

Міністерство освіти і науки України  
Одеський національний технологічний університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка малої холодильної системи на  
вуглеводнях

Здобувача Бондаренко О.О.

2 курсу ХМ-161МН групи

Керівник к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 28.05.2026 р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«20» листопада 2025 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Бондаренко Олег Олександрович

1. Тема роботи Дослідження та розробка малої холодильної системи на вуглеводнях

Затверджена наказом ОНТУ від 30.01.2025 р. наказ № 51-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Продуктивність АГЗК - 5000 л/добу; склад LPG - 70% C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> / 30% C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>; тиск у резервуарі - 1,2 МПа; температура кипіння R290 -10°C; температура конденсації R290 +45°C; холодоагент - R290 (пропан).

4. Перелік питань, які потрібно розробити

1. Аналіз об'єкту та огляд літератури з теми реконденсації парів LPG на АГЗК

2. Розрахунок теплового навантаження реконденсатора для підземного та надземного варіантів розташування резервуару

3. Термодинамічний розрахунок циклу холодильної машини на R290

4. Підбір обладнання холодильної установки (компресор, конденсатор, РГТН, реконденсатор, ресивер)

5. Порівняльний аналіз варіантів розташування резервуару та альтернативних холодоагентів (R600a, R1270, R152a)

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Презентація в PowerPoint

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	11.05.2026	15.05.2026
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	20.05.2026

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 20.11.2025 р.

Керівник \_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Бондаренко О.О.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	виконано
2	Вступ	20.11-20.12.2025	виконано
3	Розділ 1. Теоретична частина	10.01-25.02.2026	виконано
4	Розділ 2. Розрахунок теплового навантаження	26.02-20.04.2026	виконано
5	Розділ 3-4. Термодинамічний розрахунок та підбір обладнання	20.04-27.04.2026	виконано
6	Розділ 5. Порівняльний аналіз	27.04-10.05.2026	виконано
7	Розділ 6. Економічна частина	11.05-15.05.2026	виконано
8	Розділ 7. Охорона праці	18.05-20.05.2026	виконано
9	Висновки та список джерел	20.05-21.05.2026	виконано
10	Підготовка презентації та доповіді	22.05-24.05.2026	виконано
11	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	25.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Бондаренко О.О.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

*Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.*

*Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.*

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Бондаренко Олег Олександрович \_\_\_\_\_

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота: «Дослідження та розробка малої холодильної системи на вуглеводнях»

У роботі виконано:

- Аналіз об'єкту та обґрунтування необхідності реконденсації парів LPG на АГЗК
- Обґрунтування вибору природного холодоагенту R290 як альтернативи синтетичним хладагентам
- Розрахунок теплового навантаження реконденсатора для підземного ( $Q_0 = 2,94$  кВт) та надземного ( $Q_0 = 6,39$  кВт) варіантів
- Розрахунок та підбір основного обладнання: компресор, конденсатор Güntner GCHC PD, регенеративний теплообмінник SWEP B5TH, лінійний ресивер Frigomec VT-8,5
- Розрахунок та підбір реконденсатора
- Порівняльний аналіз варіантів розташування резервуару та альтернативних холодоагентів (R600a, R1270, R513A)

**Результати роботи** - обґрунтовано доцільність підземного розташування резервуару як енергетично ефективнішого варіанту (потужність компресора 1,71 кВт проти 3,35 кВт для надземного). Підтверджено оптимальність R290 як холодоагенту для систем реконденсації LPG з точки зору термодинамічної ефективності, екологічних показників ( $GWP = 3$ ) та сумісності з компонентами LPG.

**Ключові слова:** АГЗК – LPG – R290.

## ABSTRACT

Master's Thesis: "*Research and development of a small hydrocarbon-based refrigeration system*"

This thesis covers:

- *Analysis of the facility and justification of the need for LPG vapor recondensation at a gas processing plant*
- *Justification for selecting the natural refrigerant R290 as an alternative to synthetic refrigerants*
- *Calculation of the heat load of the recondenser for underground ( $Q_0 = 2.94$  kW) and aboveground ( $Q_0 = 6.39$  kW) configurations*
- *Calculation and selection of main equipment: compressor, Güntner GCHC PD condenser, SWEP B5TH regenerative heat exchanger, Frigomec VT-8.5 linear receiver*
- *Calculation and selection of the recondenser*
- *Comparative analysis of tank location options and alternative refrigerants (R600a, R1270, R513A)*

Results: The feasibility of an underground tank location was substantiated as the more energy-efficient option (compressor power of 1.71 kW versus 3.35 kW for an above-ground tank). The suitability of R290 as a refrigerant for LPG recondensation systems was confirmed in terms of thermodynamic efficiency, environmental performance (GWP = 3), and compatibility with LPG components.

**Keywords:** Autogas station – LPG – R290.

## ЗМІСТ

РЕФЕРАТ .....	6
ВСТУП .....	8
1. РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА .....	9
1.1 Автомобільна ГазоЗаправна Станція (АГЗС), як поняття.....	9
1.2. Огляд вуглеводневих холодоагентів як альтернативи холодоагентам з високим потенціалом глобального потепління, з прикладом на R290.....	16
1.3 Переваги використання вуглеводнів як холодоагенту.....	19
1.4 Фізичні властивості вуглеводнів.....	19
1.5 Вуглеводневі холодоагенти та їхні суміші як альтернатива (з акцентом на R290).....	20
1.6 Взаємодія системи реконденсації на R290 з технологічним процесом АГЗК.....	23
Висновок.....	30
2. РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ.....	31
2.1 Таблиця з вхідними даними.....	31
2.2 Визначення об'єму резервуару LPG.....	32
2.3 Визначення геометрії резервуару.....	32
2.4 Визначення коефіцієнту теплопередачі.....	33
2.5 Розрахунок загального теплоприпливу (Підземний).....	34
2.6 Розрахунок загального теплоприпливу (Надземний).....	35
3. РОЗДІЛ 3. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ.....	36

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.16</i>							
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>								
<i>Розроб.</i>		<i>Бондаренко О.О</i>			<i>Дослідження та розробка малої холодильної системи на вуглеводнях</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>		
<i>Перевір.</i>		<i>Трандафілов В.В</i>							6	95		
<i>Реценз.</i>								<i>ОНТУ ХМ-161 МН</i>				
<i>Н. Контр.</i>		<i>Трандафілов В.В</i>										
<i>Затверд.</i>												

4. РОЗДІЛ 4. ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....	44
4.1 Підбір компресора для 2х варіантів розташування резервуару.....	44
4.2 Підбір конденсатора для 2х варіантів розташування резервуару....	46
4.3 Розрахунок та підбір регенеративного теплообмінника (РГТН).....	48
4.4 Розрахунок та підбір допоміжного устаткування.....	52
4.5 Розрахунок та підбір реконденсатора.....	54
5. РОЗДІЛ 5. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ.....	58
5.1 Вступ, постановка задачі порівняння обох варіантів розташування резервуару.....	58
5.1.2 Порівняння параметрів холодильного циклу R290.....	59
5.1.3 Потужність, витрата холодильного агента, ефективність.....	60
5.1.4 Різниця між варіантами у підбірці обладнання.....	62
5.1.5 Зведена порівняльна таблиця та висновок.....	65
5.2 Аналітичне дослідження альтернативних холодоагентів.....	68
5.2.1 Вступ та обґрунтування вибору холодоагентів для дослідження.....	68
5.2.2 Термодинамічний розрахунок циклу R600a (ізобутан).....	69
5.2.3 Термодинамічний розрахунок циклу R1270 (пропілен).....	73
5.2.4 Термодинамічний розрахунок циклу R152a (дифторетан).....	75
5.2.5 Порівняльний аналіз та висновок.....	77
6. РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА .....	80
7. РОЗДІЛ 7. ОХОРОНА ПРАЦІ .....	86
ВИСНОВКИ .....	91
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ .....	94

## ВСТУП

### **Мета і завдання дослідження.**

**Метою роботи** є розробка та розрахунок малої холодильної системи реконденсації парів LPG на природному холодоагенті R290 для автогазозаправного комплексу (м. Одеса) з порівняльним аналізом двох варіантів розташування резервуару - підземного та надземного.

### **Для досягнення мети поставлено такі завдання:**

- проаналізувати об'єкт дослідження та обґрунтувати необхідність реконденсації парів LPG на АГЗК;
- обґрунтувати вибір природного холодоагенту R290 як альтернативи синтетичним хладагентам;
- розробити принципову схему системи реконденсації;
- розрахувати теплові навантаження реконденсатора для підземного та надземного варіантів розташування резервуару;
- виконати термодинамічний розрахунок холодильного циклу R290;
- підібрати основне та допоміжне обладнання холодильної установки;
- виконати порівняльний аналіз двох варіантів розташування резервуару та альтернативних холодоагентів.

### **Об'єкт дослідження.**

**Об'єктом дослідження** є система реконденсації парів зрідженого нафтового газу (LPG) на автогазозаправному комплексі, що включає холодильну машину на природному холодоагенті R290 та технологічний контур утилізації парів LPG. Предметом дослідження є теплові та конструктивні параметри малої холодильної машини на R290, а також вплив варіанту розташування резервуару (підземного та надземного) на теплове навантаження та характеристики холодильної установки.

## Методи дослідження.

У роботі використано такі методи дослідження:

### Теоретичні:

- метод теплового балансу для визначення теплоприпливів через стінки резервуару LPG;
- термодинамічний аналіз холодильного циклу R290 з побудовою циклу на P-h діаграмі;
- ентальпійний метод розрахунку теплового навантаження рекондесатора;
- метод середнього логарифмічного температурного напору (методика Лашутіної) для розрахунку теплообмінних апаратів.

### Розрахунково-аналітичні:

- розрахунок коефіцієнту теплопередачі через багатошарову стінку резервуару з ізоляцією;
- порівняльний термодинамічний аналіз альтернативних холодоагентів (R290, R600a, R1270, R513A).

### Інструментальні (комп'ютерні):

- програмне забезпечення **CoolPack** — для побудови та аналізу холодильного циклу на P-h діаграмі;
- програмне забезпечення **BITZER Software v7.1.7.1** - для підбору компресора;
- програмне забезпечення **Güntner Product Calculator (GPC Tool)** - для підбору повітряного конденсатора;

## 1.ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

### 1.1 Автомобільна ГазоЗаправна Станція(АГЗС), як поняття

АГЗС - це об'єкт, де транспортні засоби заправляються скрапленим вуглеводневим газом (СВГ), який являє собою пропан або *суміш пропану та бутану*.

Існують різні типи газозаправних станцій. Два основні типи - це стаціонарні та мобільні (модульні) станції.

Стаціонарна АГЗС складається з комплексу споруд та обладнання. Частина його розташована нижче рівня землі для економії місця та забезпечення захисту у разі вибуху. Наприклад, резервуари для зберігання газу можуть бути підземними. Насосне обладнання також часто розміщується в нижніх приміщеннях. Це допомагає підтримувати стабільну температуру та зменшити шум від їхньої роботи.

Мобільні станції спроектовані так, щоб їх можна було завантажувати на транспортні засоби для перевезення.

Як працює автозаправна станція

Автозаправна станція працює за принципом розподілу. Заправка паливом відбувається у два етапи.

Паливо доставляється до резервуарів-сховищ. Зріджений газ доставляється автоцистернами, тоді як стиснений газ майже завжди подається трубопроводом.

З резервуарів-сховищ паливо перекачується в балони транспортних засобів через газові колонки. Ці колонки оснащені об'ємним або масовим лічильником, який фіксує кількість виданого газу.

У міру спорожнення резервуарів їх знову наповнюють. Важливо підтримувати рівень не нижче встановленого мінімуму.

Заправні станції можуть бути автономними об'єктами, але найчастіше їх додають до існуючих станцій рідкого палива, які продають бензин і дизельне паливо. У випадку мобільних станцій місце розташування можна щоразу обирати по-різному, якщо це необхідно.

Види газу. Транспортні засоби заправляють двома видами газу. А саме, пропаном або сумішшю пропану і бутану.

На фото зображено АГЗП (Автомобільний газозаправний пункт) або АГЗС, призначений для заправки автомобілів скрапленим вуглеводневим газом (LPG). Розміщення резервуару – Надземне:



На фото зображено загальний вид резервуару:



**Резервуари для ЗНГ - це сферичні або циліндричні зварні сталеві ємності, призначені для середовищ під надлишковим тиском.**

Трубопроводи для ЗНГ мають теплоізоляцію для запобігання конденсації.

Стиснений газ є вибухонебезпечним і легкозаймистим у всіх фазах, тоді як зріджений газ - лише в одній фазі.

Зріджений газ доставляється в автоцистернах і закачується в резервуари-сховища - його тиск і фізичний стан не змінюються під час транспортування та заправки. Такі об'єкти не мають компресорів, лише насоси.

Проект заправної станції ЗНГ

Заправна станція складається з п'яти основних елементів.

Накопичувальний резервуар. Він може бути розташований над землею або під землею. Підземне розташування є безпечнішим і вигіднішим з точки зору економії корисної площі на об'єкті.

Трубопроводи. Система труб, клапанів, запірних та запобіжних пристроїв для транспортування газу. У разі підземного розташування резервуара частина трубопроводу також знаходиться під землею.

Насосне обладнання. Насоси використовуються для закачування та роздачі палива. Іноді з метою оптимізації на заправній станції немає насосів для наповнення резервуарів - їх наповнюють за допомогою насосів, встановлених на газових цистернах. Іншим популярним варіантом є використання одного насоса як для закачування, так і для роздачі.

Паливні колонки. Стандартні вироби, доступні в багатьох конфігураціях. Вони відрізняються за рівнем рекуперації парів, кількістю паливних шлангів/пістолетів, типом дисплея та додатковим обладнанням.

Системи безпеки.

До них належать датчики, детектори, сигналізація, вимикачі, пристрої управління та системи попередження. Вони проектується індивідуально для кожної АЗС. Розташування систем безпеки, попередження та пожежогашіння залежить від місця розташування об'єкта. Чим ближче він до зон з інтенсивним пішохідним рухом або критичної інфраструктури, тим вищими будуть вимоги до безпеки.

Інші компоненти об'єкта включають допоміжні елементи. Наприклад, системи відеоспостереження, термінали самообслуговування, робоче місце оператора, рекламні конструкції та підсобні приміщення.

### **Актуальність АГЗК.**

Сучасний етап розвитку світового та вітчизняного енергетичного сектору характеризується активним пошуком та впровадженням альтернативних джерел палива, які здатні знизити фінансове навантаження на споживачів та мінімізувати антропогенний вплив на навколишнє середовище. Одним із найбільш ефективних, економічно обґрунтованих та технологічно відпрацьованих рішень у цій сфері є відомий у міжнародній практиці LPG (Liquefied Petroleum Gas).

Пропан-бутанова суміш має унікальний комплекс теплофізичних та експлуатаційних переваг, що зумовлює постійне зростання її частки на ринку нафтопродуктів.

**Збільшення кількості автомобільного транспорту**, переведеного на споживання LPG, вимагає розширення та вдосконалення мережі автомобільних газозаправних комплексів (АГЗК) або автомобільних газозаправних пунктів (АГЗП). АГЗК є складними інженерно-технічними об'єктами підвищеної небезпеки, головним завданням яких є безпечне приймання, зберігання, технологічне кондиціювання та точна видача скрапленого газу в паливні баки транспортних засобів. Функціонування таких комплексів відіграє ключову роль у забезпеченні безперебійної логістики альтернативного палива.

**Проте**, специфіка роботи з LPG вимагає суворого дотримання правил пожежної та промислової безпеки. Скраплений газ зберігається в резервуарах під надлишковим тиском, а підвищення температури навколишнього середовища в літній період призводить до інтенсивного випаровування палива, зростання тиску насичених парів та ризику спрацювання запобіжних клапанів. Саме тому проектування сучасних АГЗК передбачає впровадження

високоєфективних технологічних контурів охладження та реконденсації парів СУГ. Розробка та дослідження таких регенеративних систем на базі екологічно безпечного природного холодоагенту R290 (пропан) є важливою науково-практичною задачею, спрямованою на підвищення енергоефективності, мінімізацію втрат палива та забезпечення абсолютної безпеки експлуатації газозаправних об'єктів.

Актуальність розвитку інфраструктури АГЗК та масового переходу на LPG базується на трьох основних чинниках:

- **Економічна ефективність.** Вартість скрапленого пропан-бутану на роздрібному ринку традиційно залишається суттєво нижчою за вартість високооктанового бензину. Висока теплотворна здатність газу та стабільність його фізико-хімічних властивостей забезпечують швидку окупність витрат на переобладнання автомобілів, що робить LPG найпопулярнішим альтернативним паливом серед приватних автовласників та комерційних автопарків.
- **Екологічні переваги.** Вуглеводнева структура пропану та бутану забезпечує практично повне згоряння паливної суміші в циліндрах двигуна. Процес згоряння супроводжується значно меншими викидами оксидів вуглецю, незгорілих вуглеводнів та оксидів азоту порівняно з нафтовим паливом. Крім того, у вихлопних газах повністю відсутні сполуки сірки та тверді сажові частинки, що має вирішальне значення для покращення екологічного стану міських агломерацій.
- **Технічний ресурс двигунів.** Пропан-бутанова суміш має високу детонаційну стійкість (октанове число становить понад 100), що гарантує плавну, бездетонаційну роботу двигуна на будь-яких режимах навантаження. Газове паливо не змиває оливу зі стінок циліндрів та не утворює нагару на поршнях і свічках запалювання, завдяки чому значно подовжується термін служби моторної оливи та загальний міжремонтний ресурс силового агрегату.

