

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка
імені Юрія Кондратюка»

Кафедра теплогазопостачання, вентиляції
та теплоенергетики

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИДУ ХОЛОДОАГЕНТУ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТЕС

Розрахунково-пояснювальна записка до дипломного проекту

401 НТ 17063 ПЗ

Розробив студент групи 401 НТ Дембовський М.Г.

Керівник дипломного проекту Борщ О.Б.

Допустити до захисту
Завідувач кафедри ТГВтаТ

Голік Ю.С.

Полтава 2021

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення навчально-науковий інститут нафти і газу

Кафедра Теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики

Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 144 теплоенергетика
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
теплогазопостачання, вентиляції
та теплоенергетики Голік Ю.С.
"___" _____ 2021 року

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Дембовський Михайло Геннадійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження виду холодоагенту на ефективність роботи компресорної холодильної установки ТЕС

керівник проекту (роботи) Борщ Олена Борисівна, к.т. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом вищого навчального закладу від " 03 " березня 2021 року N 158 ф-а

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15 червня 2020 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Холодопродуктивність холодильної установки, види холодильних агентів

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). ВСТУП. 1 Процеси отримання низьких температур, методи охолодження. 2. Термодинамічний розрахунок циклу компресорної холодильної установки. 3. Аналіз ефективності циклів компресорної холодильної установки. Література.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень). Принципова схема парокомпресорної холодильної машини. Вимоги до холодоагентів. lgP-i-діаграми для фреонів R22, R404A, R717. Діаграма для парокомпресорної холодильної установки за результатами ексергетичного аналізу

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|-------------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Автоматика | | | |
| Економіка | | | |
| Організація | | | |
| Технологія | | | |

7. Дата видачі завдання _____ 2020 р. _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи) | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Примітка |
|-------|-------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|----------|
| 1 | 1 Процеси отримання низьких температур, методи охолодження. | 10.05.2021 | 35% |
| 2 | 2. Термодинамічний розрахунок циклу компресорної холодильної установки. | 22.05.2021 | 70% |
| 3 | 3. Аналіз ефективності циклів компресорної холодильної установки. | 13.06.2021 | 100% |

Студент _____
(підпис)

Дембовський М.Г.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____
(підпис)

Борщ О.Б.
(прізвище та ініціали)

INTRODUCTION

Presently, due to the decrease in the number of renewable sources of fossil fuel, the demand for alternative energy sources is growing.

From 1990 to 2020, the energy intensity of the Ukrainian gross domestic product (GDP) decreased by more than 43.5%, but it is still 2-3 times higher than the corresponding figure in the EU countries. Ukraine has one of the most energy-intensive economies in the world: the production of one unit of GDP requires 3-5 times more energy than the same in Eastern European countries. In particular, according to statistical reports of the International Energy Agency and state statistics authorities, the energy intensity of the Ukrainian GDP equaled to 0.4 toe per 1 US dollar. At the same time, in other countries this figure is as follows: Denmark and Japan – 0.11; Great Britain – 0.14; Germany and France – 0.18; USA – 0.21; Russia – 0.47 kgoe per 1 US dollar [1].

Refrigeration of the body to temperatures below ambient temperatures plays an important role in many manufacturing industries. Artificial cold is mainly obtained using refrigerators. Due to the energy consumption, these machines transfer heat from the cooled body with a low temperature to surroundings with higher temperatures.

To minimize energy consumption to produce artificial cold, it is necessary not only to select the design parameters of the refrigeration machine or the refrigeration plant correctly but also to provide optimum modes of their operation. For this purpose, it is needed to identify physical principles to obtain the low-temperature mode and characteristics of operating cycles of refrigeration machines, be able to assess the influence of various factors on the energy efficiency of these machines.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|-------|
| | | | | | <i>А01-HT 17063 KD</i> | Page. |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 5 |

Heating plants are designed in three stages: project specification formulation, technical project development, execution of engineering drawings.

The project specification includes input material for the design and project requirements: technical, economic, and ecological. In terms of technical requirements, the facility must fully comply with the process technology; as for the economic requirements, the facility should be constructed with low labor costs and minimum production costs. Additionally, the plant must be free from harmful emissions.

The technical project solves the issues specified in the project specification, namely:

- Schematic diagrams of the technological process, basic initial process, and energy parameters;
- General view drawings of main process units and auxiliary equipment;
- Energy, water, air, and gas supply schemes;
- Specification for the serial and standard auxiliary equipment;
- List of specific requirements for occupational safety, fire safety, and other types of protection.

The main and auxiliary equipment, control, and automatic control devices are ordered based on the technical project.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|------------------------|-------------|
| | | | | | <i>101-HT 17062 KD</i> | <i>Page</i> |
| <i>Rev.</i> | <i>Page</i> | <i>Doc. No.</i> | <i>Signat.</i> | <i>Date</i> | | 6 |

Section 1. PROCESSES OF PRODUCING LOW TEMPERATURES, COOLING METHODS.

1.1. Processes of producing low temperatures.

Refrigeration (cooling) is the process of reducing body temperature. For the refrigeration two bodies are required: the body to be cooled and the cooling body to be a source of low temperature. Refrigeration continues as long as heat exchange takes place between the bodies. The low-temperature source must operate without interruption. This can be achieved with a sufficient supply of the coolant or through the continuous restoration of its initial state. The latter option is widely used in refrigeration equipment with various refrigeration machines.

There are natural and artificial methods of cooling. In case of natural cooling, heat passes from the warmer body to the less heated body (medium). Artificial cooling involves the production of the temperature of the cooled body that is below the ambient temperature. Low temperatures are obtained with physical processes that provide for external heat absorption without increasing the body temperature.

The basic physical processes, which provide for the heat absorption, include phase transformations: melting or liquefaction when the body transits from the solid to the liquid state; evaporation or boiling when the body transits from the liquid to the gaseous state; sublimation or distillation when the body transits from the solid directly to the gaseous state.

In the course of liquefaction or melting, evaporation or boiling, sublimation or distillation, phase transition of substances occurs at appropriate temperatures and pressure with the absorption of a significant amount of heat.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | А01-HT 17062 KD | Page |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 7 |

To obtain a low-temperature mode (at least 0 °C), ice may be used that melts at 0 °C and has a relatively high specific heat value of 335 kJ/kg under atmospheric pressure. If the pressure is below the atmospheric one, the ice sublimation occurs at temperatures below 0 °C, which is used in freeze-drying.

Lower temperatures can be achieved by mixing ice with some salts, such as calcium chloride.

Production of low temperatures with the help of the boiling process is a more common method. With one substance, it is possible to achieve a defined temperature range, as the temperature of its boiling depends on the pressure: with decreasing pressure, the boiling temperature decreases, and vice versa. Using various substances, it is possible to obtain low temperatures in a wide range. The process of evaporation is used, for example, to reduce the temperature of the water or wet surfaces.

1.2. Refrigeration methods.

To obtain cold, machine and machineless methods of refrigeration are used. Machineless methods of refrigeration are based on melting, evaporation, and sublimation.

In machineless methods of refrigeration, ready-made refrigerants (water, eutectic or dry ice, liquefied gases, air) are used. The plants that use ready-made refrigerants are simple and, therefore, the most affordable units; nevertheless, they have significant disadvantages: complete dependency on possibilities of and conditions for obtaining refrigerants; the large amount of activities associated with refrigerant charging and hygiene maintenance in refrigerated rooms.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|------------------------|-------------|
| | | | | | <i>А01-HT 17062 KD</i> | <i>Page</i> |
| <i>Rev.</i> | <i>Page</i> | <i>Doc. No.</i> | <i>Signat.</i> | <i>Date</i> | | 8 |

The disadvantages inherent to machineless methods of refrigeration are absent in machine methods when energy (mechanical, thermal, electrical) comes from outside. According to the type of energy consumed, refrigeration machines are divided into compression, heat energized and thermoelectric machines. Compression machines use mechanical energy; heat energized machines operate with heat energy from heat sources whose temperature is higher than the environment; thermoelectric machines use electrical energy.

1.3. General characteristics of refrigeration machines.

Thermal machines designed to reduce and constantly maintain the temperature below the ambient temperature are called refrigeration machines. The refrigeration machine together with a refrigeration chamber (object of refrigeration) is called a refrigeration plant.

Depending on the temperature to be achieved during refrigeration, the refrigeration machines are as follows:

- 1) Moderate cold machines; the covered temperature range is up to -120°C ;
- 2) Deep cold machines; the covered temperature range is up to -200°C ; they are mainly used for the liquefaction of gases.

Refrigeration machines perform a combination of processes that reproduce heat from a low temperature and transfer it to a higher temperature medium. According to the second law of thermodynamics, the heat transfer from a colder to a warmer body is only possible with a compensating process. By the nature of this process, refrigeration machines can be divided into two groups. The first group consists of compression refrigeration machines in which compensation occurs due to mechanical work from an external source.

The second group consists of vapor-ejection and absorption refrigerators in which the compensation process is the heat transfer from any source of heat to surroundings. In vapor-ejection and absorption refrigerators, unlike compression machines, energy is consumed in the form of heat rather than in the form of work.

Depending on the working fluid (refrigerant), compression refrigerators are divided into air (gas) machines and vapor machines. In the latter, vapors of various easily boiling liquids are used as a refrigerant.

1.4. Cycles of refrigeration machines.

The schematic diagram of a single-stage vapor-compression refrigeration machine is in Figure 1. Figure 2 shows the T-s diagram of changes in the refrigerant state in the operating cycle of the machine.

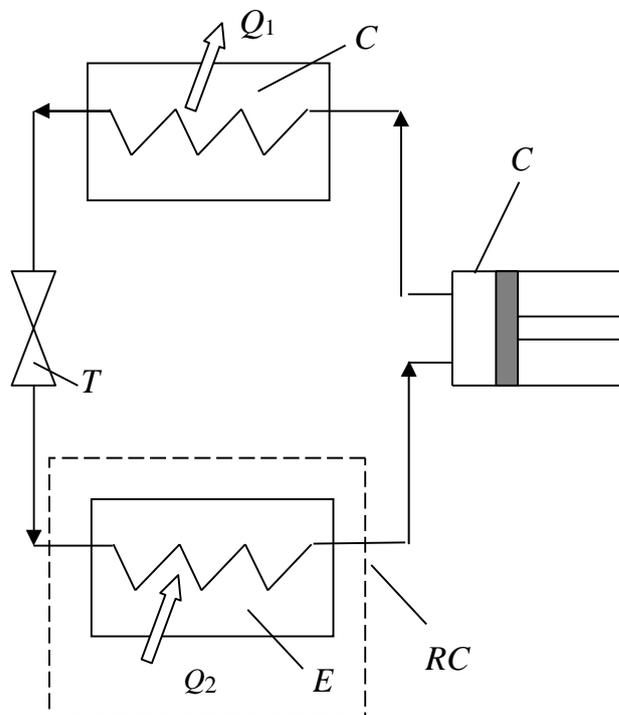


Figure 1. Schematic diagram of a vapor-compression refrigeration machine

Compressor **C** sucks dry saturated vapor of the refrigerant at low pressure P_1 (point 1 in the diagram) and adiabatically compresses it to pressure P_2 (process 1–2). At the end of adiabatic compression (point 2) overheated vapor is obtained, the temperature of which is higher than the ambient temperature T_{am} . The compression process in the compressor consumes mechanical work L_c .

