МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

«____» _____ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**
**на здобуття освітнього ступеня бакалавр**
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Опалення, вентиляція, кондиціювання повітря та штучний холод»

на тему: «Розроблення парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення»

Здобувача групи ХК-01-2 Яременка Дмитра Ігоровича

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Дмитро ЯРЕМЕНКО
(підпис) (Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)

Керівник доцент кафедри ТТФ, доц., к.т.н., Сергій ШАРАПОВ _____
(підпис)

Суми – 2024

ЗМІСТ

с.

Вступ ……. 3

1 Розрахунок теплового навантаження приміщення …….. 17

2 Розрахунок параметрів циклу у вузлових точках ……. 24

3 Розрахунок ефективності циклу ……. 26

4 Розрахунок і підбір апаратів ……... 31

5 Охорона праці ……... 37

Перелік посилань …… 42

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | Б142 07.00.00.00 ПЗ | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | |
| Розроб. | | Яременко | | | Розроблення парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення | Літ. | Арк. 2 / Акрушів 42 |
| Перевір. | | Шарапов | | | | | |
| Реценз. | | | | | | СумДУ, ХК-01-2 | |
| Н. Контр. | | Шарапов | | | | | |
| Затверд. | | Ванєєв | | | | | |

# ВСТУП

Тепловим насосом (ТН) називається технічний пристрій, що реалізує процес перенесення низькотемпературної теплоти, не придатної для прямого використання, на більш високий температурний рівень. За аналогією з водяними насосами, що перекачують воду, теплові насоси «перекачують» теплоту. Іншими словами, ТН є трансформаторами теплоти, в яких робочі тіла здійснюють зворотний термодинамічний цикл, переносячи теплоту з низького температурного рівня на високий. Таким чином, із низькопотенціальної теплоти різного походження (природно відновлювальної теплоти ґрунтових і поверхневих вод, теплоти ґрунту, атмосферного повітря, а також скидної техногенної теплоти технологічних процесів промислових виробництв, стічних вод біологічних та інших очисних споруд) з температурою 0–50 °С виробляється тепло.

Водночас кількість одержуваної корисної теплової енергії середнього потенціалу, за винятком втрат, дорівнює сумі теплових енергій низького й високого потенціалів, що обумовлює енергетичну і, як наслідок, економічну та екологічну ефективність теплових насосів.

На цей час в індустріально розвинених зарубіжних країнах Європи визначилося два основних принципових напрямки в розвитку теплових насосів: парокомпресійні теплові насоси (ПКТН) та абсорбційні теплові насоси (АБТН).

Принцип дії парокомпресійного теплового насоса, схема та цикл якого зображено на рисунках 1 та 2, аналогічний принципу дії холодильної машини [1-4]. У ньому морозильна камера (випарник) забирає тепло з охолоджуваних продуктів. Це тепло й виділяється в приміщення з радіатора (конденсатора). «Перекачуване» тепло кілька разів перевищує витрачену енергію. Так само і ПКТН забирає тепло з природного (вода, ґрунт, повітря) або постійного техногенного джерела низькопотенціальної теплоти і, витрачаючи деяку енергію на свою роботу, перетворює енергію низького потенціалу на теплову енергію середнього потенціалу, придатну для споживачів.

Існують різні варіанти класифікації теплових насосів. ПКТН за агрегатним станом поновлюваного низькотемпературного джерела теплоти (НДТ) і нагрівального середовища поділяють на типи: «вода – вода», «повітря – вода», «повітря – повітря», «вода – повітря»; за типом використовуваного компресорного устаткування – на спіральні, поршневі, гвинтові й турбокомпресорні; за видом приводного двигуна – на електроприводні, або з приводом від теплових двигунів (двигунів внутрішнього згоряння парових, газових або гідравлічних турбін); за видом робочого тіла (хладону) – на низькотемпературні, середньотемпературні та високо-температурні; за ступенем герметичності з'єднання з приводом – на герметичні, безсальникові й сальникові.

За призначенням ПКТН можна поділити на чотири основні категорії [5].

***Теплові насоси лише для опалення***, застосовувані для забезпечення комфортної температури в приміщенні. Існує велике поле діяльності щодо заміни котлів низькотемпературних опалювальних систем на основі підлог, які випромінюють тепло, або стінових панелей на вентиляційно-конвекторні або тепловентиляційні установки з ПКТН. Існуючий адміністративно житловий фонд зазвичай відчуває певні проблеми з димовідведенням і димоходами та проблеми пожежної безпеки в цілому, тому тепловий насос, який в принципі не має таких проблем, уявляється в цих випадках ідеальним варіантом заміни.

***Теплові насоси опалювальні й холодильні***, що застосовуються для кондиціювання приміщень упродовж усього року. Найбільш поширеними є реверсивні агрегати класу «повітря – повітря». Теплові насоси середньої і великої потужності для споруд сфери обслуговування використовують гідравлічні контури для розподілу тепла і холоду, а також можуть забезпечувати обидва робочих режими одночасно.

***Інтегровані системи на основі теплових насосів***, що забезпечують опалення приміщень, охолодження, приготування води гарячого водопостачання (ГВП) й іноді утилізацію повітря, яке відводиться.

***Теплові насоси, призначені виключно для ГВП***. Найчастіше як джерело тепла використовують як зовнішнє повітря, так і скидне вентиляційне повітря.

Теплоджерела на базі теплових насосів бувають як *моновалентні*, так і *бівалентні*.

Моновалентні теплоджерела повністю покривають річну потребу в опаленні й гарячому водопостачанні, включаючи сезонні, «пікові» теплові навантаження.

Теплові насоси з бівалентним теплоджерелом покривають від 50 % до 70 % річної потреби в тепловій енергії, але дозволяють істотно заощадити кошти на створення джерела тепла та отримати значну економію палива або електроенергії (порівняно з електрокотельнями). Пікове теплове навантаження покривається за рахунок додаткових джерел опалення, найчастіше електричних, вугільних, газових або рідкопаливних котлів.

На рисунку 1 наведена принципова схема ПКТН типу «вода – вода» з позначенням основних елементів, а на рисунку 2 зображений спрощений термодинамічний цикл ПКТН у *p* ,*h*-координатах.

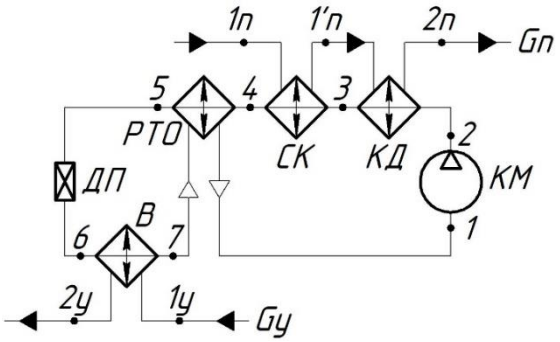



Рисунок 1 – Схема парокомпресійного теплового насоса:
КМ – компресор; КД – конденсатор; СК – субкулер;
РТО – регенеративний теплообмінник;
ДП – дросельний пристрій; В – випарник

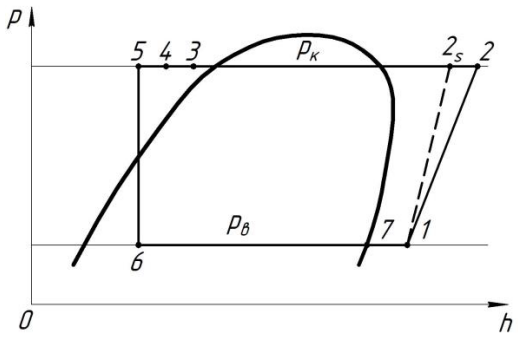



Рисунок 2 – Цикл парокомпресійного теплового насоса
в *p, h*-координатах

Стан робочого тіла після процесів, що відбуваються в основних елементах ПКТН, позначений відповідними цифрами циклу. На відміну від будь-якої іншої парокомпресорної холодильної машини ПКТН типу «вода – вода» має на один апарат більше (інші типи, за деякими винятками, мають ті самі основні апарати, що й холодильні машини). Це переохолоджувач рідкого хладону або субкулер *СК*.