## **1.2. Огляд вуглеводневих холодоагентів як альтернативи холодоагентам з високим потенціалом глобального потепління, з прикладом на R290**

Проблеми, пов'язані з глобальним потеплінням, викликають значний інтерес з боку науковців та політиків. Деякі холодоагенти значно забруднюють навколишнє середовище шкідливими викидами; тому необхідно досліджувати екологічно чисті холодоагенти та демонструвати їхній потенціал як альтернативи шкідливим для навколишнього середовища холодоагентам. З цієї точки зору, у цьому огляді розглядаються дослідження вуглеводневих холодоагентів, з акцентом на R290 як альтернативі холодоагентам з високим потенціалом глобального потепління в різних системах охолодження з паровим стисненням, зокрема в кондиціонерах та холодильниках з низькою холодопродуктивністю. Також були розглянуті теплофізичні та екологічні властивості, переваги та недоліки вуглеводневих холодоагентів, зокрема R290, а також їхня сумісність із мастильними матеріалами. Огляд демонструє, що вуглеводневі холодоагенти мають унікальні властивості з точки зору теплових характеристик, екологічності, нетоксичності та сумісності з мастильними матеріалами; однак питання горючості створює певні виклики та обмеження. R290 є високоефективною заміною як у чистому вигляді, так і в поєднанні з іншими холодоагентами, і особливо підходить для побутових холодильників та невеликих кондиціонерів завдяки низькому об'єму заправки, що робить його відносно безпечним з точки зору ризику вибуху. Крім того, R290 має високий коефіцієнт корисної дії за умови проведення необхідних налаштувань системи. Деякі дослідження показали, що в побутових холодильних системах R134a можна замінити на R290, але з компресором меншого робочого об'єму. Нещодавні дослідження холодоагенту R290 підкреслюють його численні сфери застосування та очевидні переваги, зокрема економічність та сумісність компресорів з мінеральними оливами.

Проте існують значні розбіжності в думках щодо обмежень на обсяги заправки та займистості цього матеріалу, особливо обмеження в 150 г, встановленого в системах охолодження та кондиціонування повітря. Це обмеження звужує застосування R290 у більших системах, де потрібна більша кількість холодоагенту. Хоча термодинамічні характеристики R290, такі як низька необхідна заправка та висока прихована теплота, є сприятливими, необхідні подальші дослідження для оптимізації компонентів системи, таких як теплообмінники та поверхні теплопередачі, з метою підвищення ефективності та зниження ризиків для безпеки. Це включає дослідження сумішей холодоагентів та конструкцій систем, які могли б знизити ризик займання, зберігаючи або підвищуючи при цьому продуктивність.

### **Загальні характеристики холодоагентів.**

Холодоагент відіграє важливу роль у системах з вакуумним кондиціонуванням (ВККО), оскільки він слугує середовищем для охолодження або нагрівання. Як відомо, посередником у системах кондиціонування повітря, що здійснює процеси охолодження та нагрівання, є холодоагент, і тому він відіграє основну та критичну роль у проектуванні пристроїв ВККО. Варто зазначити, що через відмінності в характеристиках холодоагентів складно створити конструкцію та забезпечити ефективність роботи обладнання, які б відповідали різним властивостям обраних холодоагентів. Термодинамічні та фізичні параметри є найбільш важливими факторами для прогнозування поведінки та продуктивності системи охолодження ( Kadhim et al., 2024 ; Mahdi et al., 2023). Охолоджувальна рідина повинна мати низку термодинамічних і фізичних характеристик. Серед них: вибір холодоагенту з температурою кипіння нижчою за температуру навколишнього середовища та вищою критичною температурою (термодинамічні властивості); низька в'язкість, питомий об'єм, теплоємність і висока теплопровідність (фізичні властивості). Крім інших властивостей,

включаючи хімічну стабільність, вона нетоксична, не викликає корозії та не запалюється (Доманські та Дідіон, 1987). Що стосується екологічних властивостей, то, як уже згадувалося раніше, охолоджувальна рідина не повинна впливати на озоновий шар, не викликати глобального потепління та бути сумісною з компресорними маслами, трубами систем охолодження та матеріалами, з яких вони виготовлені, а також вирішувати інші проблеми (Кавестрі, 1993). Наразі неможливо стверджувати, що існує ідеальна охолоджувальна рідина, яка підходить для всіх застосувань. Швидше, рідина обирається залежно від типу необхідного застосування (Алсайя та ін., 2024).

### **Історія холодоагентів.**

У 1922 році пропан (R290) став реальною альтернативою аміаку, насамперед через небезпечні властивості останнього (Lightning, 1922). Широке впровадження ГХФУ почалося в 1931 році (R. K. Downing, 1966), що стало поворотним моментом в історії холодильної техніки.

Подальше впровадження ГФУ ознаменувало появу другого покоління холодоагентів, розроблених з метою зниження токсичності. Однак багаторічні дослідження виявили шкідливий вплив сполук, що містять хлор і фтор, на озоновий шар, що призвело до глобальних ініціатив, таких як Монреальський протокол, який закликав до поступового припинення використання цих речовин до 2040 року (R. Downing, 1984; Монреальський протокол про речовини, що руйнують озоновий шар, 1987). Виснаження озонового шару має значні наслідки, зокрема посилення глобального потепління через збільшення ультрафіолетового випромінювання, що досягає поверхні Землі (Brohan et al., 2006; Reiner et al., 2006). Кіотський протокол ще раз підкреслив, що витoki холодоагентів суттєво сприяють виснаженню озонового шару та глобальному потеплінню, і закликав до використання більш екологічних альтернатив (Протокол, 1997). У цьому контексті R290 знову розглядається як перспективний холодоагент, особливо з огляду на високий потенціал глобального потепління (GWP) ГФУ.

Останні оцінки термодинамічних властивостей та впливу R290 на навколишнє середовище підкреслюють його потенціал як екологічно безпечного холодоагенту, придатного для різних застосувань. Ця переоцінка відповідає сучасним цілям мінімізації шкоди навколишньому середовищу при забезпеченні ефективних рішень для охолодження.

Холодоагенти класифікуються на кілька сполук: ХФУ, ГХФУ та ГФУ. Ці сполуки є хімічними речовинами, і при заміні атома водню на атоми хлору та фтору в цих сполуках ми отримуємо вуглеводні - метан та етан. При пошкодженні в результаті аварії або під час заправки та розвантаження холодоагенти часто витікають з труб або інших частин системи. Як відомо, гази піднімаються в атмосферу і накопичуються там. У результаті вони сприяють руйнуванню озонового шару та посилюють глобальне потепління завдяки своїй здатності це робити.

Група холодоагентів	Найменування	ODP	GWP	Термін находження в атмосфері (років)
Хлорфторвуглеці(ХФУ)	R11, R12, R115	0,6–1	4750– 14400	45–1700
Гідрохлорфторвуглеці(ГХФУ)	R22, R141b, R124	0,02- 0,11	400– 1800	1–20
Гідрофторвуглеці(ГФУ)	R407C, R32, R134a	0	140– 11700	1–300
Гідрофторолефіни (ГФО)	R1234yf, R123ze, R1234yz	0	0–12	<b>10-26 днів</b>
<b>Природні х.а.-Вуглеводні</b>	R290, R600a, R1270	0	<b>3-20</b>	кілька днів - 2 роки
<b>Природні х.а.-</b> Неорганічні	R744, R717, R718	0	0-1	0- нескілько дней

### **1.3 Переваги використання вуглеводнів як холодоагенту**

Вуглеводи складаються з двох елементів (водню та вуглецю), і, оскільки вони є природними речовинами, їх легко отримати на нафтопереробних заводах після проведення процесу дистиляції. Основна увага була приділена вуглеводням як альтернативі попереднім холодоагентам на основі вуглецевих сполук (хлору та фтору), оскільки ці сполуки, як уже згадувалося, шкідливі для навколишнього середовища.

Він забезпечує значну економію енергії, особливо в довгостроковій перспективі, та ефективну роботу системи, що робить його кращим варіантом для використання як альтернативи охолоджувальним рідинам у холодильниках, кондиціонерах тощо.

### **1.4 Фізичні властивості вуглеводнів**

Загальновизнано, що жоден холодоагент не здатний задовольнити всі необхідні вимоги. Очікується, що холодоагенти будуть негорючими, нетоксичними, матимуть хороші термодинамічні характеристики та мінімальні втрати енергії. Однак жодного матеріалу, що відповідає всім цим критеріям, поки що не знайдено. В результаті холодоагенти класифікуються на основі їх хімічних, фізичних, теплових властивостей або комбінації цих факторів. Термодинамічні вимоги до холодоагентів включають споживання енергії, коефіцієнт корисної дії (COP), критичний тиск, критичну температуру, конденсацію та інші термодинамічні властивості.

Для забезпечення ефективного випаровування температура кипіння холодоагенту повинна бути низькою, а також необхідна значна різниця температур у конденсаторі за аналогічних умов. Використання вуглеводнів, як змішаних, так і чистих, забезпечує хорошу продуктивність та ефективність випарника і конденсатора, оскільки вони мають вищу теплопровідність і нижчу в'язкість у рідкій фазі.

Порівняння теплових і фізичних показників R290 з R22 показує, що фізичні та теплові коефіцієнти R290 є кращими з точки зору теплообміну та випаровування.

Було виявлено, що тиски **R22, R290 та R1270 є схожими; тому рекомендується використовувати їх замість R22** з низки причин, зокрема тому, що вони є природними, добре поєднуються з мінеральними оливами та коштують дешевше. Крім того, у міру збільшення прихованої теплоти випаровування відбувається великий теплообмін під час кипіння, що вважається однією зі сприятливих термодинамічних властивостей холодоагентів.

### **1.5 Вуглеводневі холодоагенти та їхні суміші як альтернатива (з акцентом на R290)**

#### **1.5.1. R290 - альтернатива холодоагентам ХФУ.**

Халімік та ін. (2003) досліджували відмінності в продуктивності між типовою холодильною системою, що використовує R12, та іншою, що використовує R290, R401a та R134a. Дослідження показало, що **R290 має вищу продуктивність, ніж усі інші холодоагенти, особливо R12. Було проведено дослідження щодо заміни R12 сумішами з вуглеводнями, і встановлено, що використання сумішей (R134a: R290: R600a) підвищує коефіцієнт корисної дії (COP) з 3% до 8%, одночасно знижуючи енергоспоживання на 4%–11%**

#### **1.5.2 R290 - альтернатива холодоагентам ГХФУ.**

Провели експериментальне тестування продуктивності холодильної установки потужністю 20 кВт, замінивши заправку системи холодоагентом R22 на R290. У цьому експерименті використовувалися два типи компресорів (гвинтовий і поршневий).

Результати показали зниження холодопродуктивності при використанні **R290** в обох типах установок, але одночасно спостерігалось збільшення коефіцієнта корисної дії (COP) та ізоентропічної ефективності, а також зниження теплових втрат.

Загалом, при використанні **R290** було досягнуто кращих результатів: зниження енергоспоживання на трохи більше ніж **13%**, збільшення холодопродуктивності на **9,7%**, підвищення COP на понад **7%**, а також зниження тиску у випарнику, конденсаторі та нагнітанні.

Холодоагент R22 було замінено двома гідрохолодоагентами (R1270 та R290). Ці газові холодоагенти забезпечили відносно високу енергоефективність під час роботи при високій продуктивності системи, не завдаючи шкоди навколишньому середовищу.

### **1.5.3 R290 - альтернатива хладагентам HFC.**

Використання холодоагентів CFC та HCFC у системах вентиляції з регульованою потужністю практично припинилося, проте холодоагенти HFC, як і раніше, використовуються, особливо в країнах, що розвиваються, незважаючи на настійні рекомендації та протоколи щодо поетапної відмови від цих холодоагентів. Ці холодоагенти мають високий потенціал глобального потепління (GWP), наприклад, у R134a GWP становить близько 1300, а у R32 - 677. Дослідники докладають значних зусиль для розробки інших, менш шкідливих холодоагентів та їх використання замість холодоагентів HFC.

Дослідники провели випробування на морозильній камері, що використовується для зберігання морозива (наприклад, Elefsen et al., 2003), та застосували два типи газів: R290 і R404A (44% R125 - 52% R143a - 4% R134a). Результати показали, що морозильні камери, які споживали найменше енергії (на 9 %), використовували R290.

Інші дослідники використовували тепловий насос (наприклад, Chaichana et al., 2003) для порівняння продуктивності двох типів холодоагентів: R407C (23% R32 - 25% R125 - 52% R134a) та R290, не змінюючи конфігурацію системи. Результати показали зниження теплової потужності (на 9%-13%) і незначне зниження холодопродуктивності на 3% порівняно з R407C. З іншого боку, коефіцієнт корисної дії (ККД) при охолодженні збільшився на 27%, а ККД при нагріванні - до 15% для R290.

### **Висновок:**

R290 вирізняється чудовими енергетичними характеристиками, високим коефіцієнтом корисної дії (COP), мінімальним впливом на озоновий шар та незначним внеском у глобальне потепління. Відмінні динамічні та фізичні властивості цих холодоагентів роблять їх гідними заміниками традиційних варіантів. Основні висновки наведено нижче.

- Екологічні переваги: Завдяки мінімальному потенціалу руйнування озонового шару та дуже низькому потенціалу глобального потепління R290 є екологічно чистим холодоагентом.
- Потенціал сумішей холодоагентів: Суміші R290 з ГФУ або ГФО є багатообіцяючими альтернативами, що поєднують ефективність вуглеводнів із покращеними характеристиками безпеки.
- Економічна ефективність: Холодоагент R290 забезпечує довгострокову економію коштів завдяки своїй енергоефективності, меншим вимогам до заправки холодоагентом та сумісності з існуючими мінеральними оливами, що зменшує необхідність у дорогих модифікаціях системи.

## 1.6 Взаємодія системи реконденсації на R290 з технологічним процесом АГЗК

### 1.6.1 Загальна концепція взаємодії

Комплекс заправки автогазом (АГЗК) - це складна технологічна система, що включає резервуари для зберігання скрапленого вуглеводневого газу (СВГ), систему роздачі палива споживачам, а також обладнання для управління та забезпечення безпеки. Ключовою особливістю СВГ-станції є безперервний процес фазових переходів СВГ - переходів між рідким і газоподібним станами - що зумовлені як процесами заправки, так і тепловими впливами навколишнього середовища.

Зріджений нафтовий газ зберігається в резервуарах під тиском насичення, який при температурі +20 °С становить приблизно 1,0 МПа для пропану і дещо нижчий для суміші пропану та бутану. Будь-який приплив тепла до резервуара - від сонячного випромінювання, теплопровідності ґрунту або тепла навколишнього повітря - призводить до часткового випаровування рідкого ЗНГ та підвищення тиску в газовій фазі резервуара. Коли допустимий тиск перевищується, зазвичай спрацьовує запобіжний клапан, випускаючи надлишкові пари в атмосферу. Це є економічно не вигідним (втрата палива) та екологічно неприйнятним (викиди вуглеводнів в атмосферу).

Система реконденсації парів ЗНГ на основі холодильної машини з використанням холодоагенту R290 - це сучасне технічне рішення, яке дозволяє повністю усунути викиди в атмосферу шляхом повернення випарів у рідкий стан та повторного введення їх у резервуар. **Вибір R290 (пропану) як холодоагенту для холодильної установки є обґрунтованим з технічної точки зору: пропан є основним компонентом самого скрапленого газу, що забезпечує природну хімічну сумісність між двома контурами системи.**

## 1.6.2 Технологічний цикл АГЗК та місце системи реконденсації

Процес АГЗК можна розділити на три основні етапи: зберігання ЗНГ у резервуарі, видача палива споживачам та заправка з автоцистерни. Кожен із цих етапів по-різному впливає на тиск і температуру в резервуарі, а отже, і на швидкість випаровування та навантаження на систему реконденсації.

Етап зберігання характеризується відносно стабільним тепловим режимом. Основним джерелом надходження тепла є навколишнє середовище - ґрунт (для підземного резервуара) або атмосферне повітря та сонячне випромінювання (для наземного резервуара). Для підземного резервуара в Одесі температура ґрунту на глибині 2–3 м протягом року коливається в межах до +15 °С, забезпечуючи помірний і стабільний приплив тепла. Для наземного резервуара влітку температура навколишнього повітря може досягати +35 °С, а поверхня резервуара додатково нагрівається сонячним випромінюванням, що різко збільшує інтенсивність утворення пари.

Етап заправки супроводжується зниженням рівня рідини в баку та падінням тиску. Для компенсації тиску частина рідкого ЗНГ миттєво випаровується (миттєве випаровування), що є додатковим джерелом утворення пари незалежно від температури навколишнього середовища. Інтенсивність миттєвого випаровування залежить від швидкості заправки та різниці між поточним тиском насичення та тиском після відкачування.

Фаза заправки з автоцистерни може супроводжуватися надходженням ЗНГ з іншою температурою та складом, що також впливає на тиск у баку. Коли тепліше ЗНГ з автоцистерни змішується з холоднішим ЗНГ у баку, відбувається додаткове випаровування.

У всіх трьох фазах система реконденсації виконує одну функцію: вона видаляє надлишок пари з газової фази бака, конденсує її та повертає рідину. Це забезпечує стабілізацію тиску в баку на заданому рівні без втрати палива.

### 1.6.3 Логіка роботи холодильного контуру R290 у складі АГЗК

Холодильний агрегат на R290 є серцем системи реконденсації. Його робота органічно вписується в загальний технологічний процес АГЗК завдяки кільком ключовим факторам.

Першим фактором є хімічна спорідненість робочих рідин. R290 (пропан) і LPG (суміш пропану та бутану) - це хімічно споріднені вуглеводні. Це означає, що в разі незначного витоку холодоагенту R290 у технологічний контур ЗНГ не відбувається забруднення палива сторонніми речовинами - пропан просто змішується з пропаном. Це принципово відрізняє R290 від синтетичних холодоагентів (R134а, R404А тощо), потрапляння яких у ЗНГ є неприпустимим з точки зору якості та безпеки палива.

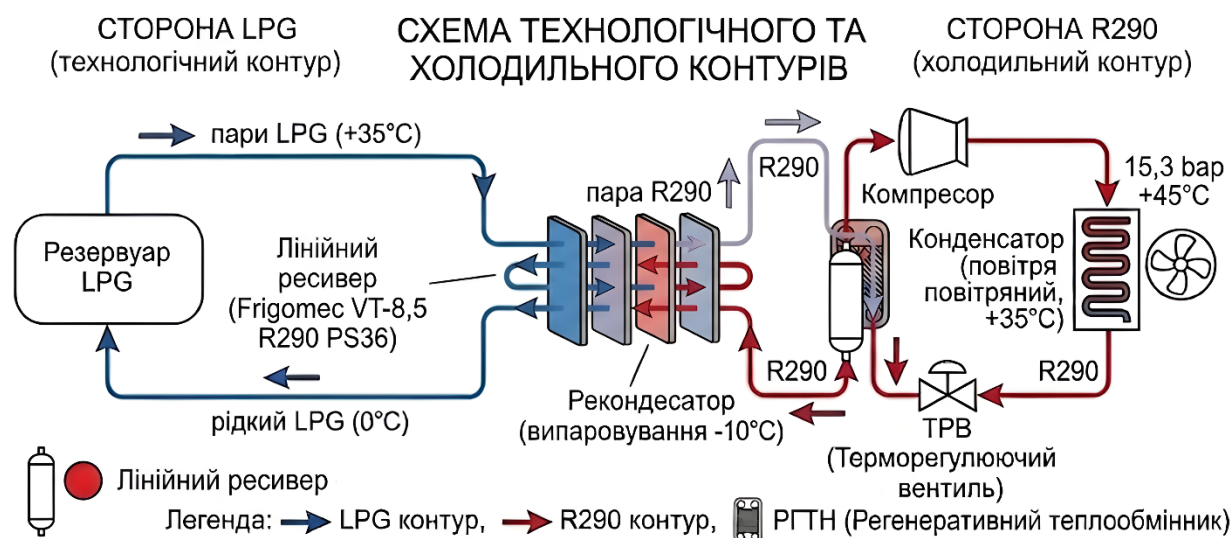
Другим фактором є термодинамічна сумісність параметрів циклу.