In a real-life environment, the compression process is irreversible, so the entropy of the refrigerant increases during the process. The irreversible adiabatic process is not isentropic. Since in irreversible processes for the intermediate state of the system the state parameters cannot be uniquely defined, the process line 1-2 is shown with a conditional dotted line in the diagram.

If the irreversibility of the actual compression process is ignored, and if such process is considered to be the reversible adiabatic process, then the entropy will not change in the process. In Figure 2, the reversible adiabatic process of the refrigerant compression is shown with lines 1-2₀. From the compressor, the overheated vapor enters the condenser (**CD**) in which, with the constant pressure P_2 , due to the heat removal to the environment Q_1 , it begins to cool to saturation temperatures T_{s2} , which corresponds to the feeding pressure P_2 , and goes to the dry saturated state (point 3), and then it is completely condensed at that temperature (process 3-4).

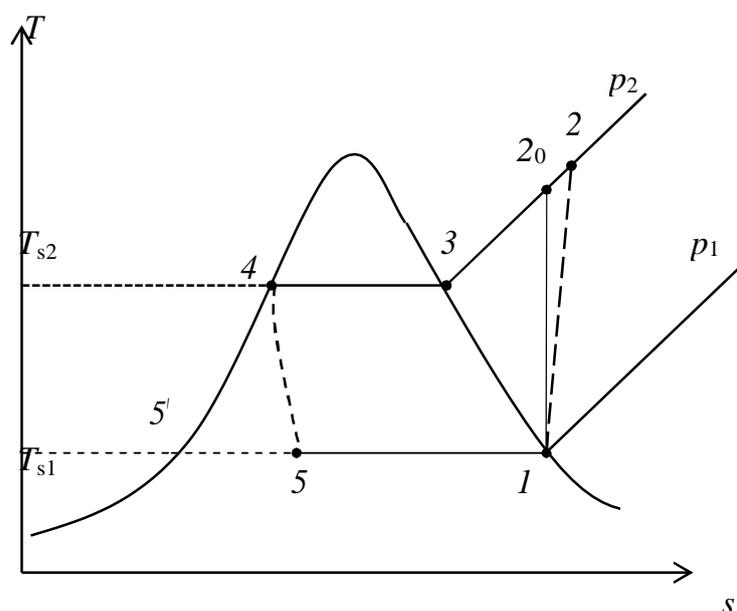


Figure 2. The cycle of vapor-compression refrigeration machine in T-s diagram

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>AN1-HT 17062 KD</i> | Page |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 11 |

After condensation, the liquid refrigerant undergoes a throttling process in the throttle valve T (process 4–5). In this case, some part of the liquid is converted into vapor. In the throttling process, the pressure decreases to P_1 , and the temperature changes from T_{s2} to T_{s1} . On the T-s diagram, the throttling process, as irreversible, is conditionally shown with a dotted line on the curve $i=\text{const}$. The pressure for the throttle valve P_1 (the lower pressure of the cycle) is selected so that the saturation temperature T_{s1} corresponding to the pressure is lower (by 5 ... 10 °C) than the temperature to be maintained in the refrigerated object, for example in the refrigeration chamber **RC**. The humid vapor formed during throttling (point 5) enters the evaporator **E** where, due to the thermal energy Q_2 supplied from the refrigerated object, the liquid phase of the refrigerant converts to the state of dry saturated vapor (line 5–1). The pressure P_1 and temperature T_{s1} remain unchanged during vapor formation. The dry saturated vapor at the evaporator outlet is absorbed by the compressor, and the cycle repeats.

The design mode of the refrigeration machine is characterized by temperatures of:

- Boiling - t_o – depends on operating conditions;
- Condensation - t_c - depends on the temperature and amount of water or air supplied:
- For water-cooled plants:

$$t_c = t_{w2} + (2 \div 4), \quad (1.1)$$

Where t_{w2} – the temperature at which water exits the condenser, °C;

- For air-cooled plants:

$$t_c = t_a + 10, \quad (1.2)$$

Where t_a – the design ambient air temperature, °C;

- Suction (vapor at compressor inlet) - t_{suc} :

$$t_{suc} = t_o + (10 \div 15). \quad (1.3)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>А01-HT 17062 KD</i> | Page |
| | | | | | | 12 |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | |

– Refrigerant supercooling in front of the regulating valve - t_n :

$$t_n = t_{w/l} + (1 \div 2), \quad (1.4)$$

Where $t_{w/l}$ – the temperature at which water is supplied to the condenser, °C.

The efficiency of the refrigeration machine operation is evaluated by the refrigerating factor and refrigeration capacity, which depend on the type and design of the plant, the type and characteristics of the refrigerant, the compressor design, and operating conditions. The operating conditions of the refrigeration machine include the boiling point of the refrigerant in the evaporator, the condensation temperature of compressed refrigerant vapors in the condenser, and the supercooling temperature of the liquid refrigerant.

The higher the boiling point, the lower the vapor condensation temperature and the supercooling temperature, the higher the refrigeration capacity of the plants. However, all these changes must be made within reasonable limits. For example, reducing the boiling point of the refrigerant in the compressor from -15 to -30 °C does not increase but reduces its refrigeration capacity by 2 times. It is explained by the fact that the decrease in the boiling temperature leads to the decreased boiling pressure and specific gravity of vapors entering the compressor. As a result, the compressor performance decreases.

1.5. Refrigerants.

Any thermodynamic process or cycle is performed with the use of a refrigerant (medium).

With a normal atmospheric pressure of 0.1 MPa, the refrigerant must have a sufficiently low boiling temperature to prevent vacuum formation in the evaporator during the refrigeration machine operation. For example, for ammonia NH₃, the boiling temperature is 33.4 °C with the pressure of 0.1 MPa.

The main refrigerants are water, ammonia, freons, and air.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>А01-HT 17062 KD</i> | Page |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 13 |

Water is used mainly in air conditioning plants, where the temperature of the heat-bearing agent is usually above 0 °C. Water is used as a refrigerant in plants of absorption and ejection types.

Vapors of the substances that at the pressure close to the atmospheric pressure have a low boiling temperature are used as refrigerants in vapor-compression refrigeration machines. Many requirements are applied to refrigerants:

- Saturation pressure of the refrigerant is higher than the atmospheric one at the lowest temperatures in the cycle (in the evaporator). Thus, ingress of the surrounding air into the evaporator is excluded;
- With the highest temperatures in the cycle (in the condenser), the saturation pressure is not high for the reduction of the plant weight;
- It is desirable for the refrigerant to have the highest value of the vaporization heat. Under other equivalent conditions, the increase in the vaporization heat of the refrigerant reduces its mass that circulates in the cooling machine;
- It is desirable to have a refrigerant with a low-density value in both liquid and vaporized state, as the density increase results in increased energy consumption for its circulation;
- Refrigerants are non-toxic, fire- and explosion-safe;
- The refrigerant is chemically inert in relation to structural and lubricant materials of the machine;
- The refrigerant is economically affordable.

Fluorochlorohydrocarbons — freons and ammonia — are now widely used in vapor- compression refrigeration machines.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|------------------------|-------------|
| | | | | | <i>Δ01-HT 17062 KD</i> | <i>Page</i> |
| <i>Rev.</i> | <i>Page</i> | <i>Doc. No.</i> | <i>Signat.</i> | <i>Date</i> | | 14 |

Ammonia (NH₃): vaporization heat – 33.3 kJ/kg, $t_{boiling} = -33,4^{\circ}C$ at atmospheric pressure; a mixture of ammonia and air burns at the ammonia volume fraction of 11–14%, and explodes at 16–27%. It decomposes at the temperature $t = 260^{\circ}C$. The global warming potential (GWP) is 0, the ozone depletion potential (ODP) is 0. Ammonia is a toxic gas with a sharp suffocating odor, but it is notable for its low cost.

Refrigerants (freons) are chemically inert, low explosive or explosion-proof. Refrigerants are halogen derivatives of saturated hydrocarbons that are produced by means of replacing hydrogen atoms in saturated hydrocarbon C_nH_{2n+2} with atoms of fluorine, chlorine, bromine (C_nH_x, F_y, Cl_z, Br_u). The number of molecules of individual components included in chemical compounds of freons, are associated with the dependence $x + y + z + u = 2n + 2$. Any refrigerant is denoted with the symbols RN, where R is a symbol indicating the type of a refrigerant, N is the number of the freon.

For refrigerants, the number is deciphered as follows. The first digit in a two-digit number or the first two digits in a three-digit number denote saturated hydrocarbon C_nH_{2n+2} , on the basis of which the refrigerant is obtained: 1 – CH₄ (methane); 11 – C₂H₆ (ethane); 21 – C₃H₈ (propane); 31 – C₄H₁₀ (butane). On the right the number of fluorine atoms in the refrigerant is indicated: CFC13 - R11, CF₂C12 - R12, C₃F₄C14 - R214, CC14 - R10. If the refrigerant has vacant atoms of hydrogen, their number is added to the number of tens of the number: CHFC12 - R21, CHF₂C1 - R22. If the hydrogen includes bromine atoms, after the main number the letter B is written, followed by the number of bromine atoms: CF₂Br₂ - R12B₂.

Azeotropic mixtures consisting of two refrigerating agents can be used as mediums. For example, an azeotropic mixture consisting of 48.8% R22 by weight and 51.2% R115 (C₂F₅Cl) is called refrigerant R502, its boiling point at the pressure of 0.1 MPa is 45.6 °C.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>A01-HT 17062 KD</i> | Page |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 15 |

Names of components and their mass fractions are used in designations for mixtures of refrigerating agents. Refrigerant R502 may be designated as R22 / R115 (48.8 / 51.2). Numbers, starting with 500, conventionally indicate the azeotropic mixtures whose percentage composition remains almost unchanged in the process of boiling and condensation.

Refrigerating agents of inorganic origin (ammonia, water) are assigned numbers equal to their molecular mass increased by 700. Thus, ammonia and water are designated by R717 and R718, respectively.

The refrigerating agent must have particular thermophysical, physical and chemical properties, on which the refrigeration machine design and energy consumption depend.

Thermophysical properties include viscosity μ , thermal conductivity λ , density ρ , and others. They, like the vaporization heat r , affect the heat transfer coefficient during boiling and condensation. High values of λ , ρ , r and low values of viscosity correspond to high values of heat transfer coefficients.

The hydraulic resistance during the circulation of the refrigerating agent in the system is affected by μ and ρ : the higher their value, the higher resistance. The amount of the refrigerating agent circulating in the system decreases with the increase in the vaporization heat.

Physical and chemical properties include the solubility of refrigerating agents in lubricating oils and water, inertness to metals, explosiveness, and flammability.