ПКТН працює таким чином: у міжтрубний простір випарника *В* подається низькотемпературна вода, де вона охолоджується за рахунок кипіння (випаровування) в трубному просторі випарника хладону (робочого тіла, яким є низкокиплячі фторхлоровмісні вуглеводні, так звані фреони). Пари хладону з випарника постійно відсмоктуються компресором *КМ* і, проходячи регенеративний теплообмінник *РТО*, підігріваються внаслідок теплообміну з рідким хладоном, який протікає всередині труб теплообмінника. Компресор стискає підігріті пари хладону до тиску конденсації і спрямовує їх у міжтрубний простір конденсатора *КД*. У трубний простір конденсатора подається вода, що нагрівається, і нагрітою надходить до тепломережі. На зовнішній поверхні труб у міжтрубному просторі конденсатора пари хладону охолоджуються і конденсуються, перетворюючись на рідину, яка потім надходить у субкулер, де охолоджується за рахунок теплообміну зі зворотною водою тепломережі. Далі рідкий хладон проходить усередині труб регенеративного теплообмінника,

охолоджуючись додатково за рахунок теплообміну з парами хладону, і дроселюється в регулювальному пристрої *ДП*, знижуючи свій тиск і відповідно температуру до тиску й температури випаровування. Парорідинна суміш, що утворюється внаслідок дроселювання, кипить (випаровується) у випарнику, одержуючи тепло через стінки труб з низькотемпературною водою. Утворювані пари хладону, відсмоктуються компресором, робочий цикл ПКТН замикається.

Таким чином, робоче тіло (хладон) постійно циркулює в замкненому контурі ПКТН, зазнаючи зміни агрегатного стану в його апаратах і переносячи теплоту від поновлюваного низькотемпературного джерела теплоти до споживача теплоти середнього потенціалу за рахунок витрати енергії високого потенціалу в компресорі.

Для успішної конкуренції на світовому ринку енергетичних установок робочий цикл парокомпресійного теплового насоса повинен бути енергетично досконалим, економічно вигідним та екологічно безпечним, тому виділяють енергетичну, економічну та екологічну ефективність ПКТН.

***Енергетична ефективність ПКТН.*** Як було зазначено вище, тепловий насос, як і холодильна машина, реалізує зворотний термодинамічний цикл, переносячи теплоту від менш нагрітого тіла до більш нагрітого за рахунок витрати первинної електричної або теплової енергії відповідно до другого закону термодинаміки. Відношення отриманої споживачем теплової енергії до витраченої (в тепловому еквіваленті) визначає ефективність роботи ТН і має назву коефіцієнта перетворення циклу:

$$COP_{\text{ПКТН}} = \frac{Q_{\text{СК}} + Q_{\text{КД}}}{Q_{\text{КМ}}},$$

де $Q_{\text{СК}} + Q_{\text{КД}}$ – теплота, отримана споживачем із субкулера і конденсатора;

$Q_{\text{КМ}}$ – потужність у тепловому еквіваленті, витрачена на привод компресора.

Величина коефіцієнта перетворення реального зворотного циклу Ренкіна,

що реалізується в ПТН, в основному залежить від температур холодного і гарячого джерел теплоти:

$$COP_{\text{Р}} = COP_{\text{ід}} \cdot \mu,$$

де $COP_{\text{ід}}$ – коефіцієнт перетворення ідеального циклу Карно, здійснюваного в діапазоні температур конденсації $T_к$ і кипіння $T_0$ робочого тіла циклу:

$$COP_{\text{ід}} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_0},$$

$\mu$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, які здійснюються робочим тілом у ПКТН,

$$\mu = \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3 \cdot \mu_4 \cdot \mu_5.$$

Для ПКТН типу «вода – вода»:

$$T_{\text{к}} = 273 + [t_{w2} + (5 - 10)\ ℃],$$

$$T_0 = 273 + [t_{s2} - (2 - 4)\ ℃].$$

Тут $t_{w2}$ і $t_{s2}$ відповідно – температура гарячого джерела теплоти (води, що нагрівається) на виході з конденсатора і температура холодного джерела теплоти (охолоджувальної води) на виході з випарника ПКТН.

Коефіцієнти $\mu_1 - \mu_5$ ураховують незворотні втрати реального циклу відповідно:

– $\mu_1$ – заміну середньотермодинамічної температури відведення теплоти $T_{\text{к}}^{\text{сер}}$ у циклі Ренкіна на температуру конденсації робочого тіла $T_к$;

– $\mu_2$ – втрати в процесі дроселювання;

– $\mu_3$ – зміну значення коефіцієнта перетворення циклу, пов’язану з

перегрівом пари робочого тіла перед стисненням у компресорі в регенеративному теплообміннику;

– $\mu_4$ – втрати від незворотного стиснення в компресорі;

– $\mu_1$ – додаткові витрати потужності компресора на подолання сил тертя з нагнітального та всмоктувального боків компресора.

***Економічна ефективність ПКТН.*** Скорочення витрат на опалення і гаряче водопостачання, зниження залежності від поставок (імпорту) органічного палива в багатьох регіонах, що не мають власних родовищ і джерел палива, є дуже актуальними завданнями.

Порівняно з автономними котельнями, які працюють на органічному паливі, застосування ПКТН може бути виправдане в разі, якщо вартість зекономленого палива (енергії) впродовж 2–4 років перевищує або дорівнює збільшенню неенергетичної частини вироблених річних витрат (капітальних витрат, витрат на обслуговування і ремонт ), які зазвичай вищі під час застосування ПКТН як дорожчих.

Економію палива при зіставленні теплопостачання за допомогою ПКТН і котелень визначають так:

$$\Delta G = G_{\text{к}} \cdot \left(1 - \frac{K_{\text{к}}}{K_{\text{ТН}}}\right),$$

де $G_{\text{к}}$ – витрата палива в котельні, тонн умовного палива (т ум. п, нижча теплотвірна здатність однієї $Q_{\text{н}}$ = 7,0 Гкал);

$K_{\text{к}}$, $K_{\text{ТН}}$ – коефіцієнти використання первинної енергії в котельні і тепловому насосі.

Для котельні

$$K_{\text{к}} = \eta_{\text{к}},$$

де $\eta_{\text{к}}$ – коефіцієнт корисної дії котла.

Для теплового насоса

$$K_{\text{ТН}} = COP_{\text{ПКТН}} \cdot \eta_{\text{ЕД}}(\eta_{\text{ТД}}),$$

де $COP_{\text{ПКТН}}$ – коефіцієнт перетворення циклу ПКТН;

$\eta_{\text{ЕД}}$ – коефіцієнт корисної дії виробництва електроенергії в разі використання ПКТН з електроприводом;

$\eta_{\text{ТД}}$ – коефіцієнт корисної дії в разі використання теплового двигуна (двигун внутрішнього згоряння, парова або газова турбіна).

***Екологічна ефективність ПКТН*** порівняно з традиційними теплоджерелами, що працюють на органічному паливі, визначається енергетичною ефективністю, тобто економією первинних видів палива, завдяки тепловим насосам, за однакової виробленої теплової енергії однакового потенціалу, який задовольняє споживача.

Порівняльна екологічна ефективність ПКТН порівняно з котельнями на твердому, рідкому, газоподібному паливі, а також з електрокотельнями, що споживають електричний струм, вироблений на ТЕЦ, наведена в таблиці 4.1.

Як бачимо з таблиці 1, парокомпресійні теплові насоси з коефіцієнтом перетворення *COP* = 3,0, що відповідає температурі НДТ, яка дорівнює +8 °С, (у разі використання для вироблення електроенергії на ТЕЦ первинних видів палива: вугілля, мазуту топкового, природного газу), порівняно з котельнями на відповідних видах палива мають:

− майже вдвічі менше викидів окислів азоту, сірки, окису і двоокису вуглецю під час роботи на вугіллі;

− більш ніж у півтора рази менше під час роботи на мазуті;

− на 30 % менше під час роботи на природному газі.