Температура кипіння R290 при атмосферному тиску становить  $-42,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , що дозволяє досягти температури випаровування  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  при відносно низькому тиску (3,4 бар). Температура конденсації LPG при робочому тиску в баку ( $\sim 1,2\text{ МПа}$ ) становить  $\sim 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Різниця між температурою конденсації LPG ( $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) і температурою кипіння R290 ( $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) забезпечує необхідний температурний перепад для ефективного теплообміну в реконденсаторі.

Третім фактором є сумісність робочих тисків. Тиск конденсації R290 при  $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$  становить  $\sim 15,3\text{ бар}$ , а тиск випаровування при  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  - 3,4 бар. Ці значення є стандартними для невеликих холодильних установок і не вимагають спеціального обладнання для роботи під високим тиском. Водночас тиск у контурі ЗНГ ( $\sim 1,2\text{ МПа} = 12\text{ бар}$ ) є нижчим за тиск конденсації R290, що запобігає потраплянню R290 у контур ЗНГ навіть у разі незначних витоків у реконденсаторі.

## Графічна схема малої холодильної системи реконденсації парів LPG, на R290

### ГРАФІЧНА СХЕМА МАЛОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ НА R290 ДЛЯ РЕКОНДЕНСАЦІЇ ПАРІВ LPG



#### 1.6.4 Режими роботи системи реконденсації протягом доби та сезону

Система реконденсації працює в автоматичному режимі, реагуючи на зміни тиску в баку для скрапленого газу. При досягненні верхнього порогу тиску компресор вмикається; при досягненні нижнього порогу - вимикається. Це забезпечує циклічну роботу з частотою, що залежить від інтенсивності випаровування.

Добовий цикл (наземний резервуар): вночі, коли температура повітря опускається до +20...+25 °С, утворення пари мінімальне - система працює нечасто або перебуває в режимі очікування. Вранці, коли сонце починає нагрівати поверхню резервуара, утворення пари збільшується. У добовий максимум, при температурі +35 °С і під прямим сонячним випромінюванням, система працює практично безперервно на повній потужності  $Q_0 = 9,2$  кВт.

Добовий цикл (підземний резервуар): Температура ґрунту змінюється дуже повільно - добові коливання на глибині 2-3 м практично відсутні. Тому система реконденсації для підземної конфігурації працює рівномірно

протягом усього дня з відносно постійним навантаженням  $Q_0 = 2,94$  кВт. Це є значною перевагою з точки зору надійності та терміну експлуатації компресора - рівномірна робота без різких коливань навантаження значно подовжує термін служби обладнання.

Сезонні зміни: взимку для підземного резервуара приплив тепла з ґрунту зменшується, але система продовжує працювати завдяки миттєвому випаровуванню під час заправки паливом. Для наземного резервуара навантаження взимку різко падає - температура навколишнього повітря може бути нижчою за температуру ЗНГ у резервуарі, що фактично означає передачу тепла від резервуара до навколишнього середовища. У цьому випадку система реконденсації працює лише в режимі компенсації миттєвого випаровування.

## 1.6.5 Безпекові аспекти взаємодії R290 та LPG на АГЗК

Застосування горючого холодоагенту R290 на об'єкті АГЗК, де LPG є основною пожежонебезпечною речовиною, потребує ретельного аналізу безпеки. Однак саме специфіка АГЗК робить R290 особливо прийнятним вибором.

**По-перше**, АГЗК вже є об'єктом підвищеної пожежної небезпеки через наявність великих обсягів LPG. Система безпеки АГЗК включає газоаналізатори, автоматичне відключення обладнання при виявленні витоку, аварійну вентиляцію та системи пожежогасіння. Ці засоби захисту однаково ефективні як для LPG, так і для R290, оскільки обидві речовини є вуглеводнями з подібними фізико-хімічними властивостями.

**По-друге**, заправочний об'єм холодильної машини на R290 є незначним порівняно з об'ємом LPG у резервуарі. Для розглянутої системи заправочний об'єм R290 становить менше 5 л (лінійний ресивер Frigomes VT-8,5), тоді як резервуар містить 15 м<sup>3</sup> LPG. Відповідно до EN 378, при такому об'ємі заправки та розміщенні обладнання на відкритому повітрі або в добре вентильованому приміщенні, додаткових обмежень на застосування R290 не виникає.

**По-третє**, максимальний робочий тиск холодильного контуру R290 (15,3 бар при конденсації) є нижчим за тиск у резервуарі LPG (~12 бар), а тиск випаровування R290 (3,4 бар) значно нижчий. Це означає що при будь-якому порушенні герметичності реконденсатора тиск з боку LPG буде вищим - рідкий LPG може потрапити до контуру R290, але не навпаки. Таким чином, конструктивно виключається можливість неконтрольованого викиду R290 через контур LPG. Таким чином, система реконденсації парів LPG на базі холодильної машини з R290 є технологічно логічним, термодинамічно ефективним та безпечним рішенням для АГЗК. Природна хімічна спорідненість робочих тіл, відповідність параметрів холодильного циклу

умовам реконденсації LPG та органічна інтеграція в існуючу систему безпеки АГЗК роблять цю концепцію оптимальною для сучасних автогазозаправних комплексів.

Оскільки пари пропану важчі за повітря, при витокі вони накопичуються у нижніх частинах приміщень, прямках та колодязях. Це є критично важливим при підземному розташуванні резервуара - **необхідно забезпечити примусову вентиляцію підземного простору та встановити газоаналізатори на рівні підлоги.**

Оскільки пари пропану важчі за повітря, при витокі вони накопичуються у нижніх частинах приміщень, прямках та колодязях. Це є критично важливим при підземному розташуванні резервуара - необхідно забезпечити примусову вентиляцію підземного простору та встановити газоаналізатори на рівні підлоги.

До проведення будь-яких робіт з обслуговування холодильної системи персонал зобов'язаний: перевірити відсутність витоків за допомогою переносного газоаналізатора, надіти засоби індивідуального захисту, переконатись у справності вентиляції, відключити електроживлення системи та вивісити попереджувальний знак. Всі інструменти що використовуються при роботі з R290 мають бути іскробезпечними - виготовленими з кольорових металів (мідь, бронза, алюміній) або спеціальних сплавів.

***Заправка та технічне обслуговування системи з R290 виконується лише спеціально навченим персоналом з допуском до роботи з горючими холодоагентами. Забороняється зберігання балонів з R290 у приміщеннях без вентиляції, поблизу джерел тепла або відкритого вогню.***

## ***Висновок до розділу.***

У ході виконання практичної роботи було проведено аналітичний огляд літератури за темою магістерської дипломної роботи - розробки малої холодильної системи реконденсації парів LPG на автогазозаправному комплексі.

В першому розділі розглянуто поняття АГЗК як інфраструктурного об'єкту паливного ринку, проаналізовано технологічний процес зберігання та відпуску LPG, визначено основну технічну проблему - неконтрольоване випаровування парів LPG та необхідність їх утилізації без атмосферних викидів.

У другому розділі виконано огляд сучасних вуглеводневих холодоагентів як альтернативи синтетичним хладонам з високим GWP. Розглянуто регуляторну базу - Монреальський протокол, Кігалійську поправку та Регламент ЄС F-Gas. Обґрунтовано вибір R290 (пропану) як оптимального холодоагенту для даної системи з точки зору термодинамічної ефективності (COP = 2,75), екологічних показників (GWP = 3) та хімічної сумісності з LPG.

У третьому розділі досліджено взаємодію холодильного контуру R290 з технологічним контуром LPG. Проаналізовано режими роботи системи реконденсації протягом доби та сезону для підземного і надземного варіантів розташування резервуару. Показано термодинамічну відповідність параметрів циклу R290 умовам реконденсації LPG.

У четвертому розділі розглянуто безпекові аспекти застосування горючого холодоагенту R290 на об'єкті АГЗК. Показано що R290 є безпечним вибором завдяки малому заправочному об'єму, природній сумісності з LPG та відповідності вимогам EN 378.

**Загальний висновок:** система реконденсації парів LPG на базі холодильної машини з R290 є технологічно обґрунтованим, термодинамічно ефективним та екологічно відповідальним рішенням для сучасних АГЗК, що повністю відповідає тенденціям переходу до природних холодоагентів згідно з міжнародними екологічними регламентами.

## 2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ РЕКОНДЕСАТОРА

Таблиця з вхідними даними 2.1:

Таблиця 2.1.

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця
Тип об'єкта	—	Автогазозаправний комплекс (АГЗК)	—
Тип системи	—	Система реконденсації парів LPG	—
Холодильний агент холодильної машини	—	R290 (пропан)	—
Продуктивність АГЗК за LPG	$V_{LPG}$	5000	л/добу
Склад LPG	—	70% $C_3H_8$ / 30% $n-C_4H_{10}$	мас.%
Тиск у резервуарі LPG	$p_{LPG}$	1.2	МПа
Температура навколишнього середовища	$t_H$	35	°C
Температура парів LPG на вході до реконденсатора	$t_{пар,вх}$	35	°C
Масова витрата парів LPG	$\dot{m}_{пар}$	4	кг/год
Температура реконденсації LPG	$t_{recond}$	0	°C
Температура кипіння R290	$t_o$	-10	°C
Температура конденсації R290	$t_k$	45	°C
Перегрів пари R290	$\Delta t_{sh}$	5	К
Переохолодження рідкого R290	$\Delta t_{sc}$	3	К
Ізоентропний ККД компресора	$\eta_{is}$	0.75	—
Електромеханічний ККД компресора	$\eta_{em}$	0.90	—
Тип конденсатора	—	Повітряний	—
Тип дроселюючого пристрою	—	ТРВ	—
Температура навколишнього середовища для ексергетичного аналізу	$T_{зов}$	298.15	К
Тиск навколишнього середовища	$p_{зов}$	101.325	кПа
Режим роботи установки	—	Безперервний	—
Розрахунковий режим	—	Літній максимальний	—
Місто	—	Одеса	—

## 2.2 Визначення об'єму резервуару LPG

Продуктивність АГЗК за вихідними даними - 5000 л/добу.

Для безперебійної роботи автогазозаправного комплексу резервуар повинен мати запас палива на випадок затримки постачання автоцистерни.

Приймаю 3 доби автономної роботи - це мінімальний нормативний запас, який забезпечує роботу станції у разі затримки чергового завезення палива.

Таким чином, необхідний робочий об'єм резервуару:

$$V = Q_{\text{доб}} \cdot n, \text{ Вт}, \quad (2.1)$$

$$V = 5000 \cdot 3 = 15000 \text{ л} = 15 \text{ м}^3$$

де,

$Q_{\text{доб}}$ - добова продуктивність АГЗК

$n$ -нормативний запас

## 2.3 Визначення геометрії резервуару

Для зберігання LPG на АГЗК застосовуються горизонтальні **циліндричні** резервуари.

Робочий об'єм резервуару:

$$V = Q_{\text{доб}} \cdot n, \text{ Вт}, \quad (2.2)$$

Обраний резервуар відноситься до ємнісних апаратів, для яких характерне співвідношення довжини до діаметра  $L/D \leq 5$ . Для забезпечення оптимальних масогабаритних показників та мінімізації теплопритоків у літній період, прийнято конструктивне значення  $L/D = 3$ .

$$L = 6 \cdot r$$

Об'єм горизонтального циліндра:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot 6r, \text{ Вт}, \quad (2.3)$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{V}{6\pi}} = \sqrt[3]{\frac{15 \cdot 6 \cdot 3.14}{6 \cdot 3.14}} = 0.927 \text{ м}^3$$

Діаметр:  $D = 2 \times 0.927 = 1.854$  м, приймаємо  $D = 1.85$  м

Довжина:  $L = 3 \times 1.85 = 5.55$  м

Розрахунок площі поверхні резервуару

Повна зовнішня поверхня горизонтального циліндричного резервуару:

$$F = \pi \cdot D \cdot L + 2 \cdot \pi \cdot r^2, \text{ Вт}, \quad (2.4)$$

$$F = 3.14 \cdot 1.85 \cdot 5.55 + 2 \cdot 3.14 \cdot 0.927^2 = 37.63 \text{ м}^2$$

Матеріал та теплофізичні властивості стінки:

Для резервуарів LPG під тиском обрано низьколеговану **сталь 09Г2С** згідно ДСТУ(5520-79) - стандартний матеріал для посудин під тиском, що працюють при температурах від  $-70^\circ\text{C}$  до  $+475^\circ\text{C}$ .

Теплопровідність  $\lambda = 48$  Вт/(м·К)

Товщина стінки  $\delta = 12$  мм = 0.012 м

Термічний опір стінки  $= \delta / \lambda = 0.012 / 48 = 0.00025 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$

#### 2.4 Визначення коефіцієнту теплопередачі

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{\text{зов}}} + \frac{\delta_{\text{ізол}}}{\lambda_{\text{ізол}}} + \frac{\delta_{\text{сталь}}}{\lambda_{\text{сталь}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{внут}}} \quad (2.5)$$

де,

$1 / \alpha_{\text{зов}}$  - опір передачі тепла від навколишнього повітря до зовнішньої поверхні резервуару, 12 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

$\delta_{\text{ізол}} / \lambda_{\text{ізол}}$  - термічний опір шару ізоляції (**мінеральна вата**)

$\delta_{\text{ізол}} = 10$  мм = 0.010 м - товщина шару мінеральної вати

$\lambda_{\text{ізол}} = 0.045$  Вт/(м·К) - теплопровідність мінеральної вати

$1 / \alpha_{\text{внут}}$  - опір передачі тепла від внутрішньої поверхні стінки резервуару, 400 Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{12} + \frac{0.010}{0.045} + \frac{0.012}{48} + \frac{1}{400}$$
$$k = 1 / 0.308 = 3.25 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

## 2.5 Розрахунок загального теплоприпливу(Підземний):

$$Q_{\text{заг.підз}}=Q_{\text{ст.рез}}=k \cdot F \cdot \Delta T, \text{ Вт}, \quad (2.6)$$

де,

k-коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

F-площа зовнішньої поверхні резервуару, м<sup>2</sup>

ΔT-різниця температур між навколишнім середовищем та LPG у резервуарі,  
°С

У рамках дослідження:

Розрахунок буде проведено для двох варіантів розміщення бака для скрапленого газу.

Для **підземного варіанту** температуру ґрунту на глибині закладення прийнято рівною  $t = +15^{\circ}\text{C}$  відповідно до геотехнічних даних міста Одеси.

$$Q_{\text{заг.підз}}=3.25 \cdot 37.63 \cdot (15-(-10))=2,94\text{кВт}$$

## 2.6 Розрахунок загального теплоприпливу(Надземний):

Для надземного варіанту розрахункова температура зовнішнього повітря була прийнята рівною  $t = +35^{\circ}\text{C}$  відповідно до ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія, таблиця 2, Одеса, літні максимальні умови.

$$Q_{\text{заг.надз}} = Q_{\text{ст.рез}} + Q_{\text{сонця}}, \text{ Вт}, \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{сонця}} = k \cdot F \cdot (\rho \cdot q_c / \alpha_{\text{зов}}), \text{ Вт}, \quad (2.8)$$

де,

$k$ -коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$F$ -площа зовнішньої поверхні резервуару,  $\text{м}^2$

$\rho$ -коефіцієнт поглинання сонячної радіації зовнішньою поверхнею(0.25 для фарби світлого кольору),

$q_c$  - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної),  $700-800[\text{Вт}/\text{м}^2]$

$\alpha_{\text{зов}}$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні в навколишнє повітря,  $12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

$$Q_{\text{ст.рез.надз}} = 3.25 \cdot 37.63 \cdot (35 - (-10)) = 5,5 \text{ кВт}$$

$$Q_c = 3.25 \cdot 18.82 \cdot (0.25 \cdot 700 / 12) = 892 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{заг}} = 5.5 + 0.89 = 6.39 \text{ кВт}$$

Таблиця 2.1.

Порівняльний розрахунок теплопритоків до резервуару при різних способах розміщення (для розрахункових умов м.Одеса):

Параметр	Розташування: Підземний	Розташування: Надземний
T-навкол. середов, $^{\circ}\text{C}$	+14	+35
$Q_{\text{заг}}$ , кВт	2.94	6.39

### 3. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ R290

#### 3.1 Вихідні дані для розрахунку(підземного віранту)

Розрахунок для літнього максимального режиму роботи установки реконденсації парів LPG на АГЗК (м. Одеса), підземний резервуар табл.3.1:

Таблиця 3.1.