With the limited solubility of refrigerating agents in the liquid phase of the mixture, two layers are observed: the oil dominates in one layer, and the refrigerating agent dominates in the other layer. The refrigerating agents with limited solubility include ammonia R717, carbon dioxide R44, and refrigerants R13, R14, R115 with limited solubility.

Refrigerating agents with unlimited solubility include R11, R12, R21, and R40. In this case, it is necessary to maintain a lower boiling pressure for the refrigerant and oil mixture, so extra work is spent for vapor compression.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>A01-HT 17062 KD</i> | Page |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 16 |

When selecting a refrigerating agent, the range of its operating temperatures plays an important role. With temperatures that are above the critical point, freon cannot be used.

Freons are lighter than air and have high stability. When leaking from refrigeration units, they rise into the upper atmosphere to the height of 15-50 km and decompose there under the action of ultraviolet radiation. Atomic chlorine is notable for its interaction with ozone. In 1987, the main countries producing freons adopted the Montreal Protocol, which divided the freons into the following groups:

- I. Particularly ozone-depleting (R11; R12; R113; R114; R115); the production of such freons is planned to be reduced;
- II. Ozone-depleting (R12B1; R13B1; R114B2);
- III. Environmentally friendly freons (R142, R134, R123, etc.).

According to the degree of ozone-depleting activity of the ozone layer of the Earth, halogen derivatives of hydrocarbons are divided into 3 groups (Table 1).

Table 1

Freon classification according to the ozone depletion degree

| Group | Characteristic | Freons |
|-----------------------------------------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Chlorofluorocarbons (CFC) | High ozone-depleting activity | K11b K12b K13b K113b K114b K115b K500b K502b K503b K12I1b K13I1 |
| Hydrochlorofluorocarbons (HCFC) | Low ozone-depleting activity | R21, R22, R141b, R142b, R123, R12 |
| Hydrofluorocarbons (HFC), fluorocarbons (FC), hydrocarbons (HC) | Ozone-safe | R134, R134a, R152a, R143a, R125, R32, R23, R218, R116, RC318, R290, R600, R600a, R717 and others |

The disadvantage of ozone-safe freons is their high cost (for example, the cost of a kilogram of R22 freon is UAH 406.0, R410A – UAH 320.0, R407C – UAH 350.0), higher operating pressures (16, 26, and 18 bar, respectively), the need to use highly hygroscopic polyester oils instead of mineral oils for lubrication. Most ozone-safe freons are a mixture of two or three components. Therefore they are characterized by no isotropy; it means that in case of depressurization lighter components evaporate in the first instance, and the freon structure and properties change. Therefore, even in case of minor leakage, the entire refrigerating agent should be completely drained and replaced with a new one.

1.6. Compressors of refrigeration machines.

Piston compressors are classified according to their refrigeration capacity, type of the refrigerating agent, field of application, crank mechanism design, shell structure, arrangement of cylinders and the direction of vapor movement in them, number of compression stages, degree of leakage, and some other features.

In terms of refrigeration capacity, piston compressors are divided into small (Q_x up to 12 kW), medium (Q_x 12-120 kW), and large (Q_x over 120 kW).

According to the type of the refrigerating agent, there are ammonia, refrigerant (freon) and universal compressors.

Depending on the field of application, compressors are divided into stationary, gas pumping, filling, mobile, refrigeration and drying ones.

According to the crank mechanism design, there are open-crankcase compressors or slider compressors (double acting), and closed-crankcase compressors (single acting).

According to the number of compression stages, there are single- and multistage compressors. According to the leakage degree and the number of connectors, compressors are divided into:

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>А01-HT 17062 KD</i> | Page |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 18 |

- Hermetically sealed compressors with an integrated electric motor in a sealed casing without connectors;
- Semi-hermetic compressors with an integrated electric motor, connectors, and removable covers;
- Open-type compressors, where the drive shaft is sealed using a gland;
- Single-acting compressors, where the vapor is compressed by one side of the piston;
- Double-acting compressors, where both piston sides are working sides.

To lubricate cylinders and the movement mechanism in ammonia compressors, HA, HA-30, HS-40 oils are used; HF-12-16, HF-22-24, HF-22c oils are used in compressors with refrigerants.

When marking unified piston compressors, the following designations are used: P - piston, F – refrigerant (freon), A – ammonia, V – vertical, V – V-shaped, W – fan-shaped, S – semi-hermetic, H – hermetic, O – opposite. Numbers following letters indicate the refrigeration capacity (kW).

Suction and discharge valves perform a function of distribution in the compressor. Refrigerant vapors are sucked from the suction piping into the compressor cylinder through the suction valves, and the compressed vapors are expelled into the discharge piping through the discharge valves. Piston refrigeration compressors have automatic valves, i.e. they open and close under the action of the pressure difference on both sides.

11.7. Heat exchange equipment of refrigeration machines.

1.7.1. Condensers.

There are condensers of the following types: horizontal shell-and-tube condensers, upward shell-and-tube condensers, shell-and-coil, evaporating, and air-cooled condensers.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>А01-HT 17062 KD</i> | Page |
| Rev. | Page | Doc. No. | Signat. | Date | | 19 |

Horizontal shell-and-tube condensers are used in ammonia and refrigerant refrigeration plants. They have a cylindrical steel casing where straight pipes (steel or copper) are placed horizontally with their ends being flared in tube sheets. Cooling water passes through these pipes under pressure. The safety valve, the refrigerant level indicator, the valve to release air from intertubular space are installed on the condenser. Vapors of the refrigerating agent condense in the intertubular space on the outer surface of the pipes. Such condensers usually operate with water cooling devices.

Upward shell-and-tube condensers are used in large ammonia refrigeration plants. Their main disadvantage is the difficulty of the uniform distribution of water in pipes.

Shell-and-coil condensers differ from the horizontal shell-and-tube ones by the absence of a second tube sheet; the shell of the condenser is made in the form of a horizontally located glass, inside which the water tubes are connected in pairs.

Evaporating condensers are used at food production facilities. There, the heat from the refrigerating agent is transferred through the pipe wall to the water that flows as a thin film along the outer surface of the pipes, and then to the air by evaporation of some part of the water. The condenser has a closed casing. A water tank is located under the condenser, where the water flows by gravity. From the water tank, the circulating water is again pumped into the water collector (irrigation system). The airflow is supplied from above by the fan, which increases the water evaporation and serves as a heat receiver for water vapor. This type of condenser is efficient in dry and hot climates.

Air-cooled condensers are widely used in units that service refrigeration plants. Their use allows reducing water consumption and construction costs for the devices to cool circulating water.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|------------------------|-------------|
| | | | | | <i>А01-HT 17062 KD</i> | <i>Page</i> |
| <i>Rev.</i> | <i>Page</i> | <i>Doc. No.</i> | <i>Signat.</i> | <i>Date</i> | | 20 |

1.7.2. Evaporators.

Evaporators are heat exchangers designed to cool an intermediate cooling agent by heat exchange with a boiling refrigerant.

In terms of their design, shell-and-tube and shell-and-coil evaporators are similar to horizontal shell-and-tube and shell-and-coil condensers. The cooling agent circulates in pipes, and the refrigerant boils in the intertubular space of the evaporator. Evaporators are manufactured with the closed and open circulation of the cooling fluid.

Evaporators with closed circulation are made with the shell-and-tube design. The cooling fluid flows in them under the pressure created by the pump. In evaporators with open circulation, the pipes through which the boiling refrigerant flows are immersed in the cooling fluid.

Evaporators with open circulation have the panel construction. The fluid in them is mixed with an agitating apparatus. The panel evaporator is manufactured in the form of a rectangular tank in which boiling sections of the panel type are placed.

Panel evaporators are supplied with liquid separators. When using ice water as a cooling agent, panel evaporators can be used as an evaporator-and-accumulator unit to smooth irregularities of the thermal load.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|------------------------|-------------|
| | | | | | <i>А01-HT 17062 KD</i> | <i>Page</i> |
| <i>Rev.</i> | <i>Page</i> | <i>Doc. No.</i> | <i>Signat.</i> | <i>Date</i> | | 21 |

Розділ 2. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

2.1. Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані для розрахунку:

- Холодопродуктивність холодильної установки $Q_x = 2,5$ кВт; °С
- вид холодоагенту компресорної холодильної установки:

- **фреон R22:**

молекулярна маса г/моль 86,468
температура плавлення, °С -157,4
температура кипіння, °С -40,85
критична температура, °С 96,13
критичний тиск, МПа 4,986
критична щільність, кг/м³ 512,8

Клас небезпеки A1 ASHRAE, присвоєний фреону R22, говорить про те, що ця речовина не виділяє токсинів і не може привести до виникнення вибуху.

Озоновий шар страждає від фреону R22 набагато менше, ніж від багатьох інших холодоагентів. Наприклад, фреон R12 руйнує його на 94,5% більше, ніж фреон R22;

- **фреон R404A:**

молекулярна маса, г / моль 97,6
температура кипіння, °С -46,7
критична температура, °С 72,7
критичний тиск, МПа 3,735
критична щільність, кг/м³ 485,1

Холодоагент R404a є безбарвною речовиною, котрий перебуває в рідко подібному агрегатному стані або у вигляді газу без запаху. Він нетоксичний, не розчиняється у воді, але схильний до дії органічних розчинників.

Хладон в газоподібному і рідкому агрегатному стані відноситься до класу (групи безпеки) A1/A1. Мінімально впливає на глобальне потепління. Збереження озонового шару забезпечується завдяки відсутності в складі хлору. Гранично допустима ступінь впливу на озоновий шар становить 1 тис. частина на мільйон.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>Л01-НТ 17062 КД</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 22 |

- **фреон R717:**

молярна маса, г/моль 17,03

температура плавлення, °C -77,73

температура кипіння, °C -33,34

критична температура, °C 132,25

щільність при нормальних умовах, кг/м³ 0,6942

ГДК в повітрі 0,02 мг/дм³, що відповідає об'ємній частці 0,0028%.

R717 - газ з різким задушливим запахом, шкідливий для організму людини.

Мінеральні масла аміак майже не розчиняє. На чорні метали, алюміній і фосфористу бронзу не діє, проте в присутності вологи руйнує кольорові метали (цинк, мідь і її сплави).

Додаткові складнощі при створенні холодильного обладнання викликає висока активність аміаку стосовно міді і мідних сплавів, тому трубопроводи, теплообмінники і арматуру виконують зі сталі.

- розрахунковий режим компресорних холодильних установок:
 - кипіння холодоагенту – t_o – залежить від умов роботи та приймається на 3÷5 °C нижче за середню температуру холодоагенту в випаровувачі;
 - конденсації – t_k – залежить від повітря, що подається, та способу охолодження:

$$t_k = t_s + 10, \quad (2.1)$$

де t_s – розрахункова температура зовнішнього повітря, °C;

- усмоктування (пара на вході в компресор) – t_{ec} :

$$t_{ec} = t_o + (10 \div 15). \quad (2.2)$$

- переохолодження холодоагенту перед регулюючим вентиляем – t_n :

$$t_n = t_{wl} + (1 \div 2), \quad (2.3)$$

де t_{wl} – температура, з якою вода подається в конденсатор, °C.

