включається контур геліоколектора, який буде догрівати воду до необхідної температури.

Як критерій ефективності прийнято критерій рекуперації тепла, який дорівнює відношення теплоти, необхідної для підігріву води, та теплоти конденсації. Крім того, важливою умовою є температура води на виході із системи опалювання.

Блок-схема алгоритму представлена на рис 3.

Вихідними даними є температура у холодильних камерах t_{v1} , температура кипіння хладагенту t_{v2} , температура початку конденсації t_{k1} , температура кінця конденсації t_{k2} , холодопродуктивність компресору P_{km} , холодонавантаження від камер Q_h , кількість компресорів n_k , теплоємності тепло- та хладоносія c_k та c_v .

Далі проводиться розрахунок параметрів холодильної машини за типовою методикою, зокрема холодильного коефіцієнту COP, потужності конденсації Q_{kd} , масової витрати теплоносія у конденсаторному теплообміннику G_k , масової витрати теплоносія у випарниковому теплообміннику G_v , теплового навантаження на конденсаторний теплообмінник Q_k , холодопродуктивності випарникового теплообмінника Q_v .

Кількість тепла, необхідного для підігріву води у теплоакумулюючій ємності у літній і зимовий період, розраховується як:

$$Q = \frac{V_e \cdot RO_{vd} \cdot c_{vd} \cdot (t_{gv} - t_{hv})}{\tau} \quad (1)$$

де V_e – об’єм теплоакумулюючій ємності, m^3 , RO_{vd} – густина теплоносія, kg/m^3 , c_{vd} – теплоємність теплоносія, $kJ/kg \cdot K$, τ – тривалість поновлення теплоносія у теплоакумулюючій ємності, год.

Далі за традиційними методиками визначають кількість теплоти для підтримки кліматичних умов в офісних приміщеннях, наприклад, згідно із [7, с. 12]:

$$Q_o = a_j \cdot q_{op} \cdot B_t \cdot V_0 \cdot (t_{gvz} - t_{hvt}) \quad (2)$$

де q_{op} – питома теплова характеристика будівлі на опалення та вентиляцію, $Wt/(m^3 \cdot ^\circ C)$; V_0 – об’єм будівлі за зовнішніми обмірами, m^3 ; t_{gvz} – середня температура внутрішнього повітря будівлі, $^\circ C$; t_{hvt} – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, $^\circ C$; B_t – температурний коефіцієнт, який враховує різні кліматичні зони та використовується, коли розрахункова температура зовнішнього повітря відрізняється від $-30^\circ C$; a_i – коефіцієнт, що враховує витрату теплоти на підігрівання зовнішнього повітря, яке надходить у будівлю за рахунок інфільтрації через нещільності у зовнішніх огороженнях, приймають рівним 1,05–1,1.

Далі обчислюють коефіцієнт рекуперації тепла η_r та кількість теплоти рекуперації Q_R , як добуток теплового навантаження на конденсаторний тепло-

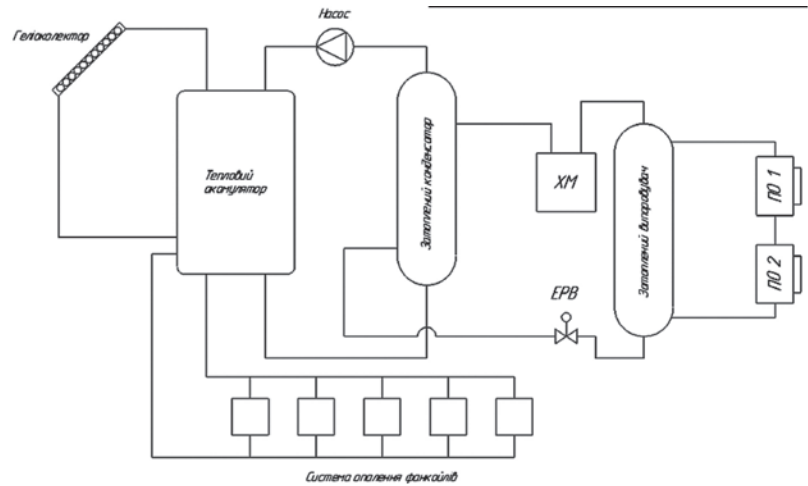


Рис. 2. Система холодопостачання з модулем рекуперації тепла для опалення та з контуром геліоколектора

обмінник Q_k та коефіцієнта рекуперації, а також кількість теплоти, що йде на гаряче водопостачання:

$$Q_c = Q_R - Q_o \quad (3)$$

Далі розраховують масову й об’ємну витрати теплоносія у системі опалення G_{op} та V_{op} , а також температуру води на виході із системи опалювання t_{ohv} .

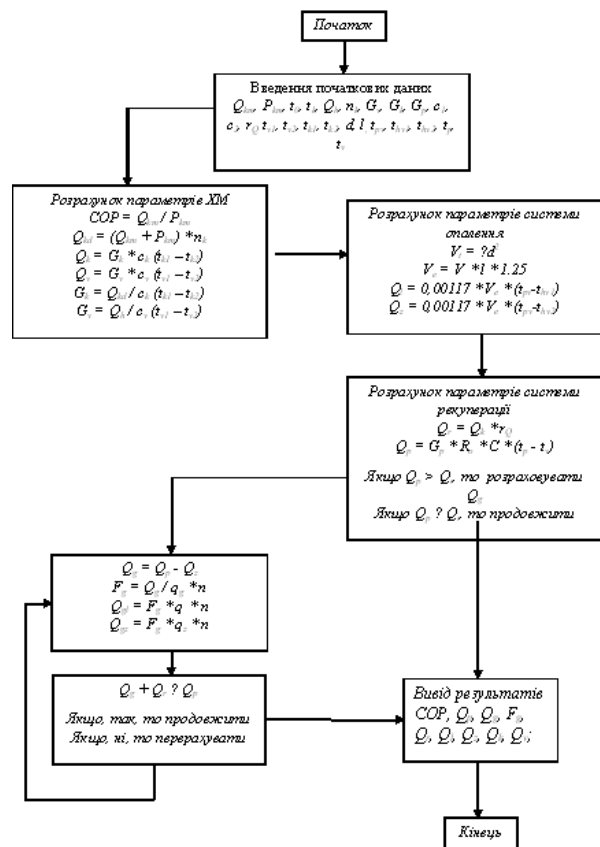


Рис. 3. Блок-схема алгоритму

Як хладагент обрано фреон R32 [8, с. 950–956], він розглядається як середньо- та довгостроковий потенційний альтернативний холодоагент порівняно із R410A завдяки його тепловим властивостям, таким як нульове значення ODP, низьке значення GWP (675), велика холодопродуктивність, висока енергоефективність і низька ціна. Холодильна машина розглянута як якості чилера, вона мусить охолоджувати холодоносії, а саме калій форміат калію в кожухотрубчатому випарнику до заданої температури, а конденсація проходитьиме у кожухотрубчатому зануреному теплообміннику, де теплота конденсації відводиться водою.

Було розраховано основні характеристики холодильного циклу. зокрема, оцінено холодильний коефіцієнт холодильної машини 1,62 та теплове навантаження на конденсатор 501,6 кВт.

Температура холодильного агента у конденсаторі прийнята 81°C.

Далі було розглянуто вплив об'єму приміщення, яке опалюється, об'єму теплоакumuлюючої ємності, температури теплоносія (води) на величину коефіцієнта рекуперації (рис. 4). При опаленні малого об'єму приміщення (не більше за 5100 м³) значення коефіцієнту рекуперації, близькі до 100%, вочевидь досягаються за температури води 60°C.

Є можливість прийняти об'єм ємності 15 м³, але якщо необхідно збільшити об'єм приміщення, оскільки коефіцієнт рекуперації більше 100%, необхідно використовувати додаткове джерело теплоти для компенсації дефіциту теплоти у системі.

Цю нестачу можна спрогнозувати при об'ємі приміщення, яке опалюють, більше за 10200 м³