Параметр	Значення	Одиниця
<b>Підземний</b>		
Холодоагент	R290 (пропан)	-
Холодопродуктивність $Q_0$	2.94	кВт
Температура випаровування. $t_0$	-10	°C
Температура конденсації. $t_k$	+45	°C
Переохол.рідини $t_{\text{перехол}}$	3	К
Перегрів, $t_{\text{перегріву}}$	15	°C

#### 3.2 Побудова схематичного холодильного циклу на P-h діаграмі

Температура всмоктування компресора(з урахуванням перегріву):

$$t_{\text{перегріву}}=(15\dots 20^{\circ}\text{C}), \text{ приймаю } 15^{\circ}\text{C}$$

$$t_1 = t_0 + t_{\text{перегріву}} = -10 + 15 = 5^{\circ}\text{C}$$

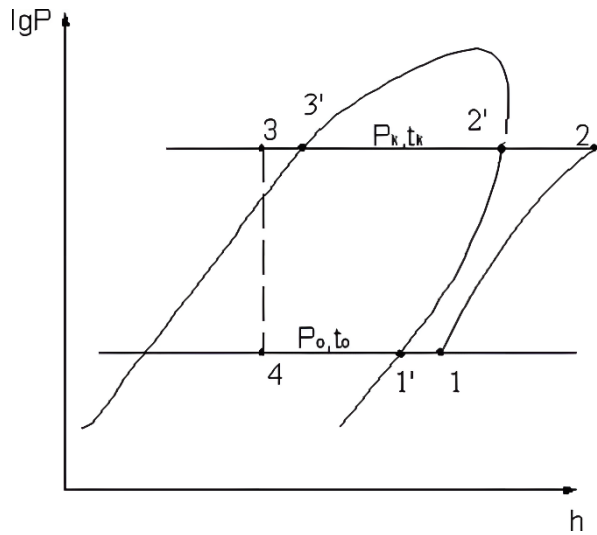
Температура рідини перед ТРВ(з урахуванням переохолодження):

$$t_{\text{перехол}}=(3\dots 5^{\circ}\text{C}), \text{ прийнята } 3^{\circ}\text{C}$$

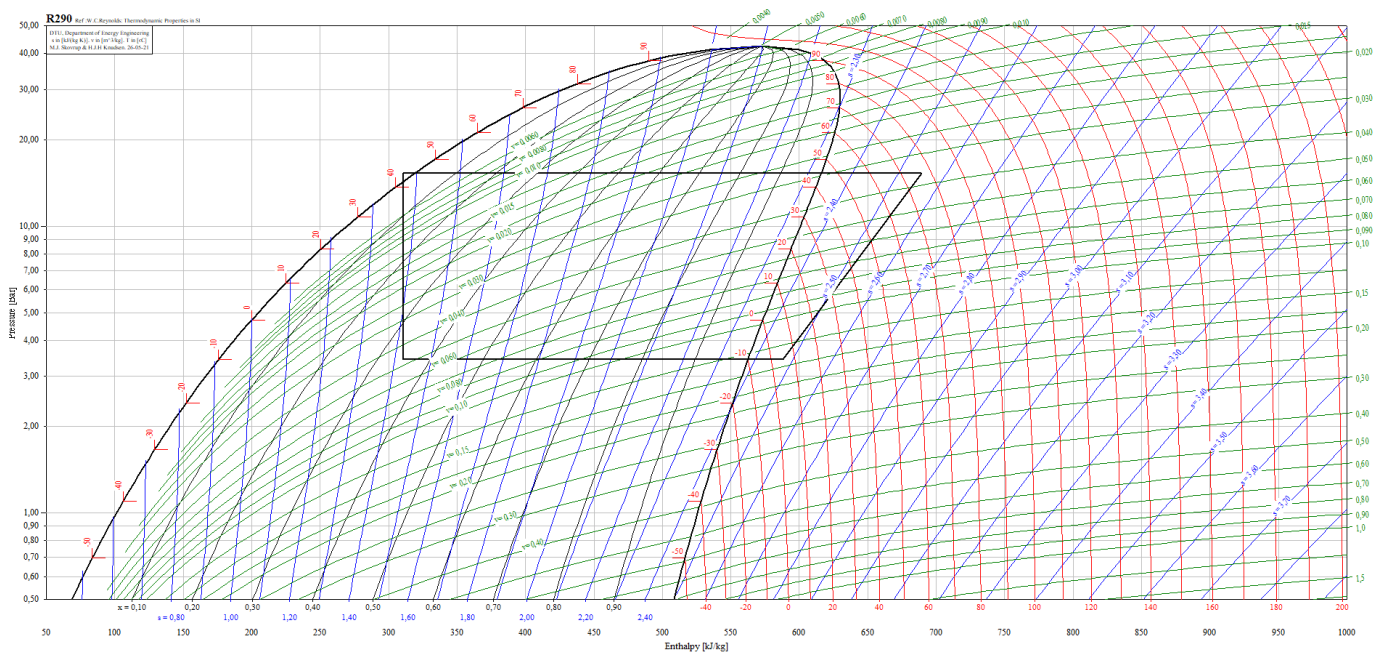
$$t_3 = t_k - t_{\text{перехол}} = 45 - 3 = 42$$

Цикл побудовано в програмі CoolPack на P-h діаграмі для холодоагенту R290. Принципова схема циклу з позначенням характерних точок наведена на мал. 3.1, діаграма побудована в програмному середовищі - на мал. 3.2.

Мал.3.1



Мал.3.2



### 3.3 Параметри точок циклу

За результатами побудови циклу на P-h діаграмі визначено параметри характерних точок, та зведемо у таблицю 3.2:

Табл.3.2.

Точка	T, °C	P, бар	h, кДж/кг
1'	-10	3.4	563
1	5	3.4	588
2	77	15.3	689
2'	45	15.3	616
3'	45	15.3	319
3	42	15.3	310
4	-10	3.4	310

### 3.4 Розрахунок питомих величин циклу

1. Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг}, \quad (3.1)$$

$$q_0 = 588 - 310 = 278 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома робота компресора (адіабатна):

$$l_{ад} = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}, \quad (3.2)$$

$$l_{ад} = 689 - 588 = 101 \text{ кДж/кг}$$

3. Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг}, \quad (3.3)$$

$$q_k = 689 - 310 = 379 \text{ кДж/кг}$$

4. Холодильний коефіцієнт Карно:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = T_0 / (T_k - T_0) \quad (3.4)$$

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = 263 / (318 - 263) = 263 / 55 = 4.8$$

## 5. Холодильний коефіцієнт:

Адіабатний:

$$\text{COP}_{\text{ад}} = q_0 / l_a \quad (3.5)$$

$$\text{COP}_{\text{ад}} = 278 / 101 = 2.75$$

Дійсний:

$$\text{COP}_{\text{д}} = Q_0 / N_{\text{ел}} \quad (3.6)$$

$$\text{COP}_{\text{д}} = 2,94 / 1,75 = 1,68$$

## 6. Ступінь термодинамічної досконалості:

Теоретичний:

$$\text{СТД}_{\text{т}} = \text{COP}_{\text{ад}} / \text{COP}_{\text{Карно}} \quad (3.7)$$

$$\text{СТД}_{\text{т}} = 2.75 / 4.8 = 0.58$$

Дійсний:

$$\text{СТД}_{\text{д}} = \text{COP}_{\text{д}} / \text{COP}_{\text{Карно}} \quad (3.8)$$

$$\text{СТД}_{\text{д}} = 1,68 / 4,8 = 0,35$$

### 3.5 Масова витрата холодоагенту R290

$$M_x = Q_0 / q_0, \text{ кг/год} \quad (3.9)$$

$$M_x = 2940 / 278 = 0.01058 \text{ кг/с} = 38.1 \text{ кг/год}$$

### 3.6 Розрахунок потужності компресора

1. Адіабатна потужність:

$$N_{\text{ад}} = M_x \cdot l_{\text{ад}}, \text{ кВт} \quad (3.10)$$

$$N_{\text{ад}} = 0.01058 \cdot 101 = 1.069 \text{ кВт}$$

2. Індикаторна потужність (з урахуванням ізентропного ККД  $\eta_{із} = 0.75$ ):

$$N_i = N_{ад} / \eta_{із}, \text{ кВт} \quad (3.11)$$

$$N_i = 1.069 / 0.75 = 1.425 \text{ кВт}$$

3. Ефективна потужність:

$$N_e = N_i / \eta_{мех}, \text{ кВт} \quad (3.12)$$

де  $\eta_{мех}$  - механічний ККД компресора, приймаємо  $\eta_{мех} = 0.90$

$$N_e = 1.425 / 0.90 = 1.58 \text{ кВт}$$

4. Електрична потужність (потужність двигуна):

$$N_{ел} = N_i / \eta_{мех}, \text{ кВт} \quad (3.13)$$

$$N_{ел} = 1.58 / 0.90 = 1.75 \text{ кВт}$$

### 3.7 Теплове навантаження конденсатора

1. Теоретичне навантаження:

$$Q_{к.теоретичне} = M_x \cdot q_k, \text{ кВт} \quad (3.14)$$

$$Q_{к.теоретичне} = 0.01058 \cdot 379 = 4 \text{ кВт}$$

2. Дійсне навантаження (з урахуванням електричної потужності):

$$Q_{к.дійсне} = Q_0 + N_{ел} \quad (3.15)$$

$$Q_{к.дійсне} = Q_0 + N_{ел} = 2.94 + 1.75 = 4.69 \text{ кВт}$$

### 3.8 Вихідні дані для розрахунку(надземного віранту):

Розрахунок для літнього максимального режиму роботи установки реконденсації парів LPG на АГЗК (м. Одеса), надземний резервуар, табл.3.3:

Таблиця 3.3.

Параметр	Значення	Одиниця
<b>Надземний</b>		
Холодоагент	R290 (пропан)	-
Холодопродуктивність $Q_0$	6.39	кВт
Температура випаровування. $t_0$	-10	°C
Температура конденсац. $t_k$	+45	°C
Переохол.рідини $t_{\text{перехол}}$	3	К

Параметри циклу( $t_k$ ,  $t_0$ ) у таблиці 3.2, для підземного варіанту-залишаються незмінні для надземного(формули 3.1-3.4).

Змінюється розрахунок тільки де використовується параметр  $Q_0=6.39\text{кВт}$

### 3.9 Холодильний коефіцієнт:

Дійсний:

$$\text{COP}_d = Q_0 / N_{\text{ел}} \quad (3.6)$$

$$\text{COP}_d = 6,39 / 1,75 = 1,88$$

### 3.10 Ступінь термодинамічної досконалості:

Дійсний:

$$\text{СТД}_d = \text{COP}_d / \text{COP}_{\text{Карно}} \quad (3.8)$$

$$\text{СТД}_d = 1,88 / 4,8 = 0,39$$

### 3.11 Масова витрата холодоагенту R290

$$M_x = Q_0 / q_0 = 6390 / 278 = 0.02298 \text{ кг/с} = 82.7 \text{ кг/год}$$

### 3.12 Розрахунок потужності компресора

#### 1. Адіабатна потужність:

$$N_{ад} = M_x \cdot i_{ад} = 0.02298 \cdot 101 = 2.32 \text{ кВт}$$

#### 2. Індикаторна потужність (з урахуванням ізентропного ККД $\eta_{із} = 0.75$ ):

$$N_i = N_{ад} / \eta_{із} = 2.32 / 0.75 = 3.09 \text{ кВт}$$

#### 3. Ефективна потужність на валу:

$$N_e = N_i / \eta_{мех}$$

де  $\eta_{мех}$  - механічний ККД компресора, приймаємо  $\eta_{мех} = 0.90$

$$N_e = 3.09 / 0.90 = 3.4 \text{ кВт}$$

#### 4. Електрична потужність (потужність двигуна):

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел} = 3.4 / 0.90 = 3.78 \text{ кВт}$$

### 3.13 Теплове навантаження конденсатора

#### 1. Теоретичне навантаження:

$$Q_{к.теоретичне} = M_x \cdot q_k = 0.02298 \cdot 379 = 8.7 \text{ кВт}$$

#### 2. Дійсне навантаження (з урахуванням електричної потужності):

$$Q_{к.дійсне} = Q_0 + N_{ел} = 6.39 + 2.78 = 9.17 \text{ кВт}$$

Загальна таблиця 3.4 розрахунку термодинамічного циклу на R290 для обох варіантів розміщення резервуару:

Таблиця 3.4.

№	Параметр	Позначення	Підземний резервуар	Надземний резервуар	Одиниця
1	Вхідні данні(Хлодогент R290)				
1.1	Температура випаровування	$t_0$	-10	-10	°C
1.2	Температура конденс.	$t_k$	+45	+45	°C
1.3	Перегрів пари (РГТН)	$t_{\text{перегріву}}$	+15	+15	°C
1.4	Теплове навантаж.	$Q_0$	2.94	6.39	кВт
2	Ефективність циклу				
2.1	Холодильний коефіцієнт Карно	СОРКарно	4.8	4.8	-
2.2	Адіабатний холодильний коеф.	СОРд	1.68	1.88	-
2.3	Ступінь термодин.досконал.	СТДд	<b>0.35</b>	<b>0.39</b>	-
3	Масові витрати				
3.1	Масова витрата R290	$M_x$	38.1	82.7	кг/год
3.2	Масова витрата R290	$M_x$	0.01058	0.02298	кг/с
3.3	Потужність				
3.4	Адіабат. потужність	Над	1.069	2.32	кВт
3.5	Індикат. потужність	$N_i$	1.425	3.09	кВт
3.6	Електрич.потужн.	Неп	1.75	3.4	кВт
4	Конденсатор				
4.1	Теоретичне навант.	Qк.теоретичн	4	8.7	кВт
4.2	Дійсне навант.	Qк.дійсне	<b>4.69</b>	<b>9.17</b>	кВт

## 4. ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

### 4.1 Підбір компресора для обох варіантів розташування резервуару

Підбір компресора виконується за наступними параметрами, табл.4.1:

Таблиця 4.1.

Параметр	Підземний резервуар	Надземний резервуар
Холодопродуктивність $Q_0$ , кВт	2.94	6.39
Температура конденс. $t_k$ , °C	+45	+45
Температура випаровування $t_0$ , °C	-10	-10
Температура всмокт. $t_1$ , °C	+5	+5
Переохолодження, К	3	3
Холодоагент	R290	R290

Для підбору компресора використовую програмне забезпечення **BITZER Software** та каталоги виробника **Embraco**. Будет розглядено декілька типів компресорів, сертифікованих для роботи з пропаном(R290), у табл.4.2:

Таблиця 4.2.

Параметр	Підземний	
	Поршневий н/герм(обраний)	Спіральний
Модель	Bitzer 2GESP-2Z-40S	Embraco EAF36U-B1
Холодопродуктивність $Q_0$ , кВт	3.26	3.4
COP	2.31	2.52
Масовий потік, кг/год	42.7	41.5
Придатність для R290	Придатний	Придатний
Сертифікат АТЕХ	Є	-
Придатність для АГЗК	Допускається	Не допускається
Напруга, В	380-420	220-240
	Надземний	
Параметр	Поршневий н/герм(обраний)	Спіральний
Модель	Bitzer 2CESP-3Z-40S	Embraco EAF64U-A1
Холодопродуктивність $Q_0$ , кВт	7.44	6.55
COP	2.35	2.89
Масовий потік, кг/год	97.7	83.2
Придатність для R290	Придатний	Придатний
Сертифікат АТЕХ	Є	EN60079-15(Частково)
Придатність для АГЗК	Допускається	НЕ рекомендується
Напруга, В	380-420	380-420

## **Висновок підробру компресора та порівняння:**

За результатами порівняльного аналізу обидва компресори Bitzer мають достатню охолоджувальну потужність для забезпечення проектного теплового навантаження  $Q_0 = 2,94$  кВт, та  $Q_0 = 6.39$ кВт і сертифіковані для використання з холодоагентом R290.

Одним із важливих критеріїв вибору для реконденсаційної установки на АГЗК є вимоги вибухово\пожежної безпеки. Комплекс заправки автогазом є об'єктом підвищеного ризику - компресорна установка розташована у вибухонебезпечній атмосфері.

Спиральні компресори Embraco EAF36U-B1 та EAF64U-A1 не має (або частково мають) сертифікат АTEX, що унеможлиблює його використання у вибухонебезпечних зонах АГЗК відповідно до вимог безпеки.

Напівгерметичні поршневі компресор Bitzer 2GESP-2Z-40S та 2CESP-3Z-40S мають сертифікат АTEX та відрізняється спеціальною (напівгерметичною) конструкцією для використання з холодоагентом R290 класу А3, що повністю відповідає вимогам безпеки об'єкта.

**Висновок:** для установки рекондесації парів LPG на АГЗК обрано напівгерметичні поршневі компресори **Bitzer 2GESP-2Z-40S та 2CESP-3Z-40S** як варіанти, що повністю відповідає технічним потребам та нормам вибухово\пожежної безпеки об'єкту.

Переваги компресорів Bitzer 2GESP-2Z-40S та 2CESP-3Z-40S:

- 1.Компресори мають напівгерметичну конструкцію, що дозволяє проводити технічне обслуговування та ремонт безпосередньо на місці експлуатації.
- 2.Працюють від трифазного джерела живлення з напругою 380–420В, що відповідає вимогам промислової електромережі АГЗК.
- 3.Компресори мають запас холодопродуктивності у 11-15%, що забезпечує стабільну роботу в усіх режимах роботи.

## 4.2 Підбір конденсатора для обох варіантів розташування резервуару

Підбір конденсатора виконується за наступними параметрами, табл.4.3:

Таблиця 4.3.

Параметр	Підземний резервуар	Надземний резервуар
Холодопродуктивність КД $Q_k$ (дійсна), кВт	4.69	9.17
Температура конденс. $t_k$ , °C	+45	+45
Температура навкол.середовища, °C	+35	+35
Холодоагент	R290	R290

Для підбору конденсатора використовуємо Güntner Product Calculator.

Підібрані конденсатори та їх характеристики зводимо у табл. 4.5:

Таблиця 4.4.

	<b>Підземний резервуар</b>
Тип	Конденсатор, повітряно ламельний (трубчасто-ребристі)
Модель	GCHC PD 035.2/11-37-4243581M
$Q_k$ (дійсна), кВт	4.8
Температура конденс. $t_k$ , °C	45.1
Масовий потік R290, кг/год	45
Об'єм труб	1.7л
Придатність для R290	Придатний
Сертифікація DIN EN 378	Є
Придатність для АГЗК	Допускається
Ціна EUR	1100
	<b>Надземний резервуар</b>
Тип	Конденсатор, повітряно ламельний (трубчасто-ребристі)
Модель	GCHC PD 040.2/12-45-4243624M
$Q_k$ (дійсна), кВт	9.3
Температура конденс. $t_k$ , °C	45.1
Масовий потік R290, кг/год	89
Об'єм труб	2.1л
Придатність для роботи з R290	Придатний
Сертифікація DIN EN 378	Є
Придатність для АГЗК	Допускається
Ціна EUR	1600

### **Висновок підбору конденсатора:**

Були обрані конденсатори з ребристими трубами та повітряним охолодженням виробництва компанії «Antner» (Німеччина).

Ребра цих агрегатів виготовлені з алюмінію, а трубні пучки — з міді. Для системи з підземним резервуаром було обрано модель GCHC PD 035.2/11-37 (4,8 кВт).

Для системи з наземним резервуаром було обрано модель GCHC PD 040.2/12-45 (9,3 кВт).

**Для безпечного** використання легкозаймистих холодоагентів групи А3 (пропан) обидва агрегати сертифіковані за стандартом DIN EN 378.

Паяні з'єднання труб конденсаторів повністю виключають можливість мікровитоків небезпечного пропану під тиском через різьбові з'єднання, що гарантує дотримання суворих правил безпеки АГЗК.

### 4.3 Розрахунок та підбір регенеративного теплообмінника (РГТН)

Визначення теплового навантаження РГТН:

$$Q_{РГТН} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_1'), \text{ кВт}, \quad (4.1)$$

де:

$\dot{m}$  - масова витрата R290, кг/с

$h_1$  - ентальпія пари після РГТН (точка 1), кДж/кг

$h_1'$  - ентальпія пари до РГТН (точка 1'), кДж/кг

**Підземний:**  $Q_{РГТН} = 0.01058 \cdot (588 - 563) = 264.5 \text{ кВт}$

**Надземний:**  $Q_{РГТН} = 0.02298 \cdot (588 - 563) = 574.5 \text{ кВт}$

Визначення температурного напору:

Температурна сторона(Вхід):

Горяча(рідина)=45°C

Холодна(пара)= -10°C

Температурна сторона(Вихід):

Горяча(рідина)=42°C

Холодна(пара)= +5°C

Коефіцієнт теплопередачі:

Для паяного 1-о фазного пластинчастого теплообмінника з холодоагентом R290:

$k = 500-800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$

Приймаємо:  $k = 600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$

Середній логарифмічний температурний напір розраховується:

$$\Theta_{\text{лог}} = (\Theta_{\text{б}} - \Theta_{\text{м}}) / (2.3 \cdot \lg(\Theta_{\text{б}}/\Theta_{\text{м}})) \quad (4.2)$$

де,

$\Theta_{\text{м}}$ -менша різниця температур між потоками на іншому кінці теплообмінника, °C

$\Theta_{\text{б}}$ - менша різниця температур між потоками на іншому кінці теплообмінника. °C

$$\Theta_{\text{м}}(\text{менший напір}) = 45 - 5 = 40^{\circ}\text{C}$$

$$\Theta_{\text{б}}(\text{більший напір}) = 42 - (-10) = 52^{\circ}\text{C}$$

$$\Theta_{\text{м}} = (52 - 40) / (2.3 \cdot \lg(52/40))$$

$$\Theta_{\text{лог}} = 12 / (2.3 \cdot 0.114) = 12 / 0.263 = 45.6^{\circ}\text{C}$$

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F = Q_{\text{РГТН}} / (k \cdot \Theta_{\text{м}}), \text{ см}^2 \quad (4.3)$$

**Підземний:**

$$F_{\text{розрах}} = 264.5 / (600 \cdot 45.6) = 0.00967 \text{ м}^2 = 96.7 \text{ см}^2$$

**Надземний:**

$$F_{\text{розрах}} = 574.5 / (600 \cdot 45.6) = 0.0210 \text{ м}^2 = 210 \text{ см}^2$$

Обираю модель регенеративного теплообмінника- **SWEP B5TH**

Загальна кількість пластин для апарату (n) розраховується за формулою:

$$n = (F_{\text{розрах}} / f_{\text{пл}}) + 2, \text{ шт} \quad (4.4)$$

де,

$f_{\text{пл}}$  корисна площа однієї пластини, для моделі «ТО» **SWEP B5TH**, = 0.012 м<sup>2</sup> або 120см<sup>2</sup>, за каталогом SWEP B5

$F_{\text{розрах}}$  розрахункова потрібна площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>

2 – дві торцеві пластини апарату, не беруть участі у процесі теплообміну(виконують роль запірних торцевих стінок корпусу)

$$n_{\text{підзем}} = (0.00967 / 0.012) + 2 = 2.81, \text{ приймаємо } 4 \text{ шт}$$

$$n_{\text{надзем}} = (0.0210 / 0.012) + 2 = 3.75, \text{ приймаємо } 4 \text{ шт}$$

Приймаємо  $n = 4$  пластини - мінімальна кількість для забезпечення двох незалежних каналів течії (по одному з кожного боку теплообміну).

Апарат на 4 пластини має всередині рівно 3 канали. Один центральний канал призначений для холодної пари пропану, а два крайніх (симетричних) контури - для гарячої рідини. Таким чином забезпечується повне двостороннє омивання внутрішнього робочого каналу пари, що максимізує регенеративний ефект

**Перевірочний** розрахунок, фактична площа поверхні ТО:

$$F_{\text{факт}} = (n - 2) \cdot f_{\text{пл}} \quad (4.5)$$

де,

$(n - 2)$ - кількість активних пластин(торцевих)

$f_{\text{пл}}$  корисна площа однієї пластини, для моделі «ТО» **SWEP B5TH**, = 0.012 м<sup>2</sup> або 120см<sup>2</sup>, за каталогом SWEP B5

$$F_{\text{факт}} = (10-2) \cdot 0.012 = 0,024 \text{ м}^2 = 240 \text{ см}^2$$

Умова  $F_{\text{факт}} \geq F_{\text{розрах}}$  виконується:

$$n \text{ підземний: } 240 \text{ см}^2 > 96,7 \text{ см}^2$$

$$n \text{ надземний: } 240 \text{ см}^2 > 210 \text{ см}^2$$

Основні технічні характеристики обраного регенеративного теплообмінника, табл 4.5:

Таблиця 4.5

Параметр	Значення
Модель	SWEP B5TH
Тип	Регенеративний, паяний пластінчатий
Кількість пластин, шт	4
Площа однієї пластини, м <sup>2</sup>	0,012
Фактична площа теплообміну, м <sup>2</sup>	0,024
Матеріал пластин	Нержавіюча сталь SS 316/316L
Тип пайки	Мідний припій (Cu)
Максимальний тиск, бар	30
Придатність для роботи з R290	Придатний
Сумісність з R290	Підтверджена виробником

#### **Висновок до підбіру ТО:**

За розрахунковими результатами, для обох варіантів розташування, підземного та надземного. Було обрано єдину модель теплообмінника, SWEP B5TH(х4 пластини). Матеріал пластин - нержавіюча сталь, тип пайки-мідний. Що гарантує сумісність та безпеку, для роботи, при використанні з вуглеводневим х.а(пропан, R290).

#### 4.4 Розрахунок та підбір допоміжного устаткування

Лінійний ресивер.

Розрахунок об'єму ресивера рахуємо за формулою:

$$V_{л.р.} = 1,45 \cdot V_{зам} \quad (4.6)$$

де,

1,45 - нормативний коефіцієнт запасу, враховує що ресивер не можна заповнювати більше ніж на 90%

$V_{зам}$  - заправочний об'єм системи, тобто скільки літрів рідкого холодоагенту міститься у всіх апаратах та трубопроводах рідинної лінії

Заправочний об'єм системи, тобто скільки літрів рідкого холодоагенту міститься у всіх апаратах та трубопроводах рідинної лінії рахуємо за формулою:

$$V_{зам} = V_{конд} \cdot 1.3 \quad (4.7)$$

де,

$V_{конд}$ -об'єм труб конденсатора (згідно специфікації моделі)

1.3-це загальний конструктивний запас +30%, так як не проводилися окремі розрахунки трубопроводів

Заправочний об'єм системи:

Підземний:

$$V_{зам} = V_{конд} \cdot 1.3 = 1.7 \cdot 1.3 = 2.21 \text{ л}$$

Надземний:

$$V_{зам} = V_{конд} \cdot 1.3 = 2.1 \cdot 1.3 = 2.73 \text{ л}$$

Об'єм ресивера:

Підземний:

$$V_{л.р.} = 1.45 \cdot 2.21 = 3.2 \text{ л}$$

Надземний:

$$V_{л.р.} = 1.45 \cdot 2.73 = 3.96 \text{ л}$$

Обираю лінійний ресивер з каталогу виробника Frigomes, за наступними даними, табл 4.7:

Таблиця 4.6.

Параметр	Значення
V л.р.(Надземний)	3,96 л
Приймаємо V л.р.	5 л
Pmax	16 бар
Придатність для роботи з R290	Придатний
Серія	Вертикальний

Обираю модель Frigomes VT-8,5 R290 PS36, характеристики зведені до табл. 4.8:

Таблиця 4.7.

Параметр	Значення
Модель	Frigomes VT-8,5 R290 PS36
V л.р, л	8.5 л
Pmax	36 бар
Придатність для роботи з R290	Придатний
Вхід	28 мм
Вихід	28 мм
Зовнішній діаметр D	180 мм
Загальна довжина	421 мм
Серія	Вертикальний

#### **Висновок до підбіру лінійного ресиверу:**

Обираю одну модель лінійного ресиверу **Frigomes VT-8,5 R290 PS36**.

Для обох варіантів(Надземний та Підземний).

Номінальна місткість ресивера у 8.5, з надлишком забезпечує роботу обох варіантів розташування резервуару, підземного та надземного.

(Vл.р Ресиверу=8.5л> Vл.р Надземного=3.96л>Vл.р підземного=3.2л).

## 4.5 Розрахунок та підбір реконденсатора

Вхідні данні для розрахунку реконденсатора, звожу у табл.4.8:

Таблиця 4.8.

№	Параметр	Позначення	Підземний	Надземний
1	Сторона LPG (конденсація)			
1.1	Температура парів LPG на вході, °C	t <sub>вх</sub>	35	35
1.2	Температура реконденсації LPG (вихід), °C	t <sub>вих</sub>	0	0
2	Сторона R290 (випаровування)			
2.1	Температура випаровування R290, °C	t <sub>о</sub>	-10	-10
2.2	Тиск випаровування R290, бар	P <sub>о</sub>	3.4	3.4
3	Теплове навантаження			
3.1	Теплове навантаження реконденсатора, кВт	Q <sub>рекд</sub> = Q <sub>о</sub>	2.94	6.39
4	Коефіцієнт теплопередачі			
4.1	k для пластинчатого (2-ох фазного) реконденсатора (R290), Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	k	1200	1200

Середній логарифмічний температурний напір розраховується:

$$\Theta_{\text{лог}} = (\Theta_{\text{б}} - \Theta_{\text{м}}) / (2.3 \cdot \lg(\Theta_{\text{б}}/\Theta_{\text{м}})) \quad (4.8)$$

$$\Theta_{\text{лог}} = (\Theta_{\text{б}} - \Theta_{\text{м}}) / (2.3 \cdot \lg(\Theta_{\text{б}}/\Theta_{\text{м}}))$$

$$\Theta_{\text{б}} = t_{\text{вх}}(\text{пара LPG}, t_{\text{вих}})$$

З боку LPG:

Вхід: t<sub>вх</sub> = +35°C (пара LPG)

Вихід: t<sub>вих</sub> = 0°C (рідкий LPG після реконденсації)

З боку R290 (холодна сторона):

Кипіння: t<sub>о</sub> = -10°C = const (двофазний процес, температура стала)

Більший температурний напір (на вході LPG):

$$\Theta_{\text{б}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{о}} = 35 - (-10) = 45^\circ\text{C}$$

Менший температурний напір (на виході LPG):

$$\Theta_{\text{м}} = t_{\text{вих}} \text{ LPG} - t_{\text{о}} \text{ R290} = 0 - (-10) = 10^\circ\text{C}$$

$$\Theta_{\text{лог}} = (45 - 10) / \ln(45/10) = 23,3^{\circ}\text{C}$$

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F = Q_{\text{РГТН}} / (k \cdot \Theta_{\text{м}}), \text{ см}^2 \quad (4.9)$$

**Підземний:**

$$F_{\text{розрах}} = 2940 / (1200 \cdot 23.3) = 0,105\text{м}^2 = 1050\text{см}^2$$

**Надземний:**

$$F_{\text{розрах}} = 6390 / (1200 \cdot 23.3) = 0,228\text{м}^2 = 2280\text{см}^2$$

Підземний - обираю модель реконденсатора SWEP B5THx16,

Надземний - обираю модель реконденсатора SWEP B5THx30,

Загальна кількість пластин для апарату (n) розраховується за формулою:

$$n = (F_{\text{розрах}} / f_{\text{пл}}) + 2, \text{ шт} \quad (4.10)$$

де,

$f_{\text{пл}}$  корисна площа однієї пластини, для моделі «ТО» **SWEP B5TH**, = 0.012 м<sup>2</sup>  
або 120см<sup>2</sup>, за каталогом SWEP B5

$F_{\text{розрах}}$  розрахункова потрібна площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>

2 – дві торцеві пластини апарату, не беруть участі у процесі теплообміну(виконують роль запірних торцевих стінок корпусу)

$$n_{\text{підзем}} = (0,105 / 0.012) + 2 = 10.75, \text{ приймаємо } 16 \text{ шт}$$

$$n_{\text{надзем}} = (0,228 / 0.012) + 2 = 21, \text{ приймаємо } 30 \text{ шт}$$

**Перевірочний розрахунок, фактична площа поверхні ТО:**

$$F_{\text{факт}} = (n - 2) \cdot f_{\text{пл}} \quad (4.5)$$

де,

$(n - 2)$ - кількість активних пластин(торцевих)

$f_{\text{пл}}$  корисна площа однієї пластини, для моделі «ТО» **SWEP B5TH**, = 0.012 м<sup>2</sup> або 120см<sup>2</sup>, за каталогом SWEP B5

Надземний:  $F_{\text{факт}} = (16-2) \cdot 0.012 = 0.168 \text{ м}^2 = 1680 \text{ см}^2$

Підземний:  $F_{\text{факт}} = (30-2) \cdot 0.012 = 0.336 \text{ м}^2 = 3360 \text{ см}^2$

Умова  $F_{\text{факт}} \geq F_{\text{розрах}}$  виконується:

n надземний:  $3360 \text{ см}^2 > 2280 \text{ см}^2$

n підземний:  $1680 \text{ см}^2 > 1050 \text{ см}^2$

Характеристики моделей реконденсатора звожу до табл.4.9:

Таблиця 4.9.

Параметр	Значення (Надземний)	Значення (Підземний)
Модель	SWEP B5THx30	SWEP B5THx16
Тип	Регенеративний, паяний пластінчатий	Регенеративний, паяний пластінчатий
Кількість пластин, шт	30	16
Площа однієї пластини, м <sup>2</sup>	0.012	0.012
Розміри, мм	193×76	193×76
Матеріал пластин	Нержавіюча сталь SS 316/316L	Нержавіюча сталь SS 316/316L
Тип пайки	Мідний припій (Cu)	Мідний припій (Cu)
Розрахункова площа теплообміну, м <sup>2</sup>	0.228	0.105
Фактична площа теплообміну, м <sup>2</sup>	0.336	0.168 м <sup>2</sup>
Максимальний тиск, бар	45	45
Придатність для роботи з R290	Придатний	Придатний
Сумісність з R290	Підтверджена виробником	Підтверджена виробником

**Висновок до підбору реконденсатора:**

За розрахунковими результатами, для двох варіантів розташування резервуара LPG(Підземного та Надземного).

Було обрано різні моделі реконденсатора. Різниця у кількості пластин обумовлена більшим тепловим навантаженням надземного варіанту (6.39 кВт проти 2.94 кВт для підземного).

Для підземного варіанту обрано **SWEP B5THx16** (16 пластин,  $F_{\text{факт}} = 0.168 \text{ м}^2$ ), для надземного **SWEP B5THx30** (30 пластин,  $F_{\text{факт}} = 0.336 \text{ м}^2$ ).

Обидві моделі належать до однієї серії B5TH. Матеріал пластин - нержавіюча сталь SS 316/316L, тип пайки - мідний. Що гарантує сумісність та безпеку для роботи при використанні з вуглеводневим х.а. (пропан, R290).

## 5. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ

### 5.1.1 Вступ, постановка задачі порівняння обох варіантів розташування резервуару

Одним із найважливіших технічних рішень при будівництві заправної станції скрапленого вуглеводневого газу (LPG) є вибір місця розташування резервуара для зберігання LPG. Від цього рішення безпосередньо залежать теплове навантаження на холодильну систему реконденсації, енергоспоживання об'єкта, дотримання вимог безпеки та експлуатаційні витрати протягом усього терміну експлуатації об'єкта.

У сучасній інженерній практиці при проектуванні комплексів заправки автогазом існує два основних варіанти розміщення резервуарів для ЗПГ: надземний та підземний.

- **Підземне розміщення:** резервуар закопаний у землю на 1-3метри. Протягом року температура ґрунту в Одесі коливається в межах від +8 до +15°C, що значно нижче та стабільніше за літню температуру повітря у надземного рішення (+35 °C).
- **Надземне розміщення:** температура LPG залежить від температури навколишнього повітря і в літній розрахунковий період може досягати +35 °C.

Цей порівняльний аналіз має на меті з'ясувати, як розташування резервуара впливає на енергоспоживання холодильної установки, вибір обладнання та теплове навантаження системи реконденсації. За основу розрахункових умов експлуатації взято літнє пікове навантаження в Одесі.

### 5.1.2 Порівняння параметрів холодильного циклу R290

Для обох типів розміщення баків холодильний цикл на R290 працює при однакових температурах кипіння та конденсації. Єдина відмінність полягає в тому, що швидкість випаровування газу з бака визначає теплове навантаження на реконденсатор

Порівняння параметрів циклу на P-h діаграмі:

Цикл **ідентичний** для обох варіантів, табл 5.1:

Таблиця 5.1

Точка	T, °C	P, бар	h, кДж/кг
1'	-10	3.4	563
1	5	3.4	588
2	77	15.3	689
2'	45	15.3	616
3'	45	15.3	319
3	42	15.3	310
4	-10	3.4	310

Параметри характерних точок циклу однакові для обох варіантів, оскільки температури кипіння  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  та конденсації  $t_k = +45^\circ\text{C}$  не змінюються.

Питомі величини циклу (однакові для обох варіантів), табл 5.2:

Таблиця 5.2

Параметр	Формула	Значення	Одиниця
Питома холодопродуктивність	$q_0 = h_1 - h_4$	278	кДж/кг
Питома робота компресора	$l_{ад} = h_2 - h_1$	101	кДж/кг
Питома теплота конденсації	$q_k = h_2 - h_3$	379	кДж/кг
СОРКарно	$T_0 / (T_k - T_0)$	4.8	-

Отже, для обох варіантів компонування резервуарів конкретні термодинамічні параметри циклу R290 є однаковими. Саме масовий витрата холодоагенту  $i$ , відповідно, продуктивність обладнання - про що йдеться в наступному підрозділі 5.1.3 є тим, що відрізняє ці варіанти, а не якість самого циклу.

### 5.1.3 Потужність, витрата холодильного агенту, ефективність

На відміну від параметрів циклу, на потужність обладнання та масовий витрата холодоагенту безпосередньо впливає теплове навантаження, яке визначається варіантом розташування резервуара LPG.

#### 1. Масова витрата R290:

Підземний:

$$M_x = Q_o / q_o, \text{ кг/год}$$

$$M_x = 2940 / 278 = 0.01058 \text{ кг/с} = 38.1 \text{ кг/год}$$

Надземний:

$$M_x = Q_o / q_o = 6390 / 278 = 0.02298 \text{ кг/с} = 82.7 \text{ кг/год}$$

Надземний варіант потребує **вдвічі більшої** витрати холодоагенту.

#### 2. Потужність компресора:

Адіабатна потужність:

$$N_{ад} = M_x \cdot i_{ад}, \text{ кВт}$$

Підземний:

$$N_{ад} = 0.01058 \cdot 101 = 1.069 \text{ кВт}$$

Надземний:

$$N_{ад} = M_x \cdot i_{ад} = 0.02298 \cdot 101 = 2.32 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність:

$$N_i = N_{ад} / \eta_{із}, \text{ кВт}$$

Підземний:

$$N_i = 1.069 / 0.75 = 1.425 \text{ кВт}$$

Надземний:

$$N_i = 2.32 / 0.75 = 3.09 \text{ кВт}$$

Електрична потужність:

$$N_{ел} = N_i / \eta_{мех}, \text{ кВт}$$

Підземний:

$$N_{ел} = 1.58 / 0.90 = 1.75 \text{ кВт}$$

Надземний:

$$N_{ел} = 3.4 / 0.90 = 3.78 \text{ кВт}$$

Річне енергоспоживання:

Режим роботи - **безперервний** (8760 год/рік):

$$W_{\text{рік}} = N_{\text{ел}} \cdot t_{\text{рік}}, \quad (5.1)$$

Підземний:

$$W_{\text{рік}} = 1.75 \cdot 8760 = 15\,330 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

Надземний:

$$W_{\text{рік}} = 3.4 \cdot 8760 = 29\,784 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

$$\text{Різниця: } 29\,784 - 15\,330 = 14\,454 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік}$$

При вартості електроенергії  $\sim 4.32$  грн/кВт·год

$$14\,454 \cdot 4.32 = 62\,441 \text{ грн/рік}$$

Висновок:

Надземний варіант розташування резервуара потребує теплового навантаження у **2.17 рази більшого** ніж підземний (6.39 кВт проти 2.94 кВт), що призводить до пропорційного збільшення масової витрати холодоагенту та електричної потужності компресора. Річне енергоспоживання надземного варіанту перевищує підземний на **14 454 кВт·год**, що при поточних тарифах складає близько **62 000 грн/рік** додаткових витрат на електроенергію.

#### 5.1.4 Різниця між варіантами у підбірці обладнання

Різниця у тепловому навантаженні між варіантами безпосередньо визначає типорозмір підбраного обладнання. Розглянемо кожен елемент системи.

##### 1. Компресор:

<b>Підземний резервуар</b>	
Параметр	Поршневий н/герм(обраний)
Модель	Bitzer 2GESP-2Z-40S
Холодопродуктивність $Q_0$ , кВт	3.26
COP	2.31
Масовий потік, кг/год	42.7
Придатність для R290	Придатний
Сертифікат АТЕХ	Є
Придатність для АГЗК	Допускається
Напруга, В	380-420
<b>Надземний резервуар</b>	
Параметр	Поршневий н/герм(обраний)
Модель	Bitzer 2CESP-3Z-40S
Холодопродуктивність $Q_0$ , кВт	7.44
COP	2.35
Масовий потік, кг/год	97.7
Придатність для R290	Придатний
Сертифікат АТЕХ	Є
Придатність для АГЗК	Допускається
Напруга, В	380-420

Для обох варіантів обрано поршневі напівгерметичні компресори Bitzer, сертифіковані АТЕХ для роботи у вибухонебезпечних зонах АГЗК

## 2. Конденсатор:

<b>Підземний резервуар</b>	
Тип	Конденсатор, повітряно ламельний (трубчасто-ребристі)
Модель	GCHC PD 035.2/11-37-4243581M
Q <sub>к</sub> (дійсна), кВт	4.8
Температура конденс. t <sub>к</sub> , °C	45.1
Масовий потік R290, кг/год	45
Об'єм труб	1.7л
Придатність для R290	Придатний
Сертифікація DIN EN 378	Є
Придатність для АГЗК	Допускається
Ціна EUR	1100
<b>Надземний резервуар</b>	
Тип	Конденсатор, повітряно ламельний (трубчасто-ребристі)
Модель	GCHC PD 040.2/12-45-4243624M
Q <sub>к</sub> (дійсна), кВт	9.3
Температура конденс. t <sub>к</sub> , °C	45.1
Масовий потік R290, кг/год	89
Об'єм труб	2.1л
Придатність для роботи з R290	Придатний
Сертифікація DIN EN 378	Є
Придатність для АГЗК	Допускається
Ціна EUR	1600

Конденсатори різних типорозмірів однієї серії GCHC PD, підібрані відповідно до теплового навантаження кожного варіанту.

## 3. Реконденсатор:

Параметр	Надземний резервуар	Підземний резервуар
Модель	SWEP B5THx30	SWEP B5THx16
Тип	Регенеративний, паяний пластінчатий	Регенеративний, паяний пластінчатий
Кількість пластин, шт	30	16
Розрахункова площа теплообміну, м <sup>2</sup>	0.228	0.105
Фактична площа теплообміну, м <sup>2</sup>	0.336	0.168 м <sup>2</sup>
Максимальний тиск, бар	45	45

#### 4. РГТН:

Параметр	Значення
Модель	SWEP B5TH
Кількість пластин, шт	4
Площа однієї пластини, м <sup>2</sup>	0,012
Фактична площа теплообміну, м <sup>2</sup>	0,024

РГТН однаковий для **обох варіантів** - перегрів пари R290 не залежить від теплового навантаження системи.

#### 5. Лінійний ресивер:

Параметр	Значення
Модель	Frigomec VT-8,5 R290 PS36
V л.р, л	8.5 л
Pmax	36 бар
Придатність для роботи з R290	Придатний
Вхід	28 мм
Вихід	28 мм
Зовнішній діаметр D	180 мм
Загальна довжина	421 мм
Серія	Вертикальний

Лінійний ресивер однаковий для **обох варіантів** - об'єм визначається зарядом холодоагенту системи, який суттєво не відрізняється між варіантами.

Зведена таблиця підбраного обладнання:

№	Елемент	Підземний	Надземний	Однакові?
1	Компресор	Bitzer 2GESP-2Z-40S	Bitzer 2CESP-3Z-40S	<b>Різні</b>
2	Конденсатор	GCHC PD 035.2/11	GCHC PD 040.2/12	<b>Різні</b>
3	Реконденсатор	SWEP B5THx16	SWEP B5THx30	<b>Різні</b>
4	РГТН	SWEP B5TH×4	SWEP B5TH×4	<u>Однакові</u>
5	Лінійний ресивер	Frigomec VT-8.5	Frigomec VT-8.5	<u>Однакові</u>

**Порівняльний аналіз підбраного обладнання показує, що підземний варіант розташування резервуара дозволяє використовувати менш потужне та більш компактне обладнання. Компресор, конденсатор та реконденсатор для надземного варіанту мають суттєво більший типорозмір через вище теплове навантаження. РГТН та лінійний ресивер залишаються однаковими для обох варіантів.**

### 5.1.5 Зведена порівняльна таблиця та висновок

Зведена порівняльна таблиця, 5.3:

№	Параметр	Позначення	Підземний	Надземний
<b>1 Термодинаміка циклу R290</b>				
1.1	Температура випаровування, °С	$t_0$	-10	-10
1.2	Температура конденсації, °С	$t_k$	+45	+45
1.3	Питома холодопродуктивність, кДж/кг	$q_0$	278	278
1.4	Питома робота компресора, кДж/кг	$l_{ад}$	101	101
1.5	СОР адіабатний	СОР <sub>д</sub>	1.68	1.88
1.6	СОР Карно	СОР <sub>Карно</sub>	4.8	4.8
1.7	СТДд	СТДд	0.35	0.39
<b>2 Енергетичні показники</b>				
2.1	Теплове навантаження, кВт	$Q_0$	<b>2.94</b>	<b>6.39</b>
2.2	Масова витрата R290, кг/год	$\dot{m}$	<b>38.1</b>	<b>82.7</b>
2.3	Адіабатна потужність, кВт	$N_{ад}$	<b>1.069</b>	<b>2.32</b>
2.4	Індикаторна потужність, кВт	$N_i$	<b>1.425</b>	<b>3.09</b>
2.5	Електрична потужність, кВт	$N_{ел}$	<b>1.75</b>	<b>3.4</b>
2.6	Теплове навант. конденсатора, кВт	$Q_k$	<b>4.69</b>	<b>9.17</b>
2.7	Річне енергоспоживання, кВт·год	$W_{рік}$	<b>15 330</b>	<b>29 784</b>

Продовження таблиці 5.3:

3 Підібране обладнання				
3.1	Компресор	-	<b>Bitzer 2GESP-2Z-40S</b>	<b>Bitzer 2GESP-3Z-40S</b>
3.2	Конденсатор	-	<b>GCHC PD 035.2/11</b>	<b>GCHC PD 040.2/12</b>
3.3	Реконденсатор	-	<b>SWEP B5THx16</b>	<b>SWEP B5THx30</b>
3.4	РГТН	-	SWEP B5TH×4	SWEP B5TH×4
3.5	Лінійний ресивер	-	Frigomec VT-8.5	Frigomec VT-8.5

На підставі результатів порівняльного дослідження двох варіантів розміщення баків для скрапленого газу можна зробити такі висновки:

1. Оскільки температурні умови циклу не змінюються, термодинамічні параметри циклу R290 - питома холодопродуктивність, та ступінь термодинамічної ефективності - є однаковими для обох варіантів.
2. У порівнянні з підземним варіантом (температура ґрунту +15 °С) наземний варіант має теплове навантаження, яке в 2,17 рази більше (6,39 кВт проти 2,94 кВт) через інтенсивніше випаровування LPG, спричинене нагріванням від навколишнього повітря (+35 °С).
3. Наземний варіант збільшує річне споживання енергії на 14 454 кВт·год, оскільки електрична потужність компресора в 1,94 рази вища (3,4 кВт проти 1,75 кВт).
4. Компресор, конденсатор і реконденсатор - обладнання, що використовується в наземному варіанті - мають більші розміри. Лінійний ресивер і РГТН залишаються без змін.

5. Підземний варіант є кращим з точки зору енергоефективності, оскільки він споживає набагато менше енергії, забезпечуючи реконденсацію парів ЗНГ того ж класу. Однак будівельні, геологічні та економічні фактори конкретного місця також відіграють роль у прийнятті остаточного рішення щодо розташування резервуара.

6. Зручність обслуговування. Надземний варіант потребує більш ретельного моніторингу системи в літній період через пікові теплові навантаження.

7. Безпека при використанні пропану R290.

Обидва варіанти розташування резервуара передбачають використання обладнання з сертифікатом АТЕХ (компресори Bitzer), що є обов'язковою вимогою для вибухонебезпечних зон АГЗК. Підземний варіант має додаткову перевагу з точки зору безпеки - у випадку витіку пропан розсіюється у ґрунті та не накопичується у вибухонебезпечних концентраціях так швидко, як при надземному розташуванні, де витік може призвести до накопичення газу в зоні обслуговування.

## 5.2 Аналітичне дослідження альтернативних холодоагентів

### 5.2.1 Вступ та обґрунтування вибору холодоагентів для дослідження

R290 (пропан) - природний вуглеводневий холодоагент із нульовим потенціалом глобального потепління ( $GWP=3$ ) та нульовим потенціалом руйнування озонового шару ( $ODP=0$ ) - є основним холодоагентом у розробленій системі реконденсації парів зрідженого вуглеводневого газу.

Однак з метою підвищення енергоефективності системи та дотримання міжнародних екологічних стандартів, що вимагають поступового скорочення використання хімічних речовин з високим  $GWP$ , сучасна холодильна галузь активно досліджує альтернативні холодоагенти.

У даному підрозділі проводиться аналітичне дослідження трьох альтернативних холодоагентів:

- R600a (ізобутан) - природний вуглеводневий х.а.,  $GWP=3$ , близький за хімічним складом до R290
- R1270 (пропілен) - природний вуглеводневий х.а.,  $GWP=2$ , дещо вищий робочий тиск
- R152a (дифторетан) - перспективний синтетичний х.а.,  $GWP=124$ , значно нижчий ніж у традиційних HFC

Метою дослідження є порівняння **термодинамічних показників** циклів при однакових умовах роботи ( $t_0=-10^{\circ}\text{C}$ ,  $t_k=+45^{\circ}\text{C}$ , **Підземний варіант розташування резервуару**) з базовим холодоагентом R290 для визначення найбільш ефективною альтернативи для систем реконденсації парів LPG на АГЗК. Для аналітичного розрахунку використовувалося програмне забезпечення CoolPack. Оскільки дослідження має аналітичний та порівняльний характер, підбір обладнання для **альтернативних холодоагентів не проводився.**

## 5.2.2 Термодинамічний розрахунок циклу R600a (ізобутан)

R600a (ізобутан) - природний вуглеводневий х.а., GWP=3, близький за хімічним складом до R290.

За результатами побудови циклу на P-h діаграмі визначено параметри характерних точок, та зведемо у таблицю 5.4:

Табл.5.4.

Точка	T, °C	P, бар	h, кДж/кг
1'	-10	1.09	542
1	5	1.09	566
2	54	6.1	634
2'	45	6.1	616
3'	45	6.1	308
3	42	6.1	300
4	-10	1.09	300

1. Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг}, \quad (3.1)$$

$$q_0 = 566 - 300 = 266 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома робота компресора (адіабатна):

$$l_{ад} = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}, \quad (3.2)$$

$$l_{ад} = 634 - 566 = 68 \text{ кДж/кг}$$

3. Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг}, \quad (3.3)$$

$$q_k = 634 - 300 = 334 \text{ кДж/кг}$$

4. Холодильний коефіцієнт Карно:

$$COP_{Карно} = T_0 / (T_k - T_0) \quad (3.4)$$

$$COP_{Карно} = 263 / (318 - 263) = 263 / 55 = 4.8$$

5. Адіабатний холодильний коефіцієнт:

Адіабатний:

$$\text{COP}_{\text{ад}} = q_0 / l_a \quad (3.5)$$

$$\text{COP}_{\text{ад}} = 266 / 68 = 3.91$$

6. Ступінь термодинамічної досконалості:

Теоретичний:

$$\text{СТД} = \text{COP}_{\text{ад}} / \text{COP}_{\text{Карно}} \quad (3.7)$$

$$\text{СТД} = 3.91 / 4.8 = 0.82$$

3.5 Масова витрата холодоагенту R290

$$M_x = Q_0 / q_0, \text{ кг/год} \quad (3.9)$$

$$M_x = 2940 / 266 = 0.00307 \text{ кг/с} = 11 \text{ кг/год}$$

3.6 Розрахунок потужності компресора

1. Адіабатна потужність:

$$N_{\text{ад}} = M_x \cdot l_{\text{ад}}, \text{ кВт} \quad (3.10)$$

$$N_{\text{ад}} = 0.00307 \cdot 68 = 0.209 \text{ кВт}$$

2. Індикаторна потужність (з урахуванням ізентропного ККД  $\eta_{\text{із}} = 0.75$ ):

$$N_{\text{і}} = N_{\text{ад}} / \eta_{\text{із}}, \text{ кВт} \quad (3.9)$$

$$N_{\text{і}} = 0.209 / 0.75 = 0.279 \text{ кВт}$$

3. Ефективна потужність ( $\eta_{\text{мех}} = 0.90$ ):

$$N_{\text{е}} = N_{\text{і}} / \eta_{\text{мех}}, \text{ кВт} \quad (3.11)$$

$$N_{\text{е}} = 0.279 / 0.9 = 0.31 \text{ кВт}$$

4. Електрична потужність (потужність двигуна  $\eta_{\text{мех}}=0.9$ ):

$$N_{\text{ел}} = N_e / \eta_{\text{мех}}, \text{ кВт} \quad (3.12)$$

$$N_{\text{ел}} = 0.31 / 0.9 = 0.344 \text{ кВт}$$

3.7 Теплове навантаження конденсатора

1. Теоретичне навантаження:

$$Q_{\text{к.теоретичне}} = M_x \cdot q_{\text{к}}, \text{ кВт} \quad (3.13)$$

$$Q_{\text{к.теоретичне}} = 0.00307 \cdot 334 = 1.025 \text{ кВт}$$

Зводимо значення термодинамічного розрахунку R600a, до табл.5.5:

Таблиця 5.5.

№	Параметр	Позначення	Підземний резервуар	Одиниця
1	Питома холодопродуктивність	$q_0$	266	кДж/кг
2	Питома робота компресора	$l_{\text{ад}}$	68	кДж/кг
3	Питома теплота конденсації	$q_{\text{к}}$	334	кДж/кг
4	Холодильний коефіцієнт Карно	$\text{COP}_{\text{Карно}}$	4.8	-
5	Адіабатний холодильний коеф.	$\text{COP}$	3.91	-
6	Ступінь термодинамічної досконалості	$\text{СТД}$	0.82	-
7	Масова витрата R290	$M_x$	11.05	кг/год
8	Масова витрата R290	$M_x$	0.00307	кг/с
9	Адіабат. потужність	$N_{\text{ад}}$	0.209	кВт
10	Індикат. потужність	$N_i$	0.279	кВт
11	Електрич.потужн.	$N_{\text{ел}}$	0.344	кВт
12	Теоретичне навант. конденсатора	$Q_{\text{к.теоретичн}}$	1.025	кВт

За результатами термодинамічного розрахунку циклу R600a (ізобутан) встановлено суттєві переваги порівняно з базовим холодоагентом R290. Адіабатний COP циклу R600a становить 3.91 проти 2.75 у R290, що на 42% вище. Електрична потужність компресора при однаковому тепловому навантаженні  $Q_0 = 2.94$  кВт складає лише 0.309 кВт проти 1.75 кВт для R290 - зниження на 82%. Масова витрата холодоагенту також значно менша - 11.05 кг/год проти 38.1 кг/год, тобто на 71% менше.

Такі результати пояснюються вищою питомою холодопродуктивністю R600a та значно меншою питомою роботою компресора. Додатковою перевагою є низький робочий тиск ( $P_0 = 1.09$  бар,  $P_k = 6.1$  бар) порівняно з R290 (3.4 / 15.3 бар), що знижує вимоги до міцності обладнання. R600a також є природним вуглеводневим холодоагентом з  $GWP=3$ , що відповідає сучасним екологічним вимогам.

### 5.2.3 Термодинамічний розрахунок циклу R1270 (пропілен)

R1270 (пропілен) - природний вуглеводневий х.а., GWP=2, дещо вищий робочий тиск.

За результатами побудови циклу на P-h діаграмі визначено параметри характерних точок, та зведемо у таблицю 5.6:

Табл.5.6.

Точка	T, °C	P, бар	h, кДж/кг
1'	-10	4.29	569
1	5	4.29	591
2	72	18.4	668
2'	45	18.4	612
3'	45	18.4	318
3	42	18.4	309
4	-10	4.29	309

Зводимо значення термодинамічного розрахунку R1270, до табл.5.7:

Таблиця 5.7.

№	Параметр	Позначення	Підземний резервуар	Одиниця
1	Питома холодопродуктивність	$q_0$	282	кДж/кг
2	Питома робота компресора	$l_{ад}$	77	кДж/кг
3	Питома теплота конденсації	$q_k$	359	кДж/кг
4	Холодильний коефіцієнт Карно	$COP_{Карно}$	4.8	-
5	Адіабатний холодильний коеф.	$COP_{ад}$	3.66	-
6	Ступінь термодин.досконал.	СТД	0.77	-
7	Масова витрата R290	$M_x$	10.4	кг/год
8	Масова витрата R290	$M_x$	0.00290	кг/с
9	Адіабат. потужність	$N_{ад}$	0.223	кВт
10	Індикат. потужність	$N_i$	0.298	кВт
11	Електрич.потужн.	$N_{ел}$	0.331	кВт
12	Теоретичне навант. конденсатора	$Q_k$ .теоретичн	1.041	кВт

За результатами термодинамічного розрахунку циклу R1270 (пропілен) встановлено що холодоагент показує кращі показники порівняно з базовим R290.  $COP_{ад} = 3.66$  проти  $2.75$  у R290 - перевага на 33%. Електрична потужність компресора складає  $0.331$  кВт проти  $1.75$  кВт — зниження на 81%. Масова витрата  $10.43$  кг/год проти  $38.1$  кг/год — менше на 73%.

Водночас R1270 працює при значно вищому тиску ( $P_0=4.29$  бар,  $P_k=18.4$  бар) порівняно з R600a, що висуває вищі вимоги до міцності обладнання. За показником COP R1270 дещо поступається R600a ( $3.66$  проти  $3.91$ ), однак має вищу питому холодопродуктивність ( $282$  проти  $266$  кДж/кг), що забезпечує меншу масову витрату холодоагенту.

#### 5.2.4 Термодинамічний розрахунок циклу R152a (дифторетан)

R152a (дифторетан) - перспективний синтетичний х.а., GWP=124, значно нижчий ніж у традиційних HFC.

За результатами побудови циклу на P-h діаграмі визначено параметри характерних точок, та зведемо у таблицю 5.8:

Табл.5.8.

Точка	T, °C	P, бар	h, кДж/кг
1'	-10	1.85	498
1	5	1.85	512
2	78	10.4	575
2'	45	10.4	534
3'	45	10.4	275
3	42	10.4	269
4	-10	1.85	269

Зводимо значення термодинамічного розрахунку R1270, до табл.5.5:

Таблиця 5.9.

№	Параметр	Позначення	Підземний резервуар	Одиниця
1	Питома холодопродуктивність	q <sub>0</sub>	243	кДж/кг
2	Питома робота компресора	l <sub>ад</sub>	63	кДж/кг
3	Питома теплота конденсації	q <sub>к</sub>	306	кДж/кг
4	Холодильний коефіцієнт Карно	СОР <sub>Карно</sub>	4.8	-
5	Адіабатний холодильний коеф.	СОР <sub>ад</sub>	3.86	-
6	Ступінь термодин.досконал.	СТД	0.81	-
7	Масова витрата R290	M <sub>х</sub>	12.1	кг/год
8	Масова витрата R290	M <sub>х</sub>	0.00336	кг/с
9	Адіабат. потужність	N <sub>ад</sub>	0.212	кВт
10	Індикат. потужність	N <sub>і</sub>	0.282	кВт
11	Електрич.потужн.	N <sub>ел</sub>	0.314	кВт
12	Теоретичне навант.конденсатора	Q <sub>к.теоретичн</sub>	1.028	кВт

За результатами термодинамічного розрахунку циклу R152a (дифторетан) встановлено що холодоагент демонструє високу енергетичну ефективність.  $CO_{Rad} = 3.86$  - на 40% вище ніж у базового R290 (2.75). Електрична потужність компресора складає 0.314 кВт проти 1.75 кВт для R290 - зниження на 82%. Масова витрата 12.10 кг/год проти 38.1 кг/год - менше на 68%.

R152a працює при помірному тиску ( $P_0=1.85$  бар,  $P_k=10.4$  бар) - нижчому ніж R290 та R1270, що є перевагою з точки зору вимог до обладнання. Попри те що R152a є синтетичним холодоагентом, його GWP=124 значно нижчий ніж у традиційних HFC (R134a - GWP=1430, R404A -GWP=3922), що відповідає сучасним екологічним вимогам F-Gas Regulation.

### 5.2.5 Порівняльний аналіз та висновок

Зводимо термодинамічні показники усіх х.а (R290, R600a, R1270, R152a), до табл. 5.10:

Таблиця 5.10.

Параметр	Одиниця	R290	R600a	R1270	R152a
<b>1- Робочі Тиски</b>					
1.1 Тиск випаровування P0	бар	3.4	1.09	4.29	1.85
1.2 Тиск конденсації Pк	бар	15.3	6.1	18.4	10.4
Температура нагнітання t2	°C	77	54	72	78
<b>2 - Питомі Величини Циклу</b>					
2.1 Питома хол.продуктив., q0	кДж/кг	278	266	<b>282</b>	243
2.2 Питома робота КМ Іад	кДж/кг	101	68	77	<b>63</b>
2.3 Питома теплота конденса., qк	кДж/кг	379	334	359	306
<b>3 Ефективність Циклу</b>					
3.1 COP Карно	-	4.78	4.78	4.78	4.78
3.2 COP адіабатний	-	2.75	<b>3.91</b>	3.66	3.86
3.3 STDт	-	0.58	<b>0.82</b>	0.77	0.81
<b>4 Масові та енергетичні показники (Q0 = 2.94 кВт)</b>					
4.1 Масова витрата m	кг/год	38.1	11.05	<b>10.4</b>	12.10
4.2 Адіабатна потужність Над	кВт	1.069	0.209	0.223	0.212
4.3 Електрична потужність Нел	кВт	1.75	0.309	0.331	<b>0.314</b>
4.4 Теплове навант. конденсатора Qк	кВт	4.69	1.025	1.041	1.028
<b>5 Екологічні Показники</b>					
5.1 GWP(Global Warming Potential)	-	3	3	<b>2</b>	124
5.2 ODP(Ozone Depleting Potential)	-	0	0	0	0
5.3 Тип х.а	-	Природний	Природний	Природ	Синтет.

За результатами аналітичного термодинамічного розрахунку циклів для чотирьох холодоагентів при однакових умовах роботи ( $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ,  $t_k = +45^\circ\text{C}$ , перегрів  $15^\circ\text{C}$ , переохолодження  $3^\circ\text{C}$ ) встановлено наступне.

Усі три альтернативних холодоагенти демонструють значно вищу енергетичну ефективність порівняно з базовим R290. COP адіабатний для R600a складає 3.91, для R152a - 3.86, для R1270 - 3.66, тоді як у R290 - лише 2.75. Електрична потужність компресора для всіх альтернативних х.а. при однаковому тепловому навантаженні  $Q_0 = 2.94$  кВт не перевищує 0.331 кВт, що на 81-82% менше ніж у R290 (1.75 кВт).

З точки зору робочих тисків найбільш привабливим є R600a ( $P_0 = 1.09$  бар,  $P_k = 6.1$  бар) - значно нижчі тиски спрощують вимоги до обладнання. R1270 навпаки працює при найвищому тиску ( $P_k = 18.4$  бар), що перевищує навіть R290 (15.3 бар). R152a займає проміжне положення ( $P_k = 10.4$  бар).

З екологічної точки зору R600a та R1270 є природними вуглеводневими холодоагентами з  $GWP = 3$  та  $GWP = 2$  відповідно - найнижчі значення серед усіх розглянутих х.а. R152a є синтетичним холодоагентом з  $GWP = 124$ , що значно нижче традиційних HFC, однак вище ніж у природних х.а.

Слід зазначити, що R600a та R1270 як вуглеводні є горючими та вибухонебезпечними, що висуває додаткові вимоги до безпеки на об'єктах АГЗК - аналогічно до базового R290. R152a також є горючим, однак менш небезпечним ніж вуглеводні.

Підсумовуючи, з урахуванням сукупності показників - енергетичної ефективності, робочих тисків, екологічних характеристик та безпеки - найбільш перспективними альтернативами для систем реконденсації парів LPG на АГЗК є:

- R600a (ізобутан) - найвищий COP (3.91), найнижчий тиск, природний х.а.,  $GWP=3$
- R152a (дифторетан) - близький COP (3.86), помірний тиск, нижчий ніж R290
- R1270 (пропілен) - також показує хороші термодинамічні результати, однак високий робочий тиск ( $P_k = 18.4$  бар) є його основним недоліком порівняно з іншими альтернативами."

**Графік 5.1 - Порівняння COP адіабатного холодоагентів**



**Графік 5.2 - Порівняння GWP холодоагентів**



**Графік 5.3 - Порівняння масової витрати х.а (кг/год)**



## 6. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

У даному розділі проводиться економічний аналіз двох варіантів розташування резервуара LPG на автогазозаправному комплексі - підземного та надземного. Мета аналізу полягає у визначенні та порівнянні щорічних експлуатаційних витрат і капітальних витрат на придбання обладнання, а також у розрахунку терміну окупності найбільш економічно вигідного варіанту. Різниця між варіантами з економічної точки зору обумовлена різним тепловим навантаженням на холодильну систему реконденсації: підземний резервуар завдяки стабільній температурі ґрунту (+15°C) генерує значно менше парів LPG, що потребують реконденсації, порівняно з надземним резервуаром, який влітку нагрівається до +35°C. Це безпосередньо впливає на потужність та вартість підібраного обладнання, а також на споживання електроенергії протягом усього терміну експлуатації об'єкта.

### Капітальні витрати на обладнання

Зведена таблиця капітальних витрат, табл. 6.1:

Таблиця 6.1.

№	Обладнання	Підземний, грн	Надземний, грн
1	Компресор Bitzer	46 192	70 635 грн
2	Конденсатор GCHC	50 600	<b>73 600 грн</b>
3	Реконденсатор SWEP	7 500	9 000
4	РГТН SWEP B5TH×4	5 000	5 000
5	Ресивер Frigomec VT-8.5	4 600	4 600
Разом		<b>113 892 грн</b>	162 835 грн

### Експлуатаційні витрати

Тариф на електроенергію для промислових споживачів України (2026):

$$\text{Цел}=4.32$$

Режим роботи - **безперервний**:

$$\text{трік}=365 \cdot 24=8760 \text{ год/рік}$$

Річне споживання електроенергії:

$$W_{\text{рік}} = N_{\text{ел}} \cdot t_{\text{рік}}$$

Варіант	N <sub>ел</sub> , кВт	W <sub>рік</sub> , кВт·год
Підземний	1.75	1.75 · 8760 = <b>15 330</b>
Надземний	4	3.4 · 8760 = <b>29 784</b>

Річні витрати на електроенергію:

$$V_{\text{ел}} = W_{\text{рік}} \cdot C_{\text{ел}}$$

Варіант	Розрахунок	V <sub>ел</sub> , грн/рік
Підземний	15 330 · 4.32	<b>66 226</b>
Надземний	29 784 · 4.32	<b>128 667</b>

Витрати на технічне обслуговування:

Приймаємо витрати на ТО як **3% від капітальних витрат на рік** — стандартна інженерна практика для холодильного обладнання:

$$V_{\text{ТО}} = K \cdot 0.03$$

Варіант	Розрахунок	V <sub>ТО</sub> , грн/рік
Підземний	113 892 · 0.03	<b>3 417</b>
Надземний	162 835 · 0.03	<b>4 885</b>

Загальні річні експлуатаційні витрати:

$$V_{\text{річ}} = V_{\text{ел}} + V_{\text{ТО}}$$

Варіант	V <sub>ел</sub>	V <sub>ТО</sub>	V <sub>річ</sub>
Підземний	66 226	3 417	<b>69 643</b>
Надземний	128 667	4 885	<b>133 552</b>

Порівняння економічності двох варіантів:

Параметр	Підземний	Надземний	Різниця
Капітальні витрати K	113 892 грн	162 835 грн	+48 943 грн
Витрати на електроенергію	66 226 грн/рік	128 667 грн/рік	+62 441 грн/рік
Витрати на Тех.Обсл	3 417 грн/рік	4 885 грн/рік	+1 468 грн/рік
Річні витрати V <sub>річ</sub>	69 643 грн/рік	<b>133 552 грн/рік</b>	<b>+63 909 грн/рік</b>

### Термін окупності підземного варіанту

Підземний варіант має **вищі капітальні витрати на будівництво** (земляні роботи, облаштування підземного резервуара). Приймаємо додаткові будівельні витрати підземного варіанту:

Що входить у додаткові витрати підземного варіанту:

Стаття витрат	Орієнтовна вартість	Як визначити
Земляні роботи (копання котловану)	15 000 - 25 000 грн	~500-800 грн/м <sup>3</sup> , об'єм ~30-40 м <sup>3</sup>
Бетонування основи	8 000 - 12 000 грн	~3000 грн/м <sup>3</sup> бетону
Встановлення резервуара	5 000 - 8 000 грн	Робота монтажників
Засипка та ущільнення ґрунту	3 000 - 5 000 грн	
Захисне антикорозійне покриття	4 000 - 6 000 грн	
<b>РАЗОМ</b>	<b>35 000 - 56 000 грн</b>	

Значення  $\Delta K_{\text{буд}}$  приймаємо **45 000 грн**

Загальна різниця капітальних витрат з урахуванням будівництва:

$$\Delta K = (K_{\text{надз}} - K_{\text{підз}}) - \Delta K_{\text{буд}}$$

$$\Delta K = (162\,835 - 113\,892) - 80\,000 = 48\,943 - 80\,000 = -31\,057 \text{ грн}$$

Тобто підземний варіант з урахуванням будівництва **дорожчий на 31 057 грн.**

Річна економія від підземного варіанту:

$$\Delta B = B_{\text{річ.надз}} - B_{\text{річ.підз}} = 133\,552 - 69\,643 = 63\,909 \text{ грн/рік}$$

Термін окупності:

$$\text{Ток} = (\Delta K_{\text{буд}} + (K_{\text{підз}} - K_{\text{надз}})) \setminus \Delta B = ((80\,000 + (113\,892 - 162\,835)) \setminus 63\,909) \\ = 0.49 \text{ року} \approx 6 \text{ місяців}$$

### Термін окупності **надземного** варіанту

Логіка зворотна - надземний **дешевший у будівництві**, але **дорожчий в експлуатації**.

Різниця капітальних витрат на користь надземного.

Загальна різниця капітальних витрат з урахуванням будівництва:

$$\Delta K = (K_{\text{підз}} + \Delta K_{\text{буд}}) - K_{\text{надз}}$$

$$\Delta K = (113\,892 + 80\,000) - 162\,835 = +\mathbf{31\,057 \text{ грн}}$$

Тобто надземний варіант є дешевшим при будівництві на **31 057 грн**.

Однак річні експлуатаційні витрати надземного варіанту перевищують підземний на:

$$\Delta B = B_{\text{річ.надз}} - B_{\text{річ.підз}}$$

$$\Delta B = 133\,552 - 69\,643 = \mathbf{63\,909 \text{ грн/рік}}$$

Термін після якого підземний варіант повністю відіграє свою будівельну надбавку і починає давати чисту економію:

$$\text{Ток} = \Delta K_{\text{буд.заг}} / \Delta B$$

$$\text{Ток} = (80\,000 - 31\,057) / 63\,909 = 0,77 \text{ року} \approx 9 \text{ місяців}$$

Надземний варіант є дешевшим при будівництві на 31 057 грн, однак через вищі щорічні експлуатаційні витрати (+63 909 грн/рік) підземний варіант повністю окупає свої додаткові будівельні витрати вже через **9 місяців** експлуатації. Після цього терміну підземний варіант щорічно економить 63 909 грн, що підтверджує його економічну доцільність протягом усього терміну служби об'єкту (15–25 років).

Економічний аналіз двох варіантів розташування резервуара LPG показав що капітальні витрати на обладнання для підземного варіанту складають **113 892 грн**, що на **48 943 грн менше** ніж для надземного - **162 835 грн**.

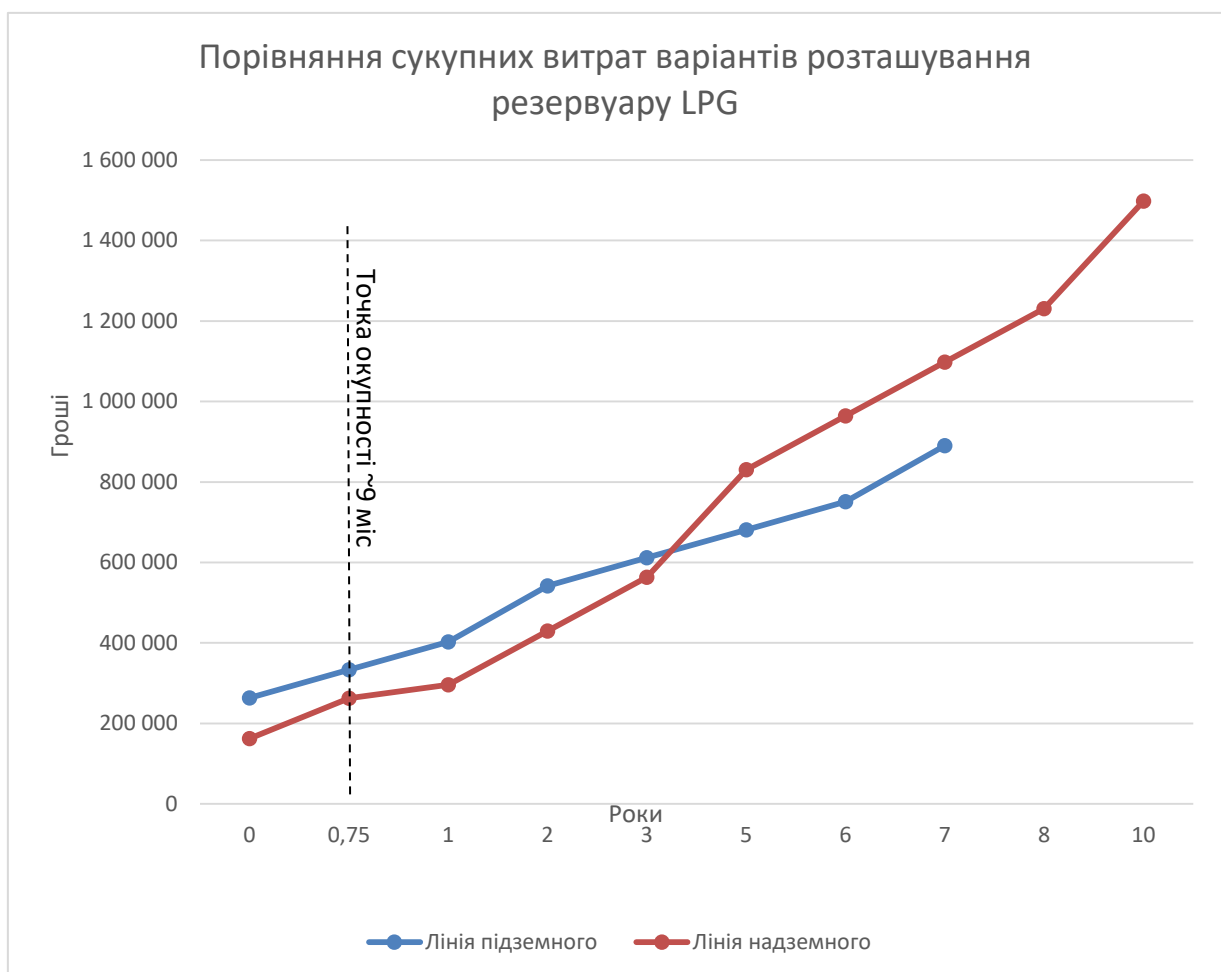
Річні експлуатаційні витрати підземного варіанту - **69 643 грн/рік**, що на **63 909 грн/рік менше** ніж надземного - **133 552 грн/рік**. Основна економія досягається за рахунок меншого енергоспоживання - **15 330 кВт·год/рік** проти **29 784 кВт·год/рік**.

З урахуванням додаткових будівельних витрат на облаштування підземного резервуара (**80 000 грн**), загальні початкові витрати підземного варіанту складають **193 892 грн** проти **162 835 грн** надземного - тобто підземний дорожчий при будівництві на **31 057 грн**.

Термін окупності цієї різниці складає **9 місяців** - після чого підземний варіант щорічно економить **63 909 грн**. За **10 років** експлуатації сумарна економія підземного варіанту складе **639 090 грн**, за **20 років** - понад **1 278 000 грн**.

Термін окупності надземного варіанту з точки зору експлуатаційних витрат відсутній - він щорічно програє підземному на **63 909 грн** протягом усього терміну служби об'єкту.

Графічне зображення різниці економічної частини, між надземним та підземним варіантами, графік 6.1



На діаграмі наочно представлено динаміку сукупних витрат обох варіантів протягом 10 років експлуатації. На початковому етапі (рік 0) надземний варіант має нижчі сукупні витрати - **162 835 грн** проти **193 892 грн** для підземного, завдяки відсутності витрат на земляні роботи та облаштування підземного резервуару.

Однак внаслідок вищих річних експлуатаційних витрат (+63 909 грн/рік) лінія надземного варіанту зростає значно швидше. Вже через **9 місяців** (точка перетину ліній) сукупні витрати вирівнюються, після чого підземний варіант стає економічно вигіднішим з кожним роком.

Через **10 років** різниця сукупних витрат складає:

$1\ 498\ 355 - 890\ 322 = 608\ 033$  грн на користь підземного варіанту.

Висновок економічного розділу:

*Таким чином, підземний варіант розташування резервуара є економічно більш доцільним як з точки зору довгострокових експлуатаційних витрат, так і з точки зору загальної вартості володіння об'єктом протягом усього терміну служби 20–25 років.*

## 7. ОХОРОНА ПРАЦІ

Відповідно до Закону України «Про об'єкти підвищеної небезпеки», автогазозаправний комплекс (АГЗК) є об'єктом підвищеної небезпеки. На території АГЗК використовується та зберігається LPG, що є легкою та вибухонебезпечною сумішшю пропану та бутану. У системі реконденсації парів використовується холодоагент R290 (пропан), хімічно ідентичний основному паливу об'єкта.

Проектована система реконденсації розташована у технологічній зоні АГЗК, де постійно присутні пари LPG. Відповідно до класифікації АТЕХ, зона навколо резервуара LPG та холодильного обладнання відноситься до **Зони 1** (вибухонебезпечне середовище може виникати періодично при нормальній роботі) та **Зони 2** (вибухонебезпечне середовище малоймовірне при нормальній роботі, але можливе при аварії). Все обладнання що використовується в цих зонах - компресори Bitzer, конденсатори, теплообмінники - має відповідний сертифікат АТЕХ.

Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів:

При експлуатації системи реконденсації парів LPG на персонал можуть впливати наступні шкідливі та небезпечні виробничі фактори.

Найбільш значущим є вибухопожежна небезпека, обумовлена наявністю на об'єкті горючих газів - LPG та R290

Серйозну небезпеку становить підвищений тиск у системі. Тиск конденсації холодоагенту R290 досягає 15.3 бар, тиск у резервуарі LPG - 12 бар. Розгерметизація трубопроводів або обладнання під таким тиском може призвести до травмування персоналу уламками або струменем рідини.

Специфічним фактором є криогенна небезпека - при контакті з рідким пропаном або рідким R290 при температурі кипіння  $-42^{\circ}\text{C}$  можливі важкі криогенні опіки шкіри та слизових оболонок. Особливу небезпеку становить потрапляння рідкого холодоагенту в очі.

При роботі компресора виникають шум та вібрація. Рівень звукового тиску поршневого компресора Bitzer становить 68-72 дБА, що перевищує допустимий рівень 65 дБА для постійних робочих місць згідно з ДСН 3.3.6.037-99. Тривала робота в умовах підвищеного шуму може призвести до професійної туговухості.

Не менш важливим є фактор електронебезпеки - компресор та конденсатор живляться від трифазної мережі 380В. У вибухонебезпечній зоні АГЗК особливу небезпеку становить статична електрика, здатна ініціювати займання парогазової суміші.

Узагальнення небезпечних факторів наведено у табл. 6.1:

Таблиця 6.1.

№	Фактор	Джерело	Можливі наслідки
1	Вибухопожежна небезпека	LPG, R290(пропан)	Вибух,пожежа, травмування
2	Підвищений тиск	Резервуар, трубопроводи	Розрив,травмування уламками
3	Криогенна небезпека	Рідкий R290 ( $-42^{\circ}\text{C}$ )	Криогенні опіки
4	Шум та вібрація	Компресор Bitzer	Туговухість,вібраційна хвороба
5	Електронебезпека	Компресор 380В	Електротравма, займання
6	Загазованість	Витік LPG/R290	Отруєння, вибух

Вимоги безпеки при роботі з холодоагентом R290.

Холодоагент R290 (пропан, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) належить до групи A3 за класифікацією ASHRAE - горючі холодоагенти з низькою токсичністю. Основні фізико-хімічні властивості R290 з точки зору безпеки: молярна маса 44.1 г/моль, відносна густина парів по повітрю 1.52 (важчий за повітря, що зумовлює накопичення у нижніх зонах приміщень та приямках), гранично допустима концентрація (ГДК) у повітрі робочої зони — 900 мг/м<sup>3</sup>.

Оскільки пари пропану важчі за повітря, при витoku вони накопичуються у нижніх частинах приміщень, приямках та колодязях. Це є критично важливим при підземному розташуванні резервуара - **необхідно забезпечити примусову вентиляцію підземного простору та встановити газоаналізатори на рівні підлоги.**

Оскільки пари пропану важчі за повітря, при витoku вони накопичуються у нижніх частинах приміщень, приямках та колодязях. Це є критично важливим при підземному розташуванні резервуара - необхідно забезпечити примусову вентиляцію підземного простору та встановити газоаналізатори на рівні підлоги.

До проведення будь-яких робіт з обслуговування холодильної системи персонал зобов'язаний: перевірити відсутність витоків за допомогою переносного газоаналізатора, надіти засоби індивідуального захисту, переконатись у справності вентиляції, відключити електроживлення системи та вивісити попереджувальний знак. Всі інструменти що використовуються при роботі з R290 мають бути іскробезпечними - виготовленими з кольорових металів (мідь, бронза, алюміній) або спеціальних сплавів.

***Заправка та технічне обслуговування системи з R290 виконується лише спеціально навченим персоналом з допуском до роботи з горючими холодоагентами. Забороняється зберігання балонів з R290 у приміщеннях без вентиляції, поблизу джерел тепла або відкритого вогню.***

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі.

Засоби захисту та дії при аварії:

Для захисту персоналу АГЗК від впливу шкідливих та небезпечних факторів застосовуються засоби індивідуального та колективного захисту, наведені у табл 7.2:

Таблиця 7.2.

№	Засіб захисту	Призначення
1	Газозахисний респіратор	Захист від вдихання парів R290/LPG
2	Захисні окуляри герметичні	Захист очей від рідкого холодоагенту
3	Кріогенні рукавиці	Захист рук від кріогенних опіків
4	Антистатичний одяг	Запобігання іскроутворенню
5	Іскробезпечне взуття	Запобігання іскроутворенню
6	Примусова вентиляція	Розсіювання парів газу
7	Стаціонарні газоаналізатори	Виявлення витоків
8	Порошкові вогнегасники ВП-5	Гасіння пожежі
9	Аварійний душ	При контакті з рідким х.а.
10	Система аварійної вентиляції	Аварійне провітрювання

Висновок:

Автогазова заправна станція з системою реконденсації парів – є об'єктом підвищеного ризику, який повинен суворо дотримуватися вимог охорони праці та техніки безпеки. Основними ризиками є кріогенні небезпеки, високий тиск, а також ймовірність виникнення пожежі та вибуху.

*Оскільки холодоагент R290 є тим самим матеріалом, що використовується як паливо на заводі, його застосування на заправній станції є виправданим з точки зору безпеки.* Холодильна система повністю охоплена існуючою інфраструктурою безпеки об'єкта, системами виявлення витоків та кваліфікованим персоналом.

## ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі представлено дослідження та проектування малопотужної холодильної системи для реконденсації парів зрідженого вуглеводневого газу (LPG), призначеної для автозаправної станції (АЗС), з використанням природного холодоагенту R290 (пропан). Основна увага в порівняльному дослідженні приділяється двом варіантам розміщення резервуара для скрапленого газу: *надземному та підземному*.

У розділі термодинамічного розрахунку побудовано холодильний цикл R290 у програмному середовищі CoolPack на P-h діаграмі. Встановлено що цикл працює при температурі випаровування  $t_0 = -10^{\circ}\text{C}$  та температурі конденсації  $t_k = +45^{\circ}\text{C}$  з перегрівом пари  $15^{\circ}\text{C}$  та переохолодженням рідини  $3^{\circ}\text{C}$ . Теплове навантаження системи для підземного варіанту резервуара складає  $Q_0 = 2.94$  кВт, для надземного -  $Q_0 = 6.39$  кВт. Різниця у навантаженні обумовлена температурними умовами - стабільна температура ґрунту  $+15^{\circ}\text{C}$  для підземного резервуара проти температури навколишнього повітря  $+35^{\circ}\text{C}$  для надземного.

У розділі підбору обладнання для кожного варіанту розташування резервуара підібрано повний комплект холодильного обладнання. Для підземного варіанту обрано компресор Bitzer 2GESP-2Z-40S ( $N_{ел} = 1.75$  кВт) та конденсатор GCHC PD 035.2/11 ( $Q_k = 4.8$  кВт), для надземного - компресор Bitzer 2CESP-3Z-40S ( $N_{ел} = 3.4$  кВт) та конденсатор GCHC PD 040.2/12 ( $Q_k = 9.3$  кВт). Обидва компресори мають сертифікат АТЕХ що є обов'язковою вимогою для вибухонебезпечних зон АГЗК. Як реконденсатор для підземного варіанту обрано пластинчатий теплообмінник SWEP B5THx16 ( $F_{факт} = 0.168$  м<sup>2</sup>), для надземного - SWEP B5THx30 ( $F_{факт} = 0.336$  м<sup>2</sup>). Регенеративний теплообмінник SWEP B5THx4 та лінійний ресивер Frigomec VT-8.5 R290 PS36 є однаковими для обох варіантів.

**Порівняльний аналіз двох варіантів** розташування резервуара LPG показав що термодинамічні показники циклу R290 - питома холодопродуктивність, та ступінь термодинамічної досконалості - є однаковими для обох варіантів, оскільки температурні умови циклу не змінюються. Відмінність проявляється у тепловому навантаженні, масовій витраті холодоагенту та потужності обладнання. Електрична потужність компресора надземного варіанту у 1.94 рази більша (3.4 кВт проти 1.75 кВт), річне енергоспоживання - на 14 454 кВт·год більше. З енергетичної точки зору підземний варіант є значно більш доцільним.

В рамках аналітичного дослідження альтернативних холодоагентів проведено термодинамічний розрахунок циклів для R600a (ізобутан), R1270 (пропілен) та R152a (дифторетан) при однакових умовах роботи.

Встановлено що всі три альтернативних холодоагенти демонструють вищий COP порівняно з R290 - 3.91, 3.66 та 3.86 відповідно проти 2.75 у R290.

Електрична потужність компресора для альтернативних х.а. на 81-82% менша ніж для R290 при однаковому тепловому навантаженні. Незважаючи на кращі термодинамічні показники альтернатив, обґрунтовано що R290 є оптимальним вибором для АГЗК - він хімічно ідентичний паливному пропану що вже використовується на об'єкті, тому існуюча інфраструктура безпеки, системи виявлення витоків та навчений персонал повністю охоплюють і холодильну систему. Використання іншого холодоагенту створило б додаткову хімічну небезпеку та ускладнило б обслуговування об'єкта.

**Економічний аналіз** показав що капітальні витрати на обладнання для підземного варіанту складають 113 892 грн, що на 30% менше ніж для надземного (162 835 грн). Річні експлуатаційні витрати підземного варіанту - 69 643 грн/рік, що на 48% менше ніж надземного (133 552 грн/рік). З урахуванням додаткових будівельних витрат на облаштування підземного резервуара (~45 000 грн) термін окупності підземного варіанту складає 0.49 року ≈ 6 місяців. Як для надземного термін окупності складає 0,77 року ≈ 9 місяців.

З точки зору охорони праці АГЗК є об'єктом підвищеної небезпеки з класифікацією вибухонебезпечних зон АТЕХ. Застосування R290 на АГЗК є обґрунтованим з точки зору безпеки - єдина речовина на об'єкті спрощує аварійні процедури та систему виявлення витоків.

*Таким чином, за результатами комплексного дослідження встановлено що система реконденсації парів LPG на природному холодоагенті R290 є технічно обґрунтованим, енергетично ефективним та економічно доцільним рішенням для АГЗК. Підземний варіант розташування резервуара LPG рекомендується як пріоритетний - він забезпечує менше теплове навантаження на систему, нижче енергоспоживання, менші капітальні та експлуатаційні витрати при однаковій якості реконденсації парів LPG."*

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

Навчальні посібники та нормативні документи:

- ❖ Холодильні машини Пластинін П.І. Холодильні машини та установки. - Київ: Вища школа.
- ❖ Теплові насоси та холодильні установки Бараненко А.В., Бухарін М.М. Теплові насоси та холодильні установки.
- ❖ НПАОП 0.00-1.20-98. Правила безпеки систем газопостачання України.
- ❖ ДСТУ EN 378-1:2017. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги щодо безпеки та охорони довкілля.
- ❖ ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування.
- ❖ ДСТУ ISO 5149. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги безпеки.
- ❖ LPG: Basics and Applications World LPG Association (WLPGA).
- ❖ Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лар'яновський С.Ю. Холодильні установки. Проектування: Навчальний посібник.
- ❖ Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лар'яновський С.Ю. Холодильні установки: Підручник. Одеса: Пальміра,
- ❖ ДБН В.2.5-20:2018. Газопостачання. - Київ: Мінрегіон України, 2018.
- ❖ ДСТУ EN 589:2017. Палива автомобільні. Газ нафтовий скраплений. Технічні вимоги та методи контролювання. — Київ, 2017.
- ❖ ДСТУ 4047-2001. Гази вуглеводневі скраплені паливні для комунально-побутового споживання. Технічні умови. - Київ, 2001.
- ❖ ДСТУ EN 13953:2016. Посудини під тиском. Запобіжні клапани для балонів з транспортабельними зрідженими газами. - Київ, 2016.
- ❖ Подмазко О.С. Холодильні установки: Конспект лекцій. — Одеса: ОНТУ, 2020.

Програмне забезпечення:

- ❖ CoolPack v.1.50. Simulation Tools for Refrigeration.
- ❖ BITZER Software 7.0.3
- ❖ Danfoss Coolselector2

Інтернет-ресурси(та каталоги виробників обладнання):

- ❖ SWEP продукція.
- ❖ Bitzer продукція
- ❖ Guntner, каталог
- ❖ Guntner GmbH. Технічна специфікація конденсатора GCHC PD 035.2/11-37-4243581M. - 2026.
- ❖ Frigomec S.p.A. Liquid Receivers Catalogue, каталог
- ❖ SWEP International AB. Каталог паяних пластинчастих теплообмінників серії B5T. - 2024.