2.2 Розрахунок парокompресорної холодильної установки

Розрахунок парокompресорної холодильної установки відбувається за допомогою **lgP-i-діаграми** (див. рисунок 3, 5, 7) та полягає у визначенні основних параметрів роботи:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КД | Арк. |
| | | | | | | 23 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

| | | | | |
|-------|------|----------|--------|------|
| Змін. | Арк. | № докум. | Лінійс | Дата |
| | | | | |

ДП1-НТ 17ПБ2 КД

| | |
|------|----|
| Арк. | 24 |
|------|----|

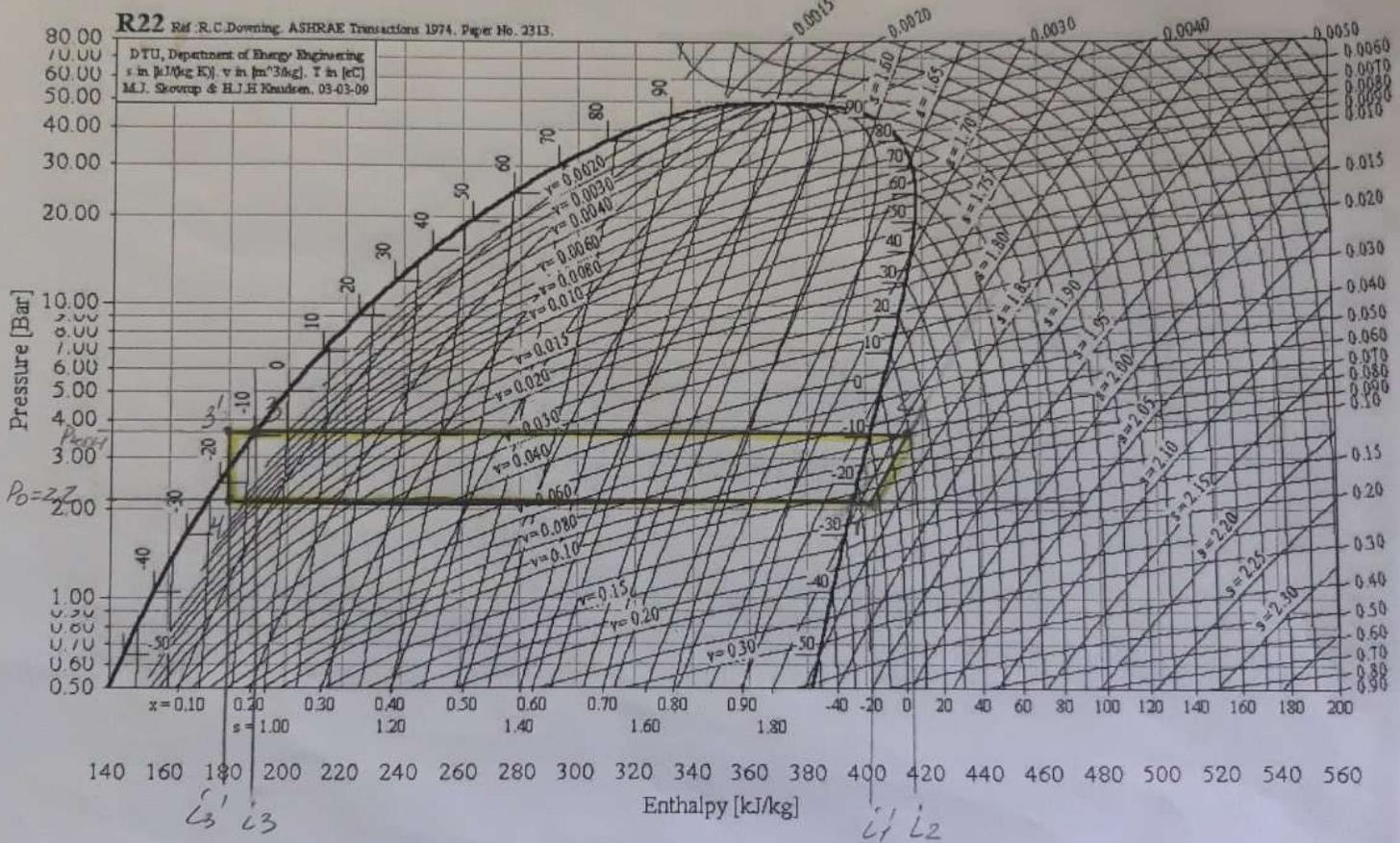


Рис. 3 lgP-i-діаграма для фреон R22

фреон R22

- ентальпії робочих точок, кДж/кг:

$$i_1 = 395, i_1' = 405, i_2 = 420, i_3 = 185, i_3' = i_4 = 180;$$

- питомого об'єму в точці 1/, що характеризує параметри холодоагента на вході в компресор теплового насоса, $n_1' = 0,11, \text{ м}^3/\text{кг}$;
- визначаємо тиски, відповідно, при яких відбуваються процеси конденсації $P_k = 3,8$ бар та випаровування $P_o = 2,2$ бар.

1. Визначаємо питому холодопродуктивність, кДж/кг,

$$q_o = I_1 - I_4 = 395 - 180 = 215. \quad (2.4)$$

2. Обчислюємо питому роботу стиснення, кДж/кг,

$$l_y = I_2 - I_1' = 420 - 405 = 15. \quad (2.5)$$

3. Визначаємо питоме теплове навантаження конденсатора, кДж/кг,

$$g_k = I_2 - I_3 = 420 - 185 = 235. \quad (2.6)$$

4. Розраховуємо питоме теплове навантаження переохолоджувача, кДж/кг,

$$g_{nx} = I_3 - I_3' = 185 - 180 = 5. \quad (2.7)$$

5. Визначаємо масову витрату холодоагента, кг/с,

$$M_m = \frac{Q}{q_o} = \frac{2,5}{215} = 0,011. \quad (2.8)$$

6. Теоретично необхідна об'ємна продуктивність, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$V_m = \frac{M_m \cdot v_{1'}}{\lambda} = \frac{0,011 \cdot 0,11}{0,962} = 0,00126, \quad (2.9)$$

де v_1 – розрахунковий питомий об'єм холодоагенту при вході в компресор, $\text{м}^3/\text{кг}$;

λ – об'ємний коефіцієнт продуктивності.

Об'ємний коефіцієнт продуктивності для будь-якої ступені стиснення залежить від шкідливого простору, відношення тисків і показника адиабати

$$\lambda = 1 - a \cdot (e^{\frac{1}{\kappa}} - 1) = 0,962. \quad (2.10)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | Л01-НТ 17062 КД | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 25 |

Приймаємо $a = 0,08$ (відносний шкідливий простір для першої ступені).
 Вибираючи компресор, орієнтуються на те, щоб дійсна об'ємна продуктивність його була на 30 % більша за теоретично необхідну.
 Для проведених розрахунків підбираємо компресор марки Remeza СБ4/С-24.OLD10 з продуктивністю 105 л/хв., тиском 8 атм, потужністю 0,75 кВт (див. рис. 4):



Рис. 4 Компресор марки Remeza СБ4/С-24.OLD10

7. Визначаємо дійсні масові витрати холодоагенту, кг/с,

$$M_{км} = \frac{\lambda \cdot V_{км}}{v_l} = \frac{0,962 \cdot 0,00175}{0,11} = 0,0153. \quad (2.11)$$

8. Дійсна холодопродуктивність холодильної машини, кВт,

$$Q_{вин} = M_{км} \cdot q_o = 0,0153 \cdot 215 = 3,3. \quad (2.12)$$

9. Потужність привода компресора:

1) адіабатна потужність стиснення, кВт:

$$N_m = M_{км} \cdot l_y = 0,0153 \cdot 15 = 0,23; \quad (2.13)$$

2) індикаторна потужність, кВт:

$$N_i = N_m / \eta_i = 0,23 / 0,75 = 0,306; \quad (2.14)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | Л01-НТ 17062 КД | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 26 |

3) ефективна потужність, кВт:

$$N_e = N_i / \eta_{\text{мех}} = 0,306 / 0,9 = 0,34; \quad (2.15)$$

4) електрична потужність, кВт:

$$N_{\text{ел}} = N_e / \eta_{\text{ел}} = 0,34 / 0,9 = 0,38; \quad (2.16)$$

Прийняти: $\eta_i = 0,75$; $\eta_{\text{мех}} = 0,9$; $\eta_{\text{ел}} = 0,9$.

11. Визначаємо тепловий потік на конденсатор, кВт,

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + N_{\text{ин}} = 3,3 + 0,306 = 3,606. \quad (2.17)$$

12. Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{N_e} = \frac{2,5}{0,306} = 8,1. \quad (2.18)$$

Фреон R404A

• ентальпії робочих точок, кДж/кг:

$$i_1 = 350, i'_1 = 365, i_2 = 375, i_3 = 175, i'_3 = i_4 = 170;$$

• питомого об'єму в точці 1/, що характеризує параметри холодоагенту на вході в компресор теплового насоса, $n'_1 = 0,187, \text{ м}^3/\text{кг}$;

• визначаємо тиски, відповідно, при яких відбуваються процеси конденсації $P_k = 4,0$ бар та випаровування $P_o = 2,2$ бар.

1. Визначаємо питому холодопродуктивність, кДж/кг,

$$q_o = I_1 - I_4 = 350 - 170 = 180.$$

2. Обчислюємо питому роботу стиснення, кДж/кг,

$$l_y = I_2 - I'_1 = 375 - 365 = 10.$$

3. Визначаємо питоме теплове навантаження конденсатора, кДж/кг,

$$g_k = I_2 - I_3 = 375 - 170 = 205.$$

4. Розраховуємо питоме теплове навантаження переохолоджувача, кДж/кг,

$$g_{\text{мх}} = I_3 - I'_3 = 175 - 170 = 5.$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | Л01-НТ 17062 КД | Арк. |
| | | | | | | 27 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

5. Визначаємо масову витрату холодоагента, кг/с,

$$M_m = \frac{Q}{q_o} = \frac{2,5}{180} = 0,0138.$$

6. Теоретично необхідна об'ємна продуктивність, м³/с,

$$V_m = \frac{M_m \cdot v_1}{\lambda} = \frac{0,0138 \cdot 0,187}{0,957} = 0,00271,$$

де v_1 – розрахунковий питомий об'єм холодоагенту при вході в компресор, м³/кг;

λ – об'ємний коефіцієнт продуктивності.

Об'ємний коефіцієнт продуктивності для будь-якої ступені стиснення залежить від шкідливого простору, відношення тисків і показника адіабати

$$\lambda = 1 - a \cdot (e^{\frac{1}{\kappa}} - 1) = 0,957$$

Приймаємо $a = 0,08$ (відносний шкідливий простір для першої ступені).

Вибираючи компресор, орієнтуються на те, щоб дійсна об'ємна продуктивність його була на 30 % більша за теоретично необхідну.