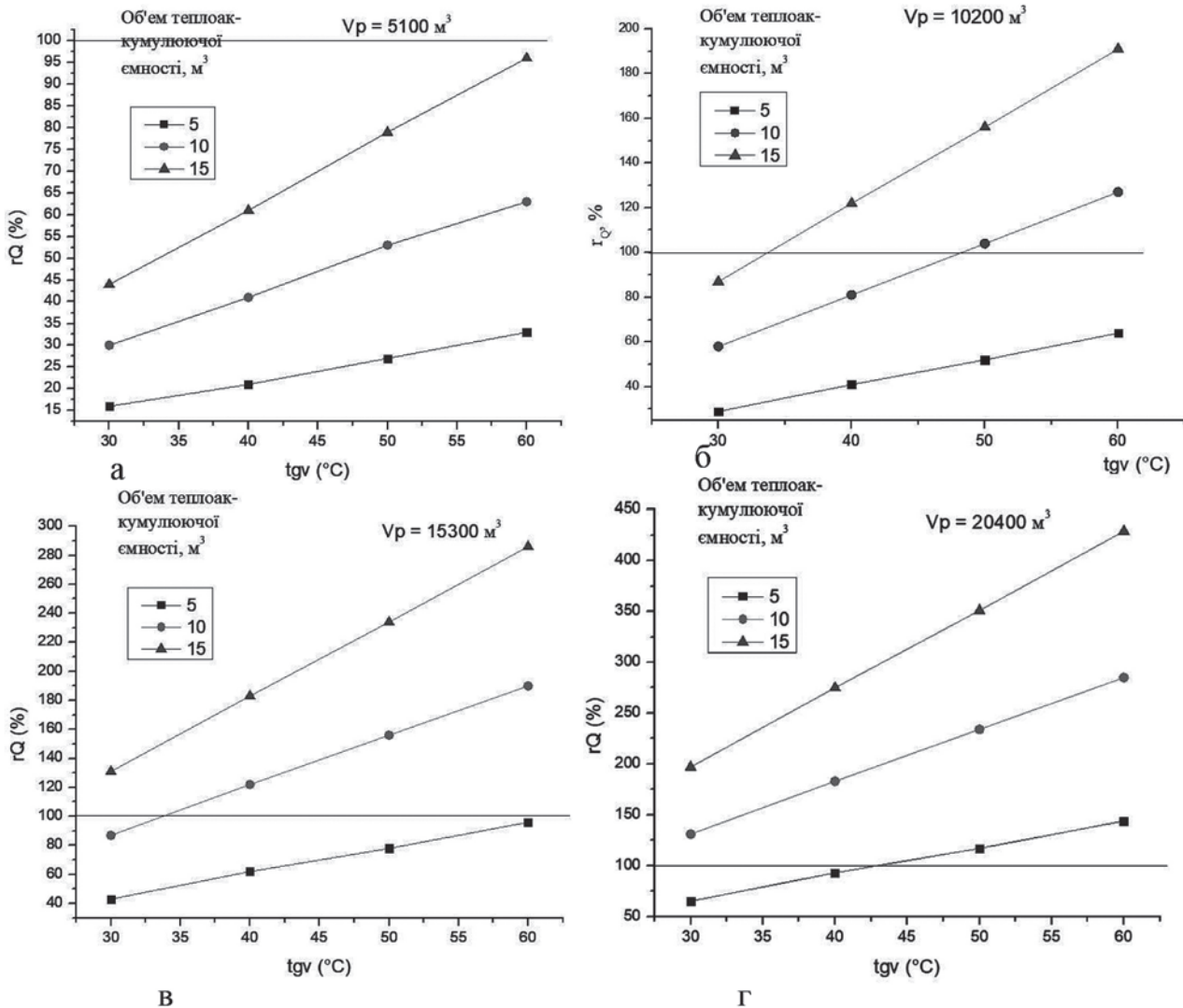


Рис. 4. Графіки теплового навантаження на систему опалення та відповідного відсотку рекуперації залежно від об'єму приміщення, яке опалюється

(рис. 4б), а з підвищенням об'єму приміщення, котре опалюється, ця величина стрімко зростає (рис. 4в, г). Враховуючи величину подібної нестачі (4,61%) за умови температури води +50°C, доцільно прийняти об'єм приміщення, яке опалюють, 10200 м³ та об'єм ємності теплового акумулятора 10 м³.

Недостатню теплову потужність пропонується компенсувати за допомогою додаткового джерела теплоти, наприклад, сонячного колектора, тобто доцільно використовувати систему з контуром геліоколектора (рис. 2), зокрема за допомогою 30 модулів вакуумних геліоколекторів Vaillant auroTHERM exclusiv VTK 570/2.

Альтернативою є менш дорогі полімерні сонячні колектори, зокрема ПСК-АВ1-2, ПСК-ВС2-2 та ПСК-ВС1-2, які рекомендовано для експлуатації протягом року [9, с. 67], площа яких дорівнює 46 м² площі, що еквівалентно площі 7×6,5 м. Ця величина дещо більша порівняно із вакуумним колектором, але менша вартість модуля сонячного колектора дозволяє розглядати подібні пристрої як перспективні.

Висновки. 1. Проведено дослідження процесів утилізації низько-потенційної теплової енергії при експлуатації парової компресорної холо-

дильної установки з використанням холодильного агенту R32. Підтверджено доцільність використання теплоти конденсації для теплопостачання підприємства.