Таблиця 1 – Порівняльна таблиця екологічної ефективності теплових насосів порівняно з традиційними котельнями, що працюють на органічному паливі*

| Виробник тепла | Традиційна котельня | | | Електро-котельня | | | Тепловий насос | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | ККД= 0,65 | ККД= 0,80 | ККД= 0,86 | | | | $T_{НДТ}$ = +8 °C *COP* = 3,0 | | | $T_{НДТ}$ = +40 °C *COP* = 6,0 | | |
| Паливо | Вугілля | Мазут | Газ | Вугілля | Мазут | Газ | Вугілля | Мазут | Газ | Вугілля | Мазут | Газ |
| Річна витрата палива (вугілля і мазут – у *тоннах*, газ – у *тис. нм*$^3$) | | | | | | | | | | | | |
| Спалювання | у споживача | | | на віддалених ТЕЦ | | | | | | | | |
| | 586,3 | 351,6 | 374,7 | 1360 | 687 | 808,7 | 453,1 | 229 | 269,6 | 226,6 | 114,5 | 134,8 |
| Сумарні шкідливі викиди оксидів азоту, сірки, вуглецю за рік, *тонн* | | | | | | | | | | | | |
| На місцях виробництва тепла | 16,31 | 9,98 | 2,48 | – | – | – | – | – | – | – | – | – |
| У місцях спалювання палива (зокрема ТЕЦ) | 1743 | 1029 | 667 | 25 | 18 | 5,58 | 8,6 | 6,2 | 1,9 | 4,3 | 3,1 | 0,9 |
| Викиди $CO_2$ («парниковий ефект») за 1 рік, *тонн* | | | | | | | | | | | | |
| В атмосферу Землі | 1 743 | 1 029 | 667 | 2 768 | 1 919 | 1 499 | 922 | 689 | 500 | 461 | 320 | 250 |

*Розрахунки виконані для котелень споживача тепловою потужністю 1,163 *МВт* (1,0 *Гкал/год*), з річним виробленням теплової енергії 2 616 *Гкал*; витрата палива на ТЕЦ – 0,3 *кг* умовного палива на 1 *кВт · год*; теплова здатність: вугілля – 19,5 *МДж/кг*, мазуту – 39,0 *МДж/кг*, природного газу – 33,24 *МДж/м*$^3$

Порівняно з електрокотельнями, які отримують електроенергію від ТЕЦ, тепловий насос з електроприводом, що живиться від тієї самої ТЕЦ, має викиди втричі нижчі. За коефіцієнта перетворення *COP* = 6,0 «наведені» викиди шкідливих газоподібних і твердих продуктів спалювання первинного палива в теплових насосах скорочуються ще вдвічі порівняно з ПКТН, які мають *COP* = 3,0. У теплоджерелах із тепловими насосами і з теплоджерелом з електрокотелень викиди виробляються на віддалених ТЕЦ, які продукують для них електроенергію, на відміну від котелень, в яких забруднення довкілля відбувається в районі їх розміщення, в безпосередній близькості до споживачів теплової енергії.

Необхідно мати на увазі, що системи очищення продуктів спалювання палива на ТЕЦ більш досконалі та підлягають обов'язковому установленню, що не можна стверджувати про малі й середні котельні, в яких вони практично відсутні. На рисунку 3 показане відносне зниження викидів «парникового» вуглекислого газу в ПКТН, які отримують електроенергію від конденсаційної електростанції (КЕС), з різними коефіцієнтами сезонної продуктивності *SEER* (відношення загальної теплової енергії, *кВт · год*, виробленої за сезон, до загальної витраченої за сезон електроенергії в ПКТН, тобто середній за сезон $COP_{сер}$) порівняно з газовими котлами однакової теплової потужності за їх різних ККД.

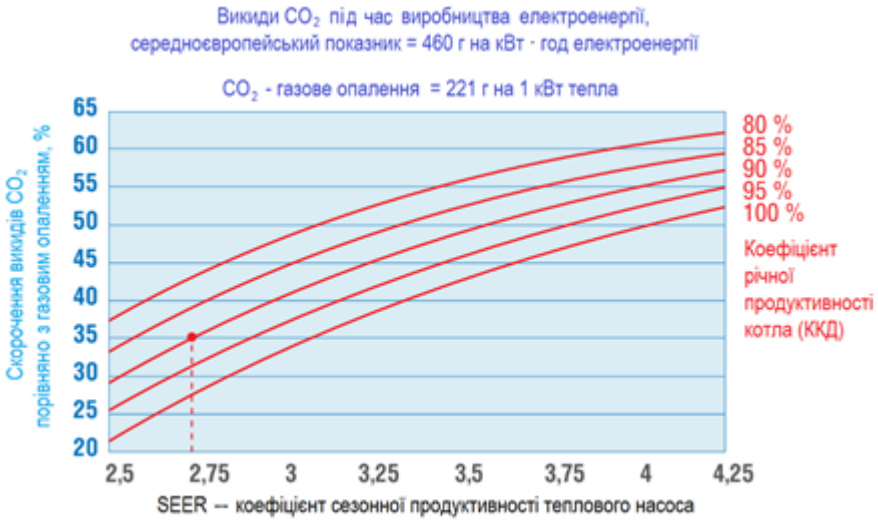



Рисунок 3 – Порівняння електроприводних ПКТН з газовими котлами за викидами $CO_2$

Сучасні ПКТН типу «повітря – повітря» забезпечують *SEER* = 3,0. Теплові насоси типу «вода – вода» і «ґрунт – вода» працюють більш ефективно й у них *SEER* = 4,0.

Для прикладу: ПКТН, що має *SEER* = 2,75, викидає в атмосферу $CO_2$ на 35 % менше, ніж газовий котел із ККД = 90% за однакової сезонної продуктивності.

Тому, метою даної роботи є розрахунок енергоефективної парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення.

Об’єкт – парокомпресійна теплонасосна установка для системи індивідуального опалення.

Предмет – показники ефективності парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення.

Для вирішення поставленої мети потребують вирішення наступні завдання:

1. Виконати розрахунок теплового навантаження приміщення, в якому буде встановлено парокомпресійну теплонасосну установку для системи індивідуального опалення.
2. Виконати розрахунок параметрів циклу парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення.
3. Визначити показники ефективності парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення.
4. Виконати розрахунок і підбір основних апаратів, що входять до складу парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення.

# 1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ПРИМІЩЕННЯ

Схема приміщення, що розглядається, представлена на рис. 1.1.

Розрахунок парокомпресійної теплонасосної установки для системи індивідуального опалення буде проведено для житлового приміщення, схема якого наведена на рис. 1.1. Це типова одноповерхова будівля, яка знаходиться в с. Сад, неподалік м. Суми.

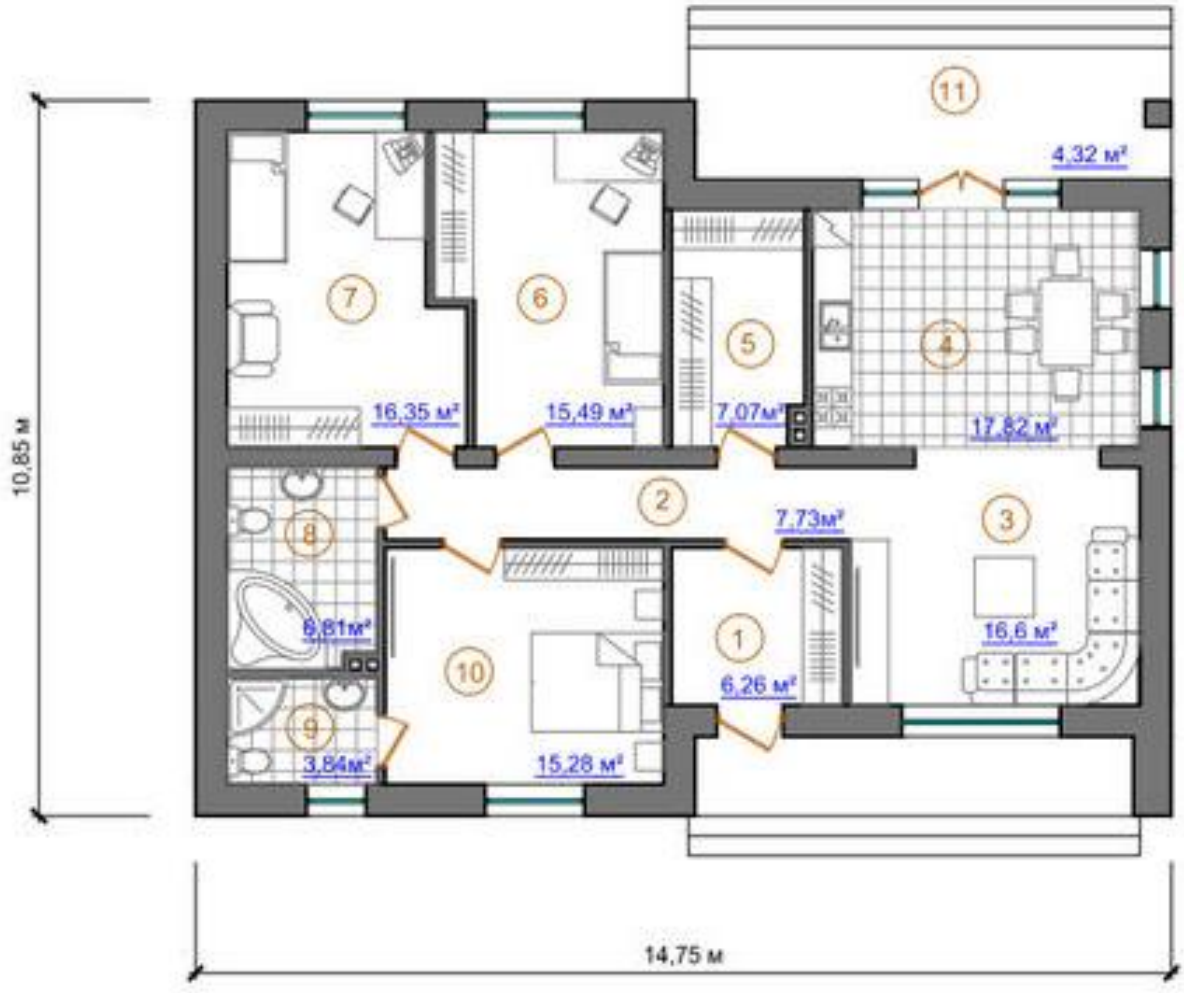



Рисунок 1.1 – Схема приміщення

Географічні координати міського простору наступні: 50°54′43″N 34°48′10″E. Це район, що складається з новобудов, з утепленням зовнішніх стін. Це дозволяє регулювати температуру повітря в приміщенні та створювати комфортні умови для проживання мешканців. Висота будинків складає Н = 4-5 м. Дерева присутні в достатній кількості, але їхня висота майже не перевищує 5-10 м, тобто більшість з них знаходяться вище будівель. В будинках встановлюються вікна 5-ти камерної системи.

Кліматичні умови для досліджуваного об'єкту, за даними місцевого Гідрометцентру наступні: середньосезонна (для пори року зима) температура навколишнього середовища становить -10°С, середньосезонна (для пори року зима) відносна вологість повітря становить 86%, середньорічна швидкість вітру на висоті 100 м становить 3,9 м/с. Крім того, місто відкрите для всіх вітрів, усіх напрямків, що призводить до значної різниці коливань протягом року.

Втрати тепла через огороджувальні конструкції будинку, кВт

$$Q_{ог} = Q_{ст} + Q_{дах} + Q_{під} + Q_{вік} + Q_{дв}, \quad (1.1)$$

де $Q_{ст}$ – втрати тепла через стіни;

$Q_{дах}$ – втрати тепла через дах;

$Q_{під}$ – втрати тепла через підлогу;

$Q_{вікн}$ – втрати тепла через вікна;

$Q_{дв}$ – втрати тепла через двері.

Розглянемо втрати тепла через стіни. Схема поперечного розрізу однієї із стін будинку представлена на рис. 1.2.

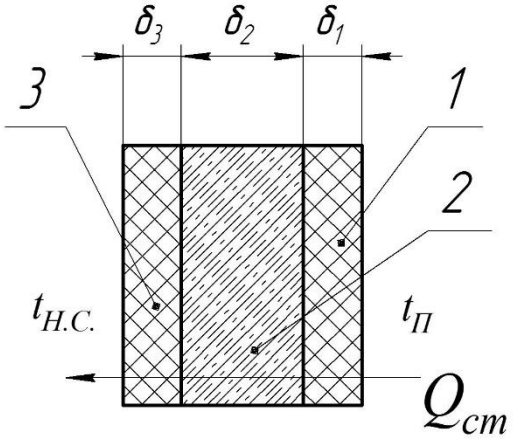



Рис. 1.2 – Розріз стіни:

1 – внутрішній шар штукатурки $\left(\lambda_1 = 0,9\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_1 = 0,020\ м\right)$;

2 – цегляна кладка $\left(\lambda_2 = 0,82\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_2 = 0,380\ м\right)$;

3 – зовнішній шар штукатурки $\left(\lambda_3 = 0,9\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_3 = 0,020\ м\right)$;

Значення коефіцієнтів теплопровідності $\lambda$ вибрані згідно даних, наведених у [6, табл. 3.5, с. 9].

Отже втрати тепла через стіни, кВт

$$Q_{ст} = k_{зов.ст} \cdot \Sigma F_{ст} \cdot \left(t_{П} - t_{Н.С.}\right), \tag{1.2}$$

$$k_{зов.ст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_З} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ВТ}}}$$

де – коефіцієнт теплопередачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$,

тут $\alpha_З,\ \alpha_{ВТ}$, – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для зовнішньої та внутрішньої сторони стін. Згідно [5, табл. 3.4, с. 7]:

$\alpha_З = 23,2\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ та $\alpha_{ВТ} = 8,7\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для стін

$$k_{зов.ст} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 1,5 \ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

У даній роботі згідно рис. 1.1 зовнішніми стінами є чотири стіни товщиною 0,42 м. Площа стін обраховується як різниця повної площі стіни і площі вікон та дверей. Отже маємо

$$F_{зов.ст.1} = H \cdot B - F_{вікн.1} = 3,13 \cdot 5,40 - 2,17 \cdot 1,87 = 12,8 \ м^2;$$

$$F_{зов.ст.2} = H \cdot L - \sum F_{вікн} = 3,13 \cdot 8,60 - \left(1,73 \cdot 1,90 + 2,17 \cdot 1,90 + 2,15 \cdot 1,90\right) = 15,4 \ м^2;$$

$$F_{зов.ст.3} = H \cdot B = 3,13 \cdot 5,40 = 16,9 \ м^2.$$

Розглянемо втрати тепла через внутрішню стіну.

Принципова схема поперечного розрізу внутрішніх стін представлена на рис. 1.2 із уточненнями, а саме товщина цегляної кладки $\delta_2 = 0,120 \ м$, товщина шарів штукатурки $\delta_1 = 0,030 \ м$, $\delta_3 = 0,020 \ м$.

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішньої стіни

$$k_{вн.ст.4} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,03}{0,9} + \frac{0,12}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 2,4 \ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Площа внутрішніх стін

$$F_{вн.ст.4} = H \cdot L - F_{дв} = 3{,}13 \cdot 8{,}60 - 1{,}37 \cdot 2{,}30 = 23{,}8 \ м^2.$$

Загальна втрата тепла через стіни:

$$Q_{ст} = k_{зов.ст} \cdot \Sigma F_{ст.1,2,3} \cdot \left(t_П - t_{Н.С.}\right) + k_{вн.ст.4} \cdot F_{вн.ст.4} \cdot \left(t_П - t_{Н.С.}\right) =$$
$$= \left(20 - \left(-20\right)\right) \cdot \left(1{,}5 \cdot \left(16{,}9 + 15{,}4 + 12{,}8\right) + 2{,}4 \cdot 23{,}8\right) = 4{,}99 \ кВт.$$

Розглянемо втрати тепла через дах. Схема поперечного розрізу даху представлена на рис. 1.3.

Значення коефіцієнтів теплопровідності $\lambda$ вибрані згідно даних, наведених у [6, табл. 3.5, с. 9].

Втрати тепла через дах, кВт

$$Q_{дах} = k_{дах} \cdot F_{дах} \cdot \left(t_П - t_{Н.С.}\right) = k_{дах} \cdot L \cdot B \cdot \left(t_П - t_{Н.С.}\right), \quad (1.3)$$

$$k_{дах} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_З} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ВТ}}}$$ де $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ – коефіцієнт теплопередачі,

тут $\alpha_З$, $\alpha_{ВТ}$, – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для зовнішньої та внутрішньої сторони даху. Згідно [6, табл. 3.4, с. 7]:

$\alpha_З = 23{,}2 \ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ та $\alpha_{ВТ} = 8{,}7 \ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

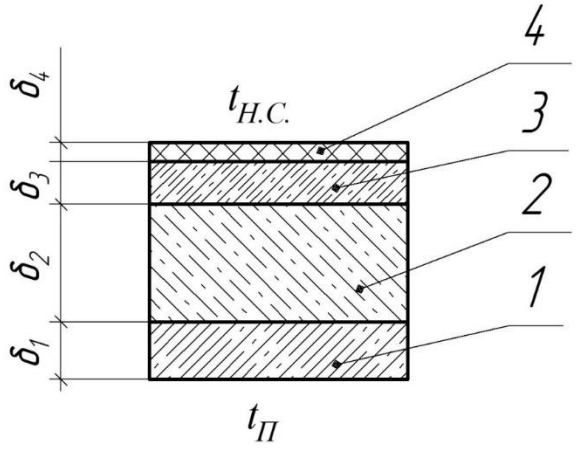



Рис. 1.3 – Розріз даху:

1 – залізобетонна плита $\left(\lambda_1 = 1,5\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_1 = 0,220\ м\right)$;

2 – керамзитовий гравій $\left(\lambda_2 = 0,23\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_2 = 0,400\ м\right)$;

3 – бетонна стяжка $\left(\lambda_3 = 1,2\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_3 = 0,040\ м\right)$;

4 – гідроізоляційне покриття – руберойд $\left(\lambda_4 = 0,18\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_4 = 0,012\ м\right)$.

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для даху

$$k_{дах} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{0,4}{0,23} + \frac{0,04}{1,2} + \frac{0,012}{0,18} + \frac{1}{8,7}} = 0,47\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Втрати тепла через дах

$$Q_{дах} = k_{дах} \cdot L \cdot B \cdot \left(t_П - t_{Н.С.}\right) = 0,47 \cdot 8,6 \cdot 5,4 \cdot \left(20 - \left(-20\right)\right) = 0,87\ кВт.$$

Розглянемо втрати тепла через підлогу. Схема розділення підлоги на сектори представлений на рис. 1.4.

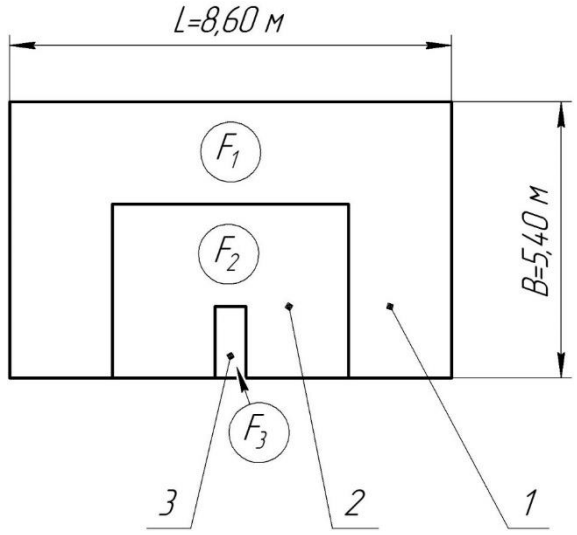



Рисунок 1.4 – Схема розділення підлоги на сектори

Втрати тепла через підлогу, кВт

$$Q_{під} = \sum \left( k_y \cdot F_i \right) \cdot \left( t_П - t_{Н.С.} \right) \cdot m_{під} \tag{1.4}$$

де $k_y$ – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Згідно [7, с. 60] $k_{y1} = 0,47 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, $k_{y2} = 0,23 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, $k_{y3} = 0,12 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

$F_i$ – площа відповідної зони підлоги, $м^2$;

$m_{під}$ – коефіцієнт, $m_{під} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \sum \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)}$,

де $\lambda$ та $\delta$ – товщини та коефіцієнти теплопровідності матеріалів, які складають конструкцію підлоги:

1 – залізобетонна плита $\left( \lambda_1 = 1,5 \frac{Вт}{м \cdot К}, \ \delta_1 = 0,22 \ м \right)$;

2 – керамзитовий гравій $\left(\lambda_2 = 0,23\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_2 = 0,2\ м\right)$;

3 – бетонна стяжка $\left(\lambda_3 = 1,2\ \frac{Вт}{м \cdot К},\ \ \delta_3 = 0,04\ м\right)$;

Таким чином,

$$m_{під} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left(\frac{0,22}{1,5} + \frac{0,2}{0,23} + \frac{0,04}{1,2}\right)} = 0,433.$$

Знаходимо площі секторів підлоги

$$F_1 = 2 \cdot B + 2 \cdot B + 2 \cdot L = 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 8,6 = 38,8\ м^2;$$

$$F_2 = 2 \cdot (L - 4) + 2 \cdot (B - 4) + 2 \cdot (B - 4) =$$
$$= 2 \cdot (8,6 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) = 14,8\ м^2;$$

$$F_3 = (L - 8) \cdot (B - 4) = (8,6 - 8) \cdot (5,4 - 4) = 0,84\ м^2.$$

Площа першої двометрової зони враховується кожного разу за напрямками всіх зовнішніх стін, які складають зовнішній кут [7, с. 60].

Таблиця 1.1 – Геометричні характеристики секторів підлоги

| Сектор *i* | 1 | 2 | 3 |
|---|---|---|---|
| Площа $F_i$, $м^2$ | 38,8 | 14,8 | 0,84 |

$$Q_{під} = (0,47 \cdot 38,8 + 0,23 \cdot 14,8 + 0,12 \cdot 0,84) \cdot (20 - (-20)) \cdot 0,433 = 0,38\ кВт.$$

Визначимо втрати темпла через вікна.

$$Q_{вікн} = k_{вікн} \cdot \sum F_{вікн} \cdot \left(t_{П} - t_{Н.С.}\right) \tag{1.5}$$

де $k_{вікн} = 1,5 \dfrac{Вт}{м^2 \cdot К}$ – середній коефіцієнт теплопередачі через вікна;

$\sum F_{вікн}$ – сумарна площа вікон, $м^2$.

Отже,

$$Q_{вікн} = 1,5 \cdot \left(2,17 \cdot 1,87 + 1,9 \cdot 2,15 + 1,9 \cdot 2,17 + 1,9 \cdot 1,73\right) \cdot \left(20 - \left(-20\right)\right) = 0,93 кВт.$$

Визначимо втрати тепла через двері.

$$Q_{дв} = k_{дв} \cdot F_{дв} \cdot \left(t_{П} - t_{Н.С.}\right) \tag{1.6}$$

де $k_{дв} = 1,35 \dfrac{Вт}{м^2 \cdot К}$ – коефіцієнт теплопередачі через двері;

$F_{дв}$ – площа дверей, $м^2$.

Отже,

$$Q_{дв} = 1,35 \cdot 2,3 \cdot 1,37 \cdot \left(20 - \left(-20\right)\right) = 0,17 кВт.$$

Таким чином, загальні втрати тепла через огороджувальні конструкції будинку

$$Q_{ог} = 4,99 + 0,87 + 0,38 + 0,93 + 0,17 = 7,34 кВт.$$

Втрати тепла з приміщення значно збільшуються при зниженні температури навколишнього середовища, а також при підвищенні рівня температур в опалювальному приміщенні. Подальший розрахунок режимних параметрів ТНУ будемо виконувати для найбільш навантаженого режиму роботи, тобто при температурі навколишнього середовища –20°С і температури в опалюваному приміщенні +20°С.

# 2 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ У ВУЗЛОВИХ ТОЧКАХ

Початкові дані для розрахунку:

- Холодильний агент – R142b;
- Температура води на вході в гріючий контур теплового насоса 20°С;
- Температура води на виході з гріючого контура теплового насоса 55°С;
- Температура середовища, теплота якого утилізується у випарнику, на вході у випарник 15°С;
- Адіабатний ККД компресора 75%.

Розрахунок парокомпресійного теплового насоса проводимо за методикою, викладеною в роботі [1].

Таблиця 2.1 – Параметри у вузлових точках циклу

| R142b | 1 | 2s | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *t*, °С | 15 | 76 | 86 | 60 | 50 | 45 | 5 | 5 |
| *p*, бар | 1,82 | 8,9 | 8,9 | 8,9 | 8,9 | 1,82 | 1,82 | 1,82 |
| *h*, кДж/кг | 648,52 | 690,36 | 700,82 | 493,71 | 468,08 | 460,24 | 460,24 | 644,34 |
| *s*, кДж/(кг·К) | 1,18 | 1,18 | 1,206 | 1,07 | 1,015 | 1,01 | 1,03 | 1,15 |
| ν, $м^3$/кг | 0,13 | – | – | – | – | – | – | – |

Визначаємо питомі теплові навантаження на апарати:

- конденсатор

$$q_К = h_2 - h_3 = 700{,}82 - 493{,}71 = 207{,}11 \frac{кДж}{кг};$$

- випарник

$$q_В = h_7 - h_6 = 644{,}34 - 460{,}24 = 184{,}1 \frac{кДж}{кг};$$

- субкулер

$$q_{\text{СК}} = h_3 - h_4 = 493{,}71 - 468{,}08 = 25{,}63\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

- регенеративний теплообмінник

$$q_{\text{РТО}} = h_1 - h_7 = 648{,}52 - 644{,}34 = 4{,}18\,\frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{\text{Т}} = h_2 - h_4 = 700{,}82 - 468{,}08 = 232{,}74\,\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо масову витрату води:

$$m_x = \frac{\sum Q}{q_{\text{т}}} = \frac{7{,}34}{232{,}74} = 0{,}0315\,\frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо теплові навантаження на апарати:

- конденсатор

$$Q_{\text{К}} = m_x \cdot q_{\text{К}} = 0{,}0315 \cdot 207{,}11 = 6{,}524\ \text{кВт};$$

- випарник

$$Q_{\text{В}} = m_x \cdot q_{\text{В}} = 0{,}0315 \cdot 184{,}1 = 5{,}799\ \text{кВт};$$

- субкулер

$$Q_{\text{СК}} = m_x \cdot q_{\text{СК}} = 0{,}0315 \cdot 25{,}63 = 0{,}807\ \text{кВт};$$

- регенеративний теплообмінник

$$Q_{\text{РТО}} = m_x \cdot q_{\text{РТО}} = 0{,}0315 \cdot 4{,}18 = 0{,}132\ \text{кВт}.$$

Визначаємо питому роботу компресора:

$$l_{\text{к}} = \frac{l_s}{\eta_{\text{к}}} = \frac{690{,}36 - 648{,}52}{0{,}75} = 55{,}787\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо потужність компресора:

$$N_{\text{к}} = m_x \cdot l_{\text{к}} = 0{,}0315 \cdot 55{,}787 = 1{,}757\ \text{кВт}.$$

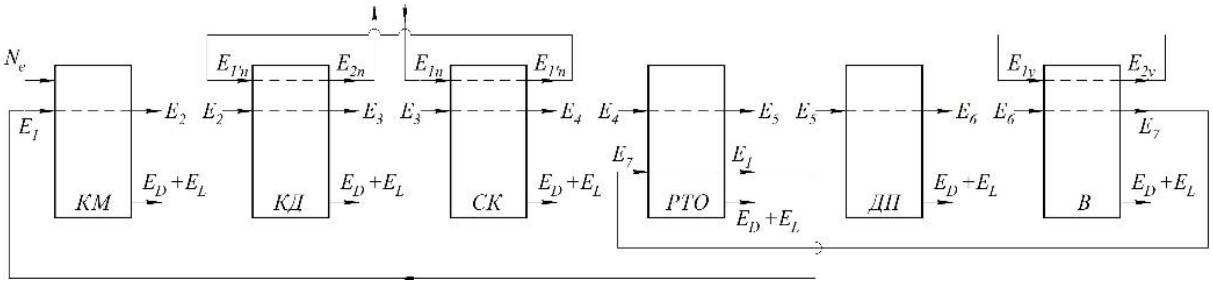
# 3 РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛУ

Для визначення енергоефективності циклу використаємо поняття «коефіцієнта перетворення циклу» COP і визначимо його з формули:

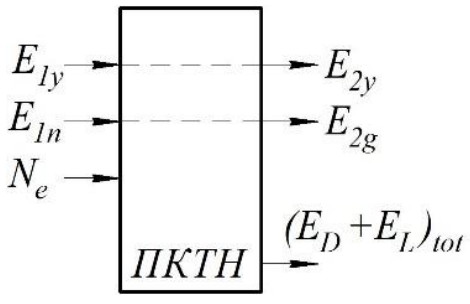
$$\mathrm{COP_{ТНУ}} = \frac{\sum Q}{N_к} = \frac{7{,}34}{1{,}757} = 4{,}178.$$

Для визначення ексергетичної ефективності теплонасосної установки, скористаємося ексергетичним методом оцінювання ефективності термомеханічних систем. Для цього проведемо розрахунок за методикою, викладеною в роботі [3].

Спочатку побудуємо схему ексергетичних перетворень, яка зображено на рис. 3.1.




а)




б)

Рисунок 3.1 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у парокомпресійному тепловому насосі: а) за компонентами; б) для системи в цілому

Ексергетичні перетворення в компонентах системи виражають такими формулами:

– компресор:

$$E_F = N_e = \frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{мех}},$$

$$E_P = E_2 - E_1 = \dot{m}_a \cdot (e_2 - e_1) = \dot{m}_a \cdot \left[ (h_2 - h_1) - T_\partial \cdot (s_2 - s_1) \right];$$

– конденсатор:

$$E_F = E_2 - E_3 = \dot{m}_a \cdot (e_2 - e_3) = \dot{m}_a \cdot \left[ (h_2 - h_3) - T_\partial \cdot (s_2 - s_3) \right],$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1'n} = G_n \cdot (e_{2n} - e_{1'n});$$

– субкулер:

$$E_F = E_3 - E_4 = \dot{m}_a \cdot (e_3 - e_4) = \dot{m}_a \cdot \left[ (h_3 - h_4) - T_\partial \cdot (s_3 - s_4) \right],$$

$$E_P = E_{1'n} - E_{1n} = G_n \cdot (e_{1'n} - e_{1n});$$

– регенеративний теплообмінник:

$$E_F = E_4 - E_5 = \dot{m}_a \cdot (e_4 - e_5) = \dot{m}_a \cdot \left[ (h_4 - h_5) - T_\partial \cdot (s_4 - s_5) \right],$$

$$E_P = E_1 - E_7 = \dot{m}_a \cdot (e_1 - e_7) = \dot{m}_a \cdot \left[ (h_1 - h_7) - T_\partial \cdot (s_1 - s_7) \right];$$

– дросельний пристрій:

$$E_F = E_5 = \dot{m}_a \cdot e_5 = \dot{m}_a \cdot \left[ \left( h_5 - h_{н.с} \right) - T_д \cdot \left( s_5 - s_{н.с} \right) \right],$$

$$E_P = E_6 = \dot{m}_a \cdot e_6 = \dot{m}_a \cdot \left[ \left( h_6 - h_{н.с} \right) - T_д \cdot \left( s_6 - s_{н.с} \right) \right];$$

– випарник:

$$E_F = E_{1y} - E_{2y} = G_y \cdot \left( e_{1y} - e_{2y} \right),$$

$$E_P = E_7 - E_6 = \dot{m}_a \cdot \left( e_7 - e_6 \right) = \dot{m}_a \cdot \left[ \left( h_7 - h_6 \right) - T_д \cdot \left( s_7 - s_6 \right) \right].$$

Ексергетичну ефективність компонентів системи визначають за формулами (для розрахунку беруть $P_д < P_в$, $T_д < T_в$):

– компресор:

$$\varepsilon_{ex}^{КМ} = \frac{\left( h_2 - h_1 \right) - T_д \cdot \left( s_2 - s_1 \right)}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{мех};$$

$$\varepsilon_{ex}^{КМ} = \frac{\left( 700,82 - 648,52 \right) - 273 \cdot \left( 1,206 - 1,18 \right)}{700,82 - 648,52} \cdot 0,98 = 0,809;$$

– конденсатор (середовище, що нагрівається, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{КД} = \frac{G_n}{\dot{m}_a} \cdot \frac{\tilde{c}_n \cdot \left( T_{2n} - T_{1'n} \right) + \dfrac{p_{2n} - p_{1'n}}{\rho_n} - T_д \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln \dfrac{T_{2n}}{T_{1'n}}}{\left( h_2 - h_3 \right) - T_д \cdot \left( s_2 - s_3 \right)};$$

$$\varepsilon_{ex}^{КД} = \frac{0,284}{0,315} \cdot \frac{4,217 \cdot (40-20) + \frac{1,008-1,005}{997,5} - 273 \cdot 4,217 \cdot \ln\frac{313}{293}}{(700,82-493,71) - 273 \cdot (1,206-1,07)} = 0,716;$$

– субкулер (середовище, що нагрівається, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{СК} = \frac{G_n}{\dot{m}_a} \cdot \frac{\tilde{c}_n \cdot (T_{1'n} - T_{1n}) + \frac{p_{1'n} - p_{1n}}{\rho_n} - T_\partial \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln\frac{T_{1'n}}{T_{1n}}}{(h_3 - h_4) - T_\partial \cdot (s_3 - s_4)};$$

$$\varepsilon_{ex}^{СК} = \frac{0,284}{0,315} \cdot \frac{4,218 \cdot (55-40) + \frac{1,009-1,008}{998,2} - 273 \cdot 4,218 \cdot \ln\frac{333}{313}}{(493,71-468,08) - 273 \cdot (1,07-1,015)} = 0,803;$$

– регенеративний теплообмінник:

$$\varepsilon_{ex}^{РТО} = \frac{(h_1 - h_7) - T_\partial \cdot (s_1 - s_7)}{(h_4 - h_5) - T_\partial \cdot (s_4 - s_5)};$$

$$\varepsilon_{ex}^{РТО} = \frac{(648,52-644,34) - 273 \cdot (1,18-1,15)}{(468,08-460,24) - 273 \cdot (1,015-1,01)} = 0,619;$$

– дросельний пристрій:

$$\varepsilon_{ex}^{ДП} = \frac{(h_6 - h_{о.с.}) - T_\partial \cdot (s_6 - s_{н.с})}{(h_5 - h_{о.с.}) - T_\partial \cdot (s_5 - s_{н.с})};$$

$$\varepsilon_{ex}^{ДП} = \frac{(460,24-402,1) - 273 \cdot (1,03-1,005)}{(460,24-4,021) - 273 \cdot (1,01-1,005)} = 0,905;$$

– випарник (середовище, теплота якого утилізується, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{B} = \frac{\dot{m}_a}{G_n} \cdot \frac{\left(h_7 - h_6\right) - T_\partial \cdot \left(s_7 - s_6\right)}{\tilde{c}_y \cdot \left(T_{1y} - T_{2y}\right) + \dfrac{p_{1y} - p_{2y}}{\rho_n} - T_\partial \cdot \tilde{c}_y \cdot \ln \dfrac{T_{1y}}{T_{2y}}}.$$

$$\varepsilon_{ex}^{B} = \frac{0,315}{0,503} \cdot \frac{\left(644,34 - 460,24\right) - 273 \cdot \left(1,15 - 1,03\right)}{1,005 \cdot \left(15 - 10\right) + \dfrac{1,006 - 1,005}{996,4} - 273 \cdot 1,005 \cdot \ln \dfrac{283}{288}} = 0,743.$$

Для системи в цілому ексергетичні перетворення записують таким чином:

$$E_F = N_e + \left(E_{1y} - E_{2y}\right) = N_e + G_y \cdot \left(e_{1y} - e_{2y}\right) = N_e + G_y \cdot \left(h_7 - h_6\right) - T_\partial \cdot \left(s_7 - s_6\right),$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1n} = G_n \cdot \left(e_{2n} - e_{1n}\right) = G_n \cdot \left( \tilde{c}_n \cdot \left(T_{2n} - T_{1n}\right) + \frac{p_{2n} - p_{1n}}{\rho_n} - T_\partial \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln \frac{T_{2n}}{T_{1n}} \right).$$

$$\varepsilon_{ex}^{SYS} = \frac{\left( \tilde{c}_n \cdot \left(T_{2n} - T_{1n}\right) + \dfrac{p_{2n} - p_{1n}}{\rho_n} - T_\partial \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln \dfrac{T_{2n}}{T_{1n}} \right)}{N_e + G_y \cdot \left(h_7 - h_6\right) - T_\partial \cdot \left(s_7 - s_6\right)}$$

$$\varepsilon_{ex}^{SYS} = \frac{0,284 \cdot \left( 4,218 \cdot \left(55 - 20\right) + \dfrac{1,009 - 1,005}{997,9} - 273 \cdot 4,218 \cdot \ln \dfrac{333}{293} \right)}{1,757 + 0,503 \cdot \left( \left(644,34 - 460,24\right) - 273 \cdot \left(1,15 - 1,03\right) \right)} = 0,579$$

# 4 РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР АПАРАТІВ

## 4.1 Підбір випарника

- коефіцієнт теплопередачі апарату:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_s} + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\delta_i}{\lambda_i}\right) + \frac{1}{a_w}},$$

де $a_s = 10000$ Вт/(м$^2$·К),

$a_w = 1000$ Вт/(м$^2$·К),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{10000} + \frac{1}{1000}} = 909{,}1\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

- середній логарифмічний температурний тиск

$$\Delta t = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln\left(\frac{t_{w1} - t_0}{t_{w2} - t_0}\right)},$$

$$\Delta t = \frac{15 - 10}{\ln\left(\frac{15 - (-5)}{10 - (-5)}\right)} = 17{,}38\ ℃.$$

- необхідна площа теплообмінної поверхні

$$F = \frac{Q_\text{В}}{k \cdot \Delta t},$$

$$F = \frac{5{,}799 \cdot 10^3}{909{,}1 \cdot 17{,}38} = 0{,}367\ \text{м}^2.$$

Вибираємо випарник DALGAKIRAN ECH-8 витрата води:1,5 м$^3$/год; витрата тиску 1,1 кПа; об’єм газу 3 дм$^3$; об’єм води 7,1 дм$^3$; вага 42 кг (рис. 4.1).

Рисунок 4.1 – Випарник DALGAKIRAN ECH-8

4.2 Підбір конденсатора

- коефіцієнт теплопередачі апарату:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_в} + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\delta_i}{\lambda_i}\right) + \frac{1}{a_s}},$$

де $a_в = 1000$ Вт/(м$^2$·К),

$a_s = 10000$ Вт/(м$^2$·К),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1000} + \frac{1}{10000}} = 909{,}1\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

- середній логарифмічний температурний тиск

$$\Delta t = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln\left(\frac{t_к - t_{в1}}{t_к - t_{в2}}\right)},$$

$$\Delta t = \frac{40 - 20}{\ln\left(\frac{60 - 20}{60 - 40}\right)} = 28{,}85\ ℃.$$

- необхідна площа теплообмінної поверхні

$$F = \frac{Q_К}{k \cdot \Delta t},$$

$$F = \frac{6{,}524 \cdot 10^3}{909{,}1 \cdot 28{,}85} = 0{,}249\ м^2.$$

Вибираємо конденсатор DALGAKIRAN ESK-10 витрата води:1,8 м$^3$/год; витрата тиску 0,54 кПа; об'єм газу 8,2 дм$^3$; об'єм води 1,9 дм$^3$; вага 48 кг (рис. 4.2).

Рисунок 4.2 – Конденсатор DALGAKIRAN ESK-10

4.3 Підбір регенеративного теплообмінника

- коефіцієнт теплопередачі апарату:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\delta_i}{\lambda_i}\right) + \frac{1}{a_п}},$$

де $a_w = 1000$ Вт/(м$^2$·К),

$a_п = 10000$ Вт/(м$^2$·К),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1000} + \frac{1}{50}} = 47{,}6 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

- середній логарифмічний температурний тиск

$$\Delta t = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln\left(\frac{t_к - t_{в1}}{t_к - t_{в2}}\right)},$$

$$\Delta t = \frac{55 - 40}{\ln\left(\frac{50 - 40}{60 - 55}\right)} = 21{,}64 \text{ ℃}.$$

- необхідна площа теплообмінної поверхні

$$F = \frac{Q_{РТО}}{k \cdot \Delta t},$$

$$F = \frac{0{,}132 \cdot 10^3}{47{,}6 \cdot 21{,}64} = 0{,}128 \text{ м}^2.$$

Вибираємо регенеративний теплообмінник Enfusion Danfoss B3-018 площа теплообмінника 0,018 м$^2$; розрахункова температура -196/200◦С; Стандартний розрахунковий тиск 30 бар.(рис. 4.3).

Рисунок 4.3 – Регенеративний теплообмінник Danfoss

4.4 Підбір компресора

Вибираємо спіральний компресор виробництва фірми Danfoss 121L8431 потужністю 1,773 кВт, частотою обертання 2900 об/хв, потужністю охолодження 5,757 кВт, потужністю нагрівання 7,413 кВт, COP охолодження 3,25, COP нагрівання 4,18.

Рисунок 4.4 – Спіральний компресор Danfoss 121L8431

# 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

## 5.1 Загальні положення

Інструкція з охорони праці при експлуатації теплонасосного обладнання розроблена відповідно до Закону України «Про охорону праці» (Постанова ВР України від 14.10.1992 № 2694-XII) в редакції від 20.01.2018р, на основі «Положення про розробку інструкцій з охорони праці», затвердженого Наказом Комітету по нагляду за охороною праці Міністерства праці та соціальної політики України від 29 січня 1998 року № 9 в редакції від 1 вересня 2017 року [7].

Самостійно експлуатувати теплонасосне обладнання дозволяється особам не молодше 18 років, які пройшли інструктаж з охорони праці, пожежної безпеки, навчання та перевірку знань з електробезпеки для роботи на електроустаткуванні під напругою до 1000 В, з групою допуску по електробезпеці I, при відсутності будь-яких протипоказань за станом здоров'я.

Працівник повинен мати особисту медичну книжку встановленого зразка, до якої внесено результати медичних обстежень та лабораторних досліджень, відомості про щеплення, перенесені інфекційні захворювання та про проходження професійної гігієнічної підготовки та атестації, допуск до роботи.

Робітники, які обслуговують теплонасосне обладнання у своїй діяльності зобов'язані:

впевнено знати і якісно виконувати свої посадові обов'язки, вимоги охорони праці, пожежної та електробезпеки;

вчасно проходити інструктаж з охорони праці, а також інструктаж з охорони праці при експлуатації теплонасосного обладнання;

дотримуватися загальних правил електробезпеки при використанні електроприладів;

дотримуватися правил внутрішнього трудового розпорядку;

виконувати всі вимоги особистої гігієни, використовувати спецодяг, засоби індивідуального захисту, підтримувати чистоту на робочому місці.

З метою уникнення травмування і ураження електрострумом до роботи з обслуговування теплонасосного обладнання допускають осіб, які добре знають пристрій і правила безпечної експлуатації, пройшли інструктаж з охорони праці.

Головним небезпечним фактором при обслуговуванні теплонасосного обладнання є ураження електричним струмом.

При виникненні нещасного випадку потерпілий або очевидець події повинен обов'язково доповісти про це керівнику, а потерпілому надати першу допомогу, якщо буде потрібно викликати лікаря, швидку медичну допомогу або доставити потерпілого в медичний заклад.

Особа, яка допустила невиконання чи будь-яке порушення інструкції з охорони праці при експлуатації теплонасосного обладнання, притягується до дисциплінарної відповідальності згідно зі Статутом, трудовим договором, правилами внутрішнього трудового розпорядку і, якщо буде потрібно, проходить позачергову перевірку знань норм і правил охорони праці.

## 5.2 Вимоги безпеки перед початком роботи

Перед тим як почати роботу з теплонасосним обладнанням слід надіти робочий одяг, при необхідності скористатися захисними засобами.

Робоче місце повинно добре освітлюватися.

Перед включенням в роботу теплового насоса, слід:

помити тепловий насос з зовнішньої теплим мильно-содовим розчином, після чого чистою водою, насухо протерти м'якою тканиною;

не застосовувати для миття теплового насоса абразивні пасти, порошки і миючі засоби, в складі яких знаходяться кислоти, розчинники, а також засоби для миття посуду;

перед підключенням до електромережі теплового насоса необхідно провести огляд на відсутність порушення ізоляції мережевого шнура,

пошкоджень штепсельних розеток і вилки, замикання струмоведучих частин на корпус теплового насоса, будь-які виявлені пошкодження та недоліки повинні усунутися механіком сервісної служби.

При установці теплового насоса слід залишати простір між стінами і тепловим насосом для вільної циркуляції повітря не менше 5см.

Тепловий насос встановлюють у сухому, добре провітрюваному приміщенні, в місці, захищеному від прямих сонячних променів, на відстані не менше 0,5 м від нагрівальних приладів [7].

## 5.3 Вимоги безпеки під час роботи

Навантажувати тепловий насос можна не раніше, ніж через 1 годину після часу включення його в електричну мережу.

Розміщувати, зберігати, заморожувати продукти відповідно до рекомендацій інструкції по використанню холодильника (холодильної шафи, камери).

Якщо під час роботи в морозильній камері з'явився щільний сніговий наліт, який перевищує 3 мм, якщо його не можливо видалити дерев'яною або пластмасовою лопаткою, що входить до складу комплекту поставки, то холодильник необхідно вимкнути для розморожування і прибирання. Великий сніговий покрив створює перешкоду доступу холоду до продуктів, збільшуючи час охолодження і знижуючи якість продуктів, збільшує витрату електроенергії. Не користуватися для видалення снігового нальоту металевими предметами.

Розморожування холодильної камери відбувається автоматично — у ході роботи на задній стінці камери утворюється іній, який після відключення компресора перетворюється в краплі води. Утворена вода стікає в потік зливу, по трубці потрапляє в посудину на компресорі і випаровується. Слід періодично контролювати, щоб вода безперешкодно стікала в посудину.

Під час роботи холодильника можуть бути чутні:

клацання від спрацьовування датчиків реле температури;

дзюрчання холодоагенту, що циркулює по трубках;

слабкі потріскування при замерзанні крапель води на задній стінці холодильної камери. Зазначені звуки носять функціональний характер і ніяк не впливають на роботу холодильника.

З метою збереження аромату, кольору, вологи і свіжості продуктів, слід зберігати їх в упаковці або в щільно закритій тарі.

Рекомендується не менше двох разів на рік проводити прибирання задньої частини холодильного обладнання від пилу пилососом.

Не рекомендовано завантажувати камеру продуктами з температурою вище температури навколишнього середовища, тому що це порушує нормальну роботу холодильної машини і призводить до підвищення витрат електроенергії.

У ході експлуатації або під час прибирання холодильника, а також прибирання приміщення слід уникати попадання вологи на компресор, пускозахисне реле, клемну колодку.

Не складати біля холодильника готову продукцію, тару, сміття, папір і т. п.

Вимикати холодильник з електромережі, витягаючи вилку з розетки, необхідно в наступних випадках:

при перестановці його на інше місце;

перед миттям підлоги під ним;

під час розморожування і прибирання холодильника;

перед заміною лампи освітлення холодильної камери;

під час перепадів і відключення напруги в електричній мережі;

перед проведенням робіт з усунення несправностей;

під час виконання робіт з обслуговування холодильника [7].

## 5.4 Вимоги безпеки після закінчення роботи

Прибрати весь інвентар, обладнання в спеціально передбачене для нього місце.

Очистити робоче місце від сміття, відходів.

Зняти спецодяг та інші засоби індивідуального захисту.

Добре вимити обличчя, руки з милом.

Відключити освітлення. Закрити приміщення.

Про будь-які виявлені недоліки в роботі холодильного обладнання повідомити свого безпосереднього керівника [8].

## 5.5 Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

Якщо з'явилися несправності в роботі холодильника (іскріння і т.ін.) негайно відключити його від електромережі і доповісти про це керівнику і електрику.

В разі загоряння холодильника необхідно відключити його від електромережі, евакуювати людей з приміщення, провести гасіння обладнання первинними засобами пожежогасіння, повідомити про інцидент своєму керівникові.

У випадку ураження електрострумом надати потерпілому першу допомогу, якщо відсутнє дихання і пульс провести штучне дихання і непрямий масаж серця до відновлення дихання і пульсу, викликати медсестру або транспортувати потерпілого в медичний кабінет установи, при необхідності викликати швидку медичну допомогу, доповісти керівнику.

При травмуванні надати першу допомогу потерпілому, викликати медсестру або транспортувати потерпілого в медичний кабінет установи, при необхідності викликати швидку медичну допомогу, доповісти керівнику.

У разі попадання в очі миючих і дезінфікуючих засобів, під час миття холодильника, ретельно промити очі водою і звернутися до медсестри. При подразненні шкіри рук добре помити їх з милом і нанести крем [8].

# ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ


1. Арсеньєв, В.М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку [Текст]: навч. посіб. / В.М. Арсеньєв, С.С. Мелейчук. - Суми: СумДУ, 2018. - 364 с.

2. Арсеньєв В.М. Теплонансосна технологія енергозбереження: навчальний посібник/ В.М. Арсеньєв.-Суми:СумДУ, 2011.-283 с.

3. Арсеньєв, В. М. Методи термодинамічного аналізу термомеханічних систем: основи теорії, приклади та завдання : підручник / В. М. Арсеньєв, С. О. Шарапов. — Суми : СумДУ, 2022. — 322 с.

4. Чумак І. Г., Чепуренко В. П., Лар'яновський С. Ю. Холодильні установки. – Одеса: Пальміра, 2006. – 550 с.

5. Шарапов С. О. Енергозбереження в компресорних системах [Текст]: навч. посіб. / С.О. Шарапов. — Суми: СумДУ, 2020. — 147 с.

6. Методичні вказівки до виконання індивідуальної розрахункової роботи «Визначення товщини ізоляції і теплоприпливів через огорожу»/ укладач В. М. Арсеньєв. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 14 с.

7. Мелейчук, С. С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і теплонасосних установок [Текст] : навч. посіб. / С. С. Мелейчук, В. М. Арсеньєв. — Суми : СумДУ, 2011. — 183 с.

8. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : підручник / В. В. Сокуренко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник та ін. ; за ред. В. В. Сокуренка. — Харків : Харківський нац. ун-т внутр. справ, 2021. — 308 с.