Для проведених розрахунків підбираємо компресор марки

Remeza CB4/C-24.OLD20 з продуктивністю 200 л/хв., тиском 8 атм, потужністю 1,4 кВт



Рис. 6 Компресор марки Remeza CB4/C-24.OLD20

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | Л01-НТ 17062 КД | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 28 |

| | | | | | | |
|-------|------|----------|---------|------|-----------------|------|
| Змін. | Арк. | № докум. | Літерис | Дата | ЛП1-ЦТ 17ПБ2 КД | Арк. |
| | | | | | | 29 |

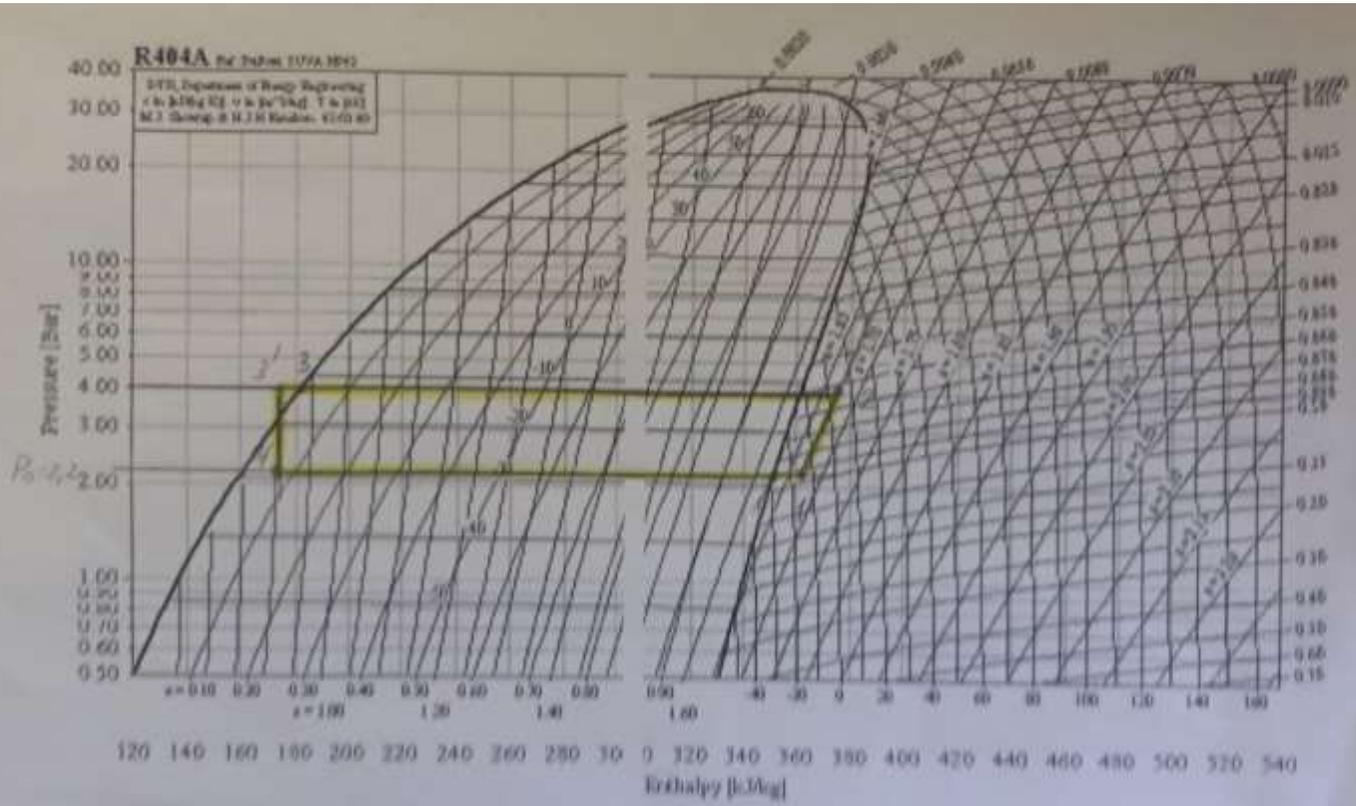


Рис. 5 lgP-i-діаграма для фреон R404A

7. Визначаємо дійсні масові витрати холодоагенту, кг/с,

$$M_{\text{км}} = \frac{\lambda \cdot V_{\text{км}}}{v_1} = \frac{0,957 \cdot 0,003}{0,187} = 0,0153.$$

8. Дійсна холодопродуктивність холодильної машини, кВт,

$$Q_{\text{вин}} = M_{\text{км}} \cdot q_o = 0,0153 \cdot 180 = 2,76.$$

9. Потужність привода компресора:

1) адіабатна потужність стиснення, кВт:

$$N_m = M_{\text{км}} \cdot l_y = 0,0153 \cdot 10 = 0,158;$$

2) індикаторна потужність, кВт:

$$N_i = N_m / \eta_i = 0,158 / 0,75 = 0,21;$$

3) ефективна потужність, кВт:

$$N_e = N_i / \eta_{\text{мех}} = 0,21 \cdot 0,9 = 0,23;$$

4) електрична потужність, кВт:

$$N_{\text{ел}} = N_e / \eta_{\text{ел}} = 0,23 / 0,9 = 0,26;$$

Прийняти: $\eta_i = 0,75$; $\eta_{\text{мех}} = 0,9$; $\eta_{\text{ел}} = 0,9$.

11. Визначаємо тепловий потік на конденсатор, кВт,

$$Q_k = Q_{\text{вин}} + N_{\text{ин}} = 2,76 + 0,26 = 3,02.$$

12. Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{N_e} = \frac{2,5}{0,23} = 10,8.$$

Фреон R717

• ентальпії робочих точок, кДж/кг:

$$i_1 = 1430, i_1' = 1450, i_2 = 1500, i_3 = 150, i_3' = i_4 = 103;$$

• питомого об'єму в точці 1/, що характеризує параметри холодоагенту на вході в компресор теплового насоса, $n_1' = 0,55$, м³/кг;

• визначаємо тиски, відповідно, при яких відбуваються процеси конденсації

$$P_k = 2,6 \text{ бар та випаровування } P_o = 2,2 \text{ бар.}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | Л01-НТ 17062 КД | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 30 |

1. Визначаємо питому холодопродуктивність, кДж/кг,

$$q_o = I_1 - I_4 = 1450 - 103 = 1347.$$

2. Обчислюємо питому роботу стиснення, кДж/кг,

$$l_y = I_2 - I_1' = 1500 - 1450 = 50.$$

3. Визначаємо питоме теплове навантаження конденсатора, кДж/кг,

$$g_k = I_2 - I_3 = 1500 - 150 = 1350.$$

4. Розраховуємо питоме теплове навантаження переохолоджувача, кДж/кг,

$$g_{nx} = I_3 - I_3' = 150 - 103 = 47.$$

5. Визначаємо масову витрату холодоагента, кг/с,

$$M_m = \frac{Q}{q_o} = \frac{2,5}{1347} = 0,0018.$$

6. Теоретично необхідна об'ємна продуктивність, м³/с,

$$V_m = \frac{M_m \cdot v_{l1}}{\lambda} = \frac{0,0018 \cdot 0,55}{0,986} = 0,001,$$

де v_{l1} – розрахунковий питомий об'єм холодоагента при вході в компресор, м³/кг;

λ – об'ємний коефіцієнт продуктивності.

Об'ємний коефіцієнт продуктивності для будь-якої ступені стиснення залежить від шкідливого простору, відношення тисків і показника адіабати

$$\lambda = 1 - a \cdot (e^{\frac{1}{k}} - 1) = 0,986$$

Приймаємо $a = 0,08$ (відносний шкідливий простір для першої ступені).

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | Л01-НТ 17062 КД | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 31 |

| | |
|----------|--|
| Змн. | |
| Арк. | |
| № докум. | |
| Підпис | |
| Дата | |

ДП1-НТ 17762 КД

| | |
|------|----|
| Арк. | 32 |
|------|----|

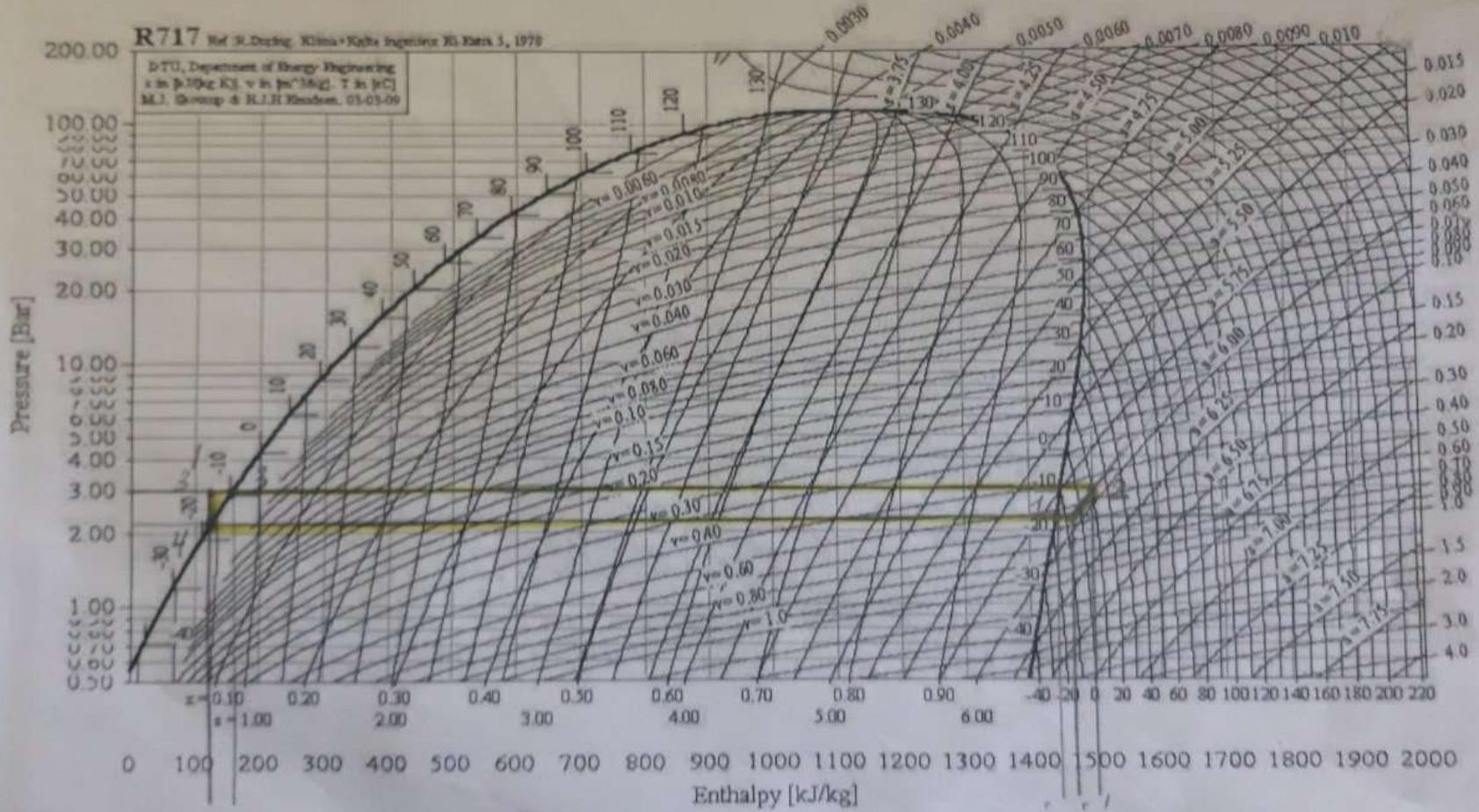


Рис. 7 lgP-i-діаграма для фреон R717

Вибираючи компресор, орієнтуються на те, щоб дійсна об'ємна продуктивність його була на 30 % більша за теоретично необхідну. Для проведених розрахунків підбираємо компресор марки Remeza СБ4/С-24.OLD10 з продуктивністю 105 л/хв., тиском 8 атм, потужністю 0,75 кВт