2. Запропоновано схема системи холодопостачання з контуром акумуляції тепла та схема системи холодопостачання з модулем рекуперації тепла для опалення та з контуром геліоколектора. Розроблено алгоритм розрахунку об'єму теплоакумулюючої ємності та площі геліоколектора для розроблених систем. Як критерій ефективності системи теплопостачання використано коефіцієнт рекуперації.

3. На основі розробленого алгоритму та проведених розрахунків показана кореляція коефіцієнта рекуперації теплоти, а також об'єму приміщення, що опалюється, об'єму теплового акумулятора та температури води у контурі теплопостачання. Встановлено об'єми приміщення, які доцільно опалювати за допомогою цих систем – 5100–10200 м², температура води у системі теплопостачання дорівнює за цих умов 50°C. Показано умови, за яких слід використовувати геліоколектори, розраховано оптимальну величину площі сонячних колекторів – вакуумного auroTHERM exclusiv VTK 570/2 та полімерних сонячних колекторів ПСК-АВ1-2, ПСК-ВС2-2 та ПСК-ВС1-2.

Список літератури:

1. Keleher M., Narayanan R. Performance analysis of alternative HVAC systems incorporating renewable energies in sub-tropical climates. *Energy Procedia*. 2019. Vol. 160. P. 147–154
2. Усенков Р.А. Улучшение характеристик параметров холодильной установки как один из способов уменьшения негативного влияния на окружающую среду. *Вестник новгородского государственного университета*. 2019. № 4 (116). С. 61–64.
3. Мааке В., Эккерт Г.-Ю., Копшен Ж.-П. Учебник по холодильной технике. Издательство МГУ, 1998. 1160 с.
4. Varvagiannis E., Charalampidis A., Zsembinszki G., Karellas S., Cabeza L.F. Energy assessment based on semi-dynamic modelling of a photovoltaic driven vapour compression chiller using phase change materials for cold energy storage. *Renewable Energy*. 2021. Vol. 163. P. 198–212.
5. Hu C., Li M., Wang Y., Li G., Ma X., Du W., Zhou X., Zhang Y. Preliminary investigation on pilot-scale photovoltaic-driven cold storage with ice thermal storage based on vapor compression refrigeration cycle. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2021. Vol. 45. P. 101–187.
6. Xu Y., Li Z., Chen H., Lv S. Techno-economic evaluation and analysis of solar hybrid cooling systems with cool energy buffer for cold storages. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2021. Vol. 46. P. 101–270.
7. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання. Ч. I «Теплові мережі та споруди : навчальний посібник. Київ : Кондор, 2007. 244 с.
8. Xue J., Guo X., Xue L. Experimental Study on Performance of Flash-tank Vapor Injection Air-Source Heat Pump System with Refrigerant R32. *Energy Procedia*. 2017. Vol. 142. P. 950–956.
9. Сухий К.М., Козлов Я.М., Беяновська О.А., Сухий М.П. Системи акумуляції та трансформації сонячної енергії : монографія. Д.: ДВНЗ УДХТУ, 2017. 168 с.

Belyanovskaya E.A., Sklyarenko A.I., Sukhyu K.M., Pustovoy G.N., Sukhyu M.P., Prokopenko E.M., Yeromin A.O. UTILIZATION OF LOW-POTENTIAL HEAT ENERGY WHEN STEAM COMPRESSOR-DRIVEN REFRIGERATION PLANT OPERATED

The processes of utilization of low-potential thermal energy during the operation of a steam compressor-driven refrigeration plant, which operates using the refrigerant R32 were studied. Its efficiency is estimated and

the expediency of use of heat of condensation for heat supply is shown. Schemes of refrigeration systems with heat storage circuit and with heat recovery unit for heating and with solar collector circuit are proposed. An algorithm for calculation the developed systems has been developed. It involves the next stages: the calculation of refrigeration machine parameters according to standard methods, in particular, coefficient of performance, condensing power, mass flow of coolant in condenser heat exchanger, heat load on condenser heat exchanger; evaporator heat storage capacity in summer and winter; the amount of heat to maintain climatic conditions in office space, the coefficient of heat recovery and the amount of heat recovered, the amount of heat which goes for heating water, mass and volume flow of heat carrier in the heating system and water temperature in heat supply system. The correlation between the heat recovery coefficient and the volume of the heated premise, the volume of the heat storage device and the water temperature in the heat supply circuit is shown. The volumes of the premises which should be heated with these systems and the water temperature in these conditions have been determined. The conditions under which it is expedient to use a solar collector in similar systems are revealed. The prospects of using recovery of condensation heat in heat supply systems are shown.

Key words: *steam compressor-driven refrigeration plant, heat of condensation, utilization of heat energy, coefficient of heat recovery.*