7. Визначаємо дійсні масові витрати холодоагенту, кг/с,

$$M_{км} = \frac{\lambda \cdot V_{км}}{v_l} = \frac{0,986 \cdot 0,002}{0,55} = 0,0036.$$

8. Дійсна холодопродуктивність холодильної машини, кВт,

$$Q_{вин} = M_{км} \cdot q_o = 0,0036 \cdot 1347 = 4,85.$$

9. Потужність привода компресора:

1) адіабатна потужність стиснення, кВт:

$$N_m = M_{км} \cdot l_y = 0,0036 \cdot 50 = 0,18;$$

2) індикаторна потужність, кВт:

$$N_i = N_m / \eta_i = 0,18 / 0,75 = 0,24;$$

3) ефективна потужність, кВт:

$$N_e = N_i / \eta_{мех} = 0,24 / 0,9 = 0,27;$$

4) електрична потужність, кВт:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел} = 0,27 / 0,9 = 0,3;$$

Прийняти: $\eta_i = 0,75$; $\eta_{мех} = 0,9$; $\eta_{ел} = 0,9$.

11. Визначаємо тепловий потік на конденсатор, кВт,

$$Q_{к} = Q_{вин} + N_{ин} = 4,85 + 0,24 = 5,09.$$

12. Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{N_e} = \frac{2,5}{0,27} = 9,2.$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 33 |

2.2. Підбір та розрахунок основних елементів парокомпресорної холодильної установки

2.2.1 Конденсатор

Конструкції конденсаторів для аміаку та фреонів розрізняються, в основному, матеріалом та характером поверхні теплообміну. В аміачних використовуються труби безшовні гладкі сталеві діаметром 25x2,5 мм (площа поверхні теплообміну до 300 м²) та 38x3 мм (площа поверхні теплообміну > 300 м²). В фреонових конденсаторах через порівняно низький коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоагенту застосовують труби з кольорових металів, з накаткою ребер на зовнішній поверхні.

Площа поверхні конденсатора, м²:

$$F_{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{конд}}}{K_{\text{конд}} \cdot \Delta t_{\text{сер}}^{\text{конд}}}, \quad (2.19)$$

де $Q_{\text{конд}}$ - навантаження конденсатора, кВт

$K_{\text{конд}}$ – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, Вт/(м² · °С);

$\Delta t_{\text{сер}}^{\text{конд}}$ – середній температурний напір в конденсаторі, °С,

$$\Delta t_{\text{сер}}^{\text{конд}} = \frac{Dt_{\text{MAX}} - Dt_{\text{MIN}}}{\ln \frac{Dt_{\text{MAX}}}{Dt_{\text{MIN}}}}, \quad (2.20)$$

де $Dt_{\text{MAX}}, Dt_{\text{MIN}}$ – максимальна та мінімальна різниця температура на охолодження конденсатора, °С (див. рис. 8).

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 34 |

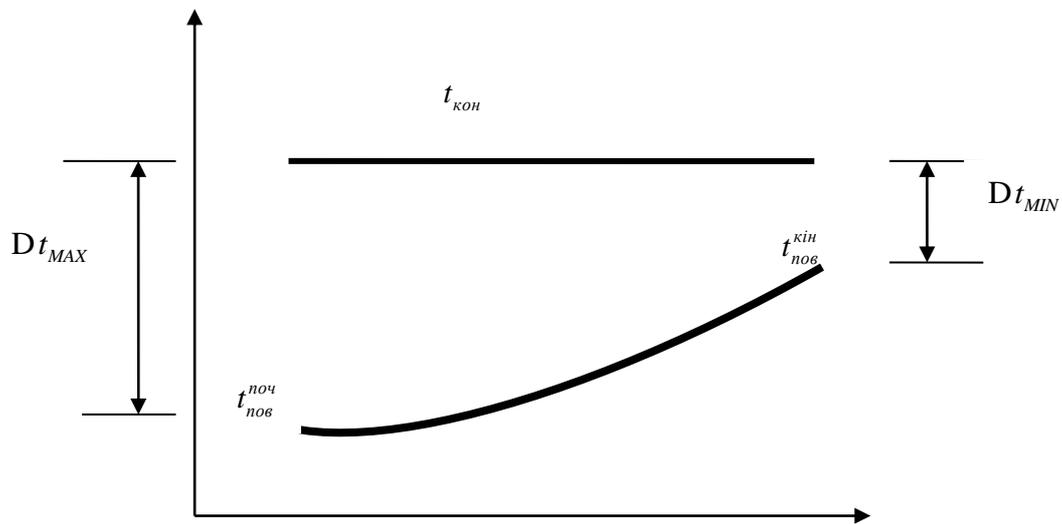


Рис. 8 Графік для визначення максимальної та мінімальної різниці температур на охолодження конденсатора

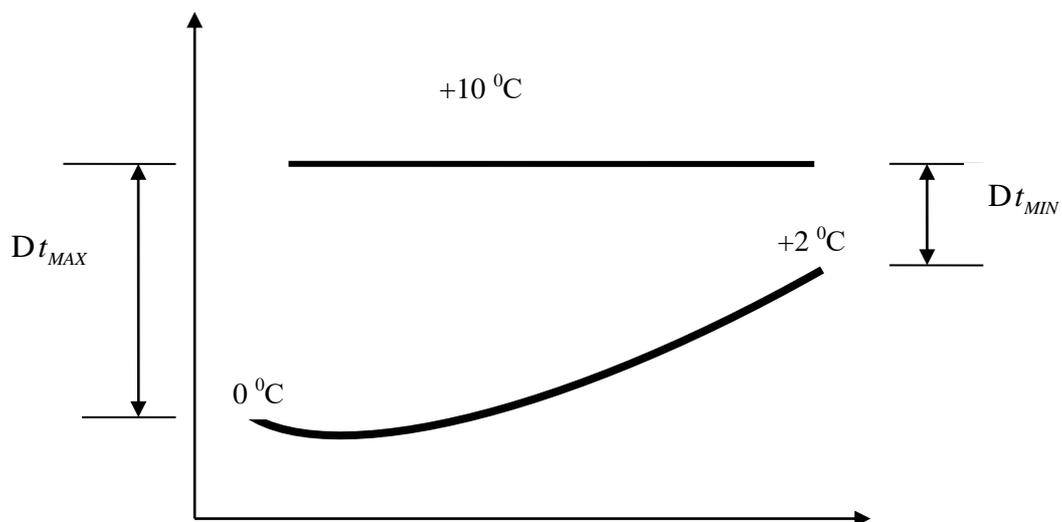
фреон R22

Навантаження конденсатора: $Q_{конд} = 3,606$ кВт.

Температура повітря на вході в конденсатор $t_{пов}^{пoc} = 0$ °C;

Температура повітря на виході з конденсатора $t_{пов}^{kin} = +2$ °C;

Температура насичення хладону $t_{кон} = +10$ °C;



$$Dt_{MAX} = t_{кон} - t_{пов}^{пoc} = 10 - 0 = 10 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$Dt_{MINX} = t_{кон} - t_{пов}^{kin} = 10 - 2 = 8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | Д01-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 35 |

$$Dt_{сер}^{конд} = \frac{10 - 8}{\ln \frac{10}{8}} = 8,96 \text{ } ^\circ\text{C};$$

коефіцієнт теплопередачі конденсатора $K_{конд} = 50 - 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

$$F_{конд} = \frac{3,606 \cdot 10^3}{50 \cdot 8,96} = 8 \text{ м}^2$$

По визначеній площі підбираємо конденсатор горизонтальний кожухотрубний марки КТНР9 (конденсатор трубчастий з накатними ребрами) з площею 9 м^2 , 4 ходи

розміри мідної труби:

- внутрішній діаметр $d_{вн} = 10 \text{ мм}$
- діаметр по основі ребер $d_{зов} = 14 \text{ мм}$

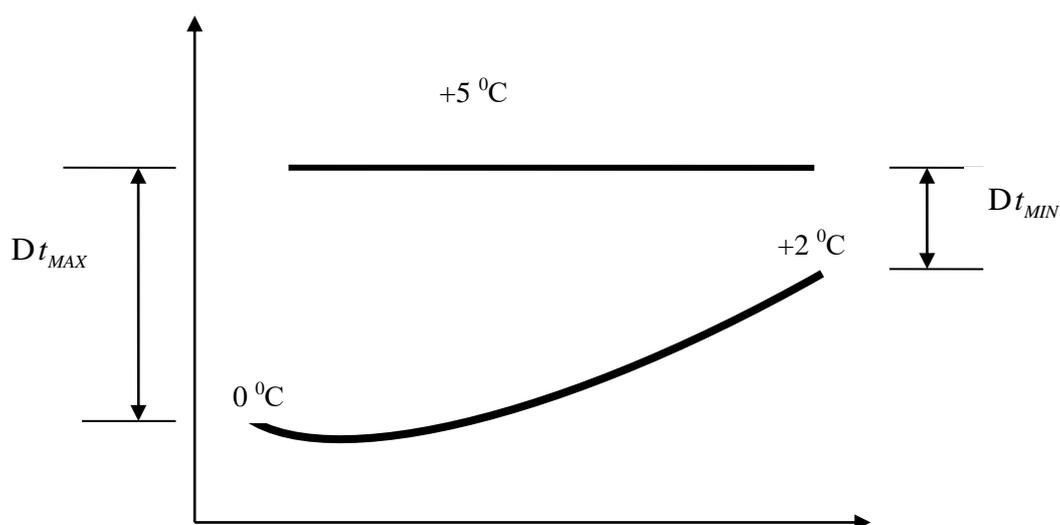
фреон R404A

Навантаження конденсатора: $Q_{конд} = 3,02 \text{ кВт}$.

Температура повітря на вході в конденсатор $t_{нов}^{нов} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Температура повітря на виході з конденсатора $t_{нов}^{кін} = +2 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Температура насичення хладону $t_{кон} = +5 \text{ } ^\circ\text{C}$;



| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17063 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 36 |

$$Dt_{MAX} = t_{кон} - t_{нов}^{ноч} = 5 - 0 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$Dt_{MINX} = t_{кон} - t_{нов}^{кін} = 5 - 2 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$Dt_{сер}^{конд} = \frac{5 - 3}{\ln \frac{5}{3}} = 3,91 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

коефіцієнт теплопередачі конденсатора $K_{конд} = 50 - 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

$$F_{конд} = \frac{3,02 \cdot 10^3}{50 \cdot 3,91} = 15,44 \text{ м}^2$$

По визначеній площі підбираємо конденсатор горизонтальний кожухотрубний марки КТНР16 (конденсатор трубчастий з накатними ребрами) з площею 16 м^2 , 4 ходи

розміри мідної труби:

- внутрішній діаметр $d_{вн} = 10 \text{ мм}$
- діаметр по основі ребер $d_{зов} = 14 \text{ мм}$

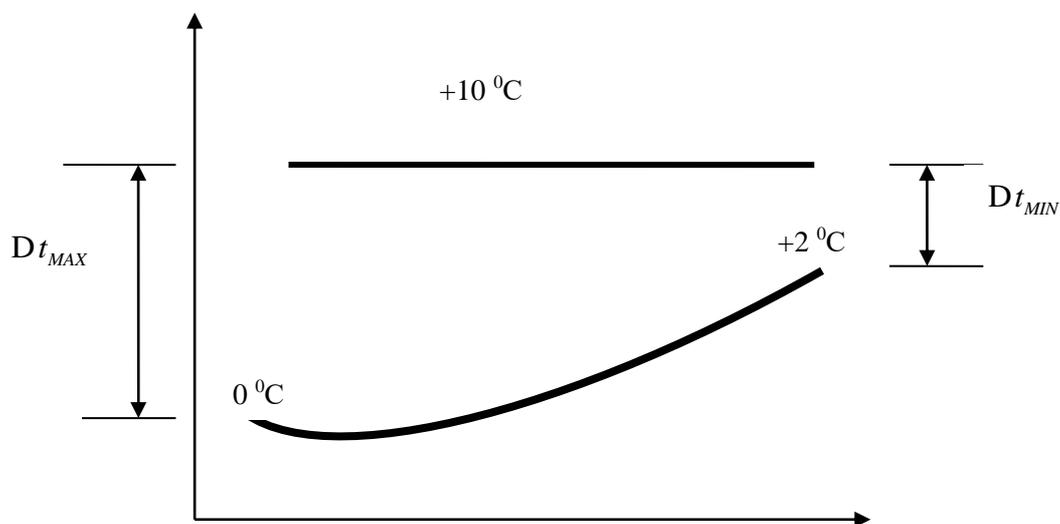
фреон R717

Навантаження конденсатора: $Q_{конд} = 5,09 \text{ кВт}$.

Температура повітря на вході в конденсатор $t_{нов}^{ноч} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Температура повітря на виході з конденсатора $t_{нов}^{кін} = +2 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Температура насичення хладону $t_{кон} = +10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;



| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------|------|
| | | | | | ДН1-НТ 17063 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 37 |

$$\Delta t_{MAX} = t_{кон} - t_{пов}^{ноч} = 10 - 0 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{MINX} = t_{кон} - t_{пов}^{кін} = 10 - 2 = 8 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{сер}^{конд} = \frac{10 - 8}{\ln \frac{10}{8}} = 8,96 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

коефіцієнт теплопередачі конденсатора для аміачних холодильних установок

$$K_{конд} = 450 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C});$$

$$F_{конд} = \frac{5,09 \cdot 10^3}{450 \cdot 8,96} = 1,26 \text{ м}^2$$

По визначеній площі підбираємо конденсатор горизонтальний кожухотрубний марки КТГ2 (конденсатор трубчастий горизонтальний) з площею 2 м², 4 ходи

2.2.2 Випаровувач

Випаровувачі - теплообмінні апарати, призначені для охолодження проміжного холодоносія шляхом теплообміну з киплячим холодильним агентом.

Холодоносій циркулює в трубах, а в між трубному просторі випаровувача кипить холодильний агент. Випарники виготовляють із закритою і відкритою циркуляцією охолоджувальної рідини. Випарники з закритою циркуляцією виконуються кожухотрубні. Охолоджувана рідина протікає в них під тиском, який створює насос. У випаровувачах з відкритою циркуляцією труби, по яких протікає киплячий холодильний агент, занурюються в охолоджувальну рідину.

Площа поверхні випаровувача, м²:

$$F_{вип} = \frac{Q_{вип}}{K_{вип} \cdot \Delta t_{сер}^{вип}}, \quad (2.21)$$

де $Q_{вип}$ - навантаження випаровувача, кВт

$K_{вип}$ - коефіцієнт теплопередачі випаровувача, Вт/(м²·°C);

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 38 |

Для кожухотрубного випаровувача $K_{вип} = 20 - 25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

$\Delta t_{сер}^{вип}$ – середній температурний напір у випаровувачі, $^\circ\text{С}$ (приймається на рівні температури кипіння холодоагента у випаровувачі).

фреон R22

Навантаження випаровувача: $Q_{вип} = 3,3 \text{ кВт}$.

Температура кипіння холодоагента $t_o = -10 \text{ }^\circ\text{С}$;

$$F_{вип} = \frac{3,3 \cdot 10^3}{25 \cdot 10} = 13,2 \text{ м}^2$$

По визначеній площі підбираємо випаровувач горизонтальний кожухотрубний марки ВНР18 (випаровувач трубчастий) з площею $F_{зов}/F_{вн}$ 18/5,3 м^2 , діаметр кожуха 325 мм, довжина кожуха 1665 мм, 11 горизонтальних рядів.

фреон R404A

Навантаження випаровувача: $Q_{вип} = 2,76 \text{ кВт}$.

Температура кипіння холодоагента $t_o = -12 \text{ }^\circ\text{С}$;

$$F_{вип} = \frac{2,76 \cdot 10^3}{25 \cdot 12} = 9,2 \text{ м}^2$$

По визначеній площі підбираємо випаровувач горизонтальний кожухотрубний марки ВНР12 (випаровувач трубчастий) з площею $F_{зов}/F_{вн}$ 12/3,7 м^2 , діаметр кожуха 325 мм, довжина кожуха 1415 мм, 9 горизонтальних рядів

фреон R717

Навантаження випаровувача: $Q_{вип} = 4,85 \text{ кВт}$.

Температура кипіння холодоагента $t_o = -10 \text{ }^\circ\text{С}$;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 39 |

коефіцієнт теплопередачі випаровувача для аміачних холодильних установок

$$K_{\text{конд}} = 430 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$F_{\text{вин}} = \frac{4,85 \cdot 10^3}{430 \cdot 10} = 1,13 \text{ м}^2$$

По визначеній площі підбираємо випаровувач з киплячим холодоагентом марки ИТВР5 з площею робочої поверхні 5 м², діаметр апарата 273 мм, довжина апарата 1500 мм, 26 ходів.

Розділ 3. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛІВ КОМПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Холодильний коефіцієнт є мірою ефективності циклу, отриманої в результаті аналізу циклу енергетичним методом. Цей метод аналізу заснований на першому законі термодинаміки. Він полягає в складанні енергетичного балансу аналізованої системи та визначенні величини відносини корисного енергетичного ефекту до витраченої енергії. Відносно до реальних обернених циклів, в яких процеси не обернені, цей метод має недоліки. По-перше, величина холодильного коефіцієнта циклу дозволяє судити про ступінь термодинамічної досконалості цього циклу лише в зіставленні її з величиною холодильного коефіцієнта оберненого циклу Карно, який здійснюється в тому ж інтервалі температур. По-друге, результати енергетичного аналізу не відображають всі можливі шляхи зменшення ступеня не оберненості процесів і, тим самим, підвищення ефективності циклу.

Значно кращими для аналізу не обернених зворотних циклів є ексергетичний метод аналізу, який базується на понятті ексергії. Метод спирається як на перший, так і на другий закони термодинаміки і дозволяє враховувати не тільки кількість, але й якість енергії з точки зору отримання за рахунок неї корисною роботи. Метод дає можливість оцінити зниження якості (деградацію) енергії внаслідок не оберненості протікання реальних процесів.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 40 |

3.1. Діаграма потоків енергії

Енергетичний баланс в циклі холодильної установки можна продемонструвати графічно, побудувавши діаграму потоків енергії (див рис. 9). На цій діаграмі кожному потоку енергії відповідає смуга, ширина якої в обраному масштабі дорівнює величині потоку.

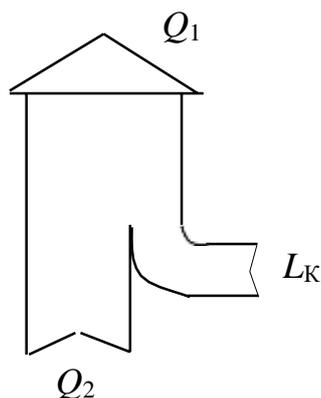


Рис. 9. Діаграма потоків енергії циклу парокомпресорної холодильної установки

Залежно від виду термодинамічної системи та енергії, яка перетворюється в роботу, розрізняють ексергію потоку речовини, ексергію теплоти, ексергію речовини в замкнутому просторі, хімічну ексергію, ексергію випромінювання і т. д.

Для термодинамічної аналізу холодильних установок враховують ексергію потоку речовини (E_x , питому ексергію e_x) та ексергію теплоти (E_{xq} , питому ексергію e_{xq}).

Ексергія потоку речовин характеризується максимальною доступною роботою, здійснюючи потоком в оберненому процесі переходу із стану за параметрами P_1, T_1 в стан з параметрами навколишнього середовища P_{nc}, T_{nc}

Величина питомої (для одиниці масових витрат розходу) ексергії потоку речовин визначається за залежністю:

$$e_x = l_o^{\max} = (i_1 - i_{nc}) - T_{nc} \times (S_1 - S_{nc}), \quad (3.1)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 41 |

де i_1, S_1 - питомі значення ентальпії та ентропії речовини в стані з параметрами P_1, T_1 ;

i_{nc}, S_{nc} - питомі значення ентальпії та ентропії речовини в стані рівноваги з навколишнім середовищем

Рівняння (3.1) відображає можливий шлях оберненого переходу речовини зі стану P_1, T_1 до стану навколишнього середовища P_{nc}, T_{nc} при якому досягається l_o^{\max} : спочатку обернений адіабатний процес до вирівнювання температури речовини з температурою навколишнього середовища, а потім обернений ізотермічний процес при $T_{nc} = \text{const}$. Послідовність двох зазначених процесів дозволяє уникнути втрат через внутрішню та зовнішню не оберненість, пов'язаних з теплообміном при кінцевій різниці температур.

Якщо параметри навколишнього середовища задані та незмінні, то ексергія потоку речовини є функцією стану термодинамічної системи. При цих умовах зміна ексергії потоку речовини в будь-якому термодинамічному процесі не залежить від характеру цього процесу та визначається різницею ексергією в початковому і кінцевому станах:

$$De_x = (i_1 - i_2) - T_{nc} \times (S_1 - S_2). \quad (3.2)$$

Ексергія теплоти заснована на тому, що за рахунок теплоти q , що відбирається від тіла з температурою T , може бути отримана робота за рахунок здійснення прямого циклу. Максимальний ступінь перетворення теплоти при заданій температурі навколишнього середовища може бути досягнута в прямому оберненому циклі Карно, який здійснюється при постійних температурах T та T_{nc} (джерела теплоти та приймача)

Робота циклу в даному випадку, а відповідно й ексергія теплоти визначається за залежністю:

$$e_{xq} = l_{\max} = \eta_t \times q = q \times \left(1 - \frac{T_{nc}}{T}\right). \quad (3.3)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17063 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 42 |

Ексергію теплоти при $T < T_{nc}$ можна трактувати як мінімальну роботу, яку необхідно затратити, щоб відвести в навколишнє середовище теплоту $Q_{від}$ від тіла з температурою T . У даному випадку ексергію теплоти можна умовно назвати "ексергією холоду".

В парокомпресорній холодильній установці ексергія що підводиться є робота компресора: $S e_x^{ex} = l_k$, а відводиться ексергія теплоти $S e_x^{ex} = e_{xq2}$. Різниця між l_k та e_{xq2} дорівнює сумарним втратам ексергії в холодильному циклі. Таким чином, рівняння ексергетичного балансу для парокомпресорної холодильної установки матиме вигляд:

$$l_k = e_{xq2} + S e_{xq} \quad (3.4)$$

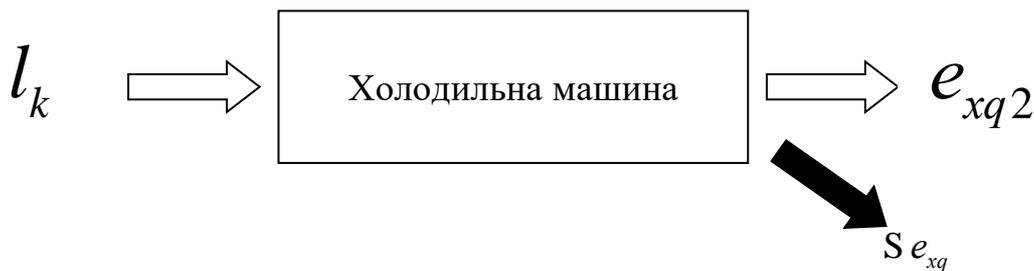


Рис. 10. Схема потоків ексергії в парокомпресорній холодильній установці

3.2. Ексергетичний аналіз циклу

1. Визначаємо питому холодопродуктивність, кДж/кг,

$$q_2 = I_1 - I_4 = 395 - 180 = 215.$$

2. Визначаємо питоме теплове навантаження конденсатора, кДж/кг,

$$q_1 = I_2 - I_4 = 420 - 180 = 240.$$

3. Питома робота, що витрачається на стиснення парів холодоагенту в компресорі, дорівнює питомій роботі, що витрачається за цикл, кДж/кг:

$$l_u = q_1 - q_2 = 240 - 215 = 25$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 43 |

4. Абсолютні значення температур навколишнього середовища та холодильній камері:

$$T_{nc} = t_{nc} + 273 = 0 + 273 = 273^0 K$$

$$T_{хк} = t_{хк} + 273 = - 10 + 273 = 263^0 K$$

5. Питома ексергія теплоти, що відводиться з охолоджувального об'єму, кДж/кг:

$$e_{xq2} = q_2 \times \left(\frac{T_{nc}}{T_{хк}} - 1 \right) = 215 \times \left(\frac{273}{263} - 1 \right) = 8,17.$$

6. Ексергетичний ККД:

$$\eta_{мех} = \frac{e_{xq2}}{l_u} = \frac{8,17}{25} = 0,32.$$

7. Втрати питомої ексергії в компресорі, кДж/кг:

$$e_{xqк} = T_{nc} \times (S_2 - S_1) = 273 \times (1,81 - 1,79) = 5,46.$$

8. Втрати питомої ексергії в конденсаторі, кДж/кг:

$$e_{xqд} = (i_2 - i_3) - T_{nc} \times (S_2 - S_3) = (420 - 180) - 273 \times (1,81 - 0,95) = 5,22$$

9. Втрати питомої ексергії в дросельному вентилі, кДж/кг:

$$e_{xqдр} = T_{nc} \times (S_3 + S_4) = 273 \times (0,96 + 0,95) = 2,73.$$

10. Втрати питомої ексергії в випаровувачі, кДж/кг:

$$e_{xqvт} = (i_1 - i_4) - T_{nc} \times (S_1 - S_4) = (395 - 180) - 273 \times (1,79 - 0,95) = 3,42.$$

11. Сумарні втрати питомої ексергії, кДж/кг:

$$\dot{a} e_{xqi} = e_{xqкм} + e_{xqк} + e_{xqдр} + e_{xqvт} = 5,46 + 5,22 + 2,73 + 3,42 = 16,83.$$

12. З іншого напрямку, кДж/кг:

$$\dot{a} e_{xqi} = l_k - e_{xq2} = 25 - 8,17 = 16,83$$

13. За результатами розрахунків будемо діаграму для парокompресорної холодильної установки за результатами ексергетичного аналізу (див.рис.11)

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | Л01-НТ 17062 КР | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 44 |

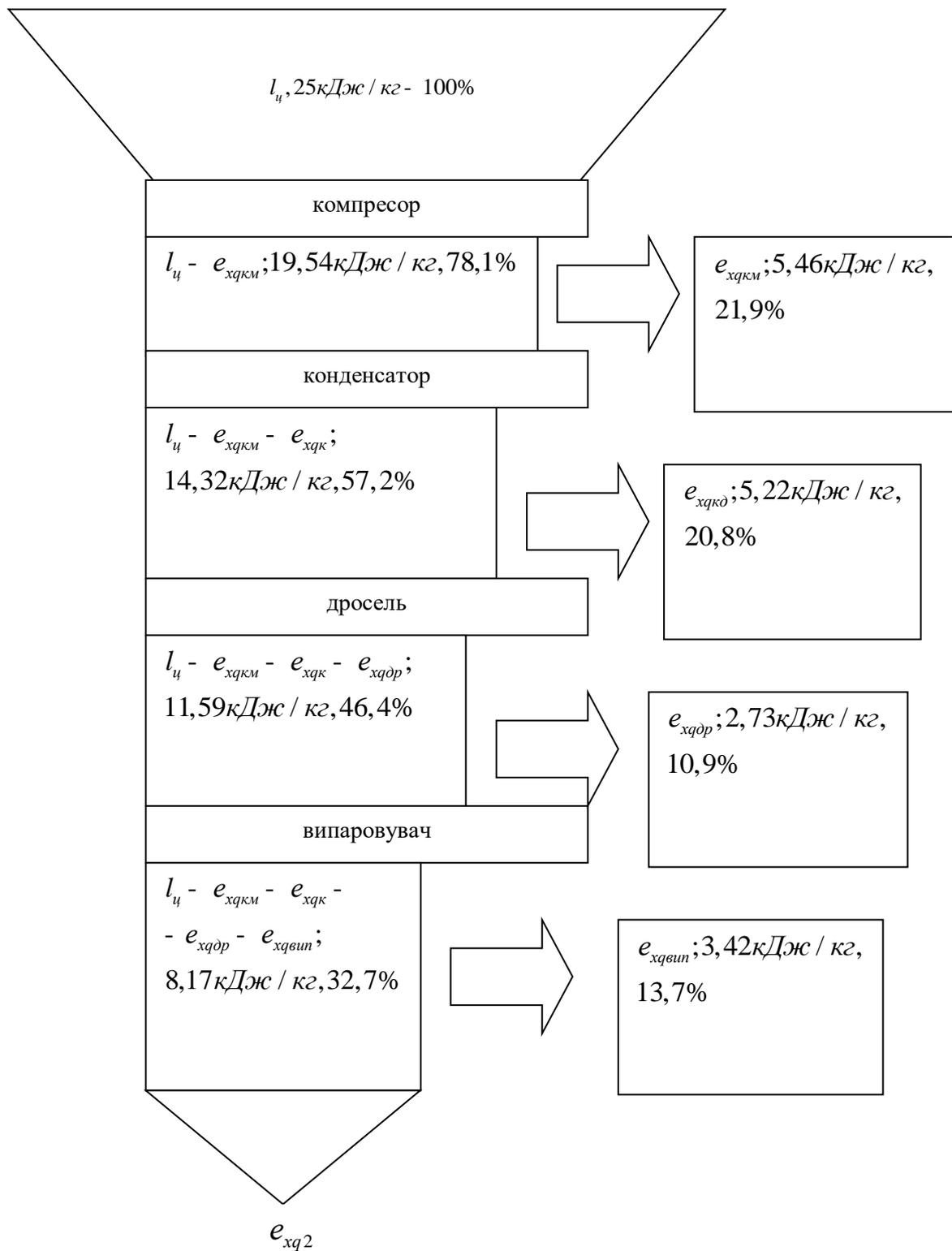


Рис. 11. Діаграма для парокомпресорної холодильної установки за результатами ексергетичного аналізу

ЛІТЕРАТУРА

1. <http://www.eia.doe.gov>

2. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. – 550 с.

<http://www.ruspromholod.ru/assets/files/Lit/holust.pdf>

https://studopedia.com.ua/1_6727_teploviy-ta-konstruktivniy-rozrahunki-kondensatoriv.html

3. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко; КПІ ім. Ігоря Сікорського.– Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.

https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/30248/1/2019BozhenkoMF_NavchPosib.pdf

4. Лебедев П. Д. Теплообмінні, сушильні і холодильні установки: Підручник для студентів технічних вузів / П. Д. Лебедев. - Вид. 2-е, перераб. - М., «Енергія», 1972. - 320 с.

<http://techlib.org/books/lebedev-teploobmennye-sushilnye-i-holodilnye-ustanovki/>

5. МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК Для практичних занять з курсу «Холодильна техніка» для студентів денної та заочної форми навчання/ Вітенько Т.М. - Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – Тернопіль, 2016. – 112 с.

<http://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/123456789/17278/1/praktychniholodylnatehnik.pdf>

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | <i>ДП1-НТ 17062 КР</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 45 |

6. Тітлов, О. С. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості [Текст] : навч. посіб. / Тітлов Олександр Сергійович, Горикін Сергій Федорович. - Львів : «Новий Світ-2000», 2012. - 286 с. : табл., рис. - (Вища освіта в Україні). - Бібліогр.: с. 219. - ISBN 978- 966-418-167-6.

http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2020/Titlov_2012_286.pdf

7. Под редакцией Староверова И.Г. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно – технические устройства. Ч.И Отопление. – М.: Стройиздат, 1990.

8. Щекин Р.В. и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга 1. Отопление и теплоснабжение. – К.: Будивельник, 1976.

9. ДСТУ – Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – Київ. Мінрегіонбуд України, 2011.

10. ДБН В.2.5-67:2015 «Опалення, вентиляція та кондиціонування». – Мінрегіонбуд України, 2013.

11. ДБН В.2.6-31: 2006 «Теплова ізоляція будівель».

ГОСТ 21.002 – 79* /СТ СЭВ С 216 – 81/. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, Рабочие чертежи.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|------------------------|------|
| | | | | | ДП1-НТ 17063 КД | Арк. |
| | | | | | | 46 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |