

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ОЛЕСЯ ГОНЧАРА  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ОЛЕСЯ ГОНЧАРА

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Юрков Богдан Володимирович**

УДК 629.7.063.2

**РОЗРОБКА І ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ  
СИСТЕМИ ЗБЕРІГАННЯ І ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ  
ЕЛЕКТРОРЕАКТИВНОЇ ДВИГУННОЇ УСТАНОВКИ**

Спеціальність 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Галузь 13 Механічна інженерія

Подається на здобуття ступеня **доктора філософії**

Подані до захисту наукові досягнення є напрацюванням автора, а всі запозичені ідеї, наукові результати, цитати супроводжуються належними посиланнями на їх авторів та джерела опублікування

**Б. В. Юрков**

Науковий керівник – **Білогуров Станіслав Олексійович**,  
кандидат технічних наук, доцент

Дніпро – 2023

## АНОТАЦІЯ

*Юрков Б. В.* Розробка і обґрунтування методики розрахунку системи зберігання і подачі робочої речовини електрореактивної двигунної установки. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка. Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Дніпро, 2023.

Дисертаційна робота присвячена розробці та обґрунтуванню методики розрахунку системи зберігання і подачі робочої речовини електрореактивної двигунної установки із об'єднанням та удосконаленням існуючих методів розрахунку окремих елементів, адаптуванням існуючих формул з інших областей під представлену методику розрахунку та експериментальне підтвердження представленої методики.

Електрореактивні двигунні установки (ЕРДУ) знаходять широке застосування на борту сучасних космічних апаратів (КА). Система подачі робочої речовини (СПРР) є невід'ємною частиною будь-якої електрореактивної двигунної установки. У зв'язку з цим СПРР істотно впливає на продуктивність, вагу і вартість як ЕРДУ, так і супутника в цілому. Система зберігання і подачі робочої речовини виконує функції зберігання робочої речовини (РР) у балоні, зниження тиску РР до робочого рівня і подачі необхідної кількості робочої речовини у двигун.

Зроблено аналіз існуючих схем СПРР, показані основні схеми які використовують різну логіку управління і різні компоненти для зниження тиску РР до робочого рівня, а також використовують різні компоненти для подачі необхідної масової витрати РР у двигун. Виявлено, що не існує методики розрахунку яка дозволить розрахувати усі головні елементи системи подачі. У наукових матеріалах представлені лише розрахунки частини окремих елементів системи подачі, багато з яких потребують доопрацювання.

Таким чином розроблена схема СПРР на основі якої запропонована покрокова методика розрахунку.

Розроблено методику розрахунку системи зберігання і подачі робочої речовини електрореактивної двигунної установки, яка включає:

- розрахунок параметрів балона та вибір оптимальної методики розрахунку параметрів робочої речовини у балоні, що дозволяє розрахувати максимальний тиск у балоні та оцінити залишки робочої речовини під час місії ЕРДУ;
- розроблену методику розрахунку обмежувачів витрати для забезпечення необхідної масової витрати у двигунів. Для уточнення фактичної довжини обмежувачів витрат, при випробуваннях, використовується запропонований метод модельного газу з використанням формули отриманої в результаті обробки експериментальних даних.
- розроблену методику розрахунку газифікатора для усунення потрапляння рідкої фази ксенону до ресивера.
- методику розрахунку параметрів ресивера та необхідних параметрів робочої речовини у ресивері для забезпечення потрібної масової витрати з урахуванням зміни температури і тиску.
- оптимізацію методики наповнення ресивера для зменшення об'єму ресивера, кількості спрацьовувань електроклапанів і відповідно збільшення ресурсу системи подачі.

Розроблені експериментальні установки та система подачі для підтвердження результатів розрахунку елементів та всієї СПРР в цілому. Розроблена за представленою методикою СПРР пройшла всі необхідні наземні випробування та продемонструвала номінальну роботу на борту КА.

Ключові слова: система зберігання і подачі робочої речовини, електрореактивна двигунна установка, методика розрахунку системи подачі, наповнення ресивера.

## ANNOTATION

B. Yurkov Development and justification of the calculating methodology for the storage and feed system of the working substance of an electric propulsion system. – Qualifying scientific work as a manuscript.

PhD thesis in the area of knowledge 134 Aviation and rocket space engineering.  
– Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, 2023.

The dissertation work is devoted to the development and justification of the calculating methodology for the storage and feed system of the working substance of an electric propulsion system with the unification and improvement of existing methods of separate elements calculation, adaptation of existing formulas from other areas to the presented method of calculation and experimental confirmation of the presented method.

Electric propulsion systems (EPS) are widely used on board modern space vehicles. The feed system is an essential part of any EPS. In this regard, the FEED system significantly affects the performance, weight and cost of both the EPS and the satellite as a whole. The storage and feed system of the working substance performs the functions of storing the working substance (WS) in the high-pressure tank, reducing the pressure of the WS to the working level and supplying the required amount of the working substance to the thruster.

An analysis of the existing feed system schemes was carried out, the main schemes use different control logic and various components to reduce the pressure of WS to the working level, and use of different components to supply the required mass flow rate of WS to the thruster are shown. It was found that there is no calculation method that would allow calculating all the main elements of the storage and feed system. In the scientific materials, only the calculations of some feed system separate elements are presented, many of which need to be improved. In this way, the feed system scheme was developed, on the basis of which a step-by-step calculation method is proposed.

The structure of the calculation methodology has been developed, which includes:

- calculation of the tank parameters and selection of the optimal calculating method of the working substance parameters in the tank, which allows to calculate the maximum pressure in the tank and estimate amount of the working substance during the EPS mission;
- a developed methodology of flow restrictors calculation to ensure the necessary mass flow. To clarify the actual length of flow restrictors, the proposed model gas method is used during tests using the formula obtained as a result of experimental data processing.
- a developed methodology for calculating the gasifier to eliminate the ingress of the liquid phase of xenon to the accumulator tank.
- the method of calculating accumulator tank parameters and the necessary parameters of the working substance in the accumulator tank to ensure the required mass flow, taking into account changes in temperature and pressure.
- optimization of the accumulator tank filling modes to reduce the volume of the accumulator tank, the number of solenoid valve activations and, accordingly, increase the lifetime of the feed system.

Experimental equipment and feed systems have been developed to confirm the results of the calculation of the elements and the entire feed system as a whole. The developed according to the presented methodology feed system has passed all the necessary ground tests and demonstrated nominal operation on board of the spacecraft.

Keywords: storage and feed system of the working substance, electric propulsion, method of the feed system calculation, accumulator tank filling.

## Список опублікованих праць здобувача за темою дисертації

1. Yurkov, B. Test Results of a High-Speed Solenoid Valve for the Electric Propulsion Feed System / B. Yurkov, O. Petrenko, D. Voronovsky, A. Troyan // Journal of Rocket-Space Technology. – 2021. – Т. 29, № 4. – С. 72–80. ISSN 2409-4056  
<https://doi.org/10.15421/452107>
2. Yurkov, B. Optimization of the accumulator tank filling modes of the xenon feed system for electric propulsion system / B. Yurkov, S. Asmolovskyi, V. Pererva, D. Voronovskyi, S. Kulagin // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2023. – Vol. 5 (2 (125)), P. 78–86. ISSN (print) 1729-3774, ISSN (on-line) 1729-4061  
<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.287007>
3. Юрков, Б. В. Удосконалення методів нагріву ксенону для запобігання потраплянню рідкої фази робочої речовини до системи подачі / Б.В. Юрков, С.Ю. Асмоловський // Технічна механіка, – 2023. №3, С. 124 – 135. ISSN 1561-9184  
<https://doi.org/10.15407/itm2023.03.124>
4. Асмоловський, С. Ю. Аналіз впливу зміни робочої речовини з ксенону на альтернативні інертні гази на параметри систем електрореактивної двигунної установки холловського типу / С.Ю. Асмоловський, Б.В. Юрков // Системне проектування та аналіз характеристик аерокосмічної техніки. – 2023. 33(2), С. 3–22. ISSN: 2524-0188 (Print), ISSN 2524-0196 (Online)  
<https://doi.org/10.15421/472308>
5. Voronovskyi, D. Low Power Hall Thruster ST-22 with Permanent Magnets / D. Voronovskyi, O. Petrenko, S. Kulagin, V. Maslov, B. Yurkov // Journal of Rocket-Space Technology. – 2023. Т. 30, №4. – С. 30–36. ISSN 2409-4056  
<https://doi.org/10.15421/452205>
6. Кулагін, С. М. Розроблення катоду, стійкого до умов експлуатації у вакуумній камері / С. М. Кулагін, Н. І., Письменний, Д. К. Вороновський,

Б. В. Юрков // Технічна механіка, – 2021. №3, С. 30 – 36. ISSN 1561-9184 (друкована версія), ISSN 2616-6380 (електронна версія)

<https://doi.org/10.15407/itm2021.03.030>

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації*

7. Юрков, Б. В. Особливості застосування ксенону у якості робочої речовини для систем подачі електроракетних двигунних установок (ЕРДУ) // Б. В. Юрков, С. О. Білогуров, Д. К. Вороновський, А. О. Троян, С. М. Кулагін // XXIV Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. –2022. – С. 187.
8. Вороновський, Д. К. Аналіз та вибір матеріалів магнітної системи холлівських двигунів малої потужності / Д. К. Вороновський, С. О. Білогуров, О. М. Петренко, С. М. Кулагін, Б. В. Юрков // XXIV Міжнародна молодіжна науково-практична конференція «Людина і Космос»: Збірник тез. –2022.– С. 37.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ПОБУДОВИ СИСТЕМ ЗБЕРІГАННЯ І ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ В СКЛАДІ ЕРДУ .....	14
1.1 Аналіз структурних схем систем зберігання і подачі робочої речовини .....	14
1.2 Аналіз підходів до вибору структурної схеми системи подачі та принципів її роботи .....	21
1.3 Аналіз проблем розрахунку існуючих систем зберігання і подачі робочої речовини.....	27
1.4 Висновки .....	28
2 РОЗРОБКА КОМПЛЕКСНОЇ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ЗБЕРІГАННЯ І ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ .....	30
2.1 Методика розрахунку балону та параметрів робочої речовини.....	33
2.2 Методика розрахунку та моделювання обмежувачів витрати .....	53
2.3 Розрахунок газифікатора для запобігання потрапляння рідкої фази робочої речовини до ресивера .....	65
2.4 Методика розрахунку параметрів ресивера .....	75
2.5 Оптимізація режимів наповнення ресивера .....	98
2.6 Висновки .....	111
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЗБЕРІГАННЯ І ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ.....	112
3.1 Визначення параметрів робочої речовини у балоні .....	112
3.2 Результати експериментальних випробувань клапанів.....	115
3.3 Вплив матеріалу ущільнення та мембрани на ресурс електроклапану .....	122
3.4 Експериментальні випробування обмежувачів витрат робочої речовини .....	124
3.5 Визначення залежності номінального тиску ресивера від температури .....	133
3.6 Термовакuumні випробування системи подачі робочої речовини .....	135
3.7 Експериментальні дослідження запропонованого режиму наповнення ресивера .....	136
3.8 Висновки .....	145
4 АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ У СКЛАДІ ЕРДУ В ЛАБОРАТОРНИХ І КОСМІЧНИХ УМОВАХ.....	146
4.1 Аналіз результатів отриманих при функціональних випробуваннях системи подачі в лабораторних умовах .....	146
4.2 Телеметрія роботи системи подачі на борту космічного апарату.....	148
4.3 Висновки .....	149
ВИСНОВКИ .....	150
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	152
ДОДАТКИ .....	161



## ВСТУП

Наукова школа розробки електрореактивних двигунів ДНУ була створена більше 50-ти років тому на кафедрі двигунобудування фізико-технічного факультету ДНУ. Науковий напрямок заснував завідувач кафедри професор В.Ф. Присняков. В корп. 6 ДНУ було створено лабораторію з розробки електрореактивних двигунів – Т-114.

Перші наукові співробітники лабораторії – Ігнатенко В.В., Капулкін О.М., Гришкевіч О.Ф., Приданцев В.Ф., Масляний М.В., Меркулов О.Ф. Перші розробки були присвячені створенню лабораторної бази, відповідного експериментального та вимірювального обладнання та розробці плазмово-іонного двигуна ПІД-200 та полів катодів до нього.

Пізніше до лабораторії приєдналися В.Д. Ломакін, О.М. Петренко, Вахнюк С.П. Поряд з розробкою та дослідженнями плазмово-іонних двигунів ПІД-200К, ПІД-200Р почались роботи щодо досліджень Холловських двигунів. Роботи виконувались на замовлення ДКБ «Південне» та ОКБ «Факел». До наукової школи залучались випускники фізико-технічного факультету: Мелікаєв Ю.М., Кулагін С.М., Хітько А.В., Дюбко В.П. та ін. Протягом існування наукової школи було захищено близько 15 кандидатських дисертацій, зокрема: Ігнатенко В.В. Розробка та дослідження двигуна ПІД-200К, Капулкін О.О. Вивчення фізичних процесів в холловських двигунах, Гришкевіч О.Ф. Оптимізація фізичних процесів в двигуні М-70, Приданцев В.Ф. Розробка полів катодів для електричних ракетних двигунів, Масляний М.В. Розробка та дослідження плазмово-іонного двигуна ПІД-200Р, Петренко О.М. Розробка системи стабілізації тяги плазмово-іонного двигуна ІДОР-100, Вахнюк С.П. Стабілізація коливань в холловському двигуні шляхом введення зворотнього зв'язку, Мелікаєв Ю.М. Фізичні процеси в полів катодах, Хітько А.В. Створення ампульного полого катоду, Кулагін С.М. Розробка холловських двигунів малої потужності на постійних магнітах та ін.

А також дві докторські дисертації: Капулкін О.М. Дослідження коливань та їх обмеження в холловських двигунах, Петренко О.М. Основи проектування систем автоматичного управління електричних ракетних двигунних установок.

Після захисту докторської дисертації Капулкін О.М. працював в компанії «Техніон» (Ізраїль). Проф. Петренко О.М. працював в Центрі ім. Льюїса НАСА (США), в 2015 був одним із засновників компанії Space Electric Thruster Systems (Україна).

### **Актуальність теми**

На сьогоднішній день електрореактивні двигунні установки (ЕРДУ) знаходять широке застосування на борту сучасних космічних апаратів (КА). На даний час значно зріс попит до ЕРДУ. Це пов'язано, в основному, з розширенням робіт зі створення малих КА нового покоління, які можуть бути використані для вирішення завдань телекомунікації та дистанційного зондування Землі. Функції, які виконує ЕРДУ на борту КА – це корекція орбіт КА, утримання його на заданій орбіті, підтримання потрібної орієнтації апарату в просторі. ЕРДУ складається з наступних основних підсистем: електрореактивний двигун, що створює тягу; блок обробки і управління живленням, що забезпечує енергією всі підсистеми; система зберігання і подачі, що виконує функції зберігання робочого тіла у балоні і подачі необхідної кількості робочої речовини у двигун.

Система подачі робочої речовини (СПРР) є невід'ємною частиною будь-якої електрореактивної двигунної установки. У зв'язку з цим СПРР істотно впливає на продуктивність, вагу і вартість як ЕРДУ, так і супутника в цілому.

Аналізуючи сучасні українські та зарубіжні джерела за цим напрямком можна дійти висновку, що повної методики, яка дозволяє зробити розрахунок та безпосередньо виготовити робочий зразок системи подачі – не існує.

### **Цілі і задачі дослідження**

Головною ціллю є розробка методики розрахунку системи зберігання і подачі РР, на яку можуть орієнтуватись вчені та компанії при розробці своїх систем подачі. Для її досягнення необхідно проаналізувати існуючі системи

подачі, ефективність доступних методик розрахунку окремих елементів, адаптувати їх під розрахунок саме системи подачі ЕРДУ, доповнити новими розрахунками та виведеними залежностями, а також поєднати у вигляді прийнятної для використання методики. Звідси випливають задачі, які потрібно вирішити:

а) проаналізувати існуючі схеми та обґрунтувати вибір структурної схеми системи зберігання і подачі робочої речовини, на основі якої буде перевірена представлена методика.

б) запропонувати методику розрахунку параметрів балону та оптимальних параметрів робочої речовини у балоні, що дозволить визначити тиск та густину заправки робочої речовини, за допомогою яких можна вибрати балон та визначається залишок робочої речовини під час місії.

в) розробити методику розрахунків основних елементів системи подачі робочої речовини, таких як:

- обмежувачі масової витрати для отримання необхідної довжини капіляру, щоб забезпечити потрібні масові витрати робочої речовини при заданих тиску та температурі.
- новий конструктивний елемент (газифікатор) для запобігання потраплянню рідкої фази робочої речовини у ресивер;
- ресивер та параметри робочої речовини ресивера.

г) обґрунтувати використання модельного газу (Ar) замість ксенону для випробувань обмежувачів витрат і системи подачі загалом, включаючи виведення удосконаленої формули перерахунку масової витрати модельного газу у масову витрату ксенону

д) оптимізувати режими наповнення ресивера, що дозволяє підтримувати необхідний тиск у ресивері при зменшенні розрахункового об'єму ресивера і кількості спрацьовувань електроклапанів.

*Об'єкт дослідження* – процеси які протікають у системі зберігання і подачі робочої речовини електрореактивної двигунної установки.

*Предмет дослідження* – газодинамічні та теплові процеси у системі зберігання і подачі робочої речовини електрореактивної двигунної установки.

*Методи дослідження* – аналіз даних та фізичних процесів, газодинамічні рівняння, комп'ютерне моделювання процесів, що відбуваються в елементах системи подачі ЕРДУ, експериментальні методи вимірювання параметрів вузлів ЕРДУ.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

- а) вперше створено цілісну методику розрахунку системи зберігання і подачі робочої речовини для ЕРДУ.
- б) запропоновані алгоритми підтримання тиску в ресивері, для широкого діапазону значень тисків у балоні системи зберігання робочої речовини.
- в) запропоновані уточнені методики розрахунку окремих елементів системи подачі робочої речовини.

#### **Практична значимість отриманих результатів:**

- а) отримана методика дозволить значно полегшити та пришвидшити розробку системи зберігання і подачі для ЕРДУ, та може слугувати основою для подальших досліджень.
- б) запропоновано удосконалену методику наповнення ресивера, що дозволяє покращити точність підтримання масових витрат робочої речовини в двигун при зменшеному об'ємі ресивера і кількості спрацьовувань електроклапанів, що у свою чергу підвищує ресурс системи подачі робочої речовини.
- в) представлені залежності параметрів елементів системи зберігання і подачі робочої речовини ЕРДУ від робочої речовини. Це дозволить оперативно оцінити можливість використання, замість ксенону, іншої робочої речовини, в залежності від вимог до ЕРДУ.

г) запропоновано удосконалену методику перерахунку масової витрати модельного газу (Ar) у масову витрату робочого газу (Xe) при використанні капілярної трубки у якості обмежувача витрати.

д) за представленою методикою, розраховано і виготовлено систему зберігання і подачі робочої речовини, що успішно пройшла всі необхідні тести згідно стандартів ECSS та успішно виконує свої функції на борту космічного апарату.

### **Обґрунтованість, достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій**

Теоретичні дослідження проводилися з використанням відомих моделей газодинамічних процесів та підтверджуються результатами експериментів.

**Особистий внесок здобувача** полягає в обґрунтуванні наукового завдання, постановці мети і задач дослідження, формулювання новизни і наукових положень, розробці та створенні методики розрахунку і моделей процесу, в плануванні, проведенні експериментальних досліджень та обробці даних.

# **1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ПОБУДОВИ СИСТЕМ ЗБЕРІГАННЯ І ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ В СКЛАДІ ЕРДУ**

## **1.1 Аналіз структурних схем систем зберігання і подачі робочої речовини**

Система подачі робочої речовини (СПРР) у структурі електрореактивної двигунної установки (ЕРДУ) виконує два основні завдання: зниження високого тиску збереження робочої речовини до робочого рівня (0,1-0,3 МПа) та подачі необхідних значень масової витрати РР у двигун [1, 2]. Якщо структура ЕРДУ, включає один Холовський двигун, СПРР повинна містити дві вихідні лінії – на анод і катод-компенсатор.

Проаналізувавши існуючі СПРР ЕРДУ можна виділити три основні структурні схеми для зниження тиску з високого до робочого:

а) система з механічним регулятором тиску (редукторна) (рис.1.1). Системи з механічним регулятором тиску у сучасних СПРР застосовуються рідко, через значні розміри редуктора, вимоги щодо більш високої частоти опитування датчиків тиску ресивера та ускладнення процесу функціональних випробувань, оскільки редуктор повинен розміщуватись у вакуумній камері. Розміщення редуктора у вакуумній камері обумовлено тим, що зазвичай параметри редуктора залежать від тиску навколишнього середовища. Однак використання редуктора дозволяє: зменшити об'єм ресивера; звужити підтримуваний діапазон тиску і збільшити точність його підтримки, що призводить до зменшення розкиду тяги двигуна; і незначного зниження енергоспоживання СПРР.

б) система з пропорційним клапаном (рис.1.2). На сьогоднішній день системи з пропорційним клапаном є найбільш сучасними за рахунок зменшення маси та розмірів СПРР. Проте на їх розробку потрібен тривалий час через складність конструкції і відпрацювання, а у випадку покупки пропорційного клапану, у інших розробників, для використання його у складі СПРР, суттєво збільшується вартість системи подачі.

в) система з ресивером. Системи з ресивером найчастіше використовуються

в ЕРДУ, що пов'язано з їх простотою, високою надійністю та легкістю масштабування під будь-яку кількість двигунів. Напуск РР у ресивер здійснюється за допомогою:

- електроклапану та обмежувача витрати зі зворотнім зв'язком від датчиків тиску або струму розряду двигуна (рис.1.3);
- двоступеневого регулювання тиску (рис 1.4);
- bang-bang клапанів із зворотнім зв'язком від датчиків тиску або струму розряду двигуна (рис 1.5).

Для подачі необхідного значення масової витрати РР існують різні способи обмеження витрати, такі як:

- пакет дросельних шайб з отвором малого діаметра;
- капілярна трубка;
- термодрозель;
- пористий метал;
- використання MEMS (microelectro-mechanical systems) технологій.

Окрім цього існуючі системи можуть відрізнятися взаємозамінними елементами які вони використовують, резервуванням окремих елементів або додатковою гілкою, що фактично резервує всі елементи системи подачі робочої речовини.

Відмінною особливістю представленої на рис.1.1 редукторної системи подачі робочої речовини [3–5] є використання окремих гілок для аноду і катодів двигуна. Таке рішення дозволяє змінювати витрату робочої речовини в анодний блок двигуна, не змінюючи при цьому витрату робочої речовини у катод. Окрім цього, робочі значення тисків після редукторів R1 та R2 можуть бути різними, що полегшує відпрацювання і зменшує вимоги до обмежувачів витрати FR. Схеми з окремими гілками на анод і катод, так само можуть бути використанні з іншими методами зниження тиску, замість редуктора – використання ресивера або пропорційних клапанів.

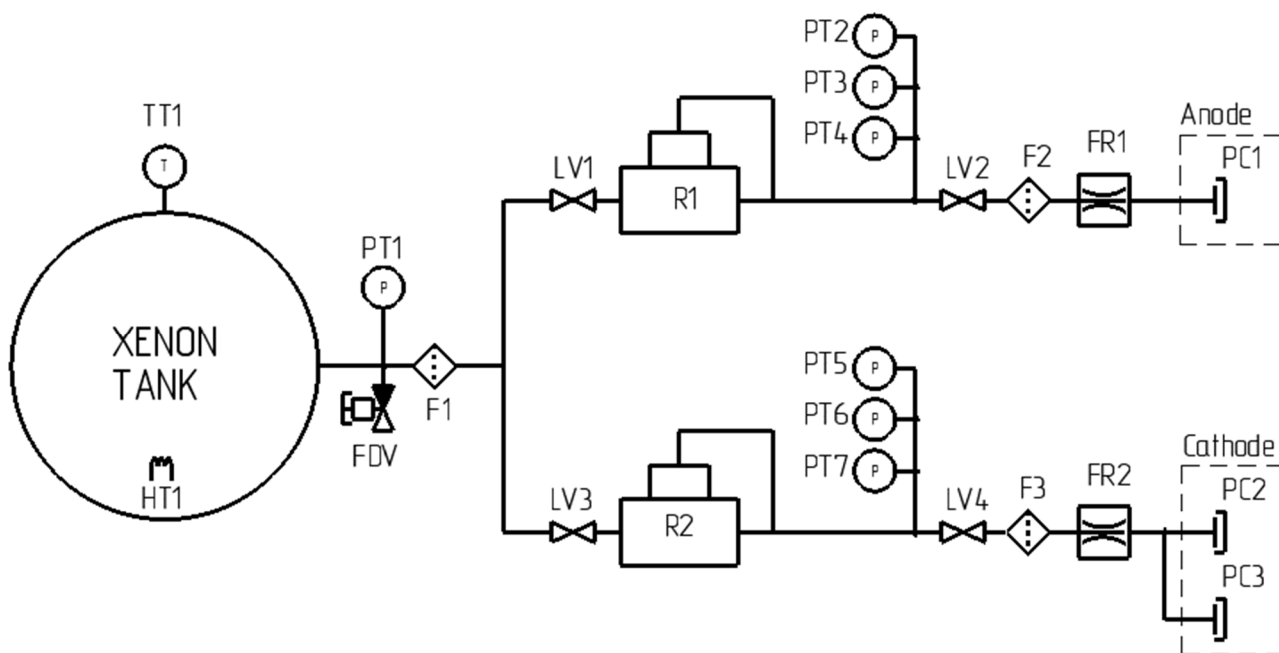


Рисунок 1.1 – Редукторна структурна схема системи зберігання і подачі робочої речовини

Де FDV – заправочно-зливний клапан; LV1 – LV4 – запірні клапани; R1 – R2 – редуктори; F1 – F3 фільтри; HT1 – нагрівач; FR1 – FR2 – обмежувачі витрати; PT1 – PT7 – датчики тиску; TT1 – датчик температури, PC1 – PC3 – штуцери для підключення до анодного блоку та катодів.

Приклад схеми з використанням пропорційного клапану для зниження тиску представлено на рис.1.2. Системи з використанням пропорційних клапанів мають менші габарити і масу відносно ресиверних і редукторних схем, що робить їх найбільш використовуваними, на сьогоднішній день, серед провідних компаній Bradford Space, Vacco, AirLiquid [6, 7]. Однак такі системи мають велику вартість, а розробка пропорційного клапану це складний і довгий процес. Також, представлена на рис.1.2 схема відрізняється використанням нагрівних елементів на обмежувачах витрати. Таке рішення є альтернативою, від використання окремих гілок для аноду і катоду запропонованого на рис. 1.1. Нагрівачі на обмежувачах витрати дозволяють змінити масову витрату робочої речовини в анод не змінюючи витрату в катод, або навпаки. Не зважаючи на те, що використання нагрівачів вимагає додаткової потужності, цей метод є більш



доцільним при необхідності зміни витрати робочої речовини для зміни параметрів двигуна у процесі роботи, оскільки це не збільшує габарити системи подачі. Окрім цього на представленій схемі не має резервування датчиків, таке рішення обумовлюється їх надійністю, підкріпленою багаторазовим використанням на борту космічних апаратів.

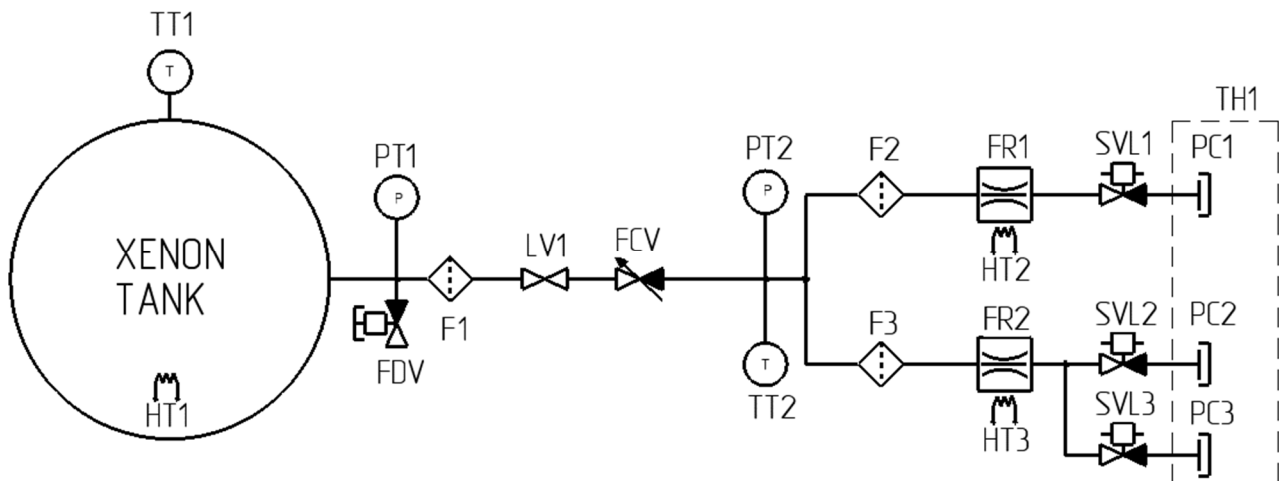


Рисунок 1.2 – Структурна схема системи зберігання і подачі робочої речовини з пропорційним клапаном

Де FDV – заправочно-зливний клапан; LV1 – запірний клапан; FCV – пропорційний клапан; F1 – F3 фільтри; HT1 – HT3 нагрівачі; FR1 – FR2 – обмежувачі витрати; PT1 – PT2 – датчики тиску; TT1 – TT2 – датчики температури, SVL1 – SVL3 – електроклапани; PC1 – PC3 – штуцери для підключення до анодного блоку та катодів.

На рис.1.3 представлена ресиверна схема, у якій заповнення ресивера відбувається за рахунок відкриття електромагнітного клапана та обмежувача витрати, через які робоча речовина надходить у ресивер [2]. Відкриття та закриття електромагнітного клапана здійснюється за командою від PPU при досягненні встановлених мінімального та максимального значень тиску на датчиках у ресивері або зі зворотним зв'язком від струму розряду двигуна.

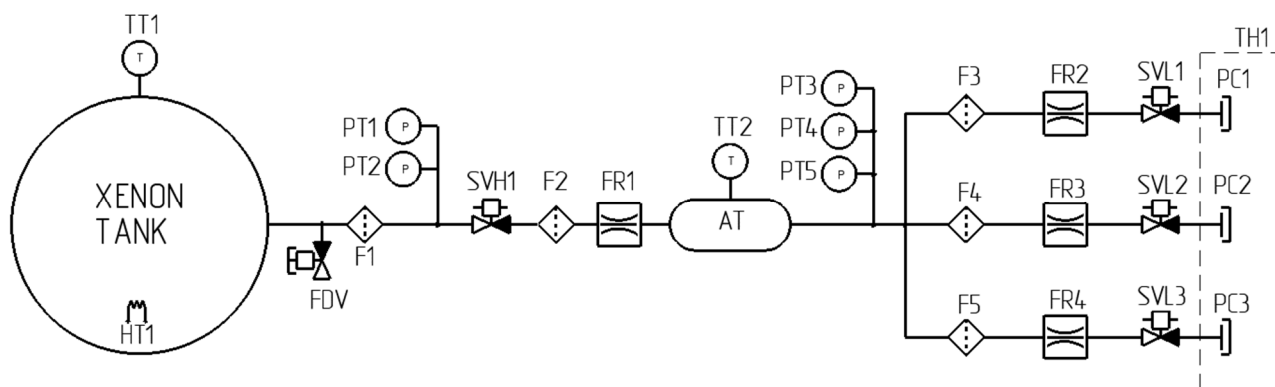


Рисунок 1.3—Структурна схема системи зберігання і подачі робочої речовини з наповненням ресивера через обмежувач витрат

Де FDV – заправочно-зливний клапан; SVH1 –електроклапан високого тиску; F1 – F5 фільтри; HT1 – нагрівач; FR1 – FR4 – обмежувачі витрати; PT1 – PT5 – датчики тиску; TT1 – TT2 – датчики температури, AT – ресивер; SVL1 – SVL3 – електроклапани; PC1 – PC3 – штуцери для підключення до анодного блоку та катодів.

Ресиверні системи подачі є надійними та дешевими, однак, у порівнянні з системами подачі які використовують пропорційні клапани, мають великі габарити та вагу. Залежність об'єму ресивера для забезпечення необхідної точності масової витрати СПРР є відомою та розглядається у роботі [8], де зазначено що точність підтримки тиску  $\pm 0,01$  МПа (приблизно  $\pm 4\%$ ) забезпечується ресивером об'ємом 1 л, а точність  $\pm 0,005$  МПа (приблизно  $\pm 2\%$ ) забезпечується ресивером об'ємом 4 л. Спосіб збільшення об'єму ресивера для забезпечення необхідної точності підтримки тиску у ресивері є найпростішим за наявності додаткового вільного простору на борту КА. Однак, зазвичай, такий спосіб неприйнятний через обмежений об'єм КА, виділений для системи подачі, тому об'єм ресивера не повинен перевищувати 0,5 л для конкурування з системами подачі які використовують пропорційні клапани. При зменшенні об'єму ресивера спостерігаються стрибки тиску, що призводять до виходу за допустимі значення масової витрати і відповідно нестабільної роботи двигуна. Таким чином, зниження величини стрибків (підвищення точності) тиску в ресивері при зменшенні його об'єму потребує додаткових наукових досліджень.

Альтернативним способом є двоступеневе регулювання тиску представлене на рис.1.4, яке можна розділити на два підходи: перший – зниження тиску на вході в ресивер; другий – використання регуляторів витрати після ресивера. У першому випадку зниження тиску перед ресивером зменшує скачки тиску, що дає можливість підтримувати тиск у вузькому діапазоні без необхідності збільшення об'єму ресивера. Для зниження тиску перед ресивером можна використовувати механічний регулятор тиску, як представлено у [9, 10] або додатковий ресивер високого тиску [11]. У другому випадку використання регулятора витрати після ресивера розширить діапазон допустимого тиску, оскільки точність підтримки масової витрати забезпечує сам регулятор витрати на основі пропорційних клапанів [12] або термодроселей [13]. Двоступеневе регулювання тиску, за всіма зазначеними вище прикладами, призводить до ускладнення конструкції, збільшення ваги і вартості СПРР.

Додатковою відмінністю схеми представленої на рис 1.4 від рис.1.3 є використання одного обмежувача витрати на обидва катоди (головний і резервний). Це дещо спрощує конструкцію, однак у випадку забруднення обмежувача витрати обидва катоди виходять з ладу.

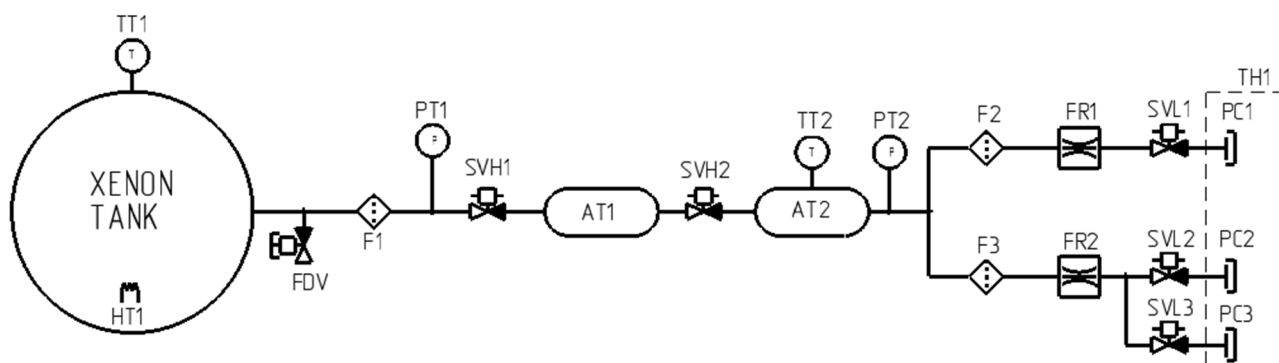


Рисунок 1.4—Структурна схема системи зберігання і подачі робочої речовини з двоступеневим регулюванням тиску

Де FDV – заправочно-зливний клапан; SVH1 – SVH2 – електроклапани високого тиску; F1 – F3 фільтри; HT1 – нагрівач; FR1 – FR2 – обмежувачі витрати; PT1 – PT2 – датчики тиску; TT1 – TT2 – датчики температури, AT1 – AT2 – ресивери;

SVL1 – SVL3 – електроклапани; PC1 – PC3 – штуцери для підключення до анодного блоку та катодів.

Іншим способом підтримки необхідної точності тиску, не збільшуючи об'єм ресивера і не використовуючи двоступеневе регулювання, є зміна підходу до заповнення ресивера, що представлено у [14-16]. Основним підходом до наповнення ресивера є режим «bang-bang». У цьому режимі замість одного тривалого відкриття клапану для повного заповнення ресивера виконується часте короткочасне відкриття електроклапанів, що дозволяє поступово підвищувати тиск в ресивері до необхідного рівня. Цей спосіб добре підходить для високих значень тиску робочої речовини в баку (тобто на початку роботи двигунної установки). При низькому тиску цей режим призводить до надмірної кількості спрацьовувань електроклапанів. Як наслідок, такий підхід, зменшує ресурс СПРР або вимагає використання електромагнітних клапанів з високим ресурсом роботи.

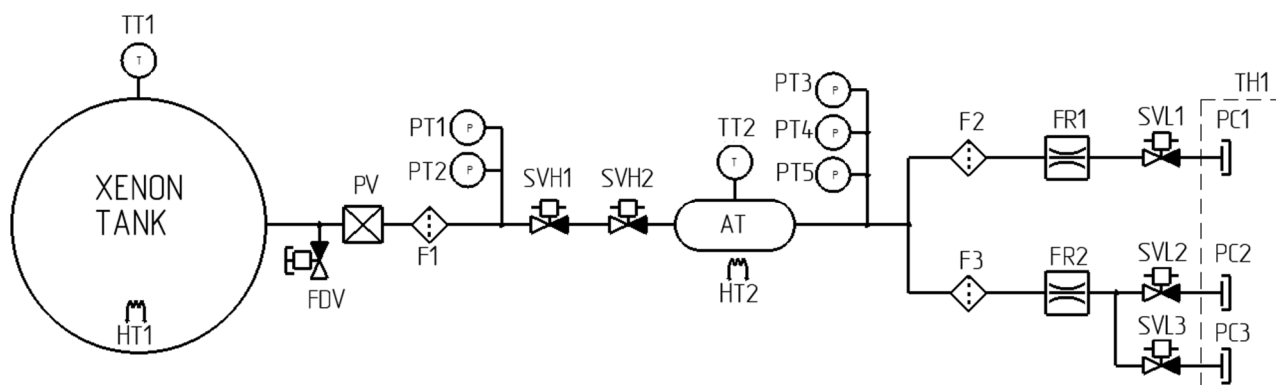


Рисунок 1.5 – Структурна схема системи зберігання і подачі робочої речовини з режимом наповнення ресивера «bang-bang»

Де FDV – заправочно-зливний клапан; PV – піроклапан; SVH1 – SVH2 – електроклапани високого тиску; F1 – F3 фільтри; HT1 – HT2 – нагрівачі; FR1 – FR2 – обмежувачі витрати; PT1 – PT5 – датчики тиску; TT1 – TT2 – датчики температури, AT – ресивер; SVL1 – SVL3 – електроклапани; PC1 – PC3 – штуцери для підключення до анодного блоку та катодів.

Також представлена на рис 1.5 структурна схема відрізняється наявністю піроклапану, замість запірного клапану. На сьогоднішній день використання піроклапанів є застарілим за рахунок складності їх закупівлі, тестування та принципу роботи. Окрім цього у схемі використовується нагрівач ресивера, що дозволяє підтримувати необхідний температурний діапазон у випадку низьких значень температури на борту космічного апарату.

## **1.2 Аналіз підходів до вибору структурної схеми системи подачі та принципів її роботи**

### **1.2.1 Вибір структурної схеми системи подачі**

Виходячи з розділу 1.1, представимо вибрану схему системи зберігання і подачі та принцип її роботи. Схема з ресивером обумовлена її надійністю та меншими матеріальними затратами відносно схем з пропорційним клапаном та редуктором. Окрім цього, зробивши конструктивні і, запропоновані у п.2 і 3, вдосконалення алгоритму наповнення ресивера робочою речовиною, є можливість мінімізації її недоліків та розробки ресиверної СПРР, яка не буде важче та більше, ніж СПРР з пропорційними клапанами. Представлена схема використовується для майбутнього виготовлення та тестування системи подачі, а запропонована у розділі 2 методика є універсальною і може використовуватися для розрахунку ресиверних систем з різною компоновкою. Принцип дії даної системи заснований на застосуванні ресивера та керованих клапанів (рис. 1.6), при цьому для забезпечення необхідної точності масової витрати робочої речовини в двигун необхідно підтримувати тиск в ресивері з точністю  $\pm 3\%$  від номінального тиску.

Датчик температури T1 – призначений для вимірювання температури РР у балоні. Є важливою частиною будь якої схеми системи зберігання і подачі для оцінки залишків та фазового стану робочої речовини у балоні.

Фільтр F1 – є невід’ємною частиною будь якої схеми системи зберігання і подачі та призначений для запобігання потрапляння сторонніх частинок у магістралі системи подачі робочої речовини.

Датчики тиску P1, P2 – призначені для вимірювання тиску РР у балоні. Є невід’ємною частиною будь якої схеми системи зберігання і подачі для оцінки залишків та фазового стану робочої речовини у балоні. Використання резервування обумовлено тим, що покупні датчики тиску не мають льотної історії у космічному середовищі, а резервування підніме надійність і точність системи.

Електроклапани SVH1, SVH2 – призначені для відсікання лінії високого тиску та дозування РР, що надходить у ресивер АТ. Використання двох електроклапанів замість запірного клапану, піроклапану або одного електроклапану обумовлено: високою надійністю електроклапану, який пройшов всі етапи тестування на підприємстві Space Electric Thruster Systems, що дозволяє відмовитись від запірного клапану та піроклапану зменшивши витрати на систему та відпрацювання; додати надійності відносно системи з одним електроклапаном, оскільки ресивер не має прямого з’єднання з балоном; дає можливість працювати у режимі bang bang.

Газифікатор G1 – є необхідним елементом при використанні ксенону у якості робочої речовини та температури КА нижче 293 К, призначений для запобігання потраплянню рідкої фази РР у ресивер. Використання газифікатору замість нагрівачів балону дозволяє знизити час підготовки до старту двигунної установки і зменшити споживану потужність.

Нагрівач НТ1 – призначений для нагрівання РР у газифікаторі.

Датчики температури газифікатора T2 – призначений для вимірювання температури газифікатора.

Обмежувач витрати FR1 – призначений для зниження витрати РР, що надходить у ресивер АТ1.

Ресивер АТ – призначений для зменшення пульсацій тиску на вході в обмежувачі витрати FR2, FR3, FR4.

Датчики температури T3, T4 – призначені для вимірювання температури РР у ресивері АТ. Резервування обумовлено тим, що датчик температури є

важливим елементом від якого залежить величина масової витрати РР яка подається у двигун.

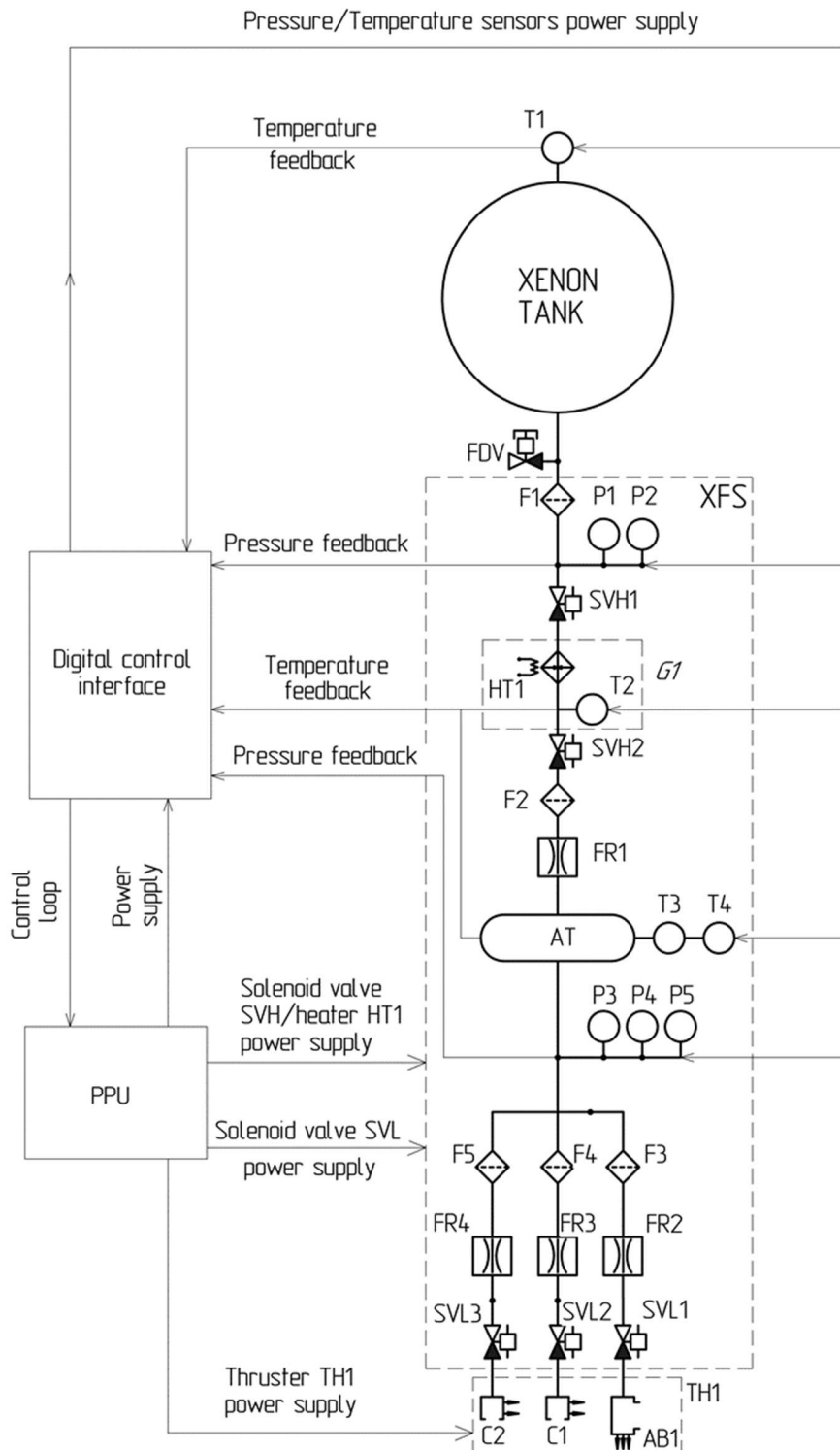
Датчики тиску Р3, Р4, Р5 – призначені для вимірювання тиску РР у ресивері АТ. Подвійне резервування обумовлено тим, що датчик тиску є критичним елементом на який орієнтується РРУ та від якого залежить величина масової витрати РР яка подається у двигун.

Обмежувач витрати FR2, FR3, FR4 – призначені для забезпечення необхідної витрати РР у анодний блок та катоди-компенсатори двигуна. Одним з ключових елементів системи подачі, який в значній мірі визначає точність та стабільність її роботи. В якості таких обмежувачів можна використовувати: пакет дросельних шайб з отвором малого діаметра; капілярну трубку; елемент з пористого металу; MEMS (microelectro-mechanical systems) [17].

Використання дросельних шайб є найбільш поширеним [18]. Однак, слід враховувати, що витрати ксенону в двигунах малої та середньої потужності становлять менше 1,5 мг/с в анод і до 0,2 мг/с в катод [19-22]. Отвори в дросельних шайбах для таких витрат повинні бути менше 0,1 мм [23], що досить важко реалізувати, а з врахуванням похибок при виготовленні кожен новий пакет дросельних шайб матиме унікальні характеристики. Більш того, для забезпечення витрат робочої речовини в катод потрібна значна кількість дросельних шайб, що збільшує габарити обмежувача витрат у порівнянні з використанням інших елементів. Використання пористих елементів та MEMS потребують додаткових досліджень та високих грошових витрат відповідно. Таким чином, одним з перспективних елементів для створення обмежувачів витрат робочої речовини є використання дроселів, виготовлених з капілярної трубки. Капілярна трубка має відносно низьку вартість і, що важливо, дроселі, виготовлені з трубок однієї партії, мають досить близькі параметри. Однак, розрахункові значення обмежувачів витрати, у будь якому випадку, потребують уточнення експериментальним шляхом. Це пов'язано з тим, що існуючі

методики розрахунку капілярів не враховують похибки при виробництві та похибки заміру фактичного діаметру капілярних трубок.

Електроклапани SVL3, SVL4, SVL5 – призначені для подачі РР до анодного блоку та катодів-компенсаторів двигуна. Кількість клапанів обумовлена кількістю гілок до катодів-компенсаторів (2 шт) та аноду (1 шт).



Т – датчик температури;  
 FDV – заправочно-зливний клапан;  
 Р – датчик тиску;  
 F – фільтр;  
 SVH – клапан високого тиску;  
 FR – обмежувач витрат;  
 HT – нагрівач;  
 G – газифікатор;  
 AT – ресивер;  
 SVL – клапан низького тиску;  
 TH – двигун.

Рисунок 1.6– Запропонована автором структурна схема ЕРДУ



### 1.2.2 Аналіз принципів роботи системи подачі

Конструкція має одну лінію подачі робочої речовини в анод і дві лінії до порожнистих катодів (одна з них – для робочого катода, друга – для резервного катода). Робоча речовина, яка зберігається в балоні високого тиску, при спрацьовуванні клапанів SVH1, SVH2 заповнює ресивер АТ через обмежувачі витрат FR1 і фільтр F2. Тиск в АТ підвищується до встановленого максимального робочого тиску, після чого клапани SVH1, SVH2 закриваються відповідно до значень P3-P5. Таким чином стабілізується значення тиску в АТ. Значення масових витрат в анодний блок і катодний блок визначаються обмежувачами FR2 – FR4. В якості основного режиму наповнення ресивера використовується зворотний зв'язок від датчиків тиску з діапазоном  $\pm 2\%$ , а також  $1\%$  як компенсація стрибків тиску після закриття клапану. Окрім цього, для зменшення об'єму ресивера використовується оновлений алгоритм наповнення ресивера, який обґрунтовано у п. 2. і п. 3.

Робота СПРР, умовно, ділиться на такі режими:

- режим очікування;
- режим попереднього термостатування газифікатора;
- режим попереднього наповнення ресивера;
- режим роботи СПРР під час роботи двигуна;
- режим скидання надлишкового тиску;
- режим Fault.

До подачі живлення всі елементи СПРР знеструмлені.

Після подачі живлення на блок вимірювальний СПРР переходить у режим очікування. У цьому режимі проводиться опитування датчиків тиску та температури СПРР, а отримана телеметрія передається до системи керування двигуна в цифровому вигляді. Опитування датчиків СПРР проводиться протягом усього часу роботи СПРР до припинення подачі живлення на блок вимірювальний.

Перед тим як СПРР буде готова до роботи (забезпечення подачі необхідної витрати РР до двигуна) необхідно виконати попереднє термостатування газифікатора G1 й попередньо наповнити ресивер АТ.

У режимі попереднього термостатування газифікатора запускається алгоритм термостатування газифікатора G1 за показаннями датчика температури TT2 шляхом увімкнення та відключення нагрівача НТ1. Коли температура газифікатора G1 перевищить 292 К, СПРР буде готова переходити до режиму попереднього наповнення ресивера.

У режимі попереднього наповнення ресивера необхідно продовжувати роботу алгоритму термостатування газифікатора та запустити алгоритм підтримання тиску в ресивері АТ. Алгоритм підтримує тиск у ресивері АТ в діапазоні  $\pm 2\%$  від номінального тиску в ресивері за показаннями датчиків тиску ресивера РТ3, РТ4, РТ5 шляхом включення та вимкнення електроклапанів SVH1 та SVH2. Номінальний тиск у ресивері визначається залежно від його температури, щоби забезпечувати постійну витрату РР у двигун. Коли тиск у ресивері АТ буде вищим за мінус 2 % від номінального значення тиску в ресивері, СПРР буде готова до переходу до режиму роботи СПРР для забезпечення подачі необхідної витрати РР у двигун.

У режимі роботи СПРР проводиться відкриття електроклапанів подачі РР до анодного блоку SVL1 і катоду-компенсатору SVL2 (або SVL3, визначається алгоритмами закладеними в СК двигуна) і продовжується робота алгоритмів термостатування газифікатора та підтримання тиску в ресивері.

Після завершення роботи двигуна проводиться закриття електроклапанів SVL1 і SVL2 (SVL3), зупинка алгоритмів термостатування газифікатора та підтримання тиску в ресивері, а СПРР переходить у режим очікування до моменту припинення подачі живлення на блок вимірювальний.

Якщо тиск у ресивері перевищить максимальний допустимий тиск, тоді СПРР перейде в режим скидання надлишкового тиску. У цьому режимі проводиться відкриття електроклапана SVL1 і скидання надлишкового тиску з

ресивера. Після зниження тиску РР у ресивері до верхнього значення, проводиться закриття електроклапана SVL1, а СПРР переходить у режим очікування.

Якщо під час роботи СПРР будь який із її параметрів вийде за встановлені межі, СПРР перейде до режиму Fault. У режимі Fault зупиняється робота алгоритмів термостатування газифікатора й підтримання тиску в ресивері, зупиняється живлення всіх електроклапанів і нагрівача газифікатора.

### **1.3 Аналіз проблем розрахунку існуючих систем зберігання і подачі робочої речовини**

На сьогоднішній день немає комплексної методики, яка б дозволила розрахувати системи подачі представлені в розділах 1.1 і 1.2, від розрахунків параметрів робочої речовини у балоні до розрахунку всіх необхідних елементів системи подачі. У існуючих наукових працях показані лише розрахунки окремих елементів системи подачі, багато з яких вимагають уточнення, або адаптації. А саме:

- 1) Окремо представлені різні роботи з розрахунку робочої речовини у балоні ЕРДУ [24, 25, 26]. У всіх роботах стверджується, що необхідно користуватися формулами для реального газу, проте представлені формули дають різні результати і вимагають додаткової перевірки, які представлені у п.2.1 та 3.1.
- 2) Представлені окремі розрахунки обмежувачів витрат [17, 27], однак багато з них є не актуальними для використання у складі СПРР для ЕРДУ. Оскільки вони не дають потрібної точності або розраховані на обмежувачі витрат, які недоцільно використовувати у складі ЕРДУ, що описано у п.1.2, 2.2, 3.4.
- 3) Відомо, що при використанні ксенону у якості робочої речовини, необхідно використовувати нагрівачі для запобігання рідкої фази (п. 2.3). Представлені роботи по нагріву ксенону [26, 28], однак усі ці розрахунки орієнтовані на нагрів балону з РР. Пропонується замість нагріву балону

розрахувати та розробити новий елемент у якому буде відбуватись нагрів робочої речовини безпосередньо перед ресивером, що дозволить знизити споживану потужність, що представлено у п.2.3.

- 4) Окремий розрахунок редуктора представлено у [29], який можна використовувати, як частину розрахунку системи подачі при виборі редукторної схеми.
- 5) Розрахунків стану робочої речовини у ресивері та самого ресивера для систем подачі ЕРДУ, який включає в себе всі необхідні моменти, які потрібно враховувати для отримання прийняттого результату не представлено в існуючих роботах.
- 6) Для системи подачі важливо оцінювати та оптимізувати ресурс клапану (кількість його спрацьовувань) та головні його характеристики. В існуючих роботах це оцінюється за допомогою програми EcosimPro [30, 31]. Однак ця програма не знаходиться у відкритому доступі, тож є необхідність розробки альтернативного варіанту, який представлений у п.2.5 і 3.3.

Підсумовуючи, є необхідність створення цілісної методики розрахунку системи зберігання і подачі, яка буде об'єднувати найбільш актуальні існуючі розрахунки окремих елементів з необхідними удосконаленнями та нововведеннями.

## **1.4 Висновки**

Проведено аналіз існуючих структурних схем систем зберігання і подачі робочої речовини для ЕРДУ. На основі аналізу, обрано структурну схему системи зберігання і подачі робочої речовини для розрахунку, згідно представленої методики, майбутнього виготовлення та тестування системи подачі. Проаналізована проблематика розрахунку існуючих систем зберігання і подачі робочої речовини. Сформульована головна мета дисертаційної роботи, яка полягає у розробці методики розрахунку системи зберігання і подачі робочої

речовини ЕРДУ. Задачі, які необхідно виконати для досягнення мети дисертації, полягають у:

а) запропонуванні методики розрахунку балону та оптимальних параметрів робочої речовини у балоні, що дозволить отримати тиск та густину робочої речовини, за допомогою яких визначається залишок робочої речовини під час місії та вибирається балон.

б) розробці методики та розрахування основних елементи системи подачі робочої речовини, такі як:

- обмежувачі масової витрати для отримання необхідної довжини капіляру щоб забезпечити потрібні масові витрати робочої речовини при заданих тиску та температурі.
- новий конструктивний елемент (газифікатор) для запобігання потраплянню рідкої фази робочої речовини у ресивер;
- ресивер та параметри робочої речовини ресивера.

в) обґрунтуванні використання модельного газу (Ar) замість ксенону для випробувань обмежувачів витрат і системи подачі загалом, включаючи виведення удосконаленої формули перерахунку після випробувань.

г) оптимізації режимів наповнення ресивера для отримання необхідної точності підтримки тиску і оптимізації кількості спрацьовувань електроклапанів.

## 2 РОЗРОБКА КОМПЛЕКСНОЇ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ЗБЕРІГАННЯ І ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ

Розробка та розрахунок системи подачі починається з аналізу вимог, які пред'являються до ЕРДУ і безпосередньо до двигуна. Вид системи подачі головним чином залежить від сумарного імпульсу, який має забезпечити ЕРДУ, кількості включень, терміну служби та обраної робочої речовини. Таким чином у якості вхідних даних для розрахунку визначається робоча речовина, що значно впливає на об'єм, масу, робочий тиск, матеріальні витрати на відпрацювання та виготовлення системи зберігання і подачі робочої речовини і ЕРДУ в цілому. Окрім цього РР впливає на параметри двигуна, що розробникам ЕРДУ треба враховувати при виборі РР. При вибраній робочій речовині отримуються необхідні значення масової витрати робочої речовини і за відомих параметрів двигуна, розраховується кількість РР  $M_{PP}$  для забезпечення необхідного сумарного імпульсу.

Отже, згідно представленої у п 1.2 структурної схеми, пропонується наступна методика розрахунку системи зберігання і подачі робочої речовини (рис.2.1):

1) Розрахунок сумарної кількості робочої речовини  $M_{PP}$ , в залежності від характеристик двигуна та необхідного сумарного імпульсу місії ЕРДУ. При відомій кількості робочої речовини  $M_{PP}$ , розраховується параметри балону та робочої речовини в ньому (тиск  $P$ , об'єм балону  $V_T$ , густина РР  $\rho_{PP}$ ).

2) Визначивши необхідні масові витрати на двигун ( $\dot{m}_{TH} = \dot{m}_a + \dot{m}_k$ ), прийняті номінальний тиск  $P_{nom}$  та температуру  $T_{nom}$  ресивера, параметри РР у балоні ( $P, \rho_{PP}$ ), розраховуються параметри обмежувачів витрат (довжини капілярів  $L$ ) та максимальної масової витрати  $\dot{m}_{max}$  при максимальному тиску у балоні  $P_{max}$ .

2.1) Для уточнення фактичної довжини обмежувачів витрат  $L$ , при випробуваннях використовується запропонований метод модельного газу.

3) При розрахованих тиску  $P$  та температур  $T$  РР у балоні, максимальній масовій витраті що надходить до ресивера  $\dot{m}_{max}$  і відомій масовій витраті РР у

двигун  $\dot{m}_{TH}$ , проводиться розрахунок газифікатора для визначення його потужності  $Q_H$ , часу нагріву  $t_{нагр}$  та довжини  $L_G$ .

4) При визначених масових витратах  $\dot{m}_{TH}$  та  $\dot{m}_{max}$ , частоті опитування датчиків тиску  $f_{оп}$ , швидкості спрацьовувань електроклапанів  $\tau_{ЭК}$  та прийнятій точності підтримки тиску ресивера  $\delta_{AT}$  визначається необхідний мінімальний об'єм ресивера  $V_p$ , маса ресивера  $M_p$  та зміна номінального тиску при зміні температури  $P_{nom}(T)$ .

5) При отриманих залежності  $P_{nom}(T)$ , об'ємі ресивера  $V_p$ , масі ресивера  $M_p$  та масовій витраті на двигун оцінюється зміна температури ресивера та РР після її проходження через обмежувач витрати.

6) При розрахованих параметрах РР у балоні ( $P, \rho_{pp}$ ), залежності  $P_{nom}(T)$ , об'ємі ресивера  $V_p$ , та відомому об'ємі порожнини між обмежувачем витрат РР FR1 та електроклапаном SVH2, розраховується підвищення тиску у ресивері  $\Delta P_{AT}$  після закриття SVH2.

7) Для розрахунку необхідної кількості спрацьовувань електроклапанів визначається методика заповнення ресивера, задіюються сумарна кількість РР  $M_{pp}$ , параметри РР у балоні ( $P, V_T, \rho_{pp}$ ), масові витрати  $\dot{m}_{TH}$  і  $\dot{m}_{max}$ , номінальний тиск  $P_{nom}$  та об'єм ресивера  $V_p$ , підвищення тиску у ресивері  $\Delta P_{AT}$  після закриття SVH2, частота опитування датчиків  $f_{оп}$  і прийнята точність підтримки тиску ресивера  $\delta_{AT}$ .

8) При відомій методиці заповнення ресивера, розрахованих об'ємі ресивера  $V_p$ , масових витратах  $\dot{m}_{TH}$ ,  $\dot{m}_{max}$ , відомому номінальному тиску ресивера  $P_{nom}$ , визначається точність підтримки тиску у ресивері з урахуванням прийнятої точності підтримки тиску ресивера  $\delta_{AT}$ , частоті опитування датчиків  $f_{оп}$  та підвищенні тиску у ресивері після закриття SVH2  $\Delta P_{AT}$ .

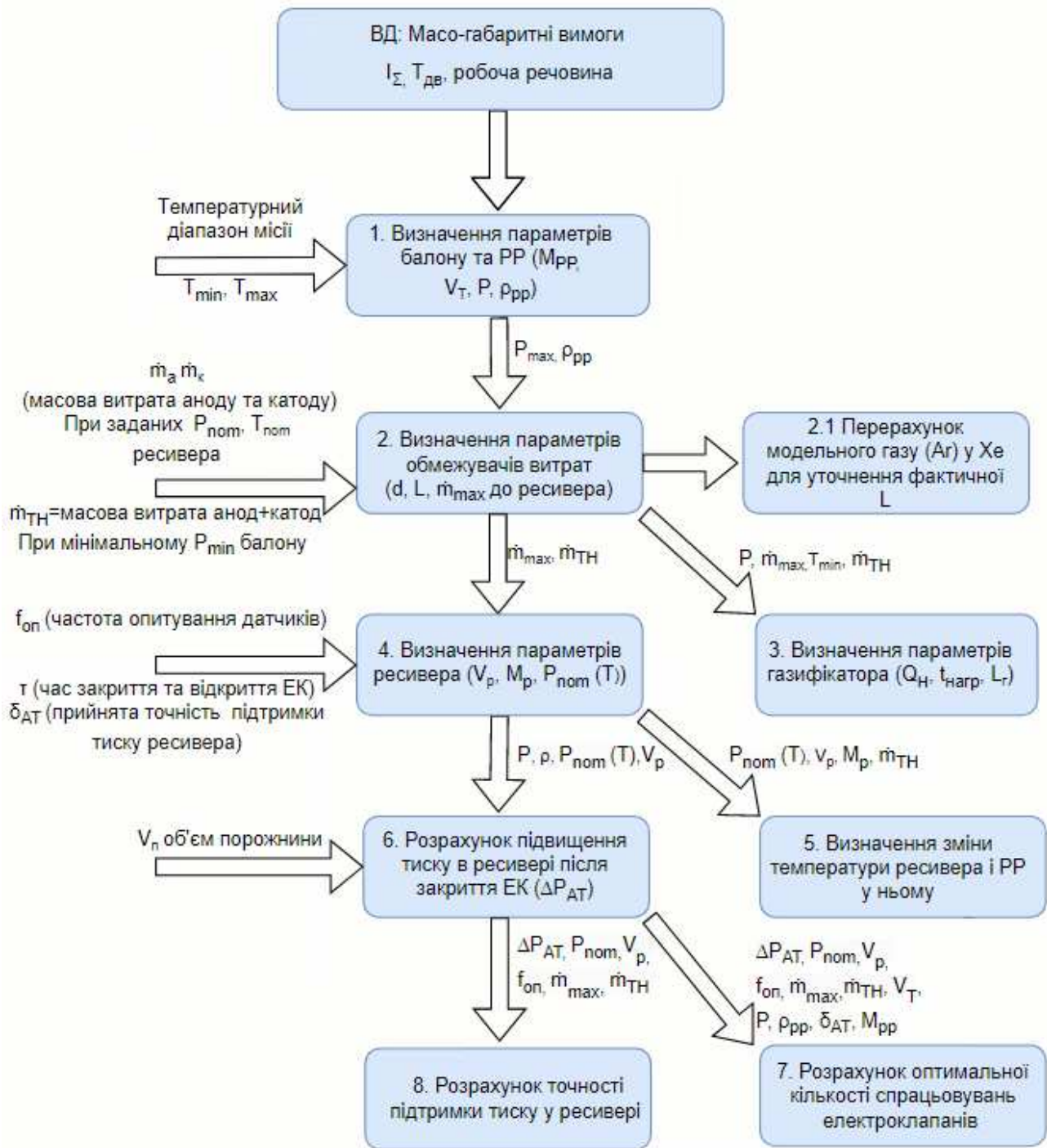


Рисунок 2.1 – Структура методики розрахунку системи зберігання і подачі робочої речовини ЕРДУ



## **2.1 Методика розрахунку балону та параметрів робочої речовини**

Згідно структури методики розрахунку, представленої на рис.2.1, першим кроком є розрахунок параметрів балону і робочої речовини у балоні.

Для ЕРДУ основною робочою речовиною є ксенон, оскільки він має досить високу атомну вагу, низьку енергію іонізації і є інертним газом, що дає змогу отримати високі характеристики двигунної установки при простоті її експлуатації. Але, внаслідок малої кількості виробництва ксенону і широкої сфери його застосування, ксенон має досить високу вартість, що відображається на вартості відпрацювання й експлуатації ЕРДУ на ксеноні. Тому у світі проводять дослідження щодо застосування альтернативної робочої речовини, які дали б змогу зменшити вартість відпрацювання та експлуатації ЕРДУ при збереженні характеристик двигуна на прийнятному рівні.

Як альтернативні робочі тіла розглядають: аргон, йод, криптон, вісмут, цинк, магній, повітря. На сьогоднішній день аргон є потенційно найбільш вигідним, що у 2023 році підтвердила провідна космічна компанія SpaceX, запустивши сузір'я своїх супутників нового покоління з ЕРДУ на аргоні.

Аргон (Ar) і ксенон (Xe) – інертні одноатомні гази без кольору, смаку і запаху.

Аргон, як і ксенон, отримуються зазвичай як побічні продукти при розділенні повітря. У таблиці 2.1 наведено склад повітря із якої видно, що аргон є третім за поширеністю хімічним елементом у повітрі. Також із таблиці видно що у повітрі міститься в  $3,3 \cdot 10^4$  раз більше аргону ніж ксенону у зв'язку з чим вартість аргону значно нижче за вартість ксенону. Вартість аргону  $\sim 3$  дол/кг, а ксенону  $\sim 5000$  дол/кг.

Таблиця 2.1 – Склад сухого повітря [32]

Компонент	Позначення	Вміст, %	
		Масовий	Об'ємний
Азот	N <sub>2</sub>	75,521	78,084
Кисень	O <sub>2</sub>	23,139	20,946
Аргон	Ar	1,288	0,934
Вуглекислий газ	CO <sub>2</sub>	0,050	0,033
Неон	Ne	$1,267 \cdot 10^{-3}$	$1,818 \cdot 10^{-3}$
Криптон	Kr	$3,29 \cdot 10^{-4}$	$1,14 \cdot 10^{-4}$
Гелій	He	$0,724 \cdot 10^{-4}$	$5,239 \cdot 10^{-4}$
Ксенон	Xe	$0,39 \cdot 10^{-4}$	$0,86 \cdot 10^{-5}$

Основні характеристики аргону і ксенону наведені у таблиці 2.2. Аргон має більше значення енергії іонізації ніж ксенон, що призведе до зниження ККД двигуна в порівнянні з ксеноном, менше значення атомної маси призведе до зниження тяги, проте, теоретично, дозволило би збільшити питомий імпульс. Аргон має нижчу критичну температуру, тому він завжди буде знаходитись в газовій фазі у всьому діапазоні робочих температур КА, проте він має меншу густину, що призведе до збільшення об'єму балона для його зберігання.

Таблиця 2.2 – Основні характеристики аргону і ксенону [33], [34]

Параметр	Розмірність	Значення	
		Аргон	Ксенон
Атомна маса	а.е.м.	39,9	131,3
Енергія іонізації	еВ (кДж/моль)	15,8 (1520,4)	12,1 (1170,4)
Температура плавлення	К (°С)	83,8 (-189,2)	161,3 (-111,7)
Температура кипіння	К (°С)	87,3 (-185,7)	166,1 (-106,9)
Критична температура	К (°С)	150,7 (-122,3)	289,7 (16,7)
Критичний тиск	кПа (Бар)	4863 (48,63)	5842 (58,42)
Критичний густина	кг/м <sup>3</sup>	535,6	1100

У представлений роботі перехід на використання суміші аргону і ксенону не розглядається, так як це призведе до необхідності використання двох незалежних систем подачі і зберігання РР, або додаткових досліджень по забезпеченню необхідного співвідношення ксенону і аргону при використанні однієї системи подачі і зберігання РР.

Для системи подачі і зберігання робочої речовини, що розраховується, в якості робочої речовини вибирається ксенон виходячи з його характеристик і оскільки робота двигунів на аргоні має низку особливостей і недоліків, що розглядається в [38-42].

Для розрахунків балону і визначення параметрів робочої речовини у балоні треба визначити масу РР  $M_{PP}$ , яка розраховується через відому тягу та масову витрату РР на двигун для отримання необхідного сумарного імпульсу. Таким чином виходячи з формули (2.1), необхідно визначити об'єм балону  $V_T$  та густину РР  $\rho_{pp}$  для зберігання необхідної маси РР.

$$M_{PP} = V_T \cdot \rho_{pp} \quad (2.1)$$

Для ЕРДУ, зберігання благородних газів у суперкритичному стані здійснюється з прийнятним коефіцієнтом складування балону. Показано, що існує специфічний оптимальний тиск зберігання для кожного газу, що мінімізує масу балону. Відхилення від цього оптимального тиску призводить до значного збільшення маси балону [24].

В ЕРДУ зберігання РР може відбуватися двома способами, довгострокове кріогенне зберігання або суперкритичне, де газ зберігається у легких балонах з високим тиском. Суперкритичне зберігання газу для ЕРДУ є найбільш поширеним і відрізняється тим, що балон і газ становлять дуже велику частину від маси космічного апарату, відтак збільшена необхідність мінімізації коефіцієнта складування та його розрахунку. Розрахунок параметрів балону проводиться за формулами представленими у [24], якщо не зазначено додаткового посилення. Розтягуюча напружка сферичного балону:

$$S = \frac{P \cdot r}{2 \cdot t} \quad (2.2)$$

$t$  – товщина стінки,

$r$  – радіус внутрішньої поверхні;

$P$ – внутрішній тиск.

Приймаючи фактор надійності  $\beta$ , то максимальна напруга в стінці обмежена:

$$S = \frac{\sigma_y}{\beta} \quad (2.3)$$

де  $\sigma_y$  – межа плинності матеріалу балона. Таким чином, отримаємо вираз для визначення мінімально необхідної товщини стінки для зберігання при необхідному тиску:

$$t = \frac{P \cdot r \cdot \beta}{2 \cdot \sigma_y} \quad (2.4)$$

Радіус балона визначається масою РР  $M_{PP}$  та густиною необхідної для місії.

$$r = \left( \frac{3 \cdot M_{PP} \cdot \beta}{4 \cdot \pi \cdot \rho_{pp}} \right)^{1/3} \quad (2.5)$$

Де  $\rho_{pp}$  густина РР при тиску  $P$ . Відповідно маса балону:

$$M_T = 4 \cdot \pi \cdot \rho_t \cdot t \cdot r^2 = \left( \frac{3 \cdot P \cdot \rho_t \cdot M_{PP} \cdot \beta}{2 \cdot \sigma_y \cdot \rho_{pp}} \right)^{1/3} \quad (2.6)$$

Де  $\rho_t$  густина матеріалу балону.

Для циліндричних балонів зі сферичними торцями, окружна розтягуюча напруга в сегменті циліндричної стінки:

$$S = \frac{P \cdot r}{t} \quad (2.7)$$

в той час як розтягуюча напруга в торцях є такою ж як для сферичних балонів:

$$S = \frac{P \cdot r}{2 \cdot t} \quad (2.8)$$

Дотримуючись таких міркувань як для сферичного випадку, знаходимо що товщина стінки в циліндричній частині балона повинна бути:

$$t_c = \frac{P \cdot r \cdot \beta}{\sigma_y} \quad (2.9)$$

в той час як в торцях товщина є такою ж як для сферичних балонів:

$$t_e = \frac{P \cdot r \cdot \beta}{2 \cdot \sigma_y} \quad (2.10)$$

Об'єм циліндричного балону зі сферичними торцями:

$$V_T = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 + \pi \cdot r^2 \cdot l = \pi \cdot r^2 \left( \frac{4 \cdot r}{3} + l \right) \quad (2.11)$$

Де  $l$  це довжина циліндричної частини балону. Таким чином маса балону дорівнює:

$$M_T = \rho_t \cdot (4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot t_e + 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot t_c) = \frac{2 \cdot \pi \cdot P \cdot \beta \cdot r^2 \cdot \rho_t}{\sigma_y} (r + l) \quad (2.12)$$

Для зручності визначається коефіцієнт ексцентриситету балону:

$$\gamma = \frac{(r + l)}{r} \quad (2.13)$$

Для фіксованого об'єму (та тиску з густиною), маса балону буде змінюватися як функція від ексцентриситету:

$$\frac{M_T}{V_T} = \frac{2 \cdot P \cdot \beta \cdot \rho_t (r + l)}{\sigma_y \left( \frac{4}{3} \cdot r + l \right)} = \frac{2 \cdot P \cdot \beta \cdot \rho_t \cdot \gamma}{\sigma_y \left( \frac{1}{3} + \gamma \right)} \quad (2.14)$$

Оскільки об'єм балону дорівнює:

$$V_T = \frac{M_{PP}}{\rho_P} \quad (2.15)$$

Маса циліндричного балону визначається за формулою:

$$M_T = \frac{2 \cdot P \cdot \beta \cdot \rho_t \cdot M_{pp} \cdot \gamma}{\sigma_y \cdot \rho_{pp} \left( \frac{1}{3} + \gamma \right)} \quad (2.16)$$

При обмеженні коли  $l \rightarrow 0$  (сферичний балон),  $\gamma \rightarrow 1$  отримуємо:

$$\frac{M_T}{V_T} = \frac{3 \cdot P \cdot \beta \cdot \rho_t}{2 \cdot \sigma_y} \quad (2.17)$$

І відповідно при обмеженні  $\gamma \rightarrow \infty$  (нескінченно довгий циліндр) отримуємо:

$$\frac{M_T}{V_T} = \frac{2 \cdot P \cdot \beta \cdot \rho_t}{\sigma_y} \quad (2.18)$$

Рисунок 2.2 показує, що маса циліндричного балону буде поміж 1 та 1.33 від маси сферичного балону такого ж об'єму. На рисунку 2.2 представлена залежність на скільки відсотків циліндричний балон має більшу масу ніж сферичний (масовий штраф) в залежності від ексцентриситету. Таким чином для ексцентриситету 2, масовий штраф буде 14%, а для ексцентриситету 4 масовий штраф становить 23%.

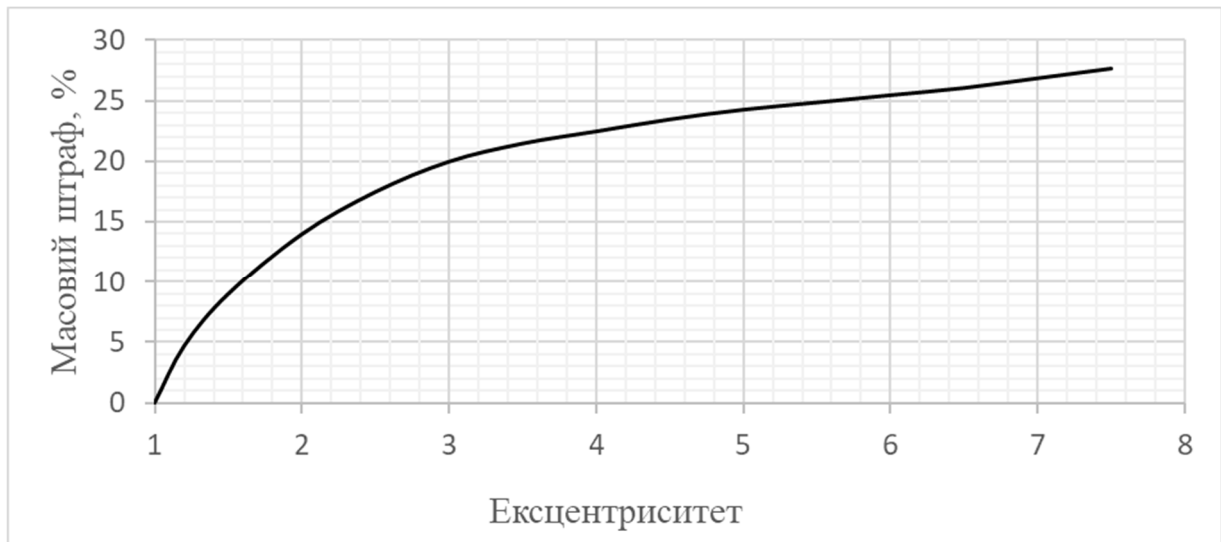


Рисунок 2.2 – Масовий штраф для циліндричних балонів, виражений як частка від сферичного балону еквівалентного об'єму.

Наступним кроком визначимо, як властивості робочої речовини впливають на тиск у балоні. Відношення між тиском та густиною для ідеального газу:

$$P = \frac{\rho \cdot R \cdot T}{M} \quad (2.19)$$

Де  $R$ —універсальна газова стала;  $T$ —температура;  $M$ —молекулярна маса газу.

Замінивши цей виріз для  $P$  у рівняннях для маси та товщини стінки балону. Можна побачити, що маса балону не залежить від тиску та густини робочої речовини у балоні. Це дозволяє отримати балон меншого розміру для економії простору, без отримання масового штрафу. Обмеження зустрічаються коли стінки балону вже більше не «тонкі» або коли газ не «ідеальний». Для тонкостінного сферичного балону який містить ідеальний газ, маса дорівнює:

$$M_T = \frac{3 \cdot P \cdot \beta \cdot \rho_t \cdot M_{PP}}{2 \cdot \sigma_y \cdot \rho_{pp}} = \frac{3 \cdot R \cdot T \cdot \beta \cdot M_{PP} \cdot \rho_t}{2 \cdot \sigma_y \cdot M} \quad (2.20)$$

Коефіцієнт складування визначається як відношення маси балону до маси робочої речовини, у цьому випадку:

$$\frac{M_T}{M_{PP}} = \frac{3 \cdot R \cdot T \cdot \beta \cdot \rho_t}{2 \cdot \sigma_y \cdot M} \quad (2.21)$$

Однак, для благородних газів (ксенон, криптон, аргон) закони ідеального газу не працюють для температур і тисків які використовуються для суперкритичного зберігання РР, і рівняння (2.19) не може використовуватися навіть за 300 К. Критична температура ксенону, того ж порядку, що і навколишня температура КА. Щоб отримати коефіцієнт складування балону для цих газів, необхідно замінити рівняння (2.19). Відношення між тиском і густиною поблизу критичної точки було представлено декількома рівняннями. Одне з них дає порівнянні результати з експериментами, рівняння Рідліха-Квонга:

$$R \cdot T = (V - b) \left[ P + \frac{a}{V \cdot (V + b) \cdot \sqrt{T}} \right] \quad (2.22)$$

У цьому рівнянні  $a$  та  $b$  параметри, які залежать від критичної температури та тиску вибраного газу. Вирішивши рівняння для  $P$ , отримуємо:

$$P = \frac{R \cdot T \cdot \rho_{pp}}{(M - b \cdot \rho_{pp})} - \frac{a \cdot \rho_{pp}^2}{M \cdot (M + b \cdot \rho_{pp}) \cdot \sqrt{T}} \quad (2.23)$$

Підставимо цю форму тиску у рівняння (2.6), отримаємо вираз для коефіцієнта складування балону як функцію від густини робочої речовини.

$$\frac{M_T}{M_{PP}} = \frac{3 \cdot \rho_t \cdot \beta}{2 \cdot \sigma_y} \left[ \frac{R \cdot T}{(M - b \cdot \rho_{pp})} - \frac{a \cdot \rho_{pp}^2}{M \cdot (M + b \cdot \rho_{pp}) \cdot \sqrt{T}} \right] \quad (2.24)$$

Рівняння показує що для постійних густини та температури робочої речовини, маса балону лінійно пропорційна масі робочої речовини. У відмінності від випадку з ідеальним газом, коефіцієнт складування складним чином залежить від густини робочої речовини. Густина робочої речовини, яка мінімізує долю балону знаходиться за наступним рівнянням:

$$\frac{\partial(M_T/M_{PP})}{\partial \rho_{pp}} = 0 \quad (2.25)$$

Зробивши алгебраїчні перетворення, отримаємо:

$$\rho_{pp} = \frac{(4 \cdot R \cdot T^{3/2} \cdot b \cdot M^2 \cdot a)^{1/2} - R \cdot T^{3/2} \cdot b \cdot M - aM}{R \cdot T^{3/2} \cdot b^2 - aM} \quad (2.26)$$

Де параметри Рідліха-Квонга визначаються як:

$$a = \frac{R^2 \cdot T_c^{5/2}}{9(2^{1/3} - 1) \cdot P_c} \quad (2.27)$$

$$b = \frac{(2^{1/3} - 1)R \cdot T_c}{3 \cdot P_c} \quad (2.28)$$

Де  $T_c$  та  $P_c$  критична температура та тиск газу. Це рівняння оптимальної густини у сферичному балоні залежить лише від температури та властивостей газу, що зберігається. Та не залежить від матеріалу, розміру балону та сумарної маси робочої речовини. Для ксенону при температурі 300 К. оптимальна густина



становить 1350 кг/м<sup>3</sup>. Для криптоу при температурі 300 К. оптимальна густина становить 800 кг/м<sup>3</sup>. Для аргону при температурі 300 К. оптимальна густина становить 250 кг/м<sup>3</sup>.

Значення у квадратних дужках рівняння (2.24) дорівнює  $P/\rho_p$  що дозволяє записати коефіцієнт складування балону як:

$$\frac{M_T}{M_{PP}} = \frac{3 \cdot P \cdot \rho_t \cdot \beta}{2 \cdot \sigma_y \cdot \rho_{pp}} \quad (2.29)$$

Де  $P$  це тиск при густині  $\rho_{pp}$ . Для титанових балонів при коефіцієнті запасу  $\beta = 1$  коефіцієнт складування балону для ксенону дорівнює 3,2%. При коефіцієнті запасу 2, коефіцієнт складування балону становить 6,4%. Для криптоу при відповідних коефіцієнтах запасу становить відповідно 12% та 24%, а для аргону 31% та 62%.

Для випадку циліндричного балону, підставимо рівняння (2.23) у рівняння (2.16) та отримуємо:

$$\frac{M_T}{M_{PP}} = \frac{2 \cdot \rho_t \cdot \beta \cdot \gamma}{\sigma_y (\gamma + 1/3)} \left[ \frac{R \cdot T}{(M - b \cdot \rho_{pp})} - \frac{a \cdot \rho_{pp}}{M \cdot (M + b \cdot \rho_{pp}) \cdot \sqrt{T}} \right] \quad (2.30)$$

За винятком константи  $4\gamma/(3(\gamma + 1/3))$ , цей вираз такий ж самий як виведений для сферичного балону. Таким чином оптимальний тиск зберігання у циліндричному балоні буде таким самим як і у сферичному балоні.

У деяких випадках, робоча речовина, що зберігається, може бути обмежена об'ємом, так само як і лімітована вагою. З цих причин корисно дослідити зміну коефіцієнта складування, пов'язану з відхиленням від оптимуму густини зберігання. Рисунок 2.3 показує долю балону для ксенону при 300 К побудовану як функція від густини ксенону. Як приклад, при скороченні у діаметрі сферичного балона на 10% від оптимального, відбудеться скорочення в об'ємі на 27%, і збільшення густини зберігання на 37%. Це спричинить збільшення тиску на 87% і 38% збільшення в масі балона. Під час зберігання при меншій густині, ніж оптимальна, будуть схожі результати зі збільшенням маси балона, без будь-якої вигоди. Слід зазначити, що рівняння Рідліха-Квонга описує P-V-T поведінку

газів краще ніж рівняння ідеального газу, у близькості до критичної точки воно все ще не дає точних результатів. Однак це не змінює висновок, що є оптимальний тиск зберігання та відхилення від цього тиску призведуть до значних масових штрафів [24].

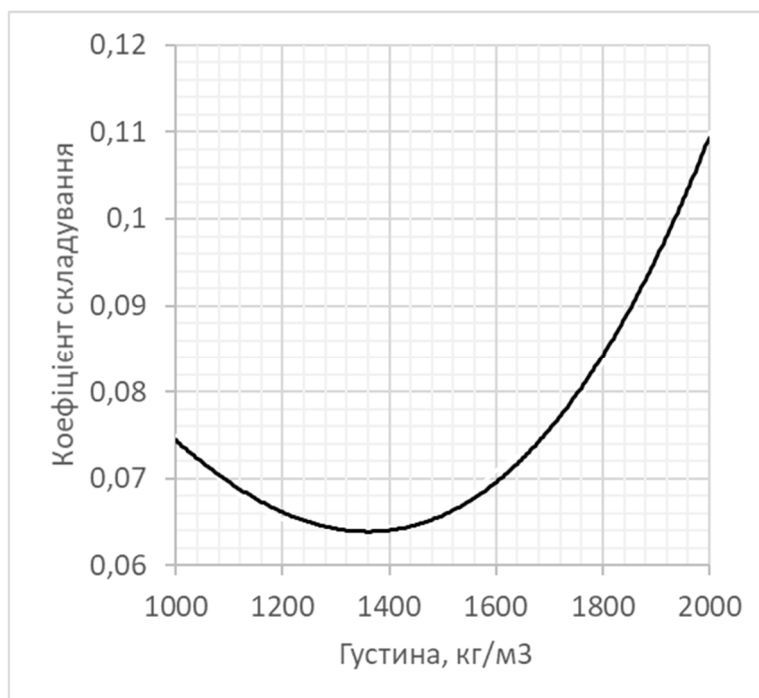


Рисунок 2.3– Коефіцієнт складування балону як функція від густини ксенону для титанового балону

Як зазначалось вище, що оптимальна густина зберігання та коефіцієнт складування балону обидва залежать від загальної маси робочої речовини. Це означає, що маса одиночного бака який містить 1000 кг робочої речовини еквівалента масі двох менших балонів, кожного з 500 кг робочої речовини. Таким чином, теоретично, робоча речовина в місії ЕРДУ в суперкритичному стані може розподілятися серед серії маленьких сферичних балонів лише з масовими штрафами від додаткових фітінгів і кріпленнями балона. Це має кілька певних переваг. Розділене зберігання може допомогти поліпшити розміри КА, інакше для забезпечення габаритів може знадобитися більший тиск зберігання, що потребує більш потужного балону. Поділ ємностей так само може уможливити використання робочої речовини з декількох балонів послідовно.

Крім зберігання РР під необхідним тиском, балон повинен витримувати його власну вагу і вагу робочої речовини під час навантажень при запуску. Типові межі прискорення конструкції близько  $6g$ . Відносна важливість прискорювальних навантажень може оцінюватися порівняно з навантаженнями тиску аналізованими вище. Тиск, що діє на поверхню днища балона під його рідким вмістом протягом навантажень прискорення:

$$P_a = \rho_{pp} \cdot a \cdot h \quad (2.31)$$

де  $a$  це прискорення та  $h$  це висота стовпа робочої речовини у балоні. Якщо вона дуже маленька порівняно з внутрішнім тиском балона, вона не вплине значно на масу балона. Розглянемо кілька випадків, щоб визначити важливість цього поняття для зберігання благородних газів при високому тиску. Для ксенону при 300 К, оптимальний тиск зберігання 8,3 МПа та густина 1350 кг/м<sup>3</sup>. А 3000 кг заповненої робочої речовини матимуть об'єм 2,22 м<sup>3</sup> і буде вписуватися в сферу з діаметром 1,62 м. Розв'яжемо рівняння (2.31) з цими вхідними параметрами і використаємо навантаження в  $6g$  отримаємо  $P_a = 0,128$  МПа або 1,5% від навантажень тиску. Для еквівалентних навантажень криптону при 300 К, навантаження прискорення лише 0,5% від навантажень тиску. У цих випадках навантаження прискорення безперечно мають незначну важливість. Крім цих стабільних пускових навантажень, так само можуть бути високочастотні перехідні навантаження, які можуть вплинути на вихід з ладу балона. У будь-якому випадку потребується досить детальний структурний аналіз щоб визначити чи витримає балон пускові навантаження [24].

Необхідно зазначити, що у розділі 2.1, у рівняннях маси балона чи коефіцієнта складування, використовувались властивості титану, але існують інші матеріали з вищим коефіцієнтом міцності, ніж титан. Зокрема, композитні матеріали в даний час широко використовуються в балонах високого тиску. Основне рівняння отримане вище все ще допустиме для інших матеріалів. Необхідно просто використовувати відповідні властивості матеріалу для одержання маси балона.

Також необхідно зазначити, що на практиці компанії розробники систем подачі не виготовляють балони, а замовляють у компаній розробників балонів одну з існуючих моделей, що значно зменшує матеріальні витрати. Як вже зазначалось вище, зазвичай до ЕРДУ висуваються жорсткі вимоги щодо маси та габаритів, що значною мірою впливає на вибір балона. Таким чином, у багатьох випадках необхідно орієнтуватися і вибирати балон виходячи з його мінімального об'єму при якому буде достатньо робочої речовини для забезпечення усіх вимог висунутих до ЕРДУ, не перевищуючи максимально допустимий тиск у балоні. Максимально допустимий тиск у балоні обмежений як параметрами самого балона, на який він розрахований, так і елементами системи, які взаємодіють із тиском у балоні (заправний клапан, датчики високого тиску, клапани високого тиску).

Для розрахунку тиску у балоні існують різні методики та довідкові дані, які базуються на емпіричних константах та теоретичних розрахунках. Однак, у випадку ксенону, спостерігається невідповідність між цими методиками. А саме, при заправці, знаючи густину заправки, отримуються різні розрахункові значення тиску, які відрізняються в залежності від вибраної методики. І у свою чергу, при відомому тиску у балоні, отримуються різні розрахункові значення густини. Порівняємо результати розрахунків густини за найбільш поширеними методиками. Вибір правильної методики розрахунку критично важливий як для розрахунку максимального тиску у балоні після заправки робочої речовини, так і для оцінки залишків робочої речовини у балоні у процесі роботи ЕРДУ.

Таблиця 2.3 – Густина ксенону при тиску 6,2 МПа та температурі 293,15 К [24,35-37].

Методика	Густина, кг/м <sup>3</sup>
Rabinovich	1111,2
Vargaftik	1281,9
Snifer-Klomfar	1241
NIST	977
Рідліх-Квонг	920

Таблиця 2.4– Густина ксенону при тиску 7 МПа та температурі 300,15 К [24,35-37].

Методика	Густина, кг/м <sup>3</sup>
Michels	1190
Beatti	1163
Snifer-Klomfar	1037
Rabinovich	1038
Vargaftik	1034.5
NIST	1028
Рідліх-Квонг	960

Таблиця 2.5– Густина ксенону при тиску 12 МПа та температурі 323,15 К [24,35-37].

Методика	Густина, кг/м <sup>3</sup>
Michels	1442
Waibel	1409
Snifer-Klomfar	1443
Rabinovich	1442
Vargaftik	1352
NIST	1442
Рідліх-Квонг	1296

Таблиця 2.6– Густина ксенону при тиску 15 МПа та температурі 323,15 К [24,35-37].

Методика	Густина, кг/м <sup>3</sup>
Michels	1601
Waibel	1627
Snifer-Klomfar	1594
Rabinovich	1603
Vargaftik	1602
NIST	1602
Рідліх-Квонг	1296

Зробивши поглиблений аналіз джерел, порівняння результатів з експериментами, кількість провідних компаній які використовують той чи інший метод, зроблено наступні висновки: довгий час основним методом розрахунку було рівняння (2.23) Рідліха-Квонгу. По цій причині деякі компанії та дослідники і досі використовують його у всьому діапазоні тиску для розрахунку залишків ксенону у балоні або тиску [25]. Однак, рівняння Рідліха-Квонгу найкраще працює при виконанні умов  $P/P_c < 0.5T/T_c$ , а для інших умов рекомендується

використання методики NIST [26]. Цей метод детально описується у [37] та зазначається, що має точність по розрахунку густини до 0,2% у всьому робочому діапазоні тиску для ЕРДУ. Розрахунки параметрів газу за допомогою NIST знаходяться у відкритому доступі та проводяться онлайн через ресурс <https://webbook.nist.gov/>. Вводиться необхідна густина та задаються температури (рис. 2.4), натискається «Press for Data» та отримуються результати (рис. 2.5).

**NIST** NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE **NIST Chemistry WebBook, SRD 69**

Home Search NIST Data About

## Isochoric properties for Xenon

This option will supply data on a constant density (volume) curve over the specified temperature range. Values should not be adjusted upward to limit the number of points computed.

- Enter density in selected units:  
 (Acceptable range: 0.0 to 2966. kg/m<sup>3</sup>)
- Enter temperature range and increment in selected units:  
 T<sub>Low</sub>\*   
 T<sub>High</sub>  (max value: 750.0 K)  
 T<sub>Increment</sub>
- \* The minimum temperature limit is the highest of the following values:
  - 161.405 K
  - The temperature at which a density of 2966. kg/m<sup>3</sup> is reached.
- Check here if you want to use the interactive display (requires JavaScript and HTML 5 canvas capable browser) ☐
- Number of digits to be displayed in tables (does not effect accuracy of computations):
- Press for Data**

© 2023 by the U.S. Secretary of Commerce on behalf of the United States of America. All rights reserved.  
 Copyright for NIST Standard Reference Data is governed by the [Standard Reference Data Act](#).

Рисунок 2.4 – Вхідні дані розрахунку тиску через NIST для густини 1300 кг/м<sup>3</sup>

Isochoric Data for D = 1300.0 kg/m <sup>3</sup>			
Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Volume (m <sup>3</sup> /kg)
293.00	63.271	1300.0	0.00076923
294.00	64.738	1300.0	0.00076923
295.00	66.212	1300.0	0.00076923
296.00	67.691	1300.0	0.00076923
297.00	69.177	1300.0	0.00076923
298.00	70.667	1300.0	0.00076923
299.00	72.163	1300.0	0.00076923
300.00	73.664	1300.0	0.00076923
301.00	75.169	1300.0	0.00076923
302.00	76.679	1300.0	0.00076923
303.00	78.193	1300.0	0.00076923

Рисунок 2.5 – Результати розрахунку тиску через NIST для густини 1300 кг/м<sup>3</sup>

Таким чином, найбільш оптимальним та простим методом у використанні є NIST, як альтернативу NIST можна використовувати рівняння (2.23), що згідно експерименту показало навіть більш точні результати у діапазоні до  $P/P_c < T/T_c$ , що представлено у п.3.1.

Для СПРР, представленої в роботі, виходячи з формули (2.1) та вибраного об'єму балону, згідно жорстким масо-габаритним вимогам, отримана густина  $\rho_{pp} = 1573 \text{ кг/м}^3$ , що відповідно до NIST  $P$  складає 7,92 МПа при температурі 298 К. Окрім цього також визначаємо як зміниться тиск при максимальній та мінімальній температурі місії, по даним NIST отримуємо  $P_{\max}=10,1 \text{ МПа}$ ,  $P_{\min}=4,586 \text{ МПа}$ . За цими даними робляться висновки, що  $P_{\max}$  не перевищує допустимий тиск балону та інших елементів і переходимо на наступний етап розрахунку.

Як зазначено вище, для системи подачі і зберігання робочої речовини, що розраховується, в якості робочої речовини вибирається ксенон виходячи з його характеристик і оскільки робота двигунів на аргоні має низку особливостей і недоліків, що розглядається в [38-42]. Однак, є необхідність розглянути вплив зміни робочої речовини на параметри балона, оскільки саме балон має найбільший вплив на розміри і вагу СПРР, а також ціну виведення ЕРДУ [43-44].

Вплив різної робочої речовини на параметри балону показується на прикладі аргону, однак залежності представлені нижче працюють для будь яких газів. Таким чином при необхідності порівняння ксенону з іншою робочою речовиною, замість аргону, треба підставити у рівняння характеристики потрібного газу.

Необхідний об'єм балона для зберігання робочої речовини можна визначити по наступній формулі

$$V_T = \frac{M_{pp}}{\rho_{pp}}, \quad (2.32)$$

де  $V_T$  – об'єм балона, м<sup>3</sup>;

$M_{pp}$  – запас РР, кг;

$\rho_{pp}$  – густина заправки РР, кг/м<sup>3</sup>.

Для спрощення розрахунків при оцінці зміни об'єму і маси балонну при переході на аргон, будемо розглядати тільки робочий запас РР який можна визначити за формулою (без врахування витрати на КК)

$$M = \frac{I_{\Sigma}}{I_{sp}}, \quad (2.33)$$

де  $M$  – робочий запас РР, кг;

$I_{\Sigma}$  – сумарний імпульс тяги, Н·с;

$I_{sp}$  – питомий імпульс двигуна (анодного блоку), м/с;

Теоретично, використання аргону може забезпечити питомий імпульс двигуна, що 1,81 раз більший ніж при використанні ксенону [45]. Проте відповідно до інформації, наведеної у статтях [46-54], питомий імпульс двигуна, що працював на аргоні, відповідав питомому імпульсу двигуна, що працював на ксеноні. Тому для подальшої оцінки зміни об'єму і маси балона для зберігання



РР, для реалізації однакового сумарного імпульсу тяги, буде розглядатися два випадки:

- $I_{spAr} = I_{spXe}$  (при однакових питомих імпульсах);
- $I_{spAr} = 1,81 \cdot I_{spXe}$  (коли питомий імпульс двигуна на аргоні більше за питомий імпульс двигуна на ксеноні).

Маса балона буде визначатися як функція від його об'єму. Для визначення залежності маси балона від його об'єму була проведена апроксимація даних по балонах різних виробників (ARDE, ARMOTECH, Cobham, General Dynamics Ordnance and Tactical Systems, HyPerComp Engineering, Infinite Composites, Luxfer Gas Cylinders, MEYER, MT Aerospace і PEAK Technology) з об'ємом до 100 л і проектним тиском від 25 до 35 МПа. Результати апроксимації наведені на рисунку 2.6. По результатам апроксимації отримана наступна формула для визначення маси балона в залежності від його об'єму

$$M_T = 0,8688 \cdot V_T^{0,7086}, \quad (2.34)$$

де  $M_T$  – маса балона, кг.

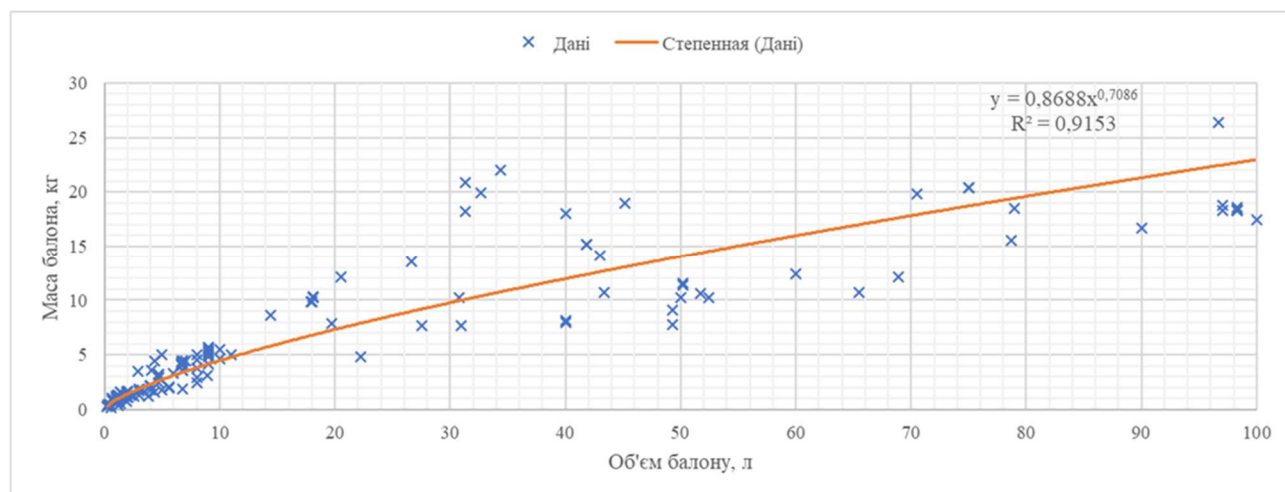


Рисунок 2.6 – Залежність маси балона від його об'єму

Виходячи із формул (2.32) і (2.34) з врахуванням формули (2.33) можна отримати наступні формули для порівняння зміни об'єму і маси балона при переході на аргон для однакоого значення сумарного імпульсу  $I_{\Sigma Xe} = I_{\Sigma Ar}$ :

- порівняння зміни об'єму балона, при  $I_{spAr} = I_{spXe}$

$$\frac{V_{TAr}}{V_{TXe}} = \frac{M_{Ar} \cdot \rho_{Xe}}{\rho_{Ar} \cdot M_{Xe}} = \frac{\rho_{Xe}}{\rho_{Ar}} ; \quad (2.35)$$

- порівняння зміни об'єму балона, при  $I_{spAr} = 1,81 \cdot I_{spXe}$

$$\frac{V_{TAr}}{V_{TXe}} = \frac{M_{Ar} \cdot \rho_{Xe}}{\rho_{Ar} \cdot M_{Xe}} = \frac{\rho_{Xe}}{1,81 \cdot \rho_{Ar}} ; \quad (2.36)$$

- порівняння зміни маси балона, при  $I_{spAr} = I_{spXe}$

$$\frac{M_{TAr}}{M_{TXe}} = \frac{0,8688 \cdot V_{TAr}^{0,7086}}{0,8688 \cdot V_{TXe}^{0,7086}} = \left( \frac{\rho_{Xe}}{\rho_{Ar}} \right)^{0,7086} ; \quad (2.37)$$

- порівняння зміни маси балона, при  $I_{spAr} = 1,81 \cdot I_{spXe}$

$$\frac{M_{TAr}}{M_{TXe}} = \frac{0,8688 \cdot V_{TAr}^{0,7086}}{0,8688 \cdot V_{TXe}^{0,7086}} = \left( \frac{\rho_{Xe}}{1,81 \cdot \rho_{Ar}} \right)^{0,7086} , \quad (2.38)$$

де  $I_{\Sigma Xe}, I_{\Sigma Ar}$  – сумарний імпульс тяги при роботі на ксеноні і аргоні , Н·с;

$I_{spXe}, I_{spAr}$  – питомий імпульс двигуна (анодного блоку) при роботі на ксеноні і аргоні, м/с;

$V_{TXe}, V_{TAr}$  – об'єм балона, необхідний для зберігання робочого запасу ксенону і аргону, м<sup>3</sup>;

$M_{Xe}, M_{Ar}$  – робочий запас ксенону і аргону, кг;

$\rho_{Xe}, \rho_{Ar}$  – густина заправки ксенону і аргону, кг/м<sup>3</sup>;

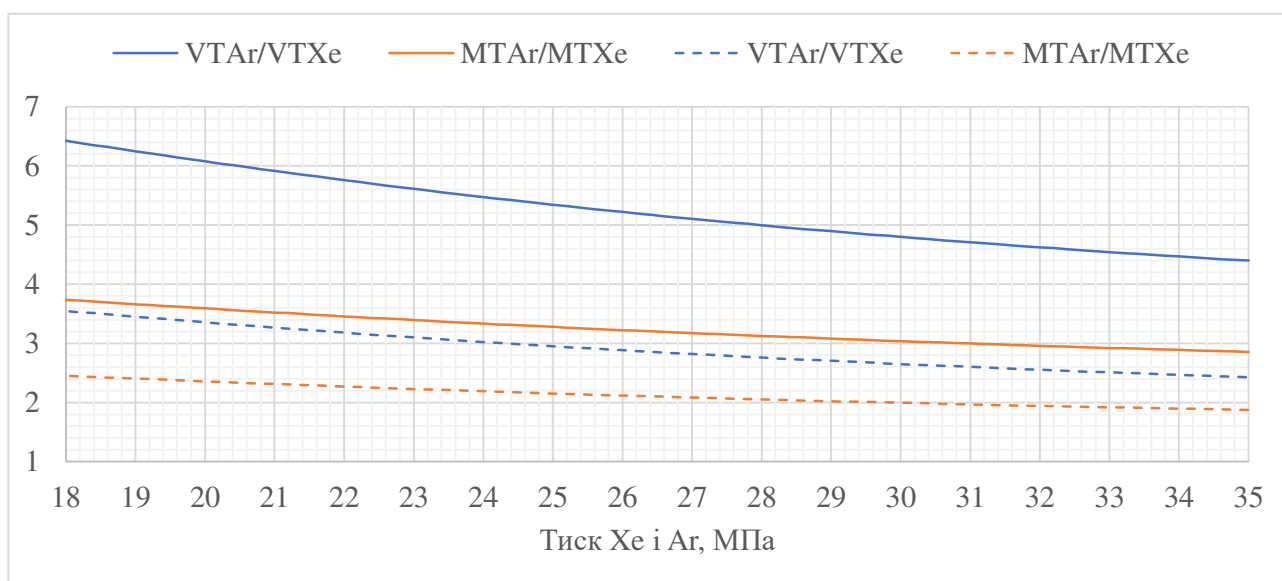
$M_{TXe}, M_{TAr}$  – маса балона для зберігання ксенону і аргону, кг.

На рисунку 2.7 наведені зміни об'єму і маси балона при переході з ксенону на аргон, визначені по формулам (2.35)...(2.38) для максимальної температури

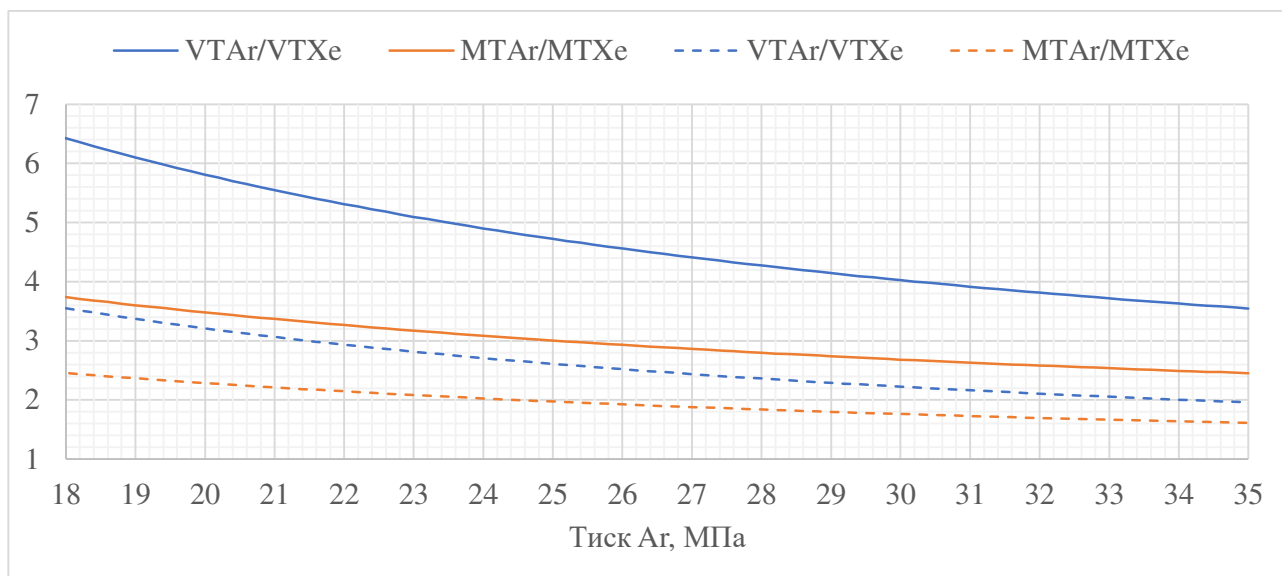
333 К, при  $I_{spAr} = I_{spXe}$  (суцільна лінія) і  $I_{spAr} = 1,81 \cdot I_{spXe}$  (пунктирна лінія). Із рисунка видно, що за однакових питомих імпульсів, для забезпечення того ж сумарного імпульсу тяги, при переході на аргон буде потрібен балон з об'ємом, що у 3,5 раз більше у порівнянні з ксеноном (при тиску 35 МПа для аргону і 18 МПа для ксенону).

Зміна об'єму балона призведе до зміни маси залишків РР, що не витискаються із балона. Результати оцінки зміни маси залишків РР, що не витискаються із балона, наведені в таблиці 2.7. Із таблиці видно, що збільшення тиску зберігання аргону і питомого імпульсу двигуна дозволять залишити масу залишків РР, що не витискаються із балона, на тому ж рівні, що і для ксенону, і навіть зменшити її.

Також перехід на аргон дозволить зменшити втрати РР на негерметичності ЕРДУ. Вихідні дані для оцінки зміни маси запасу РР на втрати на негерметичності наведені у таблиці 2.8. Відповідно до цих даних, за вимогою по негерметичності  $1 \cdot 10^{-5}$  ст.см<sup>3</sup>/с (широко поширене значення для ЕРДУ), маса запасу аргону, на втрати на негерметичності, буде приблизно в 3,25 разів меншою ніж ксенону.



а) При однакових тисках ксенону і аргону



б) При постійному тиску ксенону (18 МПа) і різних тисках аргону

Рисунок 2.7 – Зміни об'єму і маси балона при переході з ксенону на аргон для максимальної температури 333 К, при  $I_{spAr} = I_{spXe}$  (суцільна лінія) і  $I_{spAr} = 1,81 \cdot I_{spXe}$  (пунктирна лінія)

Таблиця 2.7 – Результати оцінки зміни маси залишків РР, що не витискаються із балона

Випадок			M <sub>RXe</sub> /M <sub>RAr</sub>
Відношення питомих імпульсів	P <sub>Xe</sub> , МПа.	P <sub>Ar</sub> , МПа.	
$I_{spAr} = I_{spXe}$	18	18	0,52
	18	35	0,94
$I_{spAr} = 1,81 \cdot I_{spXe}$	18	18	0,94
	18	35	1,70

P<sub>Xe</sub>, P<sub>Ar</sub>, – тиск заправки ксенону і аргону  
M<sub>RXe</sub>, M<sub>RAr</sub> – маса залишків РР, що не витискаються із балона, для ксенону і аргону

Таблиця 2.8 – Вихідні дані для оцінки зміни маси запасу РР на втрати на негерметичності

Елемент	Кількість елементів	Негерметичність		
		по гелію, ст.см <sup>3</sup> /с	по ксенону, кг/с	по аргону, кг/с
Система зберігання РР	1	1·10 <sup>-5</sup>	5,2·10 <sup>-11</sup>	1,6·10 <sup>-11</sup>
Система постачання РР	1	1·10 <sup>-5</sup>	5,2·10 <sup>-11</sup>	1,6·10 <sup>-11</sup>
Електроклапан (к аноду і катодам)	3	1·10 <sup>-4</sup>	5,2·10 <sup>-10</sup>	1,6·10 <sup>-10</sup>

## 2.2 Методика розрахунку та моделювання обмежувачів витрати

### 2.2.1 Методика розрахунку обмежувачів витрати

Отримавши параметри балону та РР ( $P$ ,  $V_T$ ,  $\rho_{pp}$ ) у п. 2.1 та за відомими масовими витратами РР у анод  $\dot{m}_a$ , у катод  $\dot{m}_k$  та сумарну на двигун  $\dot{m}_{TH}$  при заданих номінальному тиску ресивера  $P_{nom}$  і температурі  $T_{nom}$  ресивера розрахуємо параметри обмежувачів витрат. Розрахунок проводився по розробленій методиці, приведеній нижче, яка базується на газодинамічних залежностях, представлених у матеріалах книги [55].

Метою розрахунку було отримання необхідної довжини капіляра при заданих значеннях внутрішнього діаметра капіляра, необхідної масової витрати РР та температури і тиску РР на вході в капіляр. Пояснювальна схема до розрахунку приведена на рисунку 2.8. Для розрахунку капіляр розбивався на ділянки, довжина яких визначалась виходячи з прийнятого значення втрат тиску на цій ділянці. Виходячи з параметрів РР на початку ділянки визначалися параметри РР на кінці ділянки. Повний тиск і температура РР, отримані на кінці першої ділянки, являлися початковими параметрами для розрахунку наступної ділянки капіляра. Розрахунок проводився до моменту коли швидкість РР досягне критичного значення.

Розрахунок можна здійснювати у наступній послідовності.

Для прийнятого значення втрати тиску на  $i$ -тій ділянці визначається повний тиск для  $i$ -того перетину.

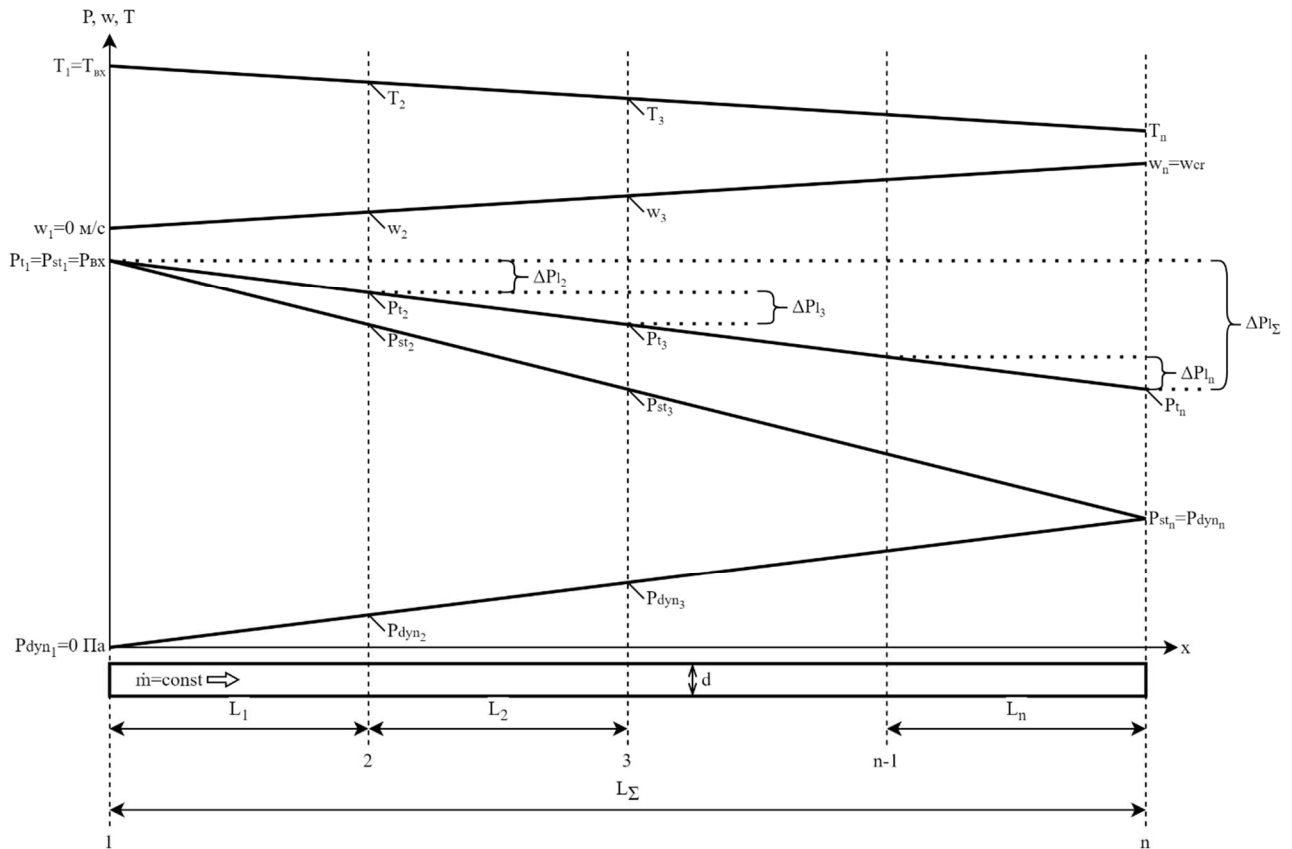
$$P_{t_i} = P_{t_{i-1}} - \Delta P_{l_i}, \quad (2.39)$$

де  $P_{t_i}$  – повний тиск у кінці  $i$ -тої ділянки, Па;

$P_{t_{i-1}}$  – повний тиск на початку  $i$ -тої ділянки, Па;

$\Delta P_{l_i}$  – прийняте значення втрат тиску на  $i$ -тій ділянці, Па.

На початку капіляра  $P_{t_1}$  дорівнює тиску на вході в капіляр.



$\dot{m}$  – масова витрата РР через капіляр;

$P_{\text{вх}}, T_{\text{вх}}$  – тиск і температура РР на вході в капіляр;

$d$  – внутрішній діаметр капіляра;

$T_i, w_i, P_{t_i}, P_{st_i}, P_{dyn_i}$  – температура, швидкість, повний тиск, статичний тиск і динамічний тиск РР у  $i$ -тому перетині капіляра;

$w_{\text{cr}}$  – критична швидкість РР;

$\Delta P_{l_i}$  – втрати тиску на  $i$ -тій ділянці;

$\Delta P_{l_{\Sigma}}$  – сумарні втрати тиску по довжині капіляра;

$L_i$  – довжина  $i$ -тої ділянки капіляра;

$L_{\Sigma}$  – сумарна довжина капіляра.

Рисунок 2.8 – Пояснювальна схема до розрахунку капіляра

Визначається температура РР у  $i$ -тому перетині за формулою, отриманої із рівняння коефіцієнта Джоуля-Томсона [56]

$$T_i = T_{i-1} - \mu \cdot \Delta P_{l_i}, \quad (2.40)$$

де  $T_i$  – температура РР у кінці  $i$ -тої ділянки, К;

$T_{i-1}$  – температура РР на початку  $i$ -тої ділянки, К;

$\mu$  – коефіцієнт Джоуля-Томсона, К/Па.

Коефіцієнт Джоуля-Томсона  $\mu$  визначався по даним NIST для тиску  $P_{t_{i-1}}$  і  $T_{i-1}$ .

На початку капіляра  $T_1$  дорівнює температурі РР на вході в капіляр.

Для отриманих значень  $P_{t_i}$  і  $T_i$  по даним NIST визначались:

- $\rho_{t_i}$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;
- $Cp_i$  – питома теплоємність РР при постійному тиску, Дж/(кг·К);
- $Cv_i$  – питома теплоємність РР при постійному об'ємі, Дж/(кг·К).

Також проводилось визначення показника адіабати і критичної швидкості у  $i$ -тому перетині

$$k_i = \frac{Cp_i}{Cv_i}; \quad (2.41)$$

$$w_{cri} = \sqrt{\frac{2 \cdot k_i}{k_i + 1} \cdot \frac{P_{t_i}}{\rho_{t_i}}}, \quad (2.42)$$

Приймалось початкове значення статичного тиску у  $i$ -тому перетині

$$P_{st_i} = P_{st_{i-1}} \quad (2.43)$$

де  $P_{st_i}$  – прийняте значення статичного тиску у кінці  $i$ -тої ділянки, Па;

$P_{st_{i-1}}$  – значення статичного тиску у кінці  $i$ -тої ділянки, Па;

На початку капіляра  $P_{st_1} = P_{t_1}$ .

Для отриманого значення  $P_{st_i}$  і  $T_i$  по даним NIST визначались:

- $\rho_{st_i}$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;
- $\eta_i$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с.

Проводилось визначення швидкості РР і динамічного тиску у  $i$ -тому

перетині

$$w_i = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho_{st_i} \cdot \pi \cdot d^2} ; \quad (2.44)$$

$$P_{dyn_i} = \frac{\rho_{st_i} \cdot w_i^2}{2} , \quad (2.45)$$

де  $w_i$  – швидкості РР у і-тому перетині, м/с;

$\dot{m}$  – масова витрата РР, кг/с;

$d$  – внутрішній діаметр капіляра, м;

$P_{dyn_i}$  – динамічний тиск у і-тому перетині, Па.

На початку капіляра  $w_1 = 0$  м/с, а  $P_{dyn_1} = 0$  Па.

Для визначеного  $P_{dyn_i}$  проводився розрахунок статичного тиску у і-тому перетині

$$P_{st_{роз_i}} = P_{t_i} - P_{dyn_i} , \quad (2.46)$$

де  $P_{st_{роз_i}}$  – розрахункове значення статичного тиску у і-тому перетині, Па.

Проводилось порівняння значень  $P_{st_i}$  і  $P_{st_{роз_i}}$  по наступній формулі

$$\delta = \frac{|P_{st_i} - P_{st_{роз_i}}|}{P_{st_i}} \cdot 100 , \quad (2.47)$$

Якщо отримане  $\delta$  було більше 0,01 %, тоді приймалось, що  $P_{st_i} = P_{st_{роз_i}}$  і розрахунок повторювався по формулам (2.41) - (2.44).

Проводилось визначення довжини і-тої ділянки капіляра.

Визначення довжини і-тої ділянки капіляра проводилось із рівняння коефіцієнту, що враховує втрати на терті по довжині і-тої ділянки



$$\xi_{fr_i} = \lambda_{сер_i} \cdot \frac{L_i}{d}, \quad (2.48)$$

де  $\xi_{fr_i}$  – коефіцієнт, що враховує втрати на терті по довжині і-тої ділянки;

$\lambda_{сер_i}$  – середнє значення коефіцієнта, що залежить від числа Рейнольдса, для і-тої ділянки;

$L_i$  – довжина і-тої ділянки, м.

В свою чергу визначення  $\xi_{fr_i}$  проводиться із рівняння втрат тиску на і-тій ділянці (оскільки для капіляра втрати на терті значно перевищують втрати на місцевому опорі, то останні не враховувались)

$$\Delta P_{l_i} = \xi_{fr_i} \cdot \frac{\rho_{stсер_i} \cdot w_{сер_i}^2}{2}, \quad (2.49)$$

де  $\rho_{stсер_i}$  – середнє значення густини по довжині і-тої ділянки, кг/м<sup>3</sup>;

$w_{сер_i}$  – середнє значення швидкості РР по довжині і-тої ділянки, м/с;

Підставивши рівняння (2.48) у (2.49) і виразивши  $L_i$ , було отримано формулу для визначення довжини і-тої ділянки

$$L_i = \frac{2 \cdot \Delta P_{l_i} \cdot d}{\lambda_{сер_i} \cdot \rho_{stсер_i} \cdot w_{сер_i}^2}, \quad (2.50)$$

Середні значення параметрів  $\lambda_{сер_i}$ ,  $\rho_{stсер_i}$ ,  $w_{сер_i}$  визначались по наступним формулам

$$\lambda_{сер_i} = \frac{\lambda_i \cdot \lambda_{i-1}}{2}; \quad (2.51)$$

$$\rho_{stсер_i} = \frac{\rho_{sti} \cdot \rho_{sti-1}}{2}; \quad (2.52)$$

$$w_{\text{сep}_i} = \frac{w_i \cdot w_{i-1}}{2}, \quad (2.53)$$

де  $\lambda_i$  – коефіцієнт, що залежить від числа Рейнольдса, у кінці  $i$ -тої ділянки;

$\lambda_{i-1}$  – коефіцієнт, що залежить від числа Рейнольдса, на початку  $i$ -тої ділянки.

Число Рейнольдса визначалось за формулою

$$Re_i = \frac{\rho_{st_i} \cdot w_i \cdot d}{\eta_i}, \quad (2.54)$$

де  $Re_i$  – число Рейнольдса для  $i$ -того перетину.

Коефіцієнт  $\lambda_i$ , залежно від числа Рейнольдса, визначався такими способами:

- для ламінарного режиму, коли  $Re_i \leq 2000$ ,

$$\lambda_i = \frac{64}{Re_i}; \quad (2.55)$$

- для перехідного режиму, коли  $2000 < Re_i \leq 4000$ , коефіцієнт  $\lambda_i$  визначався по даним наведеним у таблиці 2.9

Таблиця 2.9 – Значення коефіцієнту  $\lambda$  для перехідного режиму ( $2000 \leq Re \leq 4000$ ) [55]

<b>Re</b>	<b><math>\lambda</math></b>	<b>Re</b>	<b><math>\lambda</math></b>	<b>Re</b>	<b><math>\lambda</math></b>
2000	0,0276	2700	0,0330	3400	0,0381
2100	0,0280	2800	0,0339	3500	0,0385
2200	0,0286	2900	0,0348	3600	0,0389
2300	0,0292	3000	0,0356	3700	0,0392
2400	0,0300	3100	0,0364	3800	0,0395
2500	0,0309	3200	0,0370	3900	0,0398
2600	0,0319	3300	0,0376	4000	0,0402

- для турбулентного режиму, коли  $Re_i > 4000$ ,

$$\lambda_i = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re_i - 1,64)^2}. \quad (2.56)$$

Проводилось визначення приведеної швидкості

$$\lambda_{ci} = \frac{w_i}{w_{cri}}, \quad (2.57)$$

де  $\lambda_{ci}$  – приведена швидкість для  $i$ -того перетину.

Якщо  $\lambda_{ci} < 1$  проводився розрахунок наступної ділянки капіляру по формулам (2.39) - (2.48).

Якщо  $\lambda_{ci} = 1$  розрахунок довжини капіляру вважався завершеним.

Проводилось визначення сумарних втрат тиску і довжини капіляру

$$\Delta P_{l\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta P_{li}; \quad (2.58)$$

$$L_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n L_i, \quad (2.59)$$

де  $\Delta P_{l\Sigma}$  – сумарне значення втрат тиску в капілярі, Па;

$L_{\Sigma}$  – сумарна довжина капіляра.

Запропонований метод має перевагу, відносно відомого закону Пуазейля, у тому, що через закон Пуазейля розраховується об'ємна витрата, а для її перерахунку у масову витрату необхідно знати тиск та температуру на виході з капіляру. Тиск та температуру можна знайти через показник адіабати, однак у цьому випадку не враховуються втрати тиску на капілярі [17]. Окрім цього запропонована методика використовується у всьому діапазоні тисків, коли у свою чергу закон Пуазейля можна використовувати тільки при ламінарній течії. Крім методу зазначеного вище, пропонується використання Ansys Fluent для розрахунку довжини капілярної трубки. Результати порівняння розрахунків по методиці, Ansys Fluent та фактичними представлені у таблиці 2.11

Таблиця 2.10 – Вихідні дані для розрахунків обмежувачів витрати

Параметр	Значення для обмежувача витрати		
	FR1	FR2	FR3
Витрата РР через капіляр, 10 <sup>-6</sup> кг/с	0,55	0,50	0,05
Тиск на вході капіляра, Па	3·10 <sup>5</sup>	2·10 <sup>5</sup>	2·10 <sup>5</sup>
Тиск на виході капіляра, Па	2·10 <sup>5</sup>	вакуум	
Номінальна температура, К	298 (25 °C)		

Таблиця 2.11 – Порівняння розрахункової та фактичної довжини капілярної трубки

	$L_{\Sigma}$ на анод, мм D=0,06 мм	$L_{\Sigma}$ на катод, мм D=0,04 мм	$L_{\Sigma}$ вхідний, мм D=0,06 мм
Розрахунки по методиці п. 2.2	27,8 ( $\dot{m} = 0,5$ мг/с)	58,1 ( $\dot{m} = 0,05$ мг/с)	33,5 ( $\dot{m} = 0,55$ мг/с)
Розрахунок по закону Пуазейля	29,9 ( $\dot{m} = 0,5$ мг/с)	59 ( $\dot{m} = 0,05$ мг/с)	45 ( $\dot{m} = 0,55$ мг/с)
ANSYS Fluent	27,8 ( $\dot{m} = 0,51$ мг/с)	58,1 ( $\dot{m} = 0,035$ мг/с)	33,5 ( $\dot{m} = 0,56$ мг/с)
Експериментальні дані (процес наведено у п. 3.4)	21 ( $\dot{m} = 0,5$ мг/с)	32 ( $\dot{m} = 0,05$ мг/с)	33,5 ( $\dot{m} = 0,55$ мг/с)

Із таблиці та при тестуванні обмежувачів витрат робочої речовини для ЕРДУ наведених у роботах [22, 57] розрахункові значення не збігаються з фактичними. Це пов'язано з тим, що існуючі методики розрахунку капілярів [17] не враховують похибки при виробництві та похибки заміру фактичного діаметру капілярних трубок.

При відомій довжині вхідного капіляру  $L_{\Sigma}$  розрахуємо максимальну масову витрату у ресивер, що реалізується на початку роботи ЕРДУ при максимальному тиску в балоні  $P_{\max}$ , при цьому реалізується критичний витік РР. Тому максимальну витрату можна визначити за представленою методикою або за формулою критичного витікання газу(2.60) [55].

$$\dot{m}_{max} = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot P_{max} \cdot \rho_{pp}}, \quad (2.60)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати;

$d_k$  – мінімальний внутрішній діаметр капіляра обмежувача витрати, м;

$k$  – показник адіабати РР;

$P_{max}$  – максимальний тиск у балоні, Па;

$\rho_{pp}$  – густина РР при заправці балону, кг/м<sup>3</sup>.

Коефіцієнт витрати, необхідний для обчислення, визначається за рівнянням

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi_{тр} + \xi_{вх} + \xi_{вих}}}, \quad (2.61)$$

де  $\xi_{тр}$  – коефіцієнт втрат на терті;

$\xi_{вх}$  – коефіцієнт, що враховує втрати на вході до капіляра;

$\xi_{вих}$  – коефіцієнт, що враховує втрати на виході з капіляра.

Коефіцієнт втрат на терті можна визначити за формулою

$$\xi_{тр} = \frac{\lambda \cdot L_{\Sigma}}{d_k}. \quad (2.62)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт опору тертя.

Формула визначення коефіцієнта опору тертя залежить від числа Рейнольдса. У зв'язку з маленьким внутрішнім діаметром капіляра і для спрощення розрахунку коефіцієнта опору тертя будемо проводити за формулами для гладких гідравлічних труб [55]:

– при  $Re \leq 2000$

$$\lambda = \frac{64}{Re}; \quad (2.63)$$

– при  $2000 < Re < 3000$

$$\lambda = 3,07 \cdot 10^{-9} \cdot Re^2 - 6,73 \cdot 10^{-6} \cdot Re + 2,89 \cdot 10^{-2}; \quad (2.64)$$

– при  $3000 \leq Re \leq 4000$

$$\lambda = -2,69 \cdot 10^{-9} \cdot Re^2 + 2,32 \cdot 10^{-5} \cdot Re - 9,09 \cdot 10^{-3}; \quad (2.65)$$

– при  $Re > 4000$

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot Lg(Re) - 1,64)^2}. \quad (2.66)$$

Число Рейнольдса можна визначити за формулою

$$Re = \frac{\rho_{pp} \cdot w_{PT} \cdot d_k}{\eta}, \quad (2.67)$$

де  $w$  – швидкість течії РР у капілярі, м/с;

$\eta$  динамічна в'язкість РР, Па·с.

Швидкість перебігу РР у капілярі визначимо за формулою

$$w_{PT} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{max}}{\rho_{pp} \cdot \pi \cdot d_k^2}. \quad (2.68)$$

Коефіцієнти, що враховують втрати на вході та виході з капіляра визначимо за формулами:

$$\xi_{вх} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{d_k^2}{d_{вх.}^2}\right)^{3/4}. \quad (2.69)$$

$$\xi_{вих} = \left(1 - \frac{d_k^2}{d_{вих.}^2}\right)^2, \quad (2.70)$$

де  $d_{вх.}$ ,  $d_{вих.}$  – внутрішні діаметри порожнини перед входом до капіляра і після виходу з капіляра, м.

### 2.2.2 Уточнений перерахунок масової витрати модельного газу (Ar) у масову витрату ксенону

Розбіжності між розрахунковими та фактичними параметрами викликають необхідність додаткових тестів обмежувачів витрат робочої речовини. Приймаючи до уваги, що у якості робочої речовини використовується дорогий Хе, пропонується використання модельного газу Ar замість Хе.

Метод модельного газу активно використовується компаніями виробниками витратомірів. Відповідно до цього методу витрата робочого газу визначається множенням виміряного значення витрати модельного газу і коефіцієнта перерахунку. У якості цього коефіцієнта можуть використовуватись відношення

молярної маси, коефіцієнтів теплопровідності або значення динамічної в'язкості модельного і робочого газу [58-61].

Для теоретичних розрахунків була використана формула (2.71) [62].

$$\dot{m}_{XeTh} = \dot{m}_{Ar} \cdot \frac{\eta_{Ar}}{\rho_{Ar}} \cdot \frac{\rho_{Xe}}{\eta_{Xe}}; \quad (2.71)$$

де  $\dot{m}_{XeTh}$  – теоретична масова витрата ксенону, мг/с;

$\dot{m}_{Ar}$  – фактична масова витрата аргону, мг/с;

$\eta_{Ar}$  – динамічна в'язкість аргону (визначається за допомогою NIST залежно від вхідного тиску та температури), Па·с;

$\rho_{Ar}$  – густина аргону (визначається за допомогою NIST залежно від вхідного тиску та температури), кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_{Xe}$  – динамічна в'язкість ксенону (визначається за допомогою NIST залежно від вхідного тиску та температури), Па·с;

$\rho_{Xe}$  – густина ксенону (визначається за допомогою NIST залежно від вхідного тиску та температури), кг/м<sup>3</sup>

Але просте використання коефіцієнту перерахунку не дає достатньо точних результатів, як зазначено у [59, 60], похибка такого перерахунку знаходиться у діапазоні  $\pm 10\%$  та є особливо низькою при невеликих величинах масових витрат. А Stanford Research Systems вказують, що для певного списку газів, серед яких знаходиться Хе, похибка перерахунку може перевищувати 20% [63]. Використання існуючої методики перерахунку [62, 58] величини витрат модельного газу у величину фактичних витрат ксенону на практиці показало розбіжність розрахункових даних з експериментальними значеннями до 30%.

Доступні роботи з поліпшення перерахунку за допомогою емпіричних кореляцій виконані компаніями Lockheed Martin Energy Research Corporation та Machine Dynamics Division дозволяють підвищити точність перерахунку з 10% до 2% однак не зачіпають такий газ як ксенон, зроблені для більших значень витрат газу та зазначають, що для кожного конкретного газу точність перерахунку за прийнятими методами є унікальною в залежності від модельного

та реального газів [60, 61]. Компанією Bronkhorst для калібровки витратомірів на повітрі, азоті або аргоні та подальшого їх перерахунку у інші гази використовуються теоретичні формули модифіковані практичними константами [64]. Однак ці константи підібрані для кожної конкретної моделі витратоміра та компанією не розголошуються.

Таким чином, результати розрахунків витрат робочої речовини, які отримані для модельного газу, необхідно коригувати для реального робочого газу – ксенону за експериментально виведеною формулою (2.72). Обґрунтування та виведення формули розглянуто у пункті 3.4.

$$\dot{m}_{XeTh} = (0,803 - 0,585 \cdot d) \cdot \dot{m}_{Ar}^{(0,948-d)} \cdot (3,231 + 0,011 \cdot P_{inl}) \quad (2.72)$$

### 2.2.3 Залежність параметрів обмежувача витрати від робочої речовини

При використанні у складі ЕРДУ двигуна, який працює не на ксеноні призводить до зміни параметрів обмежувача витрати. Для орієнтовної оцінки зменшення або збільшення довжини капілярної трубки при зміні робочої речовини пропонується використовувати формулу наведену нижче.

На рисунку 2.9 наведена залежність відношення  $\dot{m}_{Xe}/\dot{m}_{Ar}$ , визначеної за формулою (2.73), отриманої із закону Пуазейля [62], від тиску і температури на вході в капіляр.

$$\frac{\dot{m}_{Xe}}{\dot{m}_{Ar}} = \frac{\rho_{Xe}}{\eta_{Xe}} \cdot \frac{\eta_{Ar}}{\rho_{Ar}}, \quad (2.73)$$

де  $\dot{m}_{Xe}$ ,  $\dot{m}_{Ar}$  – масова витрата ксенону і аргону, кг/с;

$\rho_{Xe}$ ,  $\rho_{Ar}$  – густина ксенону і аргону, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_{Xe}$ ,  $\eta_{Ar}$  – динамічна в'язкість ксенону і аргону, Па·с.

Із рисунка 2.9 видно, що витрата аргону через капіляр обмежувача витрати, за однакових значень тиску і температури, буде приблизно у 2,5...5 раз меншою за витрату ксенону. Тому для забезпечення необхідної витрати аргону, у



порівнянні з ксеноном, капіляри обмежувачів витрати повинні будуть мати меншу довжину або більший внутрішній діаметр.

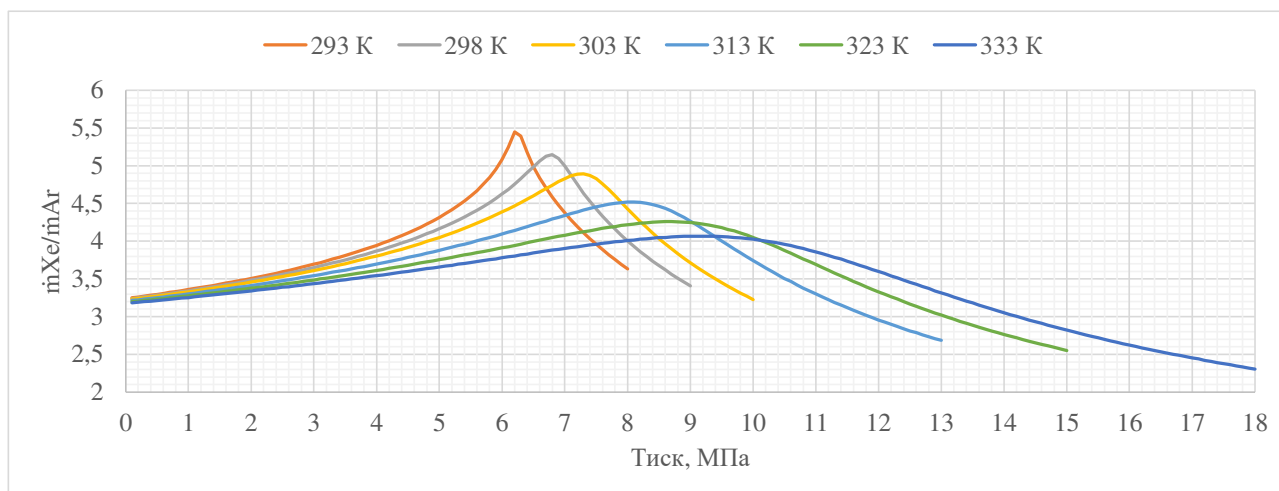


Рисунок 2.9 – Залежність відношення  $\dot{m}_{Xe}/\dot{m}_{Ar}$  від тиску і температури на вході до обмежувача витрати

### 2.3 Розрахунок газифікатора для запобігання потрапляння рідкої фази робочої речовини до ресивера

Одним із найбільших недоліків ксенону, як робочої речовини для ЕРДУ, є його низька критична температура (289,74 К), що призводить до появи рідкої фази у балоні. Оскільки потрапляння рідкої фази ксенону до ресивера призведе до різкого підвищення тиску в ньому й виходу тиску за встановлені межі. Тому в складі СПРР повинен бути нагрівний елемент для підтримування температури РР, що поступає в ресивер, у діапазоні від 293 К до 298 К, що усуне можливе потрапляння рідкої фази ксенону до ресивера.

При використанні інших газів (аргон, криптон) у якості робочої речовини, газифікатор може бути виключений зі складу ЕРДУ. У зв'язку з тим, що критична температура аргону і криптону значно нижче за робочі температури ЕРДУ, вони не будуть переходити у рідку фазу. Якщо буде використовуватись суміш цих газів з ксеноном, тоді газифікатор буде необхідний.

Коли в балоні відсутня рідка фаза ксенону, нагрівний елемент може бути не задіяний. На рисунку 2.10 наведено графік фазового стану ксенону, а на рисунку

2.11 наведено зміщену лінію розподілу фаз, з урахуванням похибок датчиків тиску й температури та коефіцієнтом запасу, по якій буде визначатися наявність рідкої фази ксенону в балоні і яка буде закладена в логіку управління.

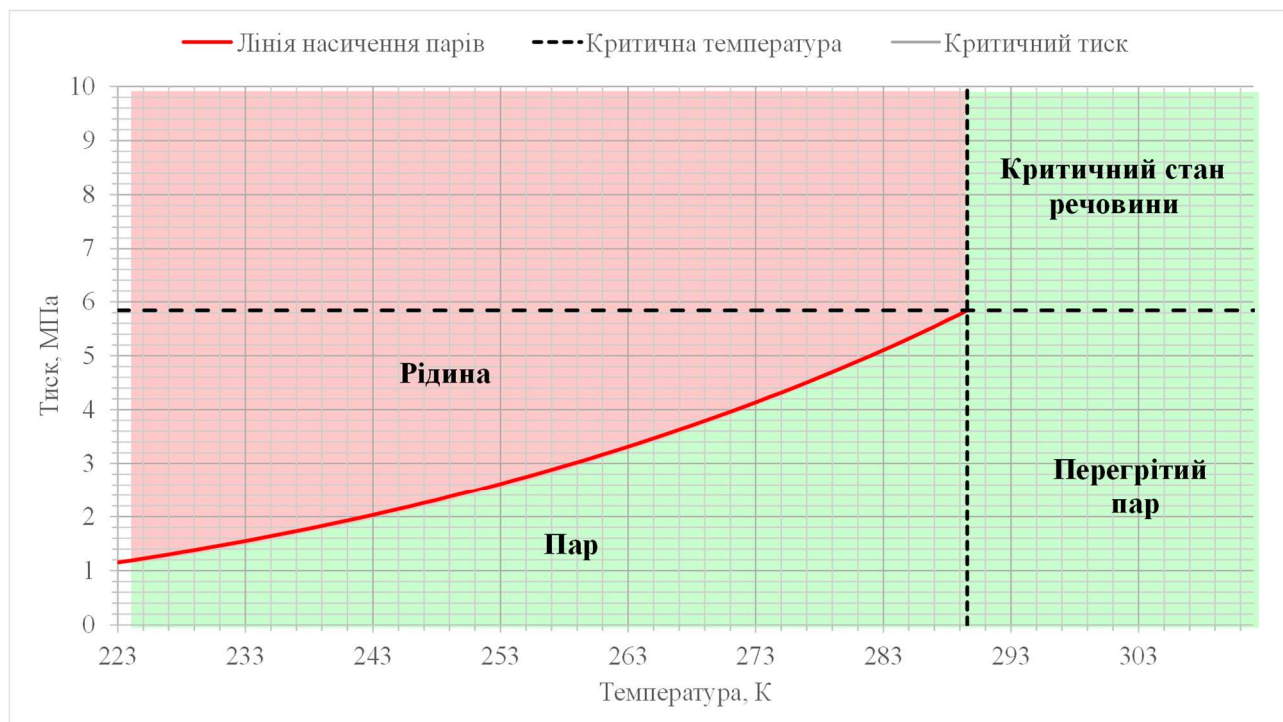


Рисунок 2.10 – Графік газоповодного стану ксенону

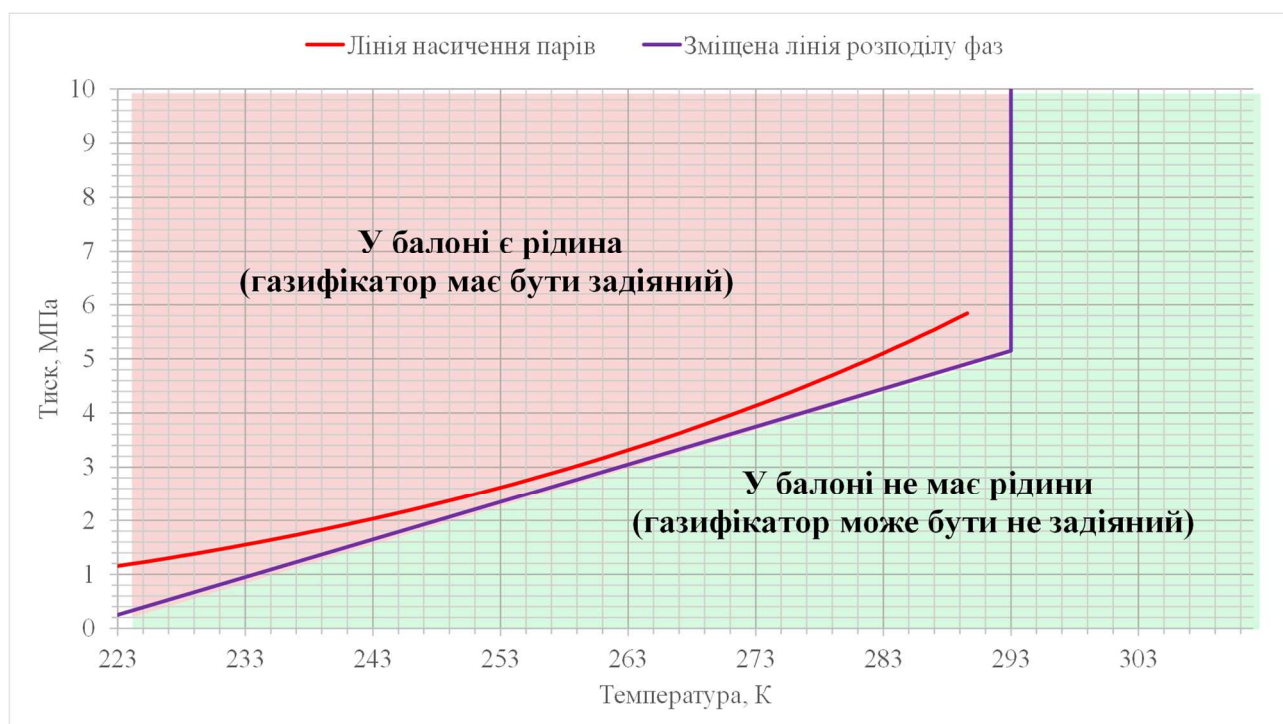


Рисунок 2.11 – Зміщена лінія розподілу фаз ксенону, з урахуванням похибок датчиків тиску й температури та коефіцієнтом запасу, яку потрібно закладати у логіку керування

Для запобігання рідкої фази загальноприйнято використовувати нагрівачі балону які підтримують температуру баку вище ніж 293 К [2]. Цей метод є надійним, але має суттєвий недолік, а саме необхідність нагріву всього об'єму робочої речовини, що є суттєво енерговитратним. Запропоновано, використовувати нагрів лише об'єму газу якій потрапляє до ресивера. Таким чином необхідно встановити так званий газифікатор, який конструктивно являє собою трубку із тонкоплівковим нагрівачем, що приклеєно на зовнішню поверхню трубки. Задачами розрахунку газифікатора є визначення:

- довжини трубки газифікатора;
- кількості тепла, що необхідно для випаровування та перегріву ксенону;
- потужності нагрівача;
- тривалості термостатування газифікатора в безвитратному режимі;
- значення середнього енергоспоживання газифікатора під час роботи двигуна.

Розрахунок параметрів буде проводитися по методиці, приведеній нижче, яка базується на матеріалах книги [65]. Для розрахунку газифікатора, необхідні дані по значенню тиску у балоні (розрахованого у п 2.1), максимальної масової витрати робочої речовини у ресивер (розрахованої у п. 2.2) та мати дані масової витрати на двигун і робочій діапазон температур.

Оскільки РР при протіканні через газифікатор змінює свій агрегатний стан, розділимо газифікатор по довжині на дві ділянки:

- ділянка кипіння ксенону;
- ділянка перегріву парів ксенону.

Тоді сумарний тепловий потік  $Q_G$  (Вт), необхідний для випаровування й перегріву парів ксенону визначимо за формулою

$$Q_G = Q_b + Q_o , \quad (2.74)$$

де  $Q_b$  – необхідний тепловий потік для випаровування рідкого ксенону, Вт;

$Q_o$  – необхідний тепловий потік для перегріву парів ксенону, Вт.

Потужність, що необхідна для випаровування рідкого ксенону, визначатиметься за формулою

$$Q_b = \dot{m}_{max} \cdot r, \quad (2.75)$$

де  $\dot{m}_{max}$  – максимальна масова витрата РР через газифікатор, кг/с;

$r$  – теплота пароутворення ксенону, Дж/кг.

Потужність, що необхідна для перегріву парів ксенону, визначатиметься за формулою

$$Q_o = \dot{m}_{max} \cdot C_{po} \cdot (T_{xe2} - T_{xe1}), \quad (2.76)$$

де  $C_{po}$  – питома теплоємність парів ксенону для середньої температури на ділянці, Дж/(кг·К);

$T_{xe1}$  – температура РР на вході до газифікатора, К;

$T_{xe2}$  – температура РР на виході з газифікатора, К

Довжину трубки газифікатора  $l_\Sigma$  (м) визначимо за формулою

$$l_\Sigma = l_b + l_o, \quad (2.77)$$

де  $l_b$  – довжина ділянки газифікатора, що необхідна для випаровування рідкого ксенону, м;

$l_o$  – довжина ділянки газифікатора, що необхідна для перегріву парів ксенону, м.

Довжину ділянок будемо визначати з рівняння Ньютона-Ріхмана

$$l_b = \frac{Q_b}{\alpha_b \cdot \pi \cdot d \cdot (T_w - T_{xes})}; \quad (2.78)$$

$$l_o = \frac{Q_o}{\alpha_o \cdot \pi \cdot d \cdot (T_w - T_{xes})}, \quad (2.79)$$

де  $\alpha_b$  и  $\alpha_o$  – коефіцієнт тепловіддачі на ділянках кипіння й перегріву парів ксенону, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$d$  – внутрішній діаметр трубки, м;

$T_w$  – температура стінки газифікатора, К;

$T_{xes}$  – температура ксенону на ділянці, К.

Температура ксенону на ділянці визначається за формулою

$$T_{xes} = T_w - \Delta T_{log}, \quad (2.80)$$

де  $\Delta T_{log}$  – температурний напір, К.

Температурний напір визначається за формулою

$$\Delta T_{log} = \frac{T_{xe2} - T_{xe1}}{\ln \frac{T_w - T_{xe1}}{T_w - T_{xe2}}}, \quad (2.81)$$

На ділянці кипіння температура ксенону постійна, тому для ділянки кипіння  $T_{xes} = T_{xe1}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі визначається:

– для ділянки кипіння

$$\alpha_b = 0,62 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^{*3} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot g \cdot r^*}{\nu'' \cdot d \cdot (T_w - T_{xe1})}}; \quad (2.82)$$

– для ділянки перегріву парів ксенону

$$\alpha_o = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \quad (2.83)$$

де  $\lambda''$  – коефіцієнт теплопровідності парової фази ксенону, Вт/(м·К);

$\rho'$  – густина рідкої фази ксенону, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho''$  – густина парової фази ксенону, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$r^*$  – ефективна теплота газового переходу, Дж/кг;

$\nu''$  – кінематична в'язкість парової фази ксенону, м<sup>2</sup>/с;

$Nu$  – число Нуссельта на ділянці перегріву парів ксенону;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності ксенону на ділянці перегріву парів ксенону, Вт/(м·К).

Ефективна теплота газового переходу визначається за формулою

$$r^* = r + 0,5 \cdot C_p'' \cdot (t_w - t_{xe1}), \quad (2.84)$$

де  $C_p''$  – питома теплоємність парів ксенону на ділянці кипіння, Дж/(кг·К).

Число Нуссельта на ділянці перегріву парів ксенону визначається в залежності від режиму течії ксенону:

– при ламінарному режимі течії для випадку коли  $Re < 2300$  і  $l/d \leq 0,67 \cdot Re \cdot Pr_{xe}^{5/6}$

$$Nu = 1,4 \cdot \left( Re \cdot \frac{d}{l} \right)^{0,4} \cdot Pr_{xe}^{0,33} \cdot \left( \frac{Pr_{xe}}{Pr_w} \right)^{0,25}; \quad (2.85)$$

– при ламінарному режимі течії для випадку коли  $Re < 2300$  і  $l/d > 0,67 \cdot Re \cdot Pr_{xe}^{5/6}$

$$Nu = 4 \cdot \left( \frac{Pr_{xe}}{Pr_w} \right)^{0,25}; \quad (2.86)$$

– при перехідному режимі течії коли  $2300 < Re < 10000$  [66]

$$Nu = K \cdot Pr_{xe}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{xe}}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l; \quad (2.87)$$

- при турбулентному режимі течії коли  $Re > 10000$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{Xe}^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_{Xe}}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (2.88)$$

де  $Re$  – число Рейнольдса;

$Pr_{Xe}$  і  $Pr_w$  – число Прандтля при середній температурі ксенону і стінки, Вт/(м·К);

$K$  – коефіцієнт, що залежить від числа Рейнольдса, визначається по таблиці 2.12;

$\varepsilon_l$  – коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнту тепловіддачі по довжині трубки, дорівнює:

- при  $l/d > 50$  –  $\varepsilon_l = 1$ ;

– при  $l/d \leq 50$  –  $\varepsilon_l \approx 1 + 2 \cdot d/l$  [66] або більш точноше може бути визначено по таблиці 2.13.

Таблиця 2.12 – Залежність коефіцієнту  $K$  від числа Рейнольдса [66]

<b>Re</b>	<b>K</b>	<b>Re</b>	<b>K</b>	<b>Re</b>	<b>K</b>
2300	3,6	4000	12,2	7000	24
2500	4,9	4500	14,5	8000	27
3000	7,5	5000	16,5	9000	30
3500	10	6000	20	10000	33

Таблиця 2.13 – Залежність коефіцієнту  $\varepsilon_l$  при турбулентному режимі течії [65]

<b>Re</b>	<b><math>l/d</math></b>								
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>30</b>	<b>40</b>	<b>50</b>
<b><math>1 \cdot 10^4</math></b>	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
<b><math>2 \cdot 10^4</math></b>	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
<b><math>5 \cdot 10^4</math></b>	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
<b><math>1 \cdot 10^5</math></b>	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
<b><math>1 \cdot 10^6</math></b>	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Число Рейнольдса визначається за формулою

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_{max}}{\pi \cdot d \cdot \eta}, \quad (2.89)$$

де  $\eta$  – динамічна в'язкість, Па·с.

Число Прандтля визначається за формулою

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}, \quad (2.90)$$

Потужність нагрівача газифікатора  $Q_H$  (Вт) буде визначатиметься за формулою

$$Q_H = \frac{Q_G + Q_{rad}}{\eta_H}, \quad (2.91)$$

де  $Q_{rad}$  – потужність, що втрачається на випромінення з поверхні газифікатора, Вт;

$\eta_H$  – ККД нагрівання, враховує втрати при передачі тепла від нагрівача до РР.

Приймаємо

$$\eta_H = 0,8.$$

Потужність, що втрачається на випромінення з поверхні газифікатора, буде визначатися за формулою

$$Q_{rad} = C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_{Hsur}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{env}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi \cdot F_H \cdot \varepsilon^*, \quad (2.92)$$

де  $C_0$  – коефіцієнт випромінення абсолютно чорного тіла,  $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ ;

$T_{Hsur}$  – температура поверхні газифікатора. Приймаємо  $T_{Hsur} = T_w$ ;

$T_{env}$  – температура зовнішнього середовища, К;

$\varphi$  – кутовий коефіцієнт випромінювання. Приймаємо  $\varphi = 1$ ;

$F_H$  – площа поверхні газифікатора,  $\text{м}^2$ ;

$\varepsilon^*$  – приведена ступінь чорноти.

Приведену ступінь чорноти визначимо за формулою



$$\varepsilon^* = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_H} + \frac{F_H}{F_{env}} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_{env}} - 1 \right)}, \quad (2.93)$$

де  $\varepsilon_H$  – ступінь чорноти поверхні газифікатора. Приймаємо  $\varepsilon_H = 0,3$ ;

$\varepsilon_{env}$  – ступінь чорноти поверхні конструкції КА у місці розташування газифікатора. Приймаємо  $\varepsilon_{env} = 0,5$ ;

$\frac{F_H}{F_{env}}$  – відношення поверхні газифікатора до поверхні оточуючої конструкції

КА. Приймаємо  $\frac{F_H}{F_{env}} = 0,001$ .

Тривалість попереднього термостатування газифікатора  $t_{preh}$  (с) визначимо за формулою

$$t_{preh} = \frac{E_b + E_o + E_c}{Q_G}, \quad (2.94)$$

де  $E_b$  – енергія, що необхідна для випаровування рідкого ксенону, Дж;

$E_o$  – енергія, що необхідна для перегріву парів ксенону, Дж;

$E_c$  – енергія, що необхідна для прогріву конструкції газифікатора, Дж.

Потрібні затрати енергії будуть визначені по формулам:

$$E_b = M_{xeb} \cdot r; \quad (2.95)$$

$$E_o = M_{xeo} \cdot C_{po} \cdot (T_{xe2} - T_{xe1}); \quad (2.96)$$

$$E_c = M_c \cdot C_c \cdot (T_w - T_{xe1}), \quad (2.97)$$

де  $M_{xeb}$ ,  $M_{xeo}$  – маса ксенону, що знаходиться у внутрішній порожнині кожної з ділянок газифікатора, кг;

$M_c$  – маса конструкції газифікатора, кг;

$C_c$  – питома теплоємність конструкції газифікатора, Дж/(кг·К).

Маса ксенону, що знаходиться у внутрішній порожнині кожної з ділянок газифікатора, визначається по формулам

$$M_{xeb} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_b \cdot \rho_{xeb} ; \quad (2.98)$$

$$M_{xeo} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_o \cdot \rho_{xeo} , \quad (2.99)$$

де  $\rho_{xeb}, \rho_{xeo}$  – середня густина ксенону для кожної ділянки, кг/м<sup>3</sup>.

Середнє значення енергоспоживання газифікатора під час роботи двигуна  $Q_{Av}$  (Вт) буде оцінюватися по наступній формулі

$$Q_{Av} = \frac{\left( Q_H + \frac{Q_{rad} \cdot \dot{m}_{max}}{\eta_H \cdot \dot{m}_{TH}} \right)}{1 + \frac{\dot{m}_{max}}{\dot{m}_{TH}}} , \quad (2.100)$$

де  $\dot{m}_{TH}$  – масова витрата РР на двигун, кг/с.

Розрахунок проводиться для найгіршого випадку, коли температура ЕРДУ мінімальна

Маса конструкції газифікатора визначається згідно конструкторської документації.

Параметри ксенону на ділянках газифікатора визначаються за даними NIST для відповідних температур на ділянках і тиску у балоні.

За результатами розрахунку, для нагріву з 278 К (задана мінімальна температура ЕРДУ) довжина газифікатора має бути не менше 460 мм, а потужність нагрівача має бути не менше 2 Вт, тоді тривалість попереднього термостатування становитиме ~600 с.

У якості нагрівача для газифікатора був прийнятий тонкоплівковий нагрівач, з потужністю 9,4 Вт (через його наявність у лабораторії). Тому тривалість попереднього термостатування газифікатора становитиме ~140 с.

Середнє енергоспоживання газифікатора під час роботи двигуна становитиме 0,4 Вт.

Температура газифікатора буде підтримуватися в діапазоні від 295 К до 298 К, тому, з урахуванням перепаду температур, температура РР на виході з газифікатора буде знаходитися в діапазоні від 293 К до 298 К

## 2.4 Методика розрахунку параметрів ресивера

### 2.4.1 Об'єм ресивера

Визначення необхідного об'єму ресивера проводиться при визначених масових витратах  $\dot{m}_{TH}$  та  $\dot{m}_{max}$  (розрахованої у п. 2.2), частоті опитування датчиків тиску  $f_{оп}$ , швидкості спрацьовувань електроклапанів  $\tau_{ЭК}$  та прийнятій точності підтримки тиску ресивера  $\delta_{AT}$ . Об'єм ресивера  $V_p$  можна визначити за такою формулою:

$$V_p = \frac{(\dot{m}_{max} - \dot{m}_{TH} \cdot n_{двmin}) \cdot \tau_{зап}}{\rho_{Р.max} - \rho_{Р.min}}, \quad (2.101)$$

де  $\dot{m}_{max}$  – максимальна витрата РР з балону у ресивер, кг/с;

$\dot{m}_{TH}$  – масова витрата РР через АБ та КК, кг/с;

$n_{двmin}$  – мінімальна кількість одночасно працюючих двигунів;

$\tau_{зап}$  – мінімальний час заповнення ресивера, с;

$\rho_{Р.max}$  – густина РР при верхньому значенні тиску в ресивері, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{Р.min}$  – густина РР при нижньому значенні тиску в ресивері, кг/м<sup>3</sup>.

З формули видно, що при відомій витраті РР, споживаній двигуном, обсяг ресивера буде залежати від масової витрати РР, що надходить в ресивер, необхідного мінімального часу заповнення ресивера і діапазону тисків, що підтримується в ресивері.

Задавшись необхідним діапазоном тисків у ресивері і мінімальним часом заповнення ресивера, обсяг ресивера залежатиме від швидкості його заповнення.

Для розрахунку як номінальний тиск для ресивера приймаємо 0,2 МПа з точністю підтримки тиску  $\pm 2\%$ .

Мінімальний час заповнення ресивера визначимо за такою формулою

$$\tau_{\text{зап}} = 2 \cdot \left( \tau_{\text{ЭКотк}} + \tau_{\text{ЭКзак}} + \frac{1}{f_{\text{опр.}}} \right), \quad (2.102)$$

де  $\tau_{\text{ЭКотк}}$  – час відкриття ЕК, с. Принято  $\tau_{\text{ЭКотк}} = 0,02$  с;

$\tau_{\text{ЭКзак}}$  – час закриття ЕК, с. Принято  $\tau_{\text{ЭКзак}} = 0,02$  с;

$f_{\text{опр.}}$  – частота опитування датчика тиску, встановленого в ресивері, Гц;

2 – коефіцієнт запасу.

Відповідно до рівняння (2.102) при частоті опитування датчика 100 Гц мінімальний час заповнення ресивера становитиме 0,1 с, а при частоті опитування датчика 10 Гц мінімальний час заповнення ресивера становитиме 0,28 с.

При визначенні мінімального об'єму слід також врахувати, що:

– після закриття ЕК, встановленого по лінії подачі РР в ресивер, РР, що залишилась в порожнинах ЕК і капіляра, продовжить надходити в ресивер, поки тиск в порожнинах ЕК, капіляра та ресивері не вирівняються;

– при дроселюванні РР відбувається зниження його температури, що призводить до збільшення густини РР. Далі РР надійде до ресивера і прогріється, що призведе до зменшення щільності РР, що призводить до підвищення тиску в ресивері.

Тому наведемо рівняння (2.101) до такого виду

$$V_p = \frac{(\dot{m}_{\text{max}} \cdot K_{\Delta t} - \dot{m}_{\text{ТН}} \cdot n_{\text{ДВmin}}) \cdot \tau_{\text{зап}} + M_{\text{РТпол.}}}{\rho_{\text{Р.max}} - \rho_{\text{Р.min}}}, \quad (2.103)$$

де  $M_{\text{РТпол.}}$  – маса РР, яка надійде до ресивера з порожнини ЕК та капіляра, кг;

$K_{\Delta t}$  – коефіцієнт для обліку зміни щільності РР, пов'язаного зі зміною температури РР при дроселюванні.

Масу РР, яка надійде в ресивер із порожнин ЕК та капіляра визначимо за формулою

$$M_{\text{РТпол.}} = (V_{\text{пол.ЭК}} + V_{\text{соед.}} + V_{\text{пол.К}}) \cdot (\rho_{\text{РТзап.}} - \rho_{\text{Р.max}}), \quad (2.104)$$

де  $V_{\text{пол.ЭК}}$  – об'єм порожнини ЕК, м<sup>3</sup>.

$V_{\text{соед.}}$  – об'єм порожнини трубки, що з'єднує ЕК із капіляром, м<sup>3</sup>.

$V_{\text{пол.К}}$  – об'єм порожнини капіляру, м<sup>3</sup>.

Об'єм порожнини капіляра визначимо за формулою

$$V_{\text{пол.К}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к}}^2}{4} \cdot L_{\text{к}}. \quad (2.105)$$

Коефіцієнт для врахування зміни щільності РР, пов'язаного зі зміною температури РР при дроселюванні, оцінимо за такою формулою

$$K_{\Delta t} = \frac{\rho_{\text{РТ.дрос}}}{\rho_{\text{Р.мах}}}, \quad (2.106)$$

де  $\rho_{\text{РТ.дрос}}$  – густина робочої речовини за мінімальної температури після дроселювання, кг/м<sup>3</sup>.

Мінімальну температуру РР після дроселювання визначимо з умови, що ентальпія РР при дроселюванні не змінюється.

Масу ресивера будемо оцінювати за такою формулою

$$M_{\text{Р}} = \rho_{\text{Рмат}} \cdot V_{\text{ст.Р}}, \quad (2.107)$$

де  $\rho_{\text{Рмат}}$  – густина матеріалу, з якого виготовляється ресивер, кг/м<sup>3</sup>;

$V_{\text{ст.Р}}$  – об'єм стінки ресивера, м<sup>3</sup>.

Об'єм стінки ресивера можна визначити за формулою

$$V_{\text{ст.Р}} = \frac{4 \cdot \pi \cdot ((R_{\text{Р}} + \delta_{\text{ст.Р}})^3 - R_{\text{Р}}^3)}{3}, \quad (2.108)$$

де  $R_{\text{Р}}$  – внутрішній радіус ресивера, м;

$\delta_{\text{ст.Р}}$  – товщина стінки ресивера, м.

Внутрішній радіус ресивера визначимо за формулою

$$R_{\text{Р}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V_{\text{Р}}}{4 \cdot \pi}}, \quad (2.109)$$

Товщину стінки ресивера можна визначити за формулою

$$\delta_{\text{ст.Р}} = \frac{P_{\text{Рзаб.мах}} \cdot K_{\sigma} \cdot R_{\text{Р}}}{2 \cdot \sigma_{\text{в.Р}}}, \quad (2.110)$$

де  $P_{\text{Рзаб.мах}}$  – максимально допустиме закидання тиску в ресивері, Па;

$K_{\sigma}$  – коефіцієнт запасу міцності;

$\sigma_{в,р}$  – межа міцності матеріалу, з якого виготовляється ресивер, Па.

На практиці об'єм та параметри ресивера можуть відрізнятись від розрахункових та вибиратись виходячи з конструктивних рішень. Наприклад, щоб конструкція ресивера була достатньою для компонування на ресивері всіх елементів СПРР або щоб виконати вимоги по габаритним розмірам.

Із рис. 2.12 видно, що необхідний розрахунковий об'єм ресивера має бути 0,7 л при точності підтримки 3% та 1,04 л для точності 2%. Однак, для відповідності масо-габаритним вимогам до представленої СПРР, необхідний об'єм ресивера складає ~ 0,45 л. У зв'язку з цим були розроблені нововведення, що дозволяють підтримувати необхідну точність у ресивері при зменшеному об'ємі, що представлено у п.2.5 і 3.7.

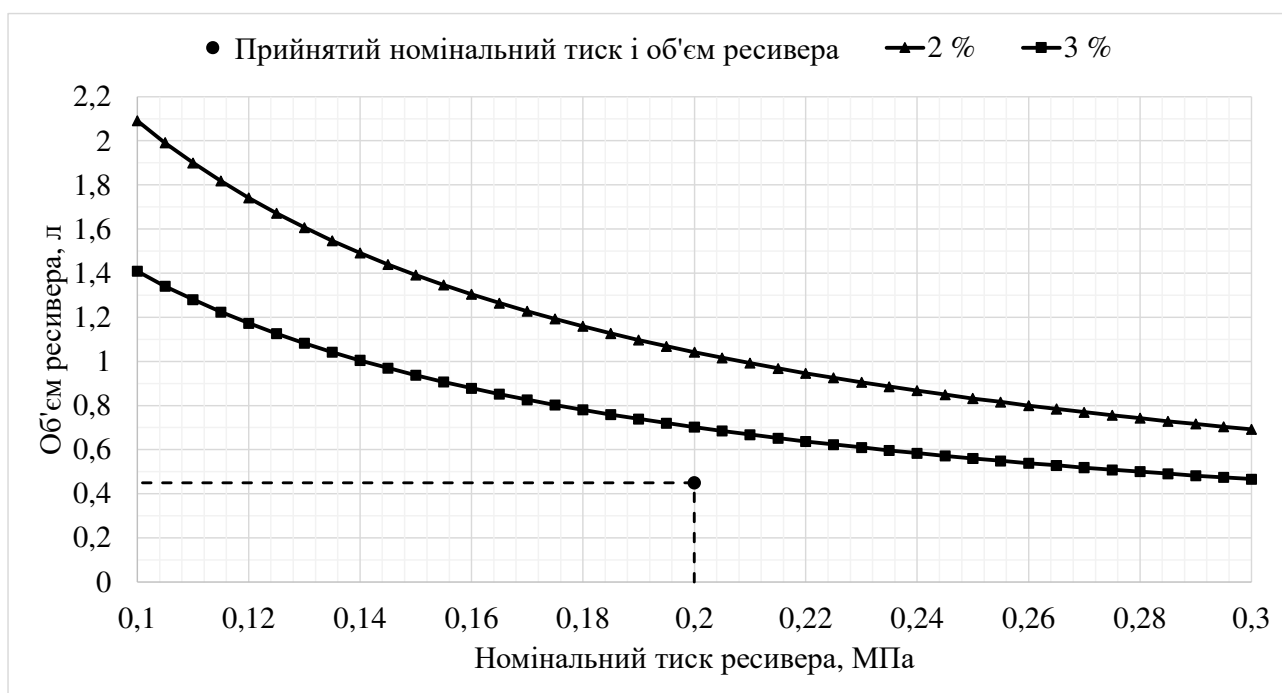


Рисунок 2.12 – Отримані розрахунковий та вибраний об'єми ресивера.

### 2.4.2 Визначення залежності тиску робочої речовини в ресивері від температури

Довжина капіляра обмежувачів витрати по лінії аноду і лінії катоду-компенсатору двигуна розраховуються для номінальної температури 298 К та номінального тиску 0,2 МПа. Зміна температури РР у ресивері буде призводити до зміни параметрів РР, а відповідно і зміни витрати РР через капіляри обмежувачів витрати. Відповідно, для забезпечення постійної витрати РР на двигун необхідно змінювати номінальний тиск у ресивері у відповідності до зміни температури РР у ньому.

Розрахунок залежності необхідного номінального тиску, для забезпечення постійної витрати РР на двигун, в залежності від температури РР у ресивері проводився по методиці наведеній у розділі 2.2.

Результати визначення залежності потрібного номінального тиску в ресивері від температури РР у ньому, для забезпечення потрібної витрати РР на анодний блок і катод-компенсатор двигуна, наведені на рисунку 2.13. Із рисунка видно, що це лінійна залежність, а номінальний тиск у ресивері  $P_{nom}$  (МПа) може бути визначений по наступній формулі

$$P_{nom} = a \cdot T_{AT} + 4,5 \cdot 10^{-3}, \quad (2.111)$$

де  $T_{AT}$  – поточна температура РР у ресивері, К.

$a$  – коефіцієнт перерахунку, що дорівнює  $7 \cdot 10^{-4}$ , 1/К.

Ця залежність номінального тиску в ресивері від температури РР у ньому може бути уточнена по результатам функціональних випробувань СПРР і ЕРДУ в цілому.

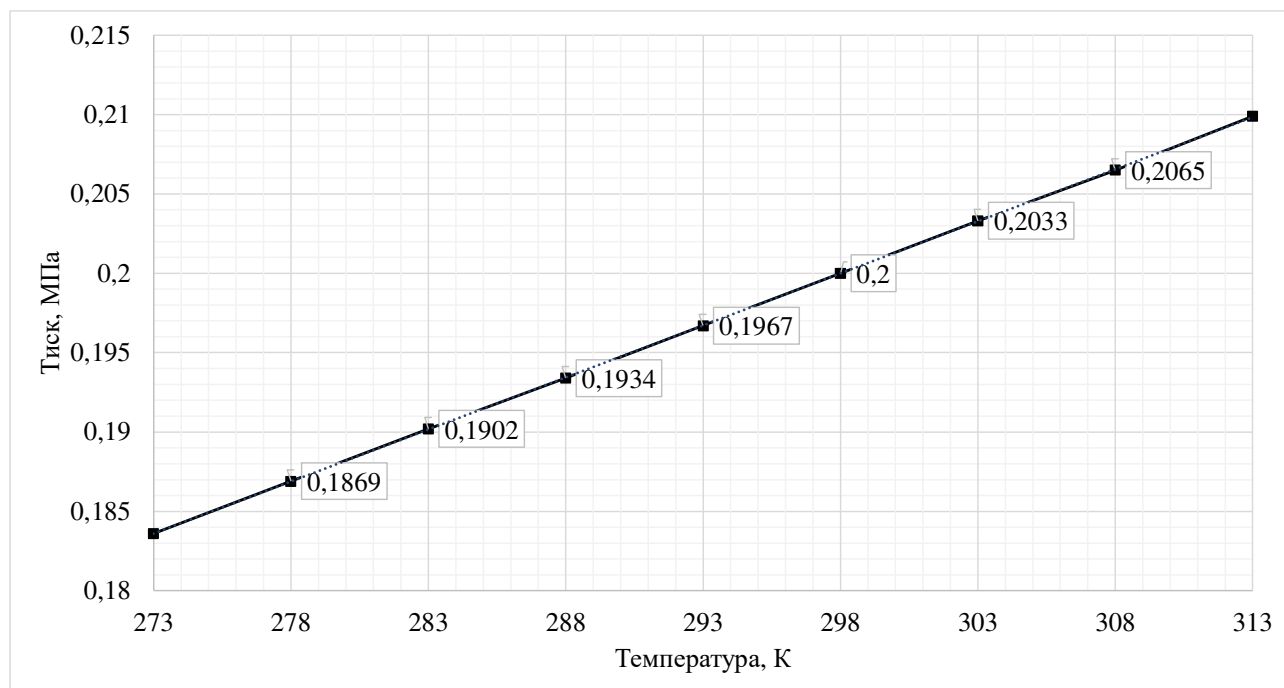


Рисунок 2.13 – Залежність потрібного номінального тиску у ресивері від температури РР у ньому для забезпечення потрібної витрати РР на двигун

### 2.4.3 Оцінка зниження температури ресивера і робочої речовини після дроселювання

Дроселювання РР через обмежувач витрати FR1 до ресивера AT1 призводить до зниження температури РР, що поступає в ресивер. Після того, як охолоджена РР потрапляє до ресивера, починається вирівнювання температур за рахунок відбору тепла від РР, що знаходилася в ресивері, і самої конструкції ресивера.

Розрахунок зниження температури конструкції ресивера після його наповнення робочою речовиною повинен проводитися з умови, що все тепло, необхідне для нагріву охолодженої РР, що надійшло до ресивера за одне включення двигуна, буде відбиратися від конструкції ресивера. Для розрахунку необхідно скористатися даними по об'єму  $V_p$  і масі ресивера  $M_p$  (отриманими у розділі, 2.4.1), залежності  $P_{nom}(T)$  (отримана у розділі 2.4.2) та масовій витраті на двигун. Тоді оцінку зниження температури конструкції ресивера за одне включення двигуна  $\Delta T$  (К) визначимо за такою формулою



$$\Delta T = \frac{c_{pXeThr} \cdot M_{XeThrDur} \cdot (T - T_{XeThr})}{c_{AT} \cdot M_P}, \quad (2.112)$$

де  $c_{pXeThr}$  – питома теплоємність РР після дроселювання, Дж/(кг·К);

$M_{XeThrDur}$  – сумарна маса РР, що надійде до ресивера за одне включення двигуна, кг;

$T$  – початкова температура конструкції ресивера – температура ЕРДУ, К;

$T_{XeThr}$  – температура РР після дроселювання, К;

$c_{AT}$  – питома теплоємність конструкції ресивера, Дж/(кг·К);

$M_P$  – маса конструкції ресивера, кг.

Питома теплоємність РР після дроселювання буде визначатися для номінального тиску у ресивері  $P_{ATnom}$  і середньої температури РР  $T_{XeThrAv}$  (К), яка буде визначатися за формулою

$$T_{XeThrAv} = \frac{(T + T_{XeThr})}{2}, \quad (2.113)$$

Сумарну масу РР, що надійде до ресивера за одне включення двигуна, буде визначено за формулою

$$M_{XeThrDur} = \dot{m}_{TH} \cdot t \cdot 3600, \quad (2.114)$$

де  $\dot{m}_{TH}$  – масова витрата РР на двигун, кг/с;

$t$  – тривалість одного включення двигуна, год.

Розрахунок проводиться для найгіршого випадку, коли тиск в балоні відповідає максимальному значенню (тиск заправки балона) при відповідній температурі ЕРДУ.

Для більш наочної демонстрації результатів та висновків покажемо приклад розрахунку для температур ЕРДУ: 278, 283, 288, 293, 298, 303 і 308 К.

Температура РР після дроселювання  $T_{XeThr}$  при максимальному тиску в балоні для всіх температур ЕРДУ буде становити 189 К (-84 °С) (згідно розрахункам по п.2.2).

Питома теплоємність РР  $c_{pXeThr}$  визначається по даним NIST для відповідних номінального тиску в ресивері  $P_{ATnom}$  й середньої температури РР  $T_{XeThrAv}$ . Номінальний тиск у ресивері  $P_{nom}$ , залежно від температури ЕРДУ, береться відповідно до даних, наведених в розділі 2.4.2.

Вихідні дані для розрахунку зведені в таблицю 2.14.

Таблиця 2.14 – Вихідні дані для розрахунку зниження температури конструкції ресивера

Параметр	Значення при температурі ЕРДУ (Т)						
	278 К (5 °С)	283 К (10 °С)	288 К (15 °С)	293 К (20 °С)	298 К (25 °С)	303 К (30 °С)	308 К (35 °С)
Номінальний тиск у ресивері ( $P_{nom}$ ), $10^5$ Па	1,869	1,902	1,934	1,967	2,000	2,033	2,065
Температура РР після дроселювання ( $T_{XeThr}$ ), К	189 (-84 °С)						
Питома теплоємність конструкції ресивера ( $c_{AT}$ ), Дж/(кг·К)	462						
Маса конструкції ресивера ( $M_P$ ), кг	0,3						
Масова витрата РР на двигун ( $\dot{m}_{TH}$ ), кг/с	$0,55 \cdot 10^{-6}$						

Результати розрахунків наведені на рисунку 2.14 у вигляді графіків залежності зміни температури ресивера від тривалості роботи двигуна й температури ЕРДУ. Із рисунка видно, що для зміни температури ресивера на 1 градус потрібно не менш ніж 3,5 години безперервної роботи двигуна. Але оскільки під час роботи СПРР буде відбуватися нагрів ресивера від працюючих електроклапанів і газифікатора, які розташовані на ресивері, то робимо висновок, що температура ресивера не буде зменшуватися під час роботи двигуна.

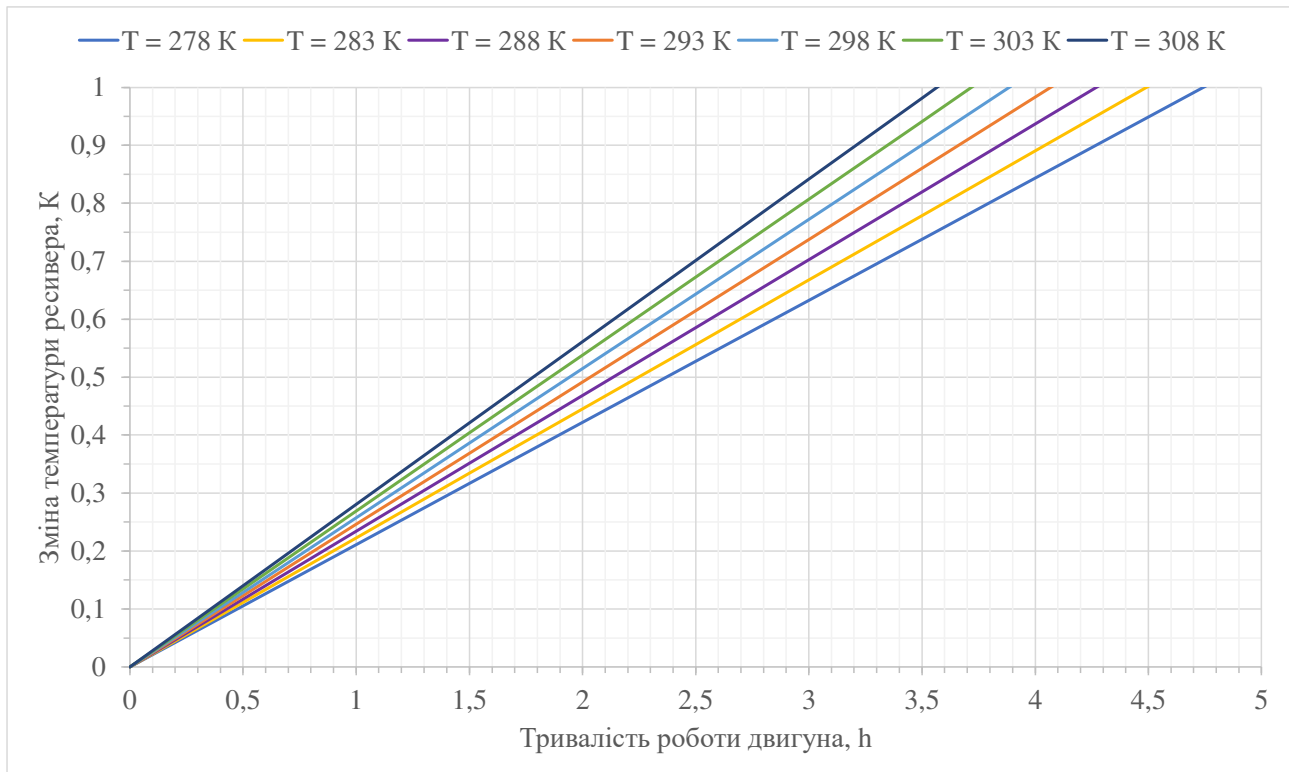


Рисунок 2.14 – Залежність зміни температури ресивера від тривалості роботи двигуна й температури ЕРД  $T$

Під час наповнення ресивера буде відбуватися зниження температури РР у ресивері за рахунок надходження до нього РР із низькою температурою, із-за дроселювання. Після завершення наповнення ресивера, температура РР у ресивері почне зростати за рахунок відбору тепла від конструкції ресивера.

Температуру РР у ресивері після завершення наповнення ресивера  $T_{Xe2}$  (K) визначатиметься по наступній формулі

$$T_{Xe2} = T - \frac{c_{pXeThr} \cdot M_{XeOneFill} \cdot \Delta T_{XeThr}}{c_{pXeT} \cdot M_{XeAT}}, \quad (2.115)$$

де  $T$  – температура РР у ресивері перед наповненням ресивера – температура ЕРДУ, K;

$c_{pXeThr}$  – питома теплоємність РР після дроселювання, Дж/(кг·K);

$M_{XeOneFill}$  – маса РР, що надійде до ресивера за одне наповнення ресивера, кг;

$\Delta T_{XeThr}$  – зміна температури РР, що надійшло до ресивера, К;

$c_{pXeT}$  – питома теплоємність РР у ресивері перед початком наповнення ресивера, Дж/(кг·К);

$M_{XeAT}$  – маса РР у ресивері перед його наповненням, кг.

Питома теплоємність РР після дроселювання буде визначатися для номінального тиску в ресивері  $P_{ATnom}$  і середньої температури РР  $T_{XeThrAv}$  (К), яка буде визначатися за формулою

$$T_{XeThrAv} = \frac{(T_{XeThr} + T_{Xe2})}{2}, \quad (2.116)$$

де  $T_{XeThr}$  – температура РР після дроселювання, К.

Маса РР, що надійде до ресивера за одне наповнення ресивера, визначатиметься за формулою

$$M_{XeOneFill} = \frac{P_{nom} \cdot 2 \cdot \delta_{AT} \cdot \mu \cdot V_P}{R \cdot T_{Xe2}}, \quad (2.117)$$

де  $P_{nom}$  – номінальний тиск РР у ресивері, Па;

$\delta_{AT}$  – точність підтримання номінального тиску у ресивері, %;

$\mu$  – молярна маса РР, кг/моль;

$V_P$  – об'єм ресивера, м<sup>3</sup>;

$R$  – універсальна газова постійна,  $R = 8,314$  Дж/(моль·К).

Зміну температури РР, що надійде до ресивера, визначатиметься за формулою

$$\Delta T_{XeThr} = T_{Xe2} - T_{XeThr}. \quad (2.118)$$

Маса РР у ресивері перед його наповненням буде визначатися за формулою

$$M_{XeAT} = \frac{P_{nom} \cdot (1 - \delta_{AT}) \cdot \mu \cdot V_P}{R \cdot T}. \quad (2.119)$$

Розрахунок буде проводитись для найгіршого випадку, коли тиску в балоні відповідає максимальному значенні (тиск заправки балона) при відповідній температурі ЕРД.

Розрахунок буде проводитись для таких температур ЕРДУ: 278, 283, 288, 293, 298, 303 і 308 К..

Температура РР після дроселювання  $T_{XeThr}$  при максимальному тиску в балоні для всіх температур ЕРДУ буде становити 189 К (-84 °С) (згідно розрахункам по п.2.2).

Питома теплоємність РР  $c_{pXeThr}$  визначається по даним NIST для відповідних номінального тиску в ресивері  $P_{nom}$  й середньої температури РР  $T_{XeThrAv}$ . Номінальний тиск у ресивері  $P_{nom}$ , в залежності від температури ЕРДУ, береться відповідно до даних, наведених у розділі 2.4.2.

Питома теплоємність РР  $c_{pXeT}$  визначається по даним NIST для відповідних номінального тиску в ресивері  $P_{nom}$  й температури ЕРДУ  $T$ .

Вихідні дані для розрахунку зведені у таблиці 2.15.

Таблиця 2.15 – Вихідні дані для розрахунку зниження температури РР у ресивері

Параметр	Значення при температурі ЕРДУ (Т)						
	278 К (5 °С)	283 К (10 °С)	288 К (15 °С)	293 К (20 °С)	298 К (25 °С)	303 К (30 °С)	308 К (35 °С)
Номінальний тиск у ресивері ( $P_{nom}$ ), $10^5$ Па	1,869	1,902	1,934	1,967	2,000	2,033	2,065
Питома теплоємність РР у ресивері перед наповненням ресивера ( $c_{pXeT}$ ), Дж/(кг·К)	162,45	162,28	162,13	162,00	161,86	161,73	161,61
Температура РР після дроселювання ( $T_{XeThr}$ ), К	189 (-84 °С)						
Точність підтримання номінального тиску в ресивері ( $\delta_{AT}$ ), %	2						
Молярна маса ксенону ( $\mu$ ), кг/моль	0,1313						
Об'єм ресивера ( $V_P$ ), м <sup>3</sup>	$0,45 \cdot 10^{-3}$						

Результати розрахунків наведені на рисунку 2.15 у вигляді графіків залежності температури РР після наповнення ресивера  $T_{Xe2}$  від температури

ЕРДУ  $T$ . Із рисунка видно, що максимальна зміна температури РР у ресивері після завершення наповнення знаходиться в діапазоні від 3,6 К до 4,8 К.

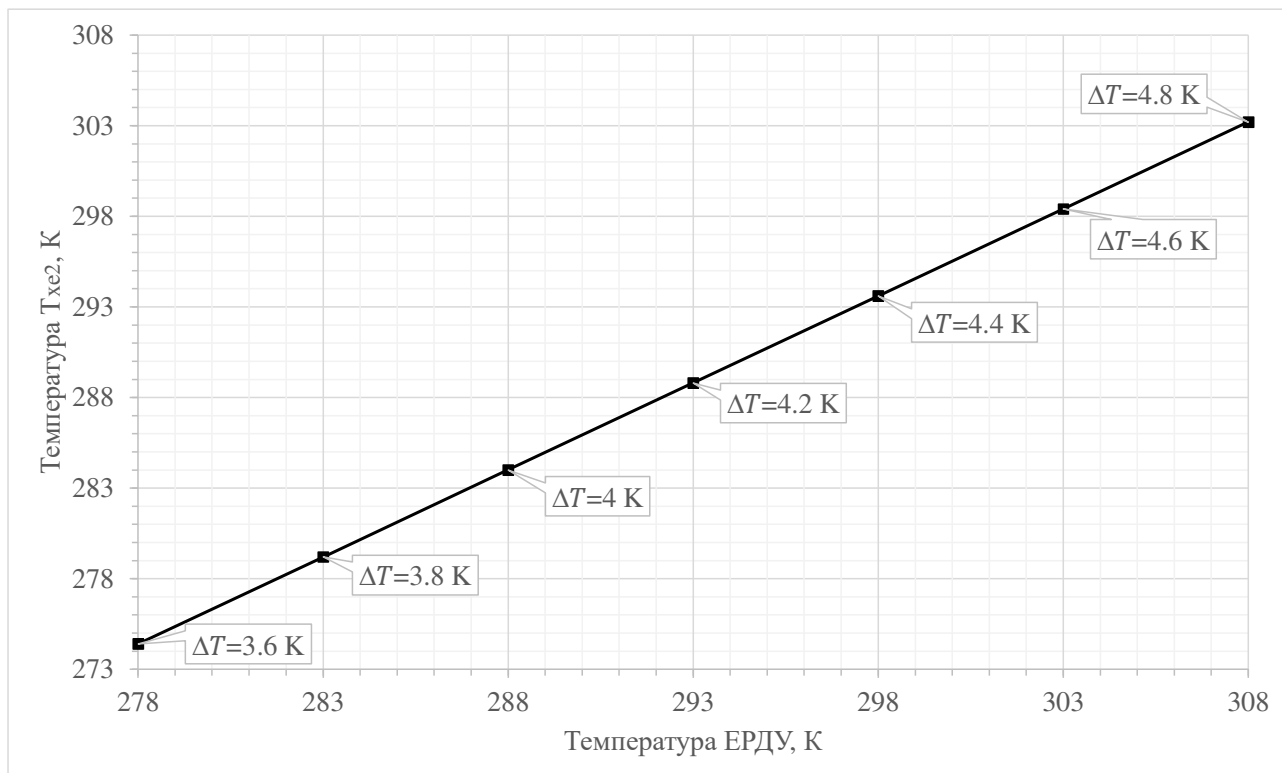


Рисунок 2.15 – Залежність температури РР після наповнення ресивера  $T_{Xe2}$  від температури ЕРДУ  $T$ , ( $\Delta T = T - T_{Xe2}$  – зміна температури РР у ресивері після завершення наповнення)

Проведемо оцінку відновлення температури РР у ресивері до моменту наступного наповнення ресивера.

Час між наповненнями ресивера  $t_{cl}$  (с) буде визначено за формулою

$$t_{cl} = \frac{M_{XeOneFill}}{\dot{m}_{TH}}, \quad (2.120)$$

де  $\dot{m}_{TH}$  – масова витрата РР на двигун, кг/с.

Вихідні дані й результати розрахунку часу між наповненнями ресивера приведені в таблиці 2.16.

Таблиця 2.16 – Вихідні дані й результати розрахунку часу між наповненнями ресивера

Параметр	Значення при температурі ЕРДУ ( $T$ )						
	278 К (5 °C)	283 К (10 °C)	288 К (15 °C)	293 К (20 °C)	298 К (25 °C)	303 К (30 °C)	308 К (35 °C)
Маса РР, що надійде до ресивера за одне наповнення ресивера ( $M_{XeOneFill}$ ), $10^{-6}$ кг	193,8	193,5	193,3	194,0	193,7	193,5	193,2
Масова витрата РР на двигун ( $\dot{m}_{TH}$ ), $10^{-6}$ кг/с	0,55						
Час між наповненнями ресивера ( $t_{cl}$ ), с	352,1	352,0	352,0	352,0	352,0	351,9	351,9

За результатами розрахунків, приведеними у таблиці 2.16, для подальших розрахунків приймаємо час між наповненнями  $t_{cl} = 352$  с.

Оцінку зміни температури РР у ресивері в часі буде виконано методом кінцевих елементів за допомогою програмного забезпечення ELCUT.

Відповідно до результатів, отриманих при розрахунку зміни температури ресивера, приймаємо що температура стінки ресивера не змінюється в часі й дорівнює температурі ЕРДУ ( $T$ ).

Параметри РР для розрахунку визначаються поданим NIST для відповідних номінального тиску в ресивері  $P_{ATnom}$  й середньої температури РР  $T_{XeAv}$ , яка буде визначатися за формулою

$$T_{XeAv} = \frac{(T + T_{Xe2})}{2}, \quad (2.121)$$

Вихідні дані для розрахунків приведені в таблиці 2.17.

Результати розрахунків наведені на рисунках 2.16 і 2.17. По результатах розрахунків видно, що:

- через 220 с після завершення наповнення ресивера середня температура РР у ресивері буде лише на 0,1 градус нижче температури ЕРДУ;
- через 352 с після завершення наповнення ресивера мінімальна температура РР у ресивері буде відрізнятися від температури ЕРДУ не більше ніж на 0,06 градусів.

Тому робимо висновок, що температура РР повністю відновлюється до моменту наступного наповнення ресивера, а відповідно, у ході роботи двигуна, температура РР у ресивері буде залишатися постійною.

Також необхідно відмітити, що з урахуванням руху РР у ресивері процеси теплообміну будуть проходити швидше.

Таблиця 2.17 – Вихідні дані для оцінки відновлення температури РР у ресивері до моменту наступного наповнення ресивера

Параметр	Значення при температурі ЕРДУ ( $T$ )						
	278 К (5 °C)	283 К (10 °C)	288 К (15 °C)	293 К (20 °C)	298 К (25 °C)	303 К (30 °C)	308 К (35 °C)
Температура РР у ресивері після наповнення ( $T_{\text{He2}}$ ), К	274,4 (1,4 °C)	279,2 (6,2 °C)	284,0 (11,0 °C)	288,8 (15,8 °C)	293,6 (20,6 °C)	298,4 (25,4 °C)	303,2 (30,2 °C)
Номінальний тиск у ресивері ( $P_{\text{nom}}$ ), $10^5$ Па	1,869	1,902	1,934	1,967	2,000	2,033	2,065
Середня температура РР ( $T_{\text{HeAv}}$ ), К	276,2 (3,2 °C)	281,1 (8,1 °C)	286,0 (13,0 °C)	290,9 (17,9 °C)	295,8 (22,8 °C)	300,7 (27,7 °C)	305,6 (32,6 °C)
Теплопровідність РР, $10^{-6}$ Вт/(м·К)	5111	5201	5291	5381	5470	5559	5648
Питома теплоємність РР, Дж/(кг·К)	162,5	162,4	162,2	162,1	161,9	161,8	161,7
Густина РР, кг/м <sup>3</sup>	10,81	10,81	10,80	10,79	10,79	10,78	10,77



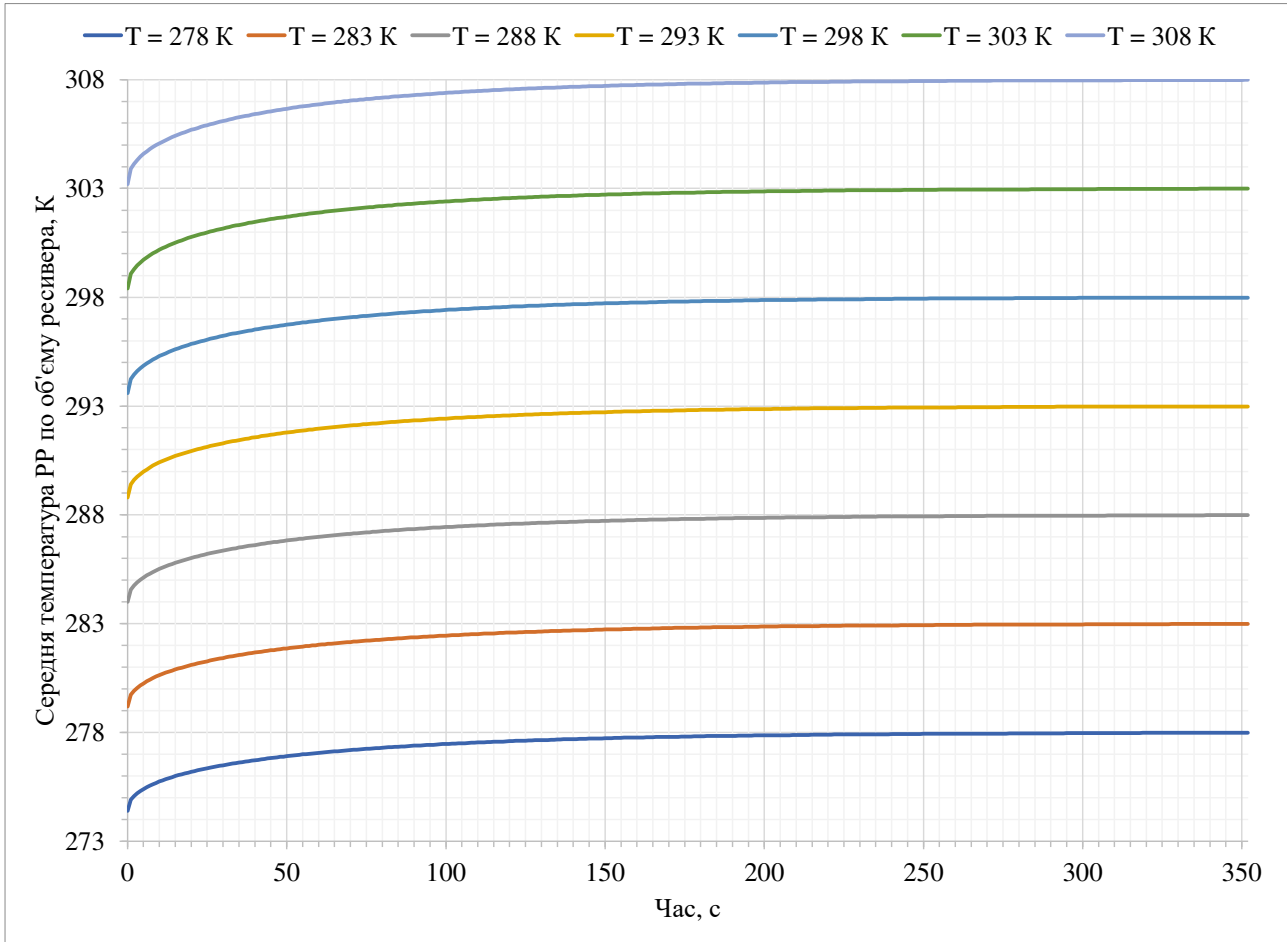
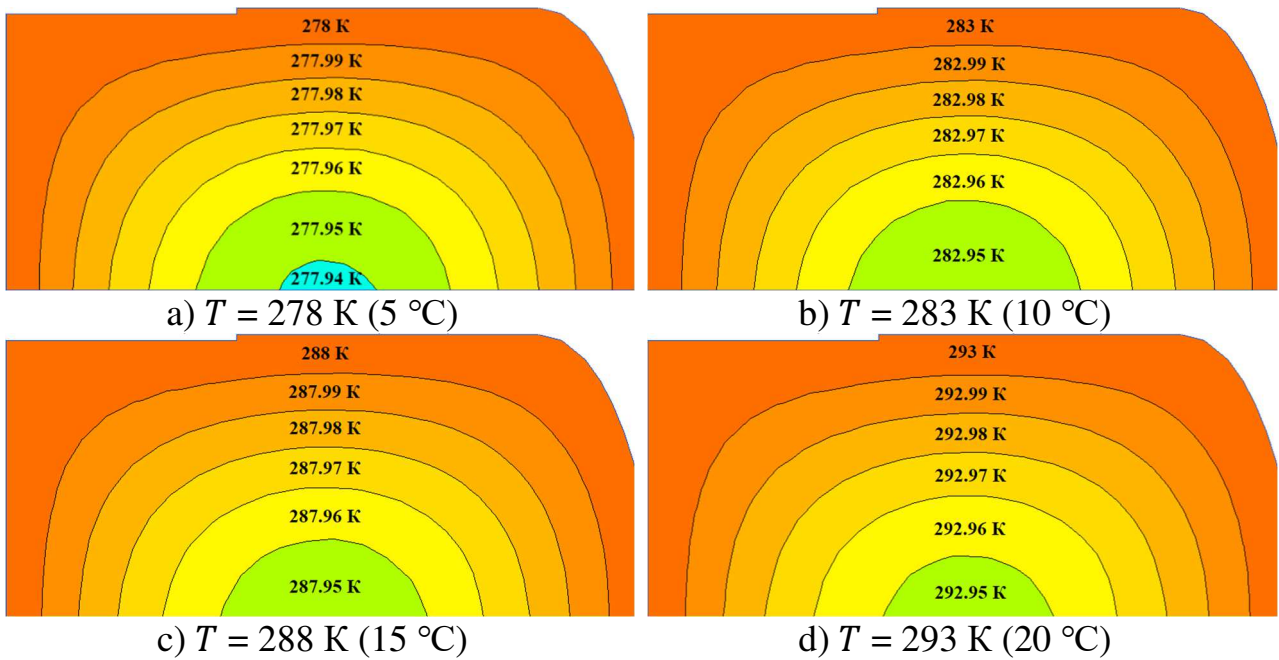


Рисунок 2.16 – Зміна середньої температури РР по об'єму ресивера у часі



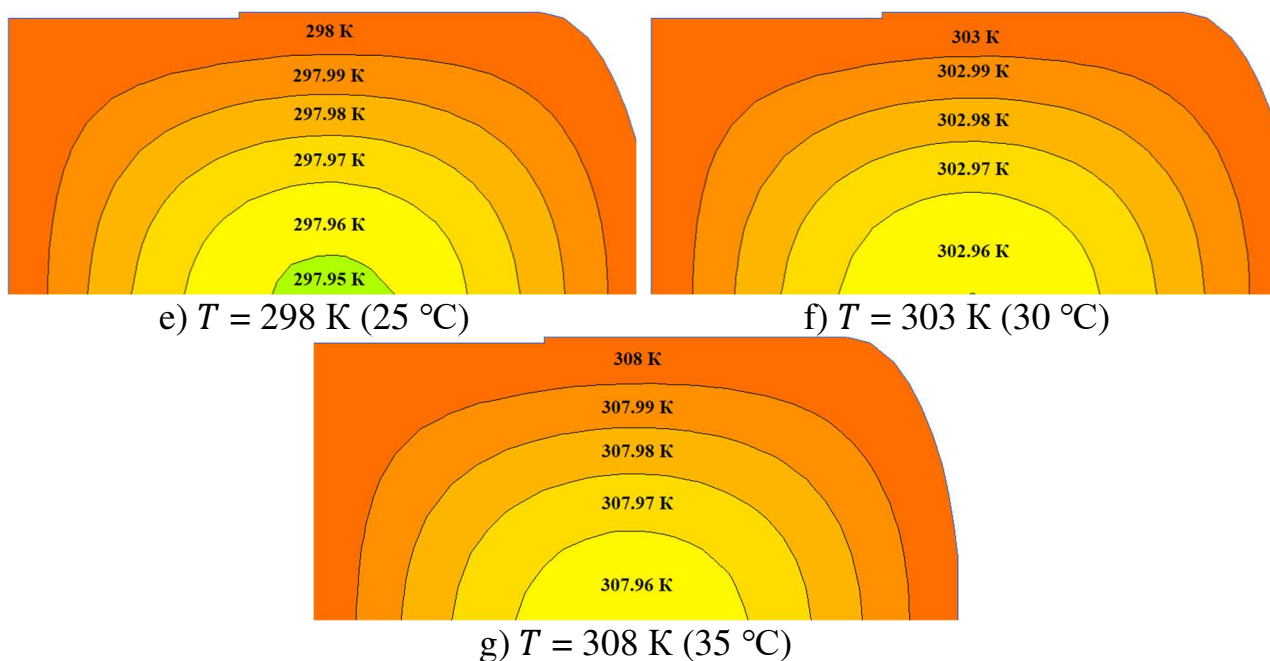


Рисунок 2.17 – Розподілення температури РР у ресивері через 352 с

Результати розрахунків, наведені вище, дозволяють зробити такі висновки:

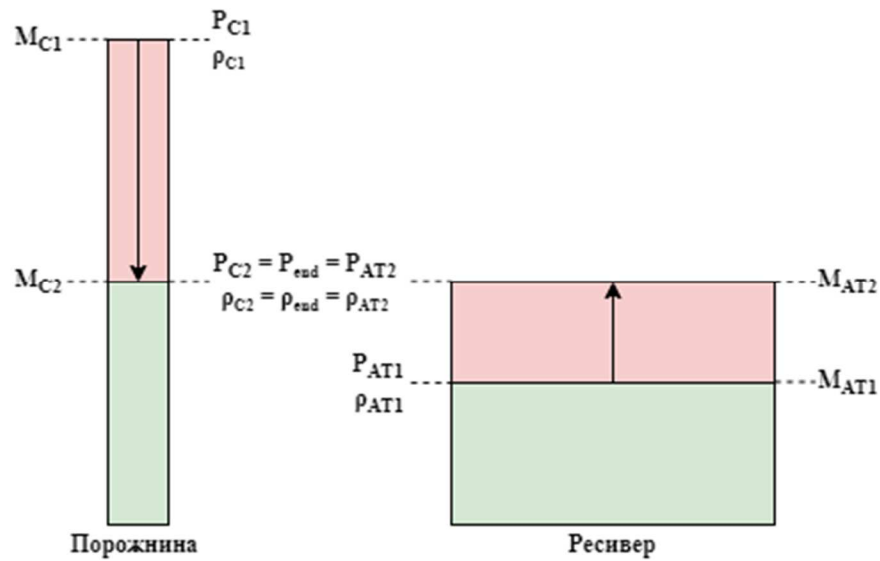
- під час роботи СПРР температура ресивера знижуватися не буде;
- можливе короткочасне зниження температури РР у ресивері в ході його наповнення. Максимальне зниження температури РР у ході наповнення ресивера не буде перевищувати 5 градусів при максимальному тиску в балоні. При цьому температура РР у ресивері вирівнюється з температурою конструкції ресивера до моменту наступного наповнення ресивера;
- встановлення додаткового нагрівача на ресивер не потребується.

#### **2.4.4 Визначення підвищення тиску в ресивері після закриття електроклапану**

При розрахованих параметрах РР у балоні (п. 2.1), об'ємі ресивера  $V_p$  (п. 2.4.1), залежності  $P_{nom}(T)$  (2.4.2), та відомому об'ємі порожнини між обмежувачем витрат РР FR1 та електроклапаном SVH2, розраховується підвищення тиску у ресивері  $\Delta P_{AT}$  після закриття SVH2.

Наявність порожнини, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, призводить до накопичення в неї РР під високим тиском, у період заповнення ресивера АТ. Після завершення наповнення ресивера й закриття електроклапана SVH2, РР із порожнини, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, продовжить надходити до ресивера АТ до моменту вирівнювання тисків у порожнині та ресивері, що призведе до додаткового підвищення тиску в ресивері АТ. Дане підвищення тиску не повинне призводити до виходу тиску в ресивері за діапазон, що підтримується в ресивері.

Для спрощення розрахунків приймаємо, що температура РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, й у ресивері однакові та не змінюються в процесі наповнення ресивера. Також нехтуємо об'ємом капіляра у зв'язку з його малим об'ємом. Розрахунок проводимо для режиму, коли відсутня витрата РР на двигун. Схематично, зміна параметрів РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, й у ресивері, після закриття електроклапана SVH2 наведено на рисунку 2.18.



$M_{C1}, P_{C1}, \rho_{C1}$  – маса, тиск і густина РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, після закриття електроклапана SVH2;

$M_{C2}, P_{C2}, \rho_{C2}$  – маса, тиск і густина РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, після вирівнювання тисків;

$M_{AT1}, P_{AT1}, \rho_{AT1}$  – маса, тиск і густина РР у ресивері, після закриття електроклапана SVH2;

$M_{AT2}, P_{AT2}, \rho_{AT2}$  – маса, тиск і густина РР у ресивері, після вирівнювання тисків;

$P_{end}, \rho_{end}$  – тиск і густина РР, після вирівнювання тисків

Рисунок 2.18 – Зміна параметрів РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, й у ресивері, після закриття електроклапана SVH2 (не у масштабі)

Для визначення величини підвищення тиску в ресивері запишемо рівняння зміни маси РР у ресивері АТ й порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1

$$M_{AT2} - M_{AT1} = M_{C1} - M_{C2} , \quad (2.122)$$

де  $M_{AT2}$  – маса РР у ресивері, після вирівнювання тисків, кг;

$M_{AT1}$  – маса РР у ресивері, після закриття електроклапана SV2, кг;

$M_{C1}$  – маса РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, після закриття електроклапана SVH2, кг;

$M_{C2}$  – маса РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, після вирівнювання тисків, кг.

Масу РР визначається по наступному рівнянні

$$M = V \cdot \rho, \quad (2.123)$$

де  $V$  – внутрішній об'єм порожнини з РР, м<sup>3</sup>;

$\rho$  – густина РР, кг/м<sup>3</sup>.

Густина РР залежить від тиску й температури РР. Для високого тиску густина РР буде визначатися по даним NIST. Для низького тиску до 0,3 МПа густина РР, з прийнятною похибкою до 1,6 % (для ксенону), визначається з рівняння стану ідеального газу

$$\rho = \frac{\mu \cdot P}{R \cdot T}, \quad (2.124)$$

де  $\mu$  – молярна маса РР, кг/моль;

$P$  – тиск РР, Па;

$R$  – універсальна газова постійна,  $R = 8,314$  Дж/(моль·К);

$T$  – температура РР, К.

Підставив рівняння (2.123) і (2.124) у рівняння (2.122) та виразив тиск РР  $P_{end}$  (Па), після вирівнювання тисків, отримаємо

$$P_{end} = \frac{V_C \cdot \rho_{C1} \cdot R \cdot T}{\mu \cdot (V_P + V_C)} + \frac{V_P \cdot P_{AT1}}{(V_P + V_C)}, \quad (2.125)$$

де  $V_C$  – внутрішній об'єм порожнини, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, м<sup>3</sup>;

$\rho_{C1}$  – густина РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, після закриття електроклапана SVH2, кг/м<sup>3</sup>.

$V_P$  – внутрішній об'єм ресивера, м<sup>3</sup>;

$P_{AT1}$  – тиск РР у ресивері, після закриття електроклапана SVH2, Па.

Тиск РР у ресивері, після закриття електроклапана SVH2, визначається за формулою

$$P_{AT1} = P_{nom} \cdot (1 + \delta_{AT}), \quad (2.126)$$

де  $P_{nom}$  – номінальний тиск РР у ресивері, Па;

$\delta_{AT}$  – точність підтримання номінального тиску РР у ресивері, %.

Тоді, з урахуванням рівнянь (2.125) і (2.126), зміну тиску в ресивері  $\Delta P_{AT}$  (Па), після закриття електроклапана SVH2, знайдемо по наступній формулі

$$\Delta P_{AT} = P_{end} - P_{AT1} = \frac{V_C \cdot \rho_{C1} \cdot R \cdot T}{\mu \cdot (V_P + V_C)} + \frac{V_P \cdot P_{nom} \cdot (1 + \delta_{AT})}{(V_P + V_C)} - P_{nom} \cdot (1 + \delta_{AT}). \quad (2.127)$$

Розрахунок буде проводитися для таких температур ЕРДУ: 293, 298, 303 і 308 К. Менші температури ЕРДУ не розглядаються, що пов'язано з наявністю газифікатора, який буде підтримувати температуру РР у порожнині, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, у діапазоні від 293 К до 298К.

Об'єм порожнини, між електроклапаном SVH2 й обмежувачем витрати FR1, визначається по 3D моделі.

Густина  $\rho_{C1}$  визначається по даним NIST для відповідних тиску в балоні  $P_T$  й температури ЕРДУ  $T$ . Максимальний тиск у балоні  $P$  залежить від температури ЕРДУ  $T$  і береться по розрахункам з п 2.1.

Номінальний тиск у ресивері  $P_{nom}$  залежить від температури ЕРДУ  $T$  і визначається по даним наведеним на рисунку 2.13.

Вихідні дані для розрахунку зведені в таблиці 2.18. Результати розрахунків наведені на рисунку 2.19 у вигляді графіків залежності зміни тиску в ресивері  $\Delta P_{AT}$  від тиску в балоні  $P_{C1}$  й температури ЕРДУ  $T$ .

Таблиця 2.18 – Вихідні дані для розрахунку підвищення тиску в ресивері після закриття електроклапана SVH2

Параметр	Значення при температурі ЕРДУ ( $T$ )			
	293 К (20 °C)	298 К (25 °C)	303 К (30 °C)	308 К (35 °C)
Тиск у балоні $P$ , Па:				
– мінімальний;	$2,95 \cdot 10^5$	$2,97 \cdot 10^5$	$3,02 \cdot 10^5$	$3,07 \cdot 10^5$
– максимальний	$68,9 \cdot 10^5$	$79,5 \cdot 10^5$	$90,2 \cdot 10^5$	$101,1 \cdot 10^5$
Номінальний тиск у ресивері ( $P_{nom}$ ), Па	$1,970 \cdot 10^5$	$2,000 \cdot 10^5$	$2,033 \cdot 10^5$	$2,065 \cdot 10^5$
Точність підтримання номінального тиску в ресивері ( $\delta_{AT}$ ), %	2			
Об'єм порожнини ( $V_C$ ), м <sup>3</sup>	$140 \cdot 10^{-9}$			
Об'єм ресивера ( $V_P$ ), м <sup>3</sup>	$0,45 \cdot 10^{-3}$			
Молярна маса ксенону ( $\mu$ ), кг/моль	0,1313			

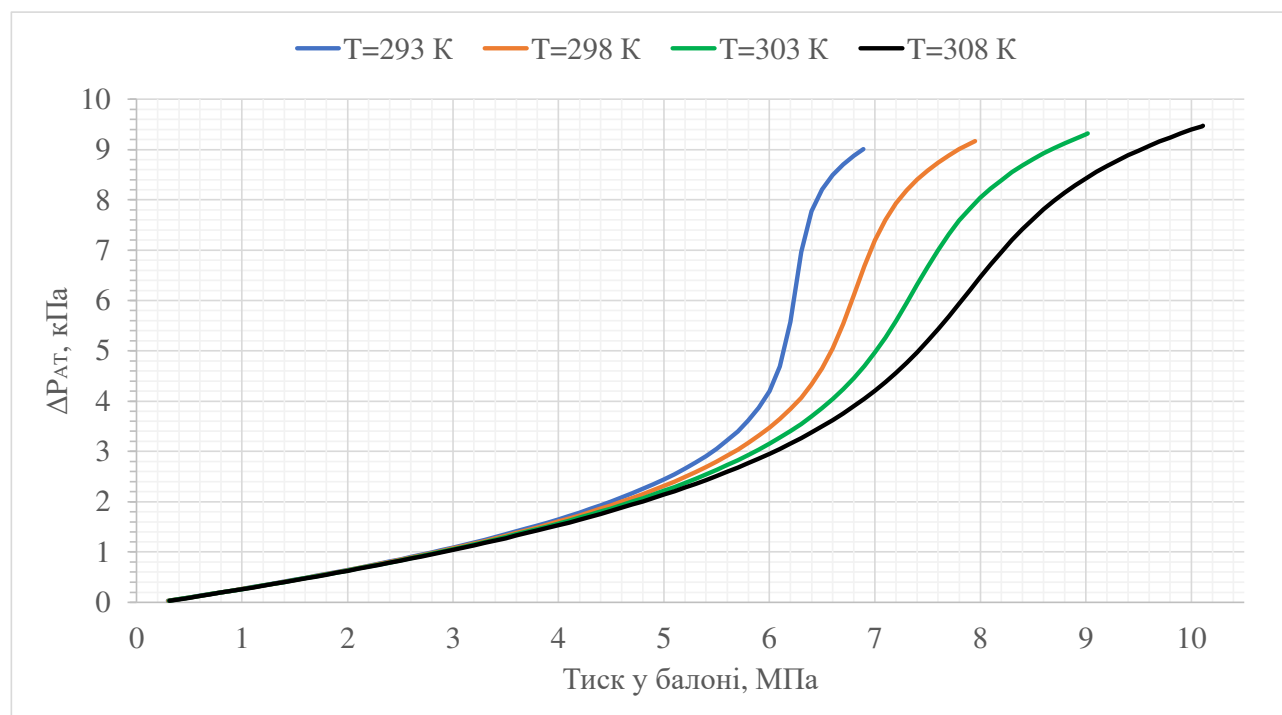


Рисунок 2.19 – Залежність зміни тиску в ресивері  $\Delta P_{AT}$  від тиску в балоні й температури ЕРДУ  $T$

Із рисунка 2.19 видно, що:

– до тиску в балоні рівного 4,5 МПа підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2, може досягати 2 кПа. Так при закритті електроклапана SVH2, на плюс 2 % від  $P_{ATnom}$  точність підтримання тиску в

ресивері складе плюс 3 %, що є допустимим;

- при тиску в балоні понад 4,5 МПа підвищення тиску, після закриття електроклапана SVH2, призведе к перевищенню допустимого діапазону тиску, що підтримується в ресивері. Тому для компенсації величини підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2, необхідно проводити закриття електроклапана SVH2 заздалегідь, до того як тиск у ресивері досягне плюс 2 % від  $P_{ATnom}$ ;

- при високих вхідних тисках РР підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2, може перевищувати діапазон тиску, що підтримується в ресивері,  $\pm 2$  % від  $P_{ATnom}$ . Тому при високих вхідних тисках РР наповнення ресивера має проводитись тільки за рахунок підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2.

Експерименти та запропоноване рішення, детально представлено у пунктах 2.5 і 3.7.

#### **2.4.5 Визначення параметрів ресивера для різних робочих речовин**

При використанні у складі ЕРДУ двигуна, який працює не на ксеноні призводить до зміни параметрів ресивера. Покажемо, як зміняться параметри ресивера на прикладі використання аргону. Аргон має меншу густину ніж ксенон (при тиску 0,2 МПа і температурі 298 К густина аргону становить 3,2 кг/м<sup>3</sup>, а ксенону 10,7 кг/м<sup>3</sup>) тому для збереження тієї ж кількості спрацювань електроклапанів, що встановлені по лінії наповнення ресивера, об'єм ресивера для аргону має бути приблизно у 3,3 рази більше ніж для ксенону. Об'єм ресивера можна не змінювати якщо для необхідного сумарного імпульсу тяги кількість спрацювань клапанів, по лінії наповнення ресивера, не буде перевищувати їх ресурс.

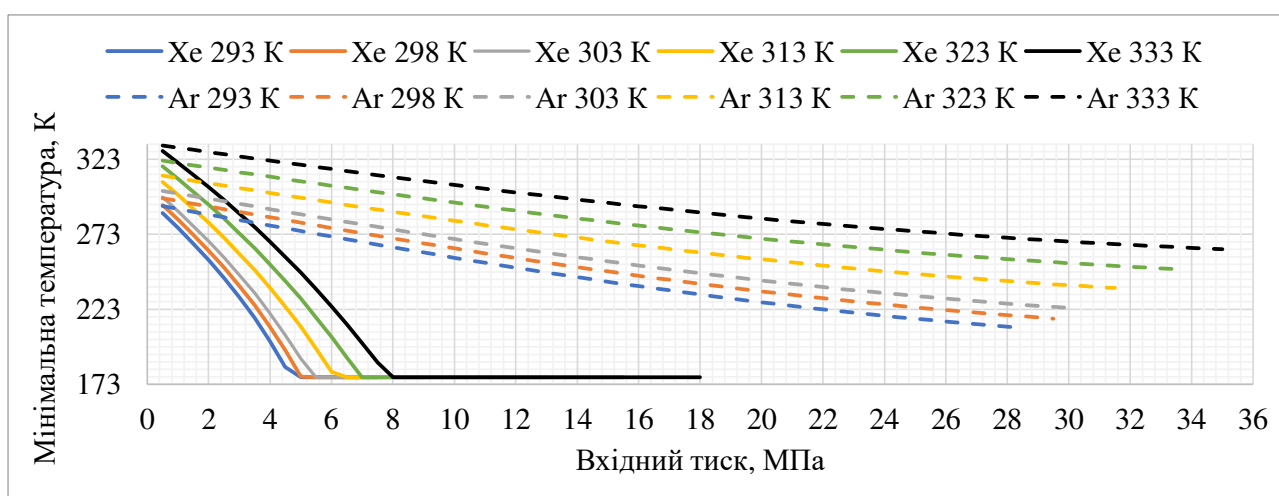
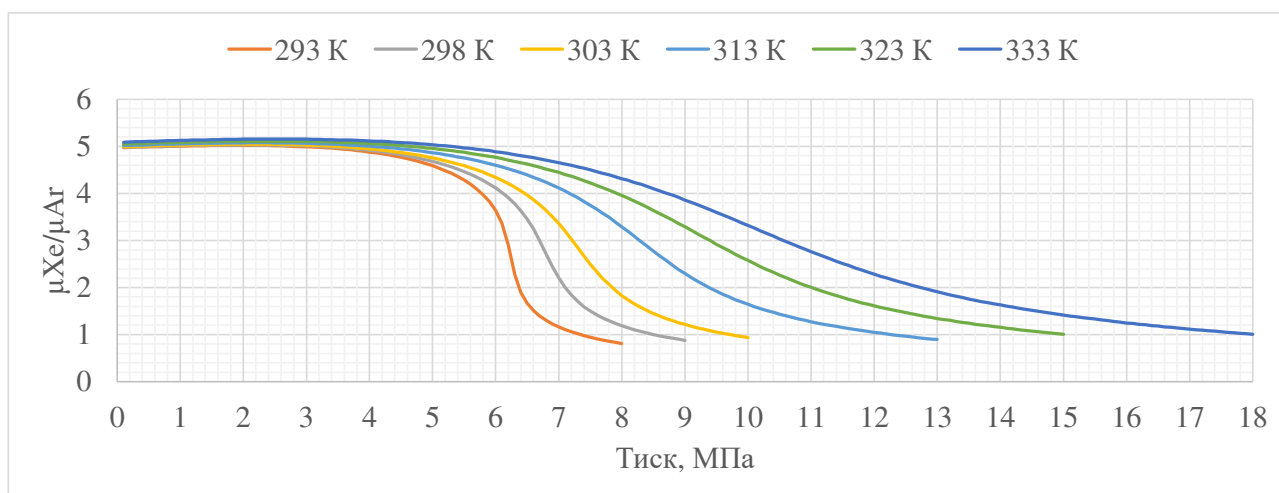
На рисунку 2.20 наведено порівняння відношення коефіцієнта Джоуля-Томсона аргону і ксенону  $\mu_{Xe}/\mu_{Ar}$ , отриманого по даним NIST. Із рисунка видно, що коефіцієнт Джоуля-Томсона для аргону має нижчі значення ніж для ксенону. Тому температура аргону буде зменшуватись менше, ніж температура ксенону,



при дроселюванні через обмежувач витрати. Саме порівняння мінімальних значень температури аргону і ксенону, що надходять до ресивера після дроселювання, визначені за допомогою REFPROP із умови, що ентальпія робочої речовини після дроселювання не змінюється, наведено на рисунку 2.21.

На рисунку 2.22 наведена залежність теплопровідності аргону і ксенону від температури при тиску 0,2 МПа. Із рисунка видно, що аргон має кращу теплопровідність ніж ксенон, тому вирівнювання температур у ресивері буде відбуватися швидше у порівнянні з ксеноном.

Менші коливання температури і краща теплопровідність аргону покращать точність підтримання витрати РР на двигун у порівнянні з ксеноном.



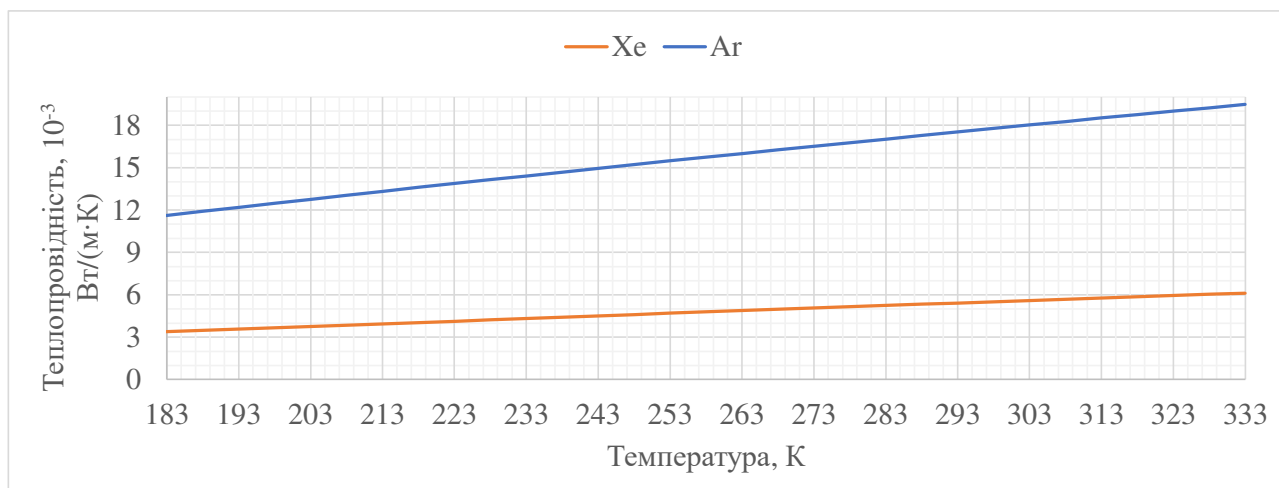


Рисунок 2.22 – Залежність теплопровідності аргону і ксенону від температури при 0,2 МПа.

## 2.5 Оптимізація режимів наповнення ресивера

### 2.5.1 Оптимізація кількості спрацьовувань електроклапанів

Оскільки вибраний об'єм ресивера менший за розрахунковий (рис. 2.12), для відповідності масо-габаритним вимогам до представленої СПРР. При роботі СПРР за традиційною схемою, зворотному зв'язку від датчиків тиску, з ресивером, об'єм якого менший за розрахунковий, спостерігаються стрибки тиску у ресивері (п.2.4.4, 3.7). Ці стрибки призводять до виходу за допустимі значення масової витрати і відповідно нестабільної роботи двигуна.

Варіантом подолання вказаних вище недоліків є використання двоступеневого регулювання тиску, що дозволяє зменшити значення вхідного тиску. Так у роботах [9-11] для попереднього зниження тиску перед ресивером показано використання механічного регулятора тиску або додаткового ресивера високого тиску. Це дає можливість підтримувати тиск у вузькому діапазоні при зменшеному об'ємі ресивера. Проте, оскільки це має нижчу надійність та ускладнює СПРР двоступеневе регулювання тиску не використовується у представленій СПРР.

Іншим способом забезпечення необхідної точності масової витрати до двигуна, не збільшуючи об'єм ресивера, не використовуючи двоступеневе

регулювання або регулятори витрати після ресивера є зміна методу наповнення ресивера. Таке рішення представлено у роботах [14, 15], у яких пропонується використання режиму «bang-bang» у якості методу наповнення ресивера. У цьому методі замість одного тривалого відкриття клапану для повного заповнення ресивера виконується часте короткочасне відкриття електроклапанів, що дозволяє поступово підвищувати тиск в ресивері до необхідного рівня. Такий підхід дозволяє підтримувати тиск у ресивері малого об'єму з необхідною точністю для широкого діапазону вхідних тисків. Проте недоліками даного метода є те що він призводить до надмірної кількості спрацювань електроклапанів при низькому тиску на вході. Як наслідок, такий підхід зменшує ресурс СПРР або вимагає використання електромагнітних клапанів з високим ресурсом роботи.

На основі теоретичних розрахунків і отриманих даних (п.3.7) була запропонована удосконалена методика наповнення ресивера. Данна методика полягає у зміні підходу до наповнення ресивера в залежності від тиску на вході. Процес наповнення ресивера було поділено на три ділянки:

- при тиску у балоні до 3 МПа наповнення ресивера проводиться на основі зворотного зв'язку від датчиків тиску;

- при тиску у балоні більше 3 МПа і менше 6 МПа наповнення здійснюється одночасним відкриттям електромагнітних клапанів SVH2 і SVH1 на проміжок часу, що визначається за формулою (2.132);

- при тиск у балоні  $\geq 6$  МПа наповнення здійснюється коротким відкриттям електромагнітного клапана SVH2 (20 мс) при закритому клапані SVH1.

Зміна методики наповнення ресивера з «bang-bang» на запропоновану дозволяє зменшити кількість спрацювань електроклапанів і збільшити ресурс роботи СПРР. Це стає можливим завдяки тому, що при тисках на вході менших 6 МПа наповнення ресивера по запропонованій методиці буде відбуватися за одне спрацювання електроклапанів. В той час як для режиму «bang-bang» кількість спрацювань буде зростати зі зменшенням тиску на вході.

Залежно від тиску в балоні кількість РР, що витрачається за один цикл наповнення ресивера буде різнитися, тому кількість спрацювань електроклапанів будемо визначати із наступної умови

$$\rho_{end} \cdot V_T = M_{tot} - \sum_{i=1}^n (M_{ATi} + \dot{m}_{TH} \cdot t_{opi}), \quad (2.128)$$

де  $\rho_{end}$  – густина залишків РР, що не витискуються з балона, кг;

$V_T$  – внутрішній об'єм балона, м<sup>3</sup>;

$M_{tot}$  – сумарний запас РР у балоні, кг;

$n$  – кількість циклів наповнення ресивера;

$M_{ATi}$  – маса РР, що надходить до ресивера за  $i$ -е заповнення, без урахування витрати на двигун, кг;

$\dot{m}_{TH}$  – масова витрата РР на двигун, кг/с;

$t_{opi}$  – тривалість  $i$ -го наповнення ресивера, с.

Маса РР, що надходить до ресивера за  $i$ -е заповнення,  $M_{ATi}$  буде визначатися по наступним формулам:

– при тиску в балоні  $\leq 3$  МПа.

$$M_{ATi} = \frac{(P_{nom} \cdot 2 \cdot \delta_{AT} + \Delta P_{ATi}) \cdot \mu \cdot V_P}{R \cdot T}; \quad (2.129)$$

– при тиску в балоні  $> 3$  МПа

$$M_{ATi} = (\dot{m}_{ATi} - \dot{m}_{TH}) \cdot t_{opi} + \frac{\Delta P_{ATi} \cdot \mu \cdot V_P}{R \cdot T}, \quad (2.130)$$

де  $P_{nom}$  – номінальний тиск у ресивері, Па;

$\delta_{AT}$  – точність підтримання номінального тиску в ресивері, %;

$\Delta P_{ATi}$  – значення підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2, при  $i$ -му заповненні ресивера, Па;

$\mu$  – молярна маса РР, кг/моль;

$V_P$  – внутрішній об'єм ресивера, м<sup>3</sup>;

$R$  – універсальна газова постійна,  $R = 8,314$  Дж/(моль·К);

$T$  – температура РР у ресивері – температура ЕРДУ, К;

$\dot{m}_{ATi}$  – масова витрата РР, що надходить до ресивера при  $i$ -му наповненні, кг/с.

Тривалість наповнення ресивера  $t_{opi}$  буде визначатися по наступним формулам:

- при тиску в балоні  $\leq 3$  МПа.

$$t_{opi} = \frac{M_{ATi}}{(\dot{m}_{ATi} - \dot{m}_{TH})} ; \quad (2.131)$$

- при тиску у балоні  $> 3$  МПа й  $< 60$  МПа  $t_{opi}$  визначатиметься за формулою емпіричної формулі (2.132);

$$t_{open} = 17,44 - 2,9 \cdot Pt \quad (2.132)$$

- при тиску у балоні  $\geq 6$  МПа  $t_{opi} = 20$  мс.

Масова витрата РР, що надходить до ресивера при  $i$ -му заповненні,  $\dot{m}_{ATi}$  залежить від тиску у балоні  $P_{Ti}$  й температури ЕРДУ  $T$ .

Підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2, при  $i$ -му заповненні ресивера  $\Delta P_{ATi}$  залежить від тиску в балоні  $P_{Ti}$  й температури ЕРДУ  $T$  та визначається по даним наведеним на рисунку 2.19.

Тиск у балоні при  $i$ -му заповненні ресивера  $P_{Ti}$  (Па) буде визначатися по даним NIST як функція від густини РР у балоні при  $i$ -му заповненні ресивера  $\rho_{Ti}$  й температури ЕРДУ  $T$ ,  $P_{Ti} = f(\rho_{Ti}, T)$ .

Густина РР у балоні при  $i$ -му заповненні ресивера  $\rho_i$  (кг/м<sup>3</sup>) буде визначатися за формулою

$$\rho_i = \frac{M_{Ri-1}}{V_T}, \quad (2.133)$$

де  $M_{Ri-1}$  – маса РР, що залишилася в балоні після (i-1)-го заповнення ресивера, кг.

Розрахунок буде проводитись для таких температур ЕРДУ: 278, 283, 288, 293, 298, 303 і 308 К. При температурі ЕРДУ від 293 К і нижче, розрахунок проводиться для температури газифікатора: 293 і 298 К.

Густина залишків РР, що не витискуються з балона, залежить від температури ЕРДУ  $T$ . (береться менше значення, що відповідає температурі газифікатора – 293 К).

Номінальний тиск у ресивері  $P_{Atnom}$  залежить від температури ЕРДУ  $T$  і визначається по даним наведеним на рисунку 2.13.

Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 2.19.

Результати розрахунків наведені на рисунках 2.23-2.26 у вигляді графіків залежності зміни маси й тиску РР у балоні від кількості спрацювань електроклапанів SVH1, SVH2 (кількість циклів наповнення ресивера) та температури ЕРДУ.

По результатам розрахунків кількість спрацювань електроклапанів SVH1, SVH2, необхідних для витрачання всього запасу РР, не перевищує 14 тис.

Відповідно для ресурсу клапанів в 1 млн спрацювань максимальна кількість РР, що може бути витрачено СПРР з балона, – ресурс СПРР складає ~ 130 кг.

Таблиця 2.19 – Вихідні дані для розрахунку кількості спрацювань електроклапанів SVH1, SVH2

Параметр	Значення при температурі ЕРДУ ( $T$ )						
	278 К (5 °C)	283 К (10 °C)	288 К (15 °C)	293 К (20 °C)	298 К (25 °C)	303 К (30 °C)	308 К (35 °C)
Густина РР, що не витискується з балона ( $\rho_{end}$ ), кг/м <sup>3</sup>	16,55* 16,72**	16,36* 16,53**	16,18* 16,34**	16,01* 16,17**	15,99	15,98	15,97
Номінальний тиск у ресивері ( $P_{nom}$ ), 10 <sup>5</sup> Па	1,869	1,902	1,934	1,967	2,000	2,033	2,065
Сумарний запас РР у балоні ( $M_{PP}$ ), кг	1,73						
Масова витрата РР на двигун ( $\dot{m}_{TH}$ ), кг/с	0,55·10 <sup>-6</sup>						
Точність підтримання номінального тиску в ресивері ( $\delta_{AT}$ ), %	2						
Молярна маса ксенону ( $\mu$ ), кг/моль	0,1313						
Внутрішній об'єм ресивера ( $V_P$ ), м <sup>3</sup>	0,45·10 <sup>-3</sup>						
Внутрішній об'єм балона ( $V_T$ ), м <sup>3</sup>	1,1·10 <sup>-3</sup>						
* – значення при температурі газифікатора 293 К; ** – значення при температурі газифікатора 298 К.							

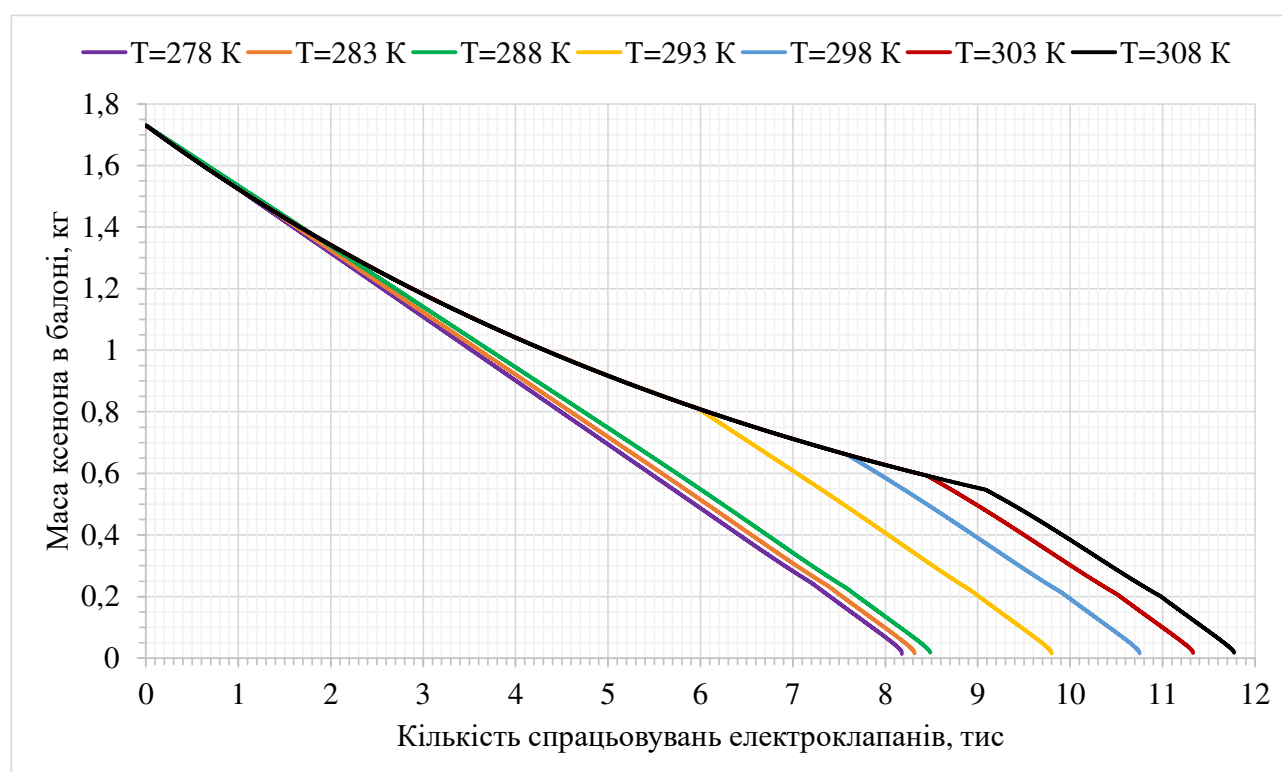


Рисунок 2.23 – Залежність зміни маси РР у балоні від кількості спрацювань електроклапанів SVH1, SVH2 й температури ЕРДУ  $T$  (при температурі газифікатора 293 К)

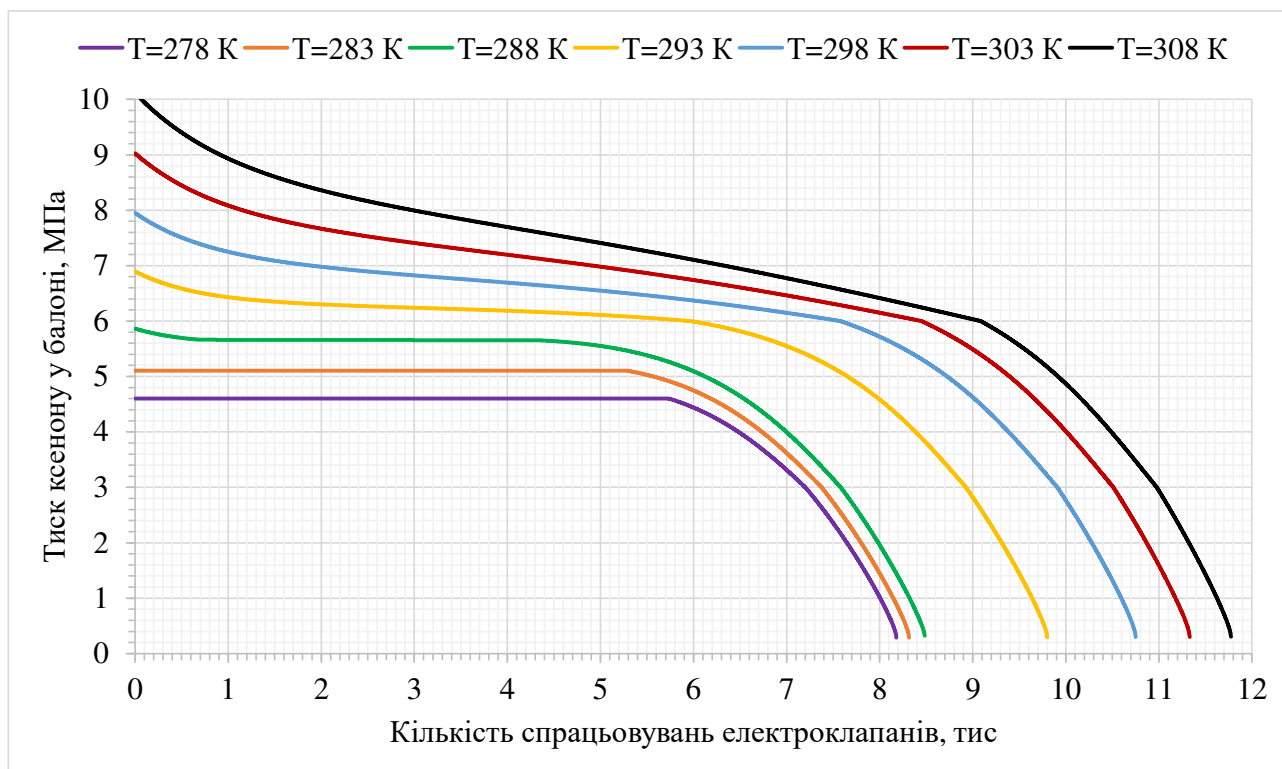


Рисунок 2.24 – Залежність зміни тиску РР у балоні від кількості спрацювань електроклапанів SVH1, SVH2 й температури ЕРДУ  $T$  (при температурі газифікатора 293 K)

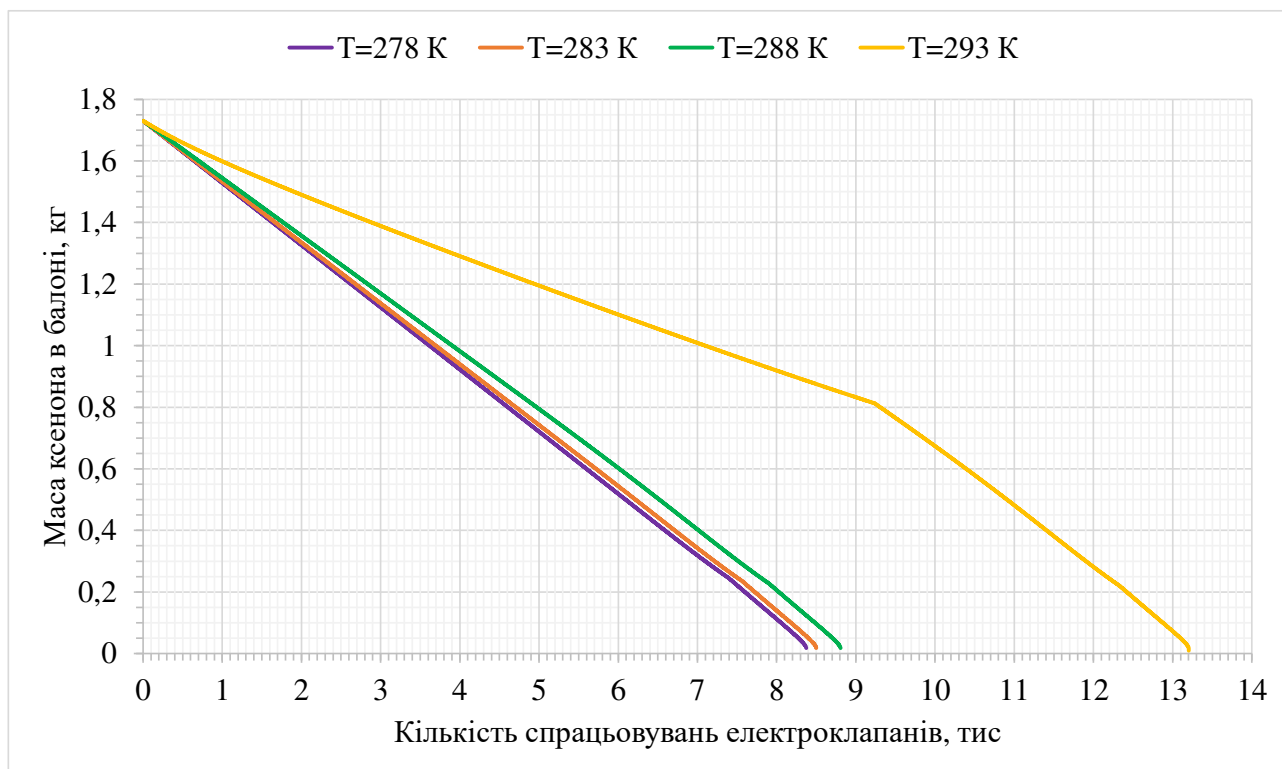


Рисунок 2.25 – Залежність зміни маси РР у балоні від кількості спрацювань електроклапанів SVH1, SVH2 й температури ЕРДУ  $T$  (при температурі газифікатора 298 K)



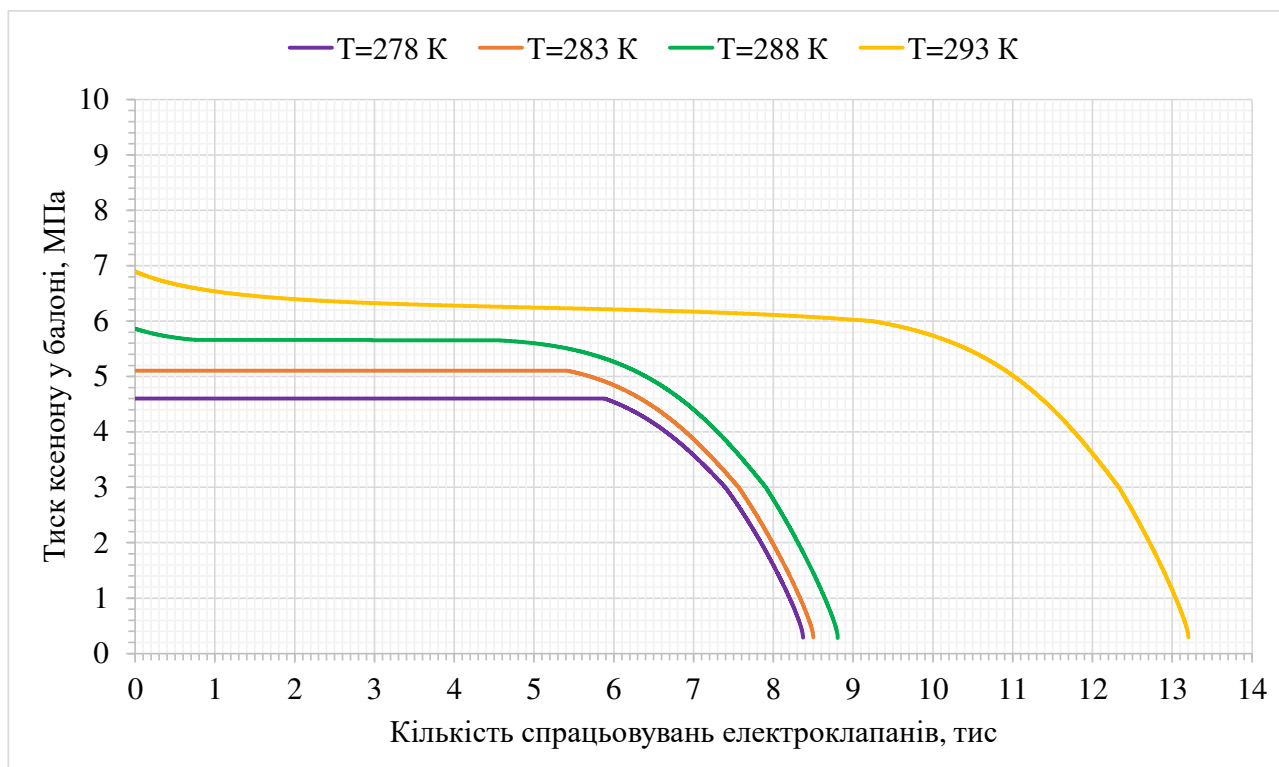


Рисунок 2.26 – Залежність зміни тиску РР у балоні від кількості спрацювань електроклапанів SVH1, SVH2 й температури ЕРДУ  $T$  (при температурі газифікатора 298 K)

### 2.5.2 Аналіз точності підтримання тиску у ресивері

Точність підтримання витрати РР залежить від точності підтримання номінального тиску в ресивері. При відомому об'ємі ресивера  $V_p$  (п.2.4.1), масових витратах  $\dot{m}_{TH}$ ,  $\dot{m}_{max}$  (п.2.2), номінальному тиску ресивера  $P_{nom}$ , похибки вимірювання тиску в ресивері та балоні, похиби вимірювання температури РР у ресивері, прийнятій точності підтримки тиску ресивера  $\delta_{AT}$  та частоті опитування датчиків  $f_{оп}$  визначається точність підтримки тиску у ресивері.

Оцінка точності підтримання тиску в ресивері проводиться для найгіршого випадку відповідно до залежності витрати РР, що поступає до ресивера при його заповненні, й даними підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2 (п.2.4.4), та режимам наповнення ресивера, наведеними в розділі.2.5.1.

Значення тисків у ресивері будуть оцінюватися по наступним формулам:

– для нижнього значення тиску у ресивері (тиск перед початком наповнення ресивера):

- номінальне значення  $P_{ATon}$  (Па)

$$P_{ATon} = P_{nom} \cdot (1 - \delta_{AT}) ; \quad (2.134)$$

- завищене значення  $P_{ATonup}$  (Па)

$$P_{ATonup} = P_{ATnommax} \cdot (1 - \delta_{AT}) + \Delta P_{PTAT} ; \quad (2.135)$$

- занижене значення  $P_{ATondown}$  (Па)

$$P_{ATondown} = P_{ATnommin} \cdot (1 - \delta_{AT}) - \Delta P_{PTAT} - \frac{\dot{m}_{TH} \cdot R \cdot T}{f_{PT} \cdot V_P \cdot \mu} ; \quad (2.136)$$

– для верхнього тиску в ресивері (тиск після завершення наповнення ресивера) коли тиск у балоні  $\leq 3$  МПа:

- номінальне значення  $P_{AToff}$  (Па)

$$P_{AToff} = P_{nom} \cdot (1 + \delta_{AT}) + \Delta P_{AT} ; \quad (2.137)$$

- завищене значення  $P_{AToffup}$  (Па)

$$P_{AToffup} = P_{ATnommax} \cdot (1 + \delta_{AT}) + \Delta P_{PTAT} + \frac{(\dot{m}_{AT} - \dot{m}_{TH}) \cdot R \cdot T}{f_{PT} \cdot V_{AT} \cdot \mu} + \Delta P_{AT} ; \quad (2.138)$$

- занижене значення  $P_{AToffdown}$  (Па)

$$P_{AToffdown} = P_{ATnommin} \cdot (1 + \delta_{AT}) - \Delta P_{PTAT} + \Delta P_{AT} ; \quad (2.139)$$

– для верхнього тиску в ресивері (тиск після завершення наповнення ресивера) коли тиск у балоні  $> 3$  МПа:

- номінальне значення  $P_{AToff}$  (Па)

$$P_{AToff} = P_{ATnom} \cdot (1 - \delta_{AT}) + \frac{(\dot{m}_{AT} - \dot{m}_{TH}) \cdot t_{op} \cdot R \cdot T}{V_{AT} \cdot \mu} + \Delta P_{AT}; \quad (2.140)$$

– завищене значення  $P_{AToffup}$  (Па)

$$P_{ATmax} = P_{ATnommax} \cdot (1 - \delta_{AT}) + \frac{(\dot{m}_{AT} - \dot{m}_{TH}) \cdot t_{opmax} \cdot R \cdot T}{V_{AT} \cdot \mu} + \Delta P_{AT}; \quad (2.141)$$

– занижене значення  $P_{AToffdown}$  (Па)

$$P_{ATmax} = P_{ATnommin} \cdot (1 - \delta_{AT}) + \frac{(\dot{m}_{AT} - \dot{m}_{TH}) \cdot t_{opmin} \cdot R \cdot T}{V_{AT} \cdot \mu} + \Delta P_{AT}, \quad (2.142)$$

де  $P_{ATnom}$  – номінальний тиск у ресивері, Па;

$P_{ATnommax}$ ,  $P_{ATnommin}$  – номінальний тиск у ресивері з урахуванням похибки вимірювання температури ресивера, Па;

$\delta_{AT}$  – точність підтримання номінального тиску у ресивері, %;

$\Delta P_{PTAT}$  – абсолютна похибка вимірювання тиску у ресивері, Па;

$\dot{m}_{TH}$  – масова витрата РР на двигун, кг/с;

$R$  – універсальна газова постійна,  $R = 8,314$  Дж/(моль·К);

$T$  – дійсна температура РР у ресивері – температура ЕРДУ, К;

$f_{PT}$  – частота опитування датчиків тиску, Гц;

$V_P$  – внутрішній об'єм ресивера, м<sup>3</sup>;

$\mu$  – молярна маса РР, кг/моль;

$\Delta P_{AT}$  – значення підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2, Па;

$\dot{m}_{AT}$  – масова витрата РР, що поступає до ресивера при його заповненні, кг/с;

$t_{op}$  – тривалість наповнення ресивера, с;

$t_{opmax}$ ,  $t_{opmin}$  – тривалість наповнення ресивера з урахуванням похибки вимірювання тиску в балоні, с.

Номінальний тиск у ресивері залежить від температури РР у ньому й визначається за формулою (2.111) як

$$P_{nom} = f(T); \quad (2.143)$$

$$P_{ATnommax} = f(T + \Delta T_{TTAT}); \quad (2.144)$$

$$P_{ATnommin} = f(T - \Delta T_{TTAT}), \quad (2.145)$$

де  $\Delta T_{TTAT}$  – абсолютна похибка вимірювання температури ресивера, К.

Тривалість наповнення ресивера  $t_{op}$ ,  $t_{opmax}$ ,  $t_{opmin}$  залежить від тиску в балоні й визначається по формулі (2.132) коли тиск у балоні  $< 6$  МПа, або дорівнює 20 мс коли тиск у балоні  $\geq 6$  МПа. Тому тривалість наповнення буде визначатися як

$$t_{op} = f(P_T); \quad (2.146)$$

$$t_{opmax} = f(P_T + \Delta P_{PTT}); \quad (2.147)$$

$$t_{opmin} = f(P_T - \Delta P_{PTT}), \quad (2.148)$$

де  $P_T$  – дійсний тиску РР у балоні, Па;

$\Delta P_{PTT}$  – абсолютна похибка вимірювання тиску у балоні, Па.

Датчики тиску РР у балоні й температури та тиску РР у ресивері знаходяться в гарячому резерві, що дозволяє підвищити точність вимірювання параметрів. Тому їхні абсолютні похибки  $\Delta P_{PTT}$ ,  $\Delta T_{TTAT}$ ,  $\Delta P_{RTAT}$  будуть визначатися по наступній формулі для засобів виміру з однаковою похибкою [67]

$$\Delta_{av} = \frac{\Delta}{\sqrt{n}} \quad (2.149)$$

де  $\Delta_{av}$  – результуюча похибка вимірювання;

$\Delta$  – абсолютна похибка вимірювального засобу;

$n$  – кількість однакових засобів вимірювання.

Масова витрата РР, що надходить до ресивера при заповненні,  $\dot{m}_{AT}$  залежить від тиску в балоні  $P_T$  й температури ЕРДУ  $T$  та визначається по п. 2.2.

Підвищення тиску в ресивері, після закриття електроклапана SVH2,  $\Delta P_{AT}$  залежить від тиску в балоні  $P$  й температури ЕРДУ  $T$  та визначається по даним наведеним на рисунку 2.19.

Таблиця 2.20 – Вихідні дані для розрахунку точності підтримання тиску у ресивері

Параметр	Значення при температурі ЕРДУ 298 К ( $T$ )
Тиск у балоні $P_T$ , МПа:	7,9
Абсолютна похибка вимірювання температури РР у ресивері ( $\Delta T_{TTAT}$ ), з урахуванням кількості датчиків, градус	0,60
Точність підтримання номінального тиску в ресивері ( $\delta_{AT}$ ), %	2
Абсолютна похибка вимірювання тиску РР у ресивері ( $\Delta P_{PTAT}$ ), з урахуванням кількості датчиків, Па	1443
Абсолютна похибка вимірювання тиску РР у балоні ( $\Delta P_{PTT}$ ), з урахуванням кількості датчиків, Па:	63640
Масова витрата РР на двигун ( $\dot{m}_{TH}$ ), кг/с	$0,55 \cdot 10^{-6}$
Частота опитування датчиків тиску ( $f_{PT}$ ), Гц	10
Внутрішній об'єм ресивера ( $V_{AT}$ ), м <sup>3</sup>	$0,45 \cdot 10^{-3}$
Молярна маса ксенону ( $\mu$ ), кг/моль	0,1313

Результати розрахунку для температури ЕРДУ 298 К наведені на рисунку 2.27.

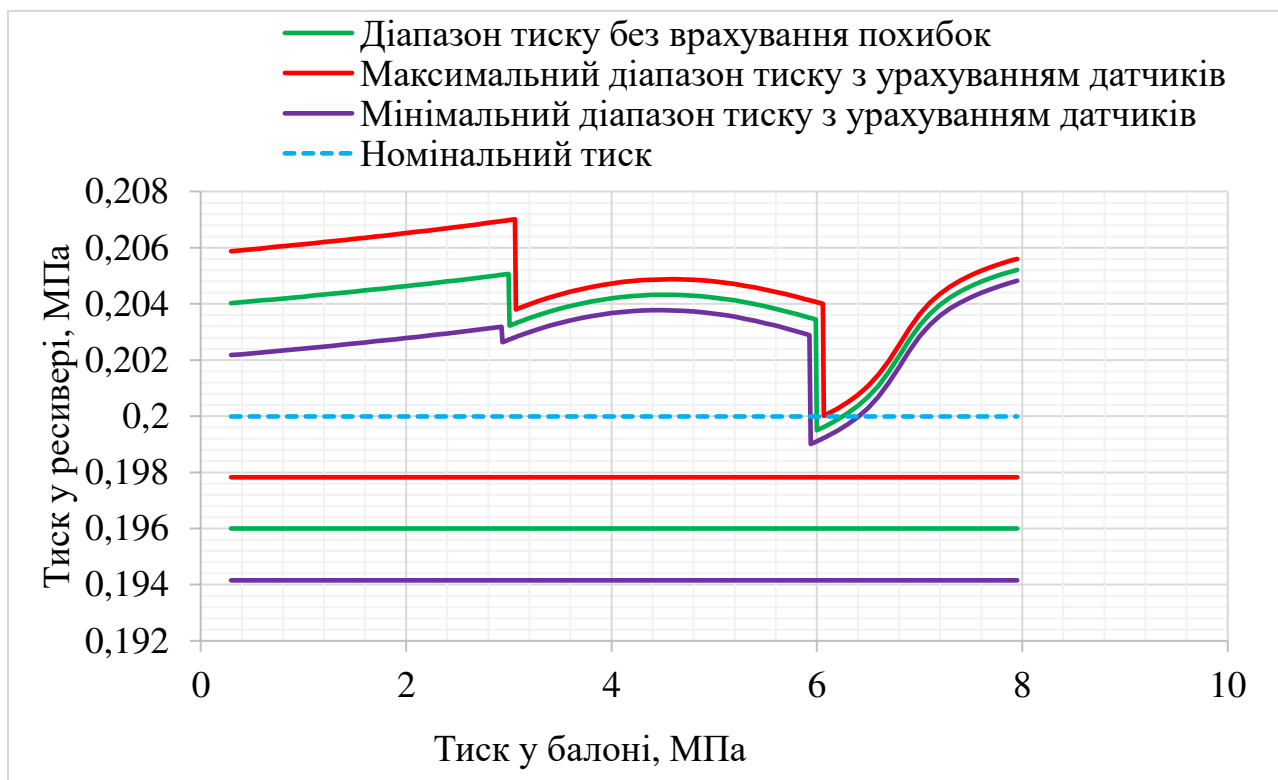


Рисунок 2.27 – Залежність точності підтримання тиску РР у ресивері від тиску в балоні при температурі ЕРДУ 298 К

За результатами розрахунків отримано, що:

–найбільшу похибку в точність підтримання тиску вносить похибка вимірювання тиску в ресивері, що впливає на точність підтримання нижнього й верхнього значення тисків ресивера для режиму наповнення при тиску до 3 МПа;

–мінімальна точність підтримання нижнього значення тиску в ресивері, залежно від температури ЕРДУ, знаходиться в діапазоні від мінус 2,93% до мінус 2,97 % від номінального значення тиску в ресивері;

–мінімальна точність підтримання верхнього значення тиску в ресивері, залежно від температури ЕРДУ, знаходиться в діапазоні від 3,48 % до 3,56 % від номінального значення тиску в ресивері.

Відповідно для найгіршого випадку, при накладені всіх похибок вимірювання й максимальній затримці опоросу датчиків тиску ресивера, мінімальна точність підтримання тиску в ресивері становить від мінус 2,97 % до плюс 3,56 %. Але приймаючи, що значення верхніх і нижніх тисків у ресивері, викликаних накладенням цих факторів, матимуть нормальне розподілення, тоді

з довірчою вірогідністю 95 % тиск у ресивері не буде виходити за діапазон від мінус 2,2 % до плюс 2,8 % від номінального тиску в ресивері.

## 2.6 Висновки

а) запропоновано методика розрахунку балону та оптимальних параметрів робочої речовини у балоні.

б) розроблена методика розрахунку основних елементів системи зберігання і подачі робочої речовини. А саме розрахунків:

- обмежувачів масової витрати для отримання необхідної довжини капіляру для забезпечення потрібної масової витрати робочої речовини.
- газифікатору для запобігання потраплянню рідкої фази робочої речовини у ресивер;
- ресивера та параметри робочої речовини ресивера.

в) обґрунтовано використання модельного газу (Ar) замість ксенону для випробувань обмежувачів витрати і системи подачі загалом, включаючи представлення удосконаленої формули перерахунку після випробувань.

г) оптимізовано режим наповнення ресивера для підтримки необхідних значень тиску ресивера.

Задачі які необхідно виконати для підтвердження результатів отриманих у розділі 2 полягають у:

- проведенні експериментальних досліджень по підтвердженню вибраної методики розрахунку балону та параметрів робочої речовини.
- проведенні експериментальних досліджень ключових елементів системи подачі на відповідність розрахункам і визначенню особливостей відпрацювання.
- експериментальному відпрацюванні запропонованого режиму наповнення ресивера і його порівняння з «традиційними» методиками.
- проведенні експериментальних досліджень системи подачі робочої речовини у складі електрореактивної двигунної установки для підтвердження працездатності необхідної для забезпечення стабільної роботи двигуна.

### **3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЗБЕРІГАННЯ І ПОДАЧІ РОБОЧОЇ РЕЧОВИНИ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ**

Усі наведені у розділі 2 розрахунки потребують практичного підтвердження та, за потреби, удосконалення методики. За рахунок неточностей виробництва, похибок вимірювання та недоліків методики, отримані експериментальні дані можуть відрізнятись від розрахунків. Це необхідно враховувати при відпрацюванні системи подачі та вносити необхідні коригування у алгоритми роботи та конструкцію для отримання заданих параметрів.

#### **3.1 Визначення параметрів робочої речовини у балоні**

Для проведення експерименту по розрахункам за п. 2.1 використовувались «лабораторна система заправки» та «підвищувач тиску» з лабораторним балоном (рис.3.1 і 3.2). Тиск визначався за допомогою датчику тиску встановленому у «підвищувач тиску» (Додаток А) . Для зважувань використовувались ваги ТВЕ-12-0,5, другого класу точності по ДСТУ EN 45501 (Додаток Д).

За допомогою лабораторної системи заправки подається газ, який знаходиться у балоні з високим тиском. Система заправки зібрана на основі елементів Swagelok та окрім цього містить фільтр для запобігання потраплянню забруднень, редуктор для регулювання вихідного тиску, гілку трубопроводів, яка з'єднується з вакуумним насосом, шланг Swagelok для з'єднання з тестовим обладнанням.

Оскільки тиск у балоні для місій ЕРДУ перевищує 10 МПа, а тиск у балоні в системі заправки значно менший. Є необхідність використання приладу, за допомогою якого можна підвищити, та регулювати рівень тиску заправки балону. Зміна тиску відбувається за рахунок зміни об'єму порожнини підвищувача тиску та контролюється каліброваним датчиком тиску Omega PX459 до 16,7 МПа.





Рисунок 3.1 – Лабораторна система заправки



Рисунок 3.2– Підвищувач тиску

Експериментальні дані було порівняно з двома найбільш поширеними методиками розрахунку параметрів РР, Рідліх-Квонг та NIST.

Фактична вага розраховувалась відніманням  $M_{T0}$  (відвакумований балон зі штуцером та заправочним клапаном) від отриманої ваги. Зведені результати експерименту представлені на рис. 3.3.

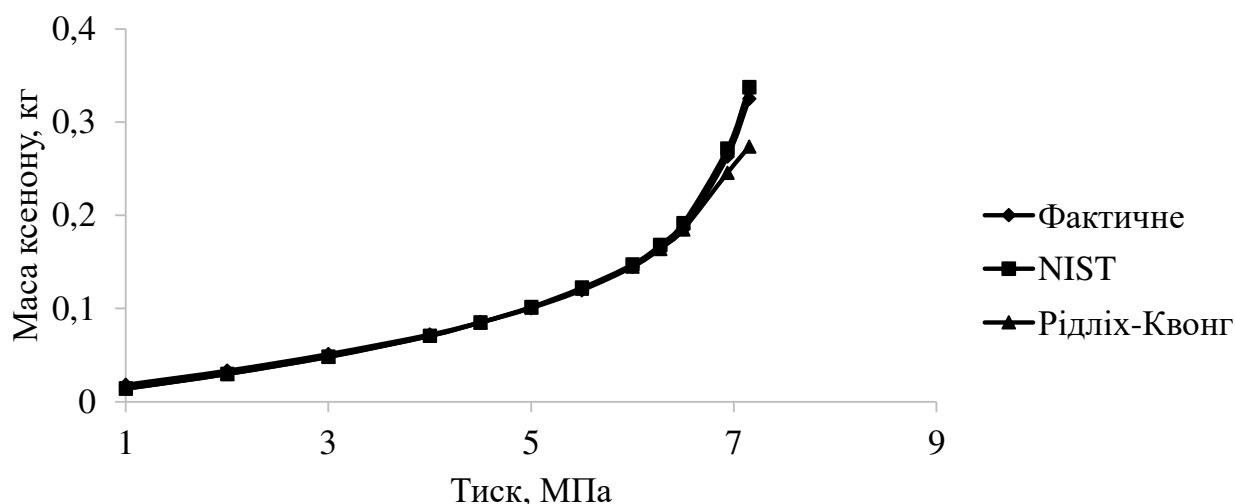


Рисунок 3.3 – Порівняння експериментальних даних по заправці балону з розрахунками по методиці NIST та Рідліха Квонга.

По відомим роботам рівняння Рідліха-Квонгу найкраще працює при виконанні умов  $P/P_c < 0.5T/T_c$ . [73], однак при випробуваннях була продемонстрована прийнятна точність до  $P/P_c < T/T_c$ . Однак з підвищенням тиску демонструється неточність більше 10%, коли NIST продовжує демонструвати прийнятні результати.



Рисунок 3.4 – Процес зважування балону для отримання експериментальних даних по заправці робочої речовини.

### 3.2 Результати експериментальних випробувань клапанів

Виходячи зі схеми представленої у розділі 1.2, електроклапан є критичним елементом. Термін служби СПРР багато в чому визначається терміном служби клапанів і кількістю робочої речовини в балоні. У той час як кількість робочої речовини визначається виходячи з вимог для кожної конкретної місії, параметри клапана повинні бути задовільними для різних типів місій. Важливим фактором є уніфікація компонентів. Таким чином важливо розробити універсальний клапан, який функціонуватиме як на високому, так і на низькому тиску. Відповідно, клапани повинні мати низьке енергоспоживання, високу надійність (більше  $10^6$  циклів), малу вагу і габарити. Розрахунок та розробка електроклапану базувалась на рекомендаціях менторів та проводилась по ОСТ 92-9376-80 [68].

Щоб підтвердити параметри розробленого клапана після його виготовлення потрібно провести всі необхідні та функціональні випробування для підтвердження якості та можливого коригування розрахунків. Наприклад, якщо робочий тиск електроклапана менший за тиск у балоні, то необхідно підвищити об'єм балону, при швидкості спрацьовування більшу за закладену у методиці розрахунку, необхідно змінити параметри ресивера. Нижче представлена процедура тестування.

Процедура випробування:

- 1) Випробування на вібрацію;
- 2) Випробування швидкості спрацьовування зі зміною тиску на вході;
- 3) Швидкість спрацьовування при різних робочих напругах;
- 4) Залежність струму спрацювання клапана від робочої напруги;
- 5) Температурні випробування клапана;
- 6) Випробування при максимальному робочому тиску;
- 7) Ресурсні випробування.

Схеми кожного тесту, наведені нижче.

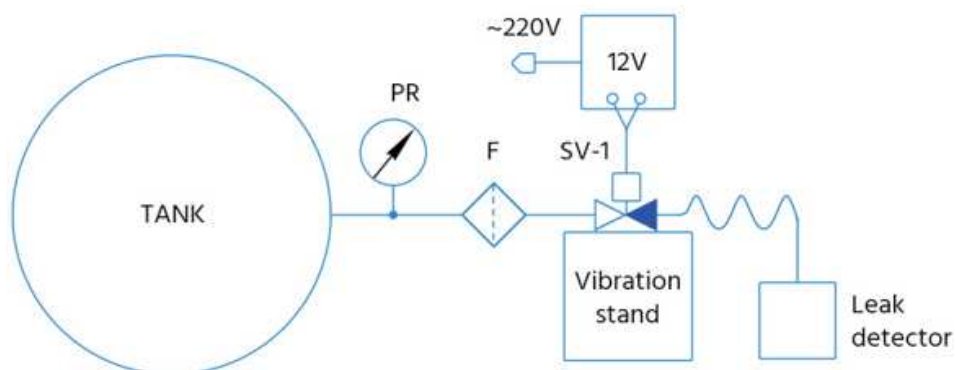


Рисунок 3.5 – Схема вібраційних випробувань.

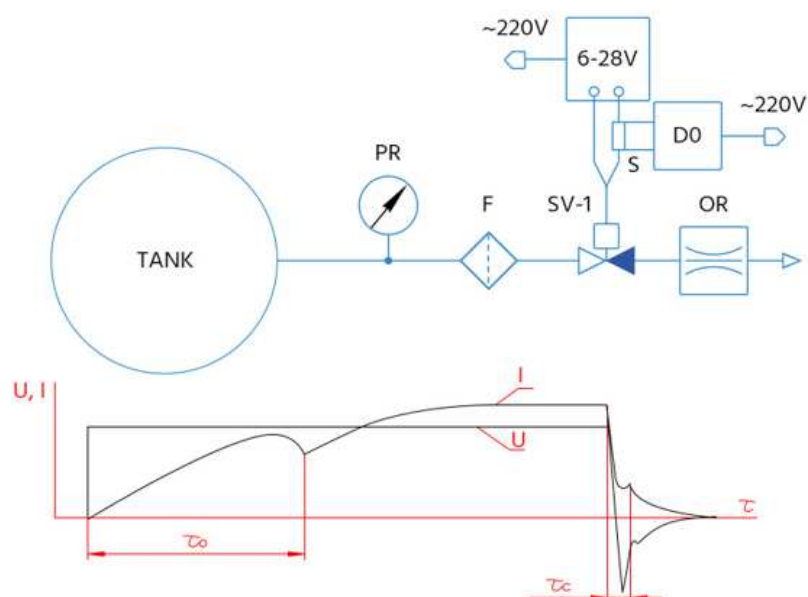


Рисунок 3.6 – Схема для випробувань швидкості спрацьовування та залежності току відкриття відносно напруги

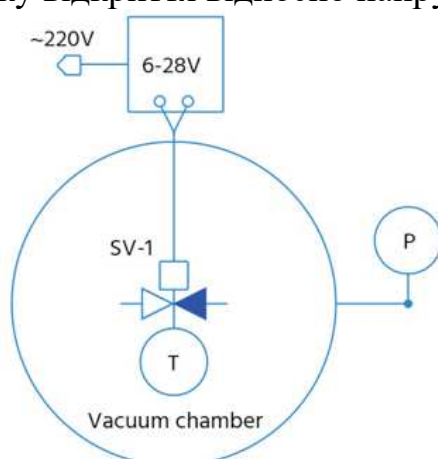


Рисунок 3.7 – Схема температурних випробувань

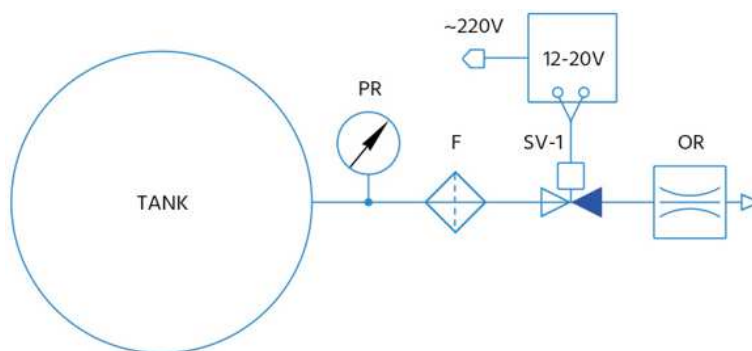


Рисунок 3.8 – Схема випробувань при максимальному робочому тиску та ресурсних

Де, PR – Редуктор; DO – Цифровий осцилограф (OWON XDS3102A); OR – Жиклер; F – Фільтр; SV-1– електроклапан; S – Шунт; P – Датчик тиску; T – Датчик температури.

Виготовлений клапан був успішно протестований окремо та в складі СПРР з рівнями вібрації та прискорень, представленими в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1– Рівні вібраційних навантажень

Частота, Гц	Прискорення, g
5–8	0,7
8-25	0,7-10
25-30	10
30-40	10-5,6
40-50	5,6-9
50-60	9
60-100	9-4

Тест на ефект лінійного прискорення тривав 5 хвилин у кожному з трьох напрямків з прискоренням 9 g.

Досліджено залежність часу відкриття клапана від величини робочого тиску (рис. 3.9). Випробування клапанів показали, що при зміні робочого тиску в діапазоні 0,5 – 26,5 МПа час відкриття клапана змінюється в діапазоні 1,5 - 4,8 мс.

При цьому час закриття клапана практично не залежить від робочого тиску і знаходиться в межах 0,64 - 1,1 мс.

При робочому тиску 29,5 МПа клапан не відкрився, при цьому клапан не зруйнувався, видимих ознак деформації не виявлено.

Клапан перевіряли при робочій напрузі на електромагніт 20 В.

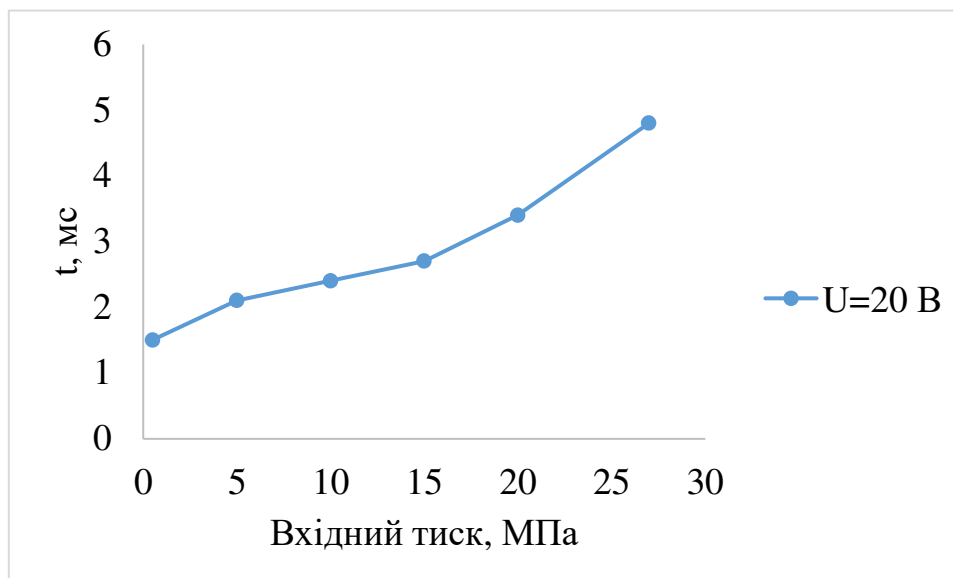


Рисунок 3.9 – Залежність часу відкриття клапану від вхідного тиску

Результати експериментальних випробувань розробленого клапана, наведені на рис.3.9, показують, що час відкриття клапана не перевищує 5 мс, що повністю відповідає проектним вимогам.

На наступному етапі випробувань була визначена залежність часу відкриття клапана та струму спрацьовування від робочої напруги.

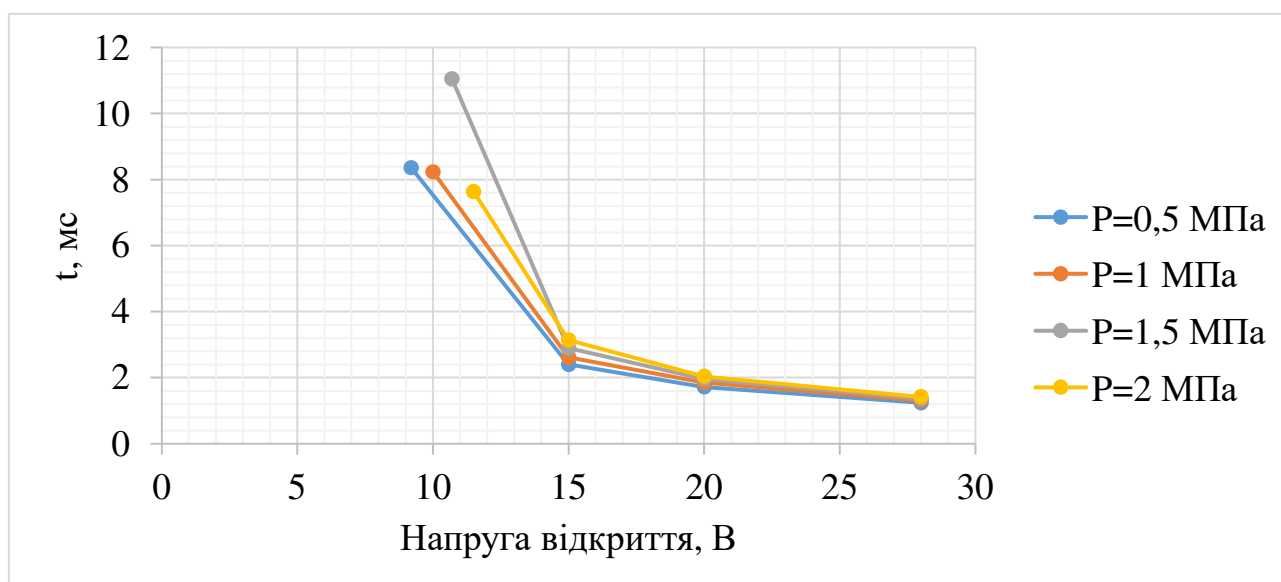


Рисунок 3.10 – Залежність часу відкриття при зміні напруги

Аналіз даних, наведених на рис. 3.10, показує, що при підвищенні напруги спрацьовування понад 12 В швидкість спрацьовування клапана практично не

змінюється. Тому робоча напруга клапана 12 В забезпечує необхідну швидкість спрацьовування.

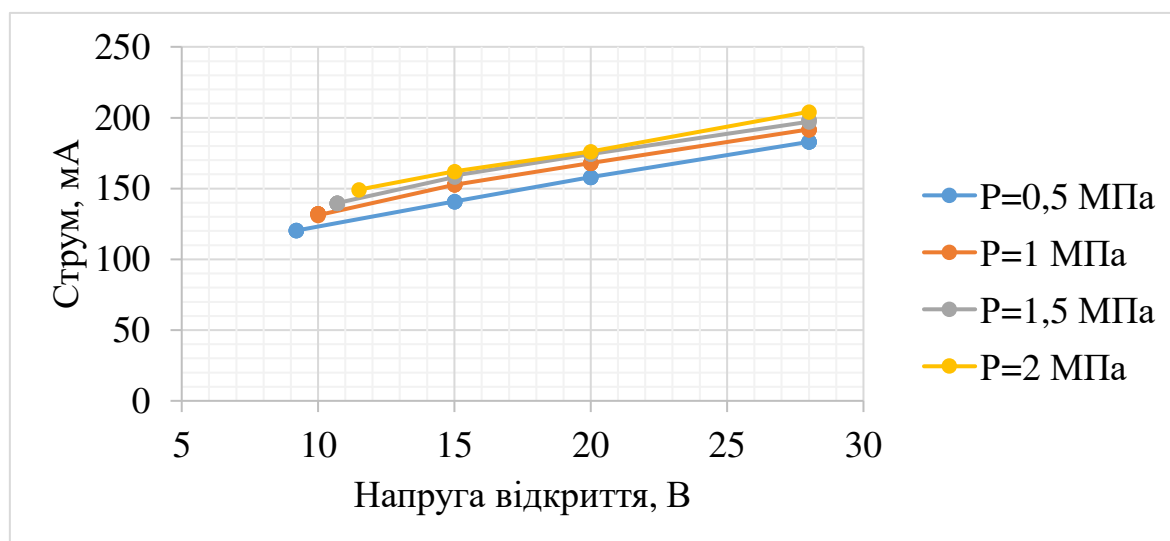


Рисунок 3.11 – Залежність току відкриття від напруги

В результаті представлених на рис. 3.11 функціональних випробувань були визначені залежності, які дозволяють підтвердити енергоспоживання клапана. Максимальна споживана потужність клапана становить менше трьох ват. Для зниження енергоспоживання і запобігання можливого перегріву електроклапан після спрацьовування переходить в режим утримання. Потужність клапана в режимі витримки менше 1 Вт (при напрузі 7 В).

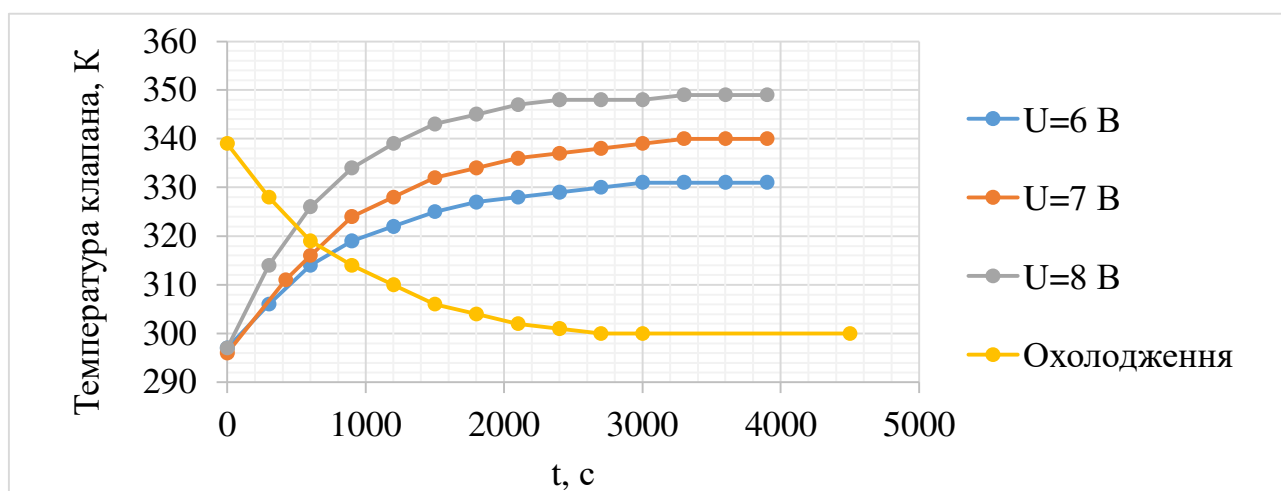


Рисунок 3.12 – Температурні режими електроклапану

Графік на рис.3.12 показує, що клапан не перевищує максимально допустиму температуру (373 К) в будь-якому режимі роботи. Також отримано



необхідну інформацію для розрахунку впливу роботи клапана на параметри СПРР.

Для зниження енергоспоживання і запобігання можливого перегріву клапан після спрацьовування переходить в режим утримання. На рис. 3.12 наведено залежності зміни температури клапана в режимі витримки при різних значеннях напруги утримання при роботі клапана у вакуумі  $10^{-4}$  Па. Напруга утримання клапана 7 В була обрана на основі проведених випробувань.

Після проведення випробувань при максимальному робочому тиску, були додатково перевірені герметичність та хід електроклапану (рис. 3.14), що підтвердило стабільність характеристик електроклапану.



Рисунок 3.13 – Оснащення для утримання електроклапану при подачі високого тиску



Рисунок 3.14 – Забір ходу електроклапану



Параметри клапана повинні бути задовільними для різних місій. У зв'язку з цим на останньому етапі тестування були проведені одні з найважливіших тестів, тести на 1 млн спрацьовувань, що відповідає вимогам для більшості місій. На рис. 3.15 два лабораторних клапани були випробувані зі стабільним тиском 1,5 МПа. На рис.3.16 показано приблизне моделювання клапана як частини СПРР, дві інженерні моделі клапанів були випробувані на  $10^6$  спрацьовувань, коли робочий тиск було знижено зі 15,5 МПа до 1,5 МПа.

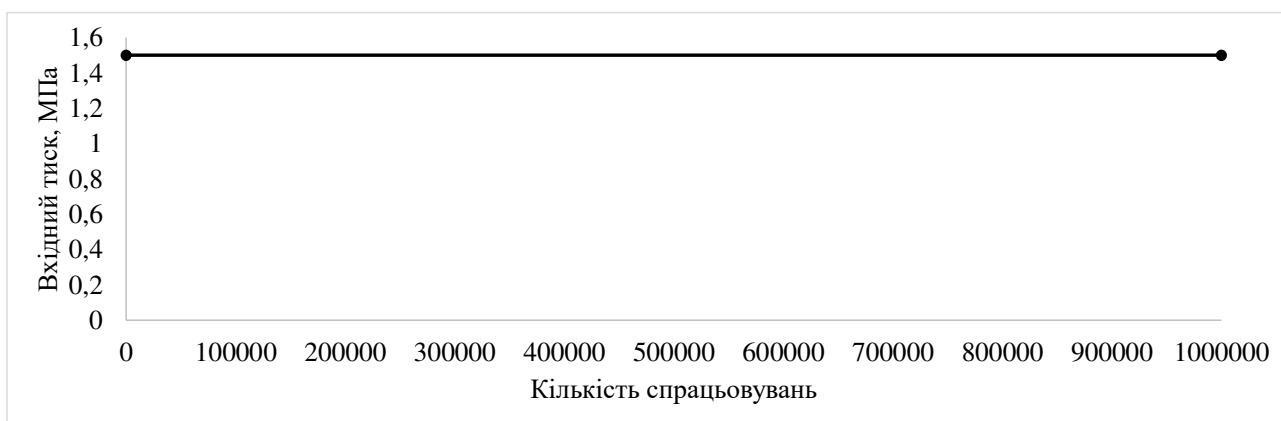


Рисунок 3.15 – Результати ресурсних випробувань лабораторної моделі електроклапану

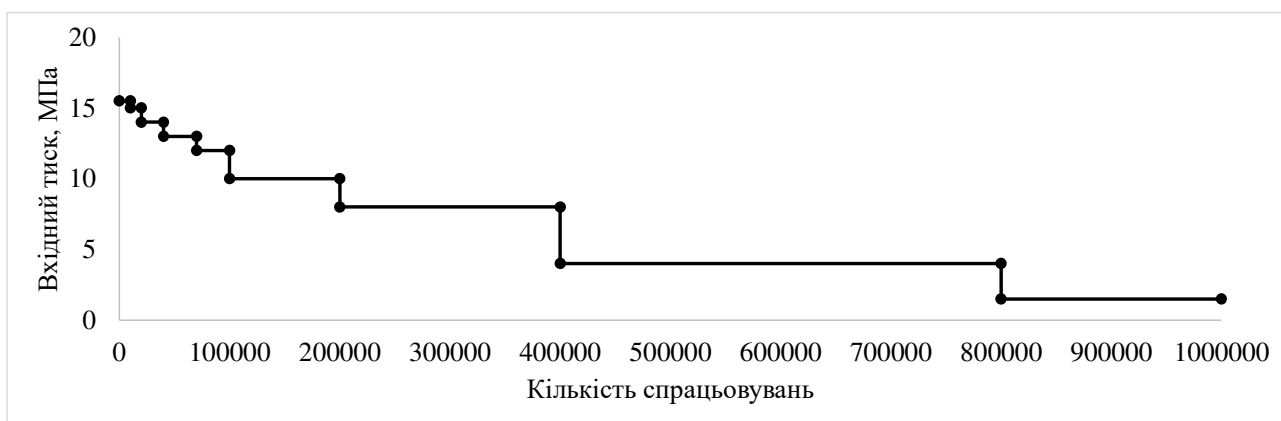


Рисунок 3.16 – Результати ресурсних випробувань двох інженерних моделей клапанів, що симулюють роботу у складі СПРР

Перевірка на герметичність під час випробувань проводилась через 1, 2, 4, 7, 10, 20, 40, 60, 80 і 100% циклів спрацьовування клапана при робочому тиску 15,5, 15, 14, 13, 12, 10, 8, 4 і 1,5 МПа відповідно. Протягом усього циклу випробувань ( $10^6$  циклів спрацьовування) витоки обох електромагнітних

клапанів не перевищував  $0,0004 \text{ см}^3/\text{с}$ . Після 1 мільйона спрацьовувань клапани залишилися в робочому стані, і деякі з них продовжують функціонувати як частина лабораторної СПРР. Інша частина була відправлена на дефектацію для перевірки внутрішнього стану клапана після 1 мільйона спрацьовувань. Внутрішній стан показав, що клапан може працювати набагато більше, ніж мільйон спрацьовувань.

### 3.3 Вплив матеріалу ущільнення та мембрани на ресурс електроклапану

Особливості конструкції електроклапану показані на рис.3.17, де введені наступні позначення [69]:

- 1 - рухомий елемент;
- 2 - мембрани;
- 3 - пружина;
- 4 – котушка;
- 5 – ущільнення.

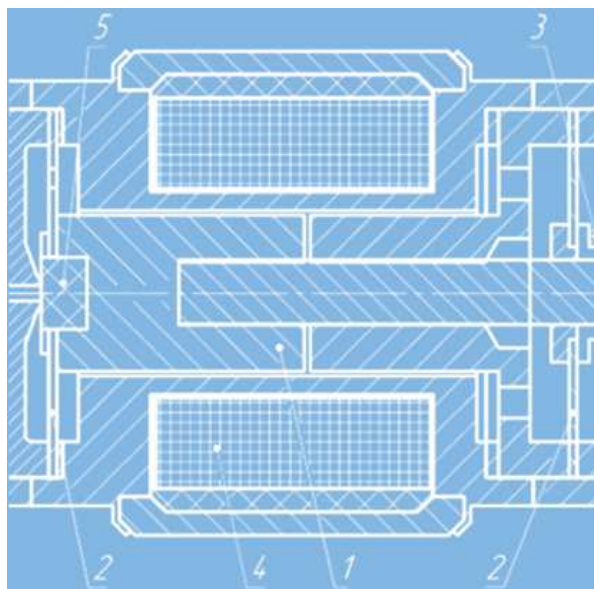


Рисунок 3.17 – Структура електроклапану (спрощена)

Як показано на рис.3.17, у конструкції клапана використовуються дві мембрани, які виконують функцію центрування рухомого елемента, а також

забезпечують необхідну швидкість закриття клапана. Якщо мембрана деформується, рухомий елемент зсунеться, що призведе до поломки клапана.

З цієї причини мембрани є одними з ключових елементів електроклапану і вимагають додаткового аналізу та розрахунків. Вибір матеріалу та конструкції мембрани було зроблено на основі аналізу існуючих конструкцій клапанів. Мембрана була розрахована за допомогою пакета Ansys. Результати розрахунку для мембрани наведено на рис. 3.18.

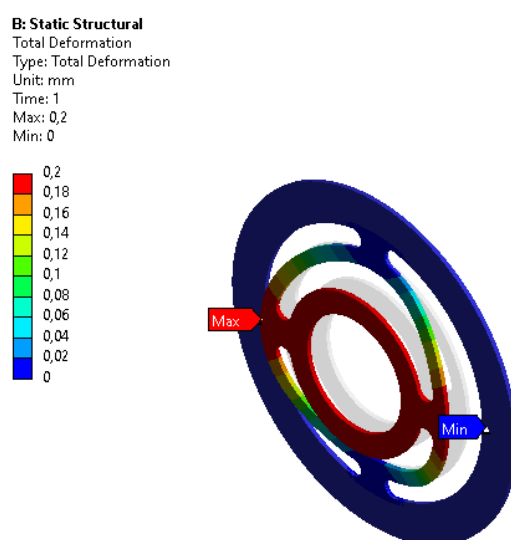


Рисунок 3.18 – Результати моделювання мембрани

В ході розрахунків в якості матеріалу мембрани була обрана нержавіюча сталь. Максимальні механічні напруги в мембрані виникають при відкритті клапана (переміщення рухомого елемента 0,2 мм) і досягають 1/3 міцності на розрив. Результати розрахунків дозволили обрати матеріал для виготовлення мембрани – холоднокатану нержавіючу сталь.

Наступним важливим моментом, який необхідно вирішити, є вибір ущільнювального елемента для досягнення необхідного рівня герметичності та продуктивності протягом тривалого терміну служби. Нижче наведено перелік матеріалів, які широко використовуються в існуючих аналогах і використовувалися у попередніх експериментах у якості ущільнювального елемента [57].

- Поліамід склонаповнений (PA 6 GF30);
- Поліефірефіркетон (KETRON PEEK-GF30);
- Поліхлортрифторетилен (фторопласт 3) PCTFE;
- Політетрафторетилен (фторопласт 4) PTFE.

Склонаповнені матеріали розшаровуються в процесі експлуатації (близько 200000-400000 спрацювань клапана), а також негативно впливають на поверхню сідла (деталь, яка стикається з ущільнювачем). PCTFE плавиться під час зварювання через малий розмір клапана. В якості остаточного ущільнювального матеріалу вибрано останній. З PTFE немає таких проблем, як з попередніми, і він відповідає вимогам по герметичності протягом тривалого терміну служби (більше 1 мільйону спрацювань).

Для уточнення параметрів розробленого електроклапану, після його виготовлення, були проведені лабораторні випробування, результати яких наведені в п.3.2.

### **3.4 Експериментальні випробування обмежувачів витрат робочої речовини**

Як зазначалось у пункті 2.2 при тестуванні обмежувачів витрат робочої речовини для ЕРДУ розрахункові значення не збігаються з фактичними, що викликає необхідність додаткових тестів. А використання модельного газу замість дорогого ксенону за формулою (2.71) теж не дає достатньо точних результатів. Таким чином необхідно підвищити точність перерахунку модельного газу (аргону) у витрати робочого газу (ксенону) до прийнятного рівня на основі проведення експериментальних досліджень і введенням додаткових коефіцієнтів у методику перерахунку.

В існуючих схемах СПРР для ЕРДУ малої та середньої потужності тиск робочого газу на вході в капіляр знаходиться в межах 0,1–0,3 МПа [57, 70, 71]. Таким чином, практична методика перерахунку параметрів капілярних дроселів має бути сфокусована на діапазон тиску від 0,1 до 0,3 МПа та діапазон масових

витрат робочої речовини від 0,05 мг/с до 2 мг/с, що повністю перекриває діапазон параметрів роботи системи подачі для електрореактивних двигунних установок малої та середньої потужності.

На першому етапі досліджень була визначена різниця між теоретичними і реальними значеннями витрат робочої речовини через капілярні трубки. Для робіт на першому етапі була створена експериментальна лабораторна установка, яка складається з:

- лабораторної системи заправки (рис.3.1);
- оснащення для випробування обмежувачів витрати. Конструктивно вхід оснащення для випробування обмежувачів витрат з'єднується з лабораторною системою заправки за допомогою гайки Swagelok, а вихід з'єднується з витратоміром Bronkhorst, каліброваним на аргон або ксенон, (Додаток Б) за допомогою гайки Swagelok. Окрім цього обладнання має кран для відсіку подачі газу, перехідну зону з вставленим датчиком тиску PNE687 (Додаток В) для контролю тиску на вході безпосередньо перед обмежувачем витрат, та корпусом дроселя у який встановлюється пакет дросельних шайб або капілярна трубка.



Рисунок 3.19 – Оснащення для випробування обмежувачів витрати



Рисунок 3.20 – Порядок встановлення обмежувача витрат у корпус дроселя

Обмежувач витрат, а саме капілярна трубка або дросельна шайба встановлюються у корпус дроселя через ущільнювальний елемент, поверх обмежувача витрат встановлюється циліндр та необхідна кількість шайб, які здавлюються кришкою дроселя, що забезпечує герметичність.

Структурна схема експериментальної установки для вимірювання фактичних масових витрат  $\text{Ar}$  та  $\text{Xe}$  через капілярні дроселі зображена на рис.3.21 . Основні елементи установки: GS – балон з аргоном або з ксеноном; TV – вентиль балону; PR– редуктор; V– кран двопозиційний; F– фільтр; P–датчик тиску; CP– об’єкт випробувань (капілярний дросель); BR– витратомір Bronkhorst (додаток Б); VP – вакуумний насос.

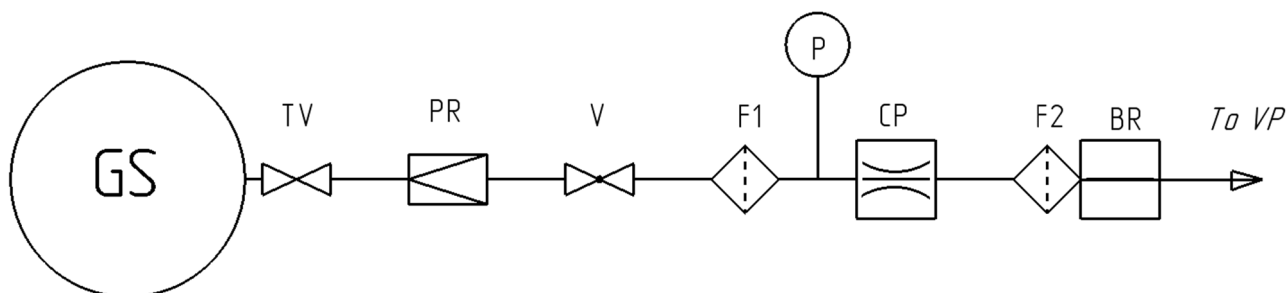


Рисунок 3.21 – Структурна схема експериментальної установки

У якості об'єктів досліджень були обрані капілярні трубки, з різних партій, з нержавіючої сталі 12X18H10T різного діаметра та довжини, які використовуються у реальних системах подачі робочої речовини електрореактивних двигунних установок, які розробляються в компанії Space Electric Thruster Systems:

- 1)  $L=5,65$  мм,  $d_{BH}=0,06$  мм х 0,2 мм;
- 2)  $L=18,6$  мм,  $d_{BH}=0,06$  мм х 0,2 мм;
- 3)  $L=27$  мм,  $d_{BH}=0,06$  мм х 0,2 мм;
- 4)  $L=67,5$  мм,  $d_{BH}=0,06$  мм х 0,2 мм;
- 5)  $L=100$  мм,  $d_{BH}=0,06$  мм х 0,2 мм;
- 6)  $L=11,1$  мм,  $d_{BH}=0,04$  мм х 0,2 мм;
- 7)  $L=23$  мм,  $d_{BH}=0,04$  мм х 0,2 мм.

Результати вимірювань фактичних витрат ксенону при використанні різних капілярних трубок та теоретичні значення витрат, обчислених за формулою (2.71), наведені на рис.3.22. Результати отримані для діапазону тиску на вході капілярних трубок 0,1–0,3 МПа. Капілярні трубки, які тестувалися, забезпечили витрати ксенону в діапазоні 0,05 – 2,0 мг/с. На рис. 3.22 введені такі позначки:  $P_{inl}$  – вхідний тиск, МПа;  $\dot{m}_{Xe}$  – фактичні масові витрати ксенону, мг/с;  $\dot{m}_{Xeth}$  – значення масових витрат ксенону, які отримані за формулою (2.71) через значення фактичних витрат аргону  $\dot{m}_{Ar}$ , мг/с.

Густина і динамічна в'язкість аргону та ксенону для розрахунків визначались по даним NIST для відповідного тиску  $P_{inl}$  і температури 297 К.

На основі даних, наведених на рис. 3.22, отримані відносні похибки  $\delta$  наведені на рис.3.23 між розрахованими значеннями витрат ксенону  $\dot{m}_{\text{Xeth}}$  та фактичними витратами  $\dot{m}_{\text{Xe}}$ , які знаходяться в діапазоні від -21% до +30%, що вказує на необхідність введення відповідних поправок до формули (2.71) для зменшення похибок при перерахуванні величин витрат робочого газу.

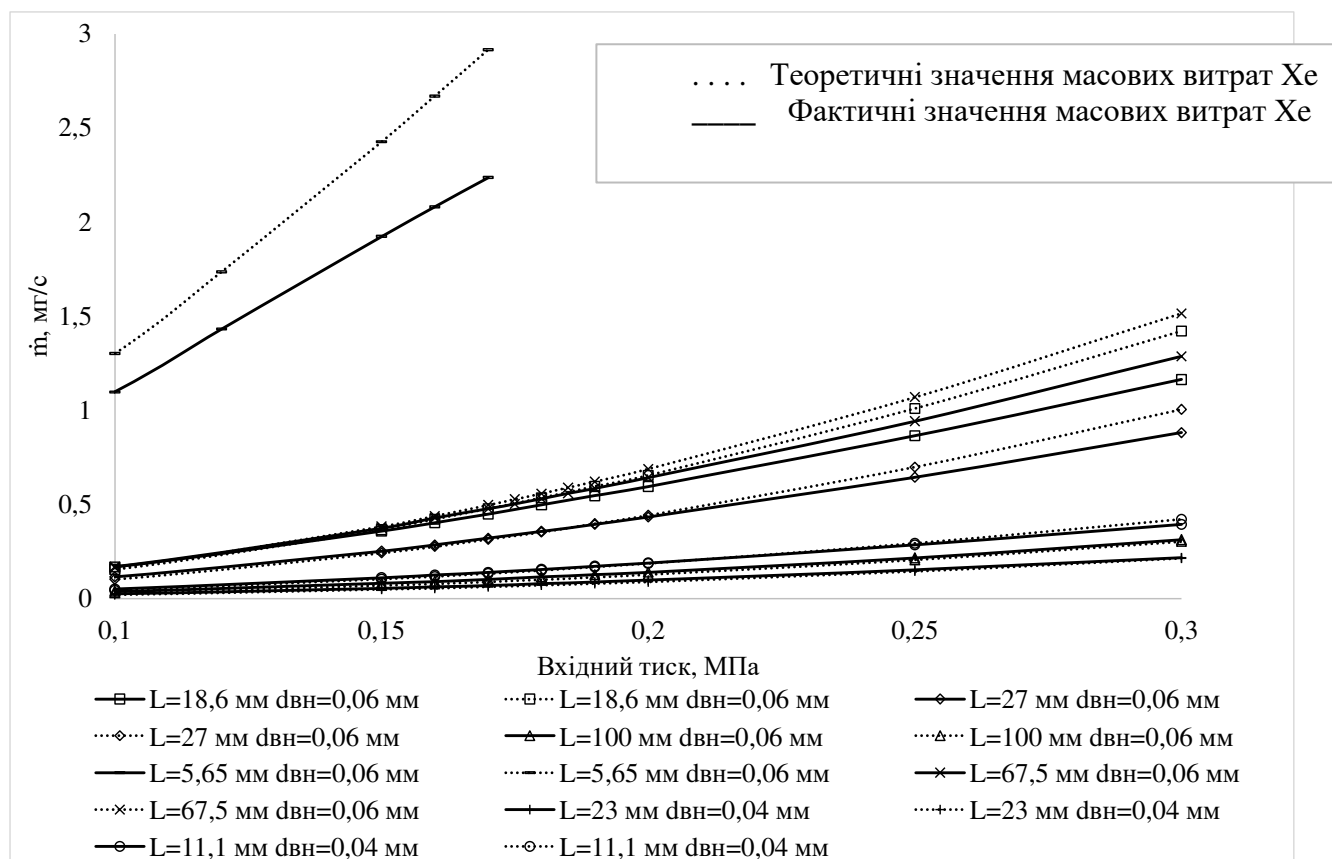


Рисунок 3.22 – Залежність фактичних та розрахованих масових витрат ксенону від тиску на вході капілярних трубок



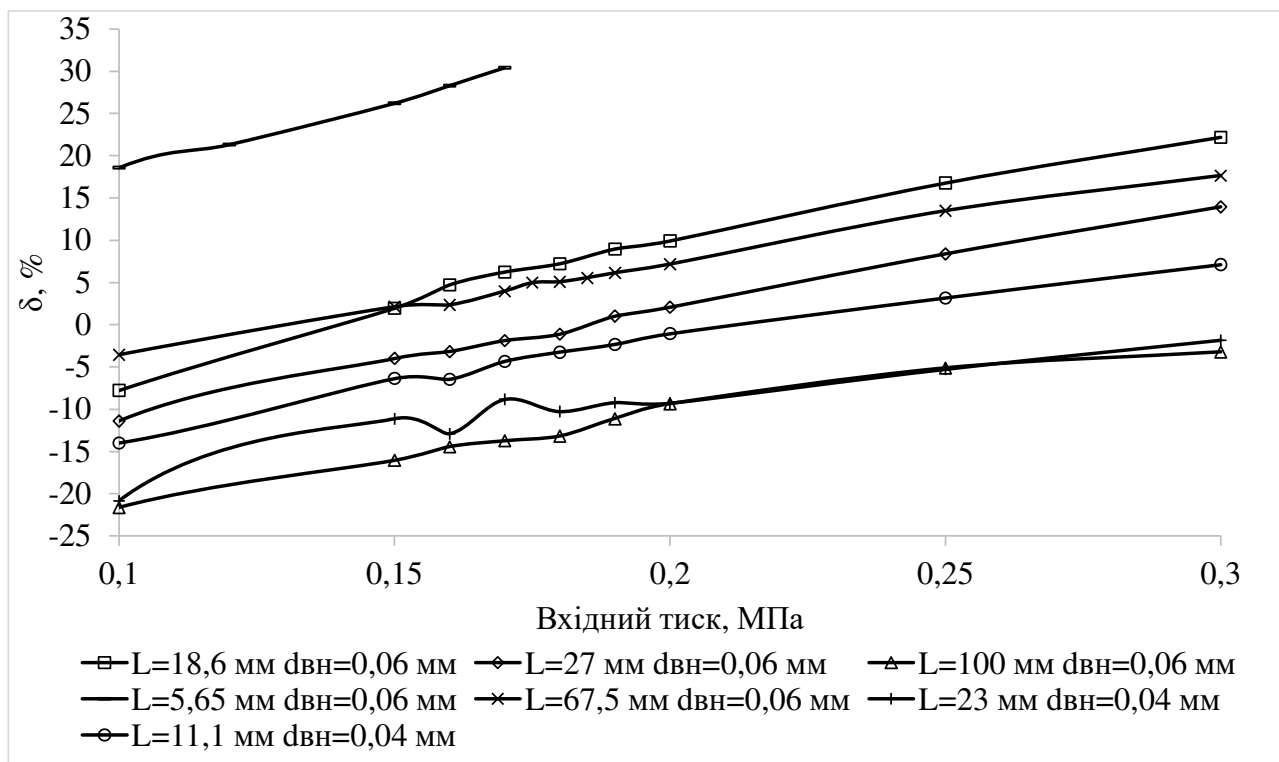


Рисунок 3.23 – Відносні похибки  $\delta$  між розрахованими значеннями масових витрат ксенону  $\dot{m}_{XeTh}$  та фактичними витратами  $\dot{m}_{Xe}$

На другому етапі досліджень було проведено уточнення (2.71) та порівняння оновлених теоретичних значень із фактичними. Із рис.3 видно що визначення масових витрат ксенону, отриманих на основі вимірювань масових витрат аргону, перерахованих за формулою (2.71), не дає достатньо точних результатів та становлять від -21% до 30%. Тому до формули (2.71) було запропоновано введення поправочного коефіцієнту  $C$ .

$$\dot{m}_{XeTh} = C \cdot \dot{m}_{Ar} \cdot \frac{\eta_{Ar}}{\rho_{Ar}} \cdot \frac{\rho_{Xe}}{\eta_{Xe}}; \quad (3.1)$$

Коефіцієнт  $C$  визначається, за допомогою фактичних масових витрат та розрахунковими значеннями, отриманими за формулою (2.71). На рис. 4 та 5 наведена залежність коефіцієнту  $C$  від вимірних значень масових витрат аргону  $\dot{m}_{Ar}$  та апроксимація методом найменших квадратів.

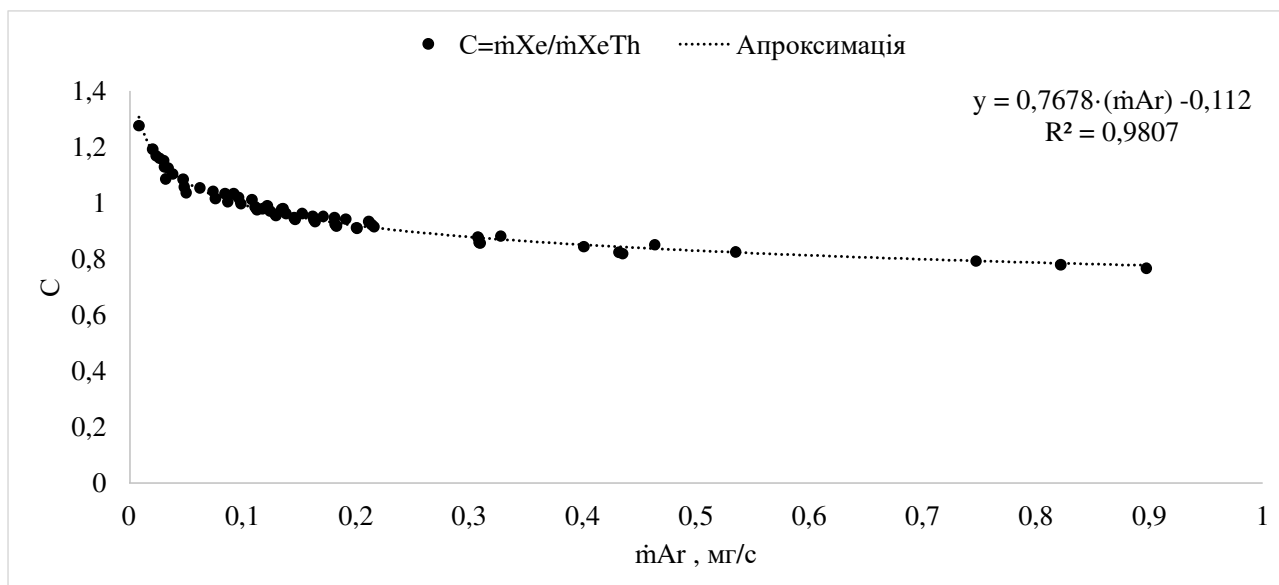


Рисунок 3.24 – Залежність коефіцієнту  $C$  від  $\dot{m}_{Ar}$  для капілярів з  $d=0,06$  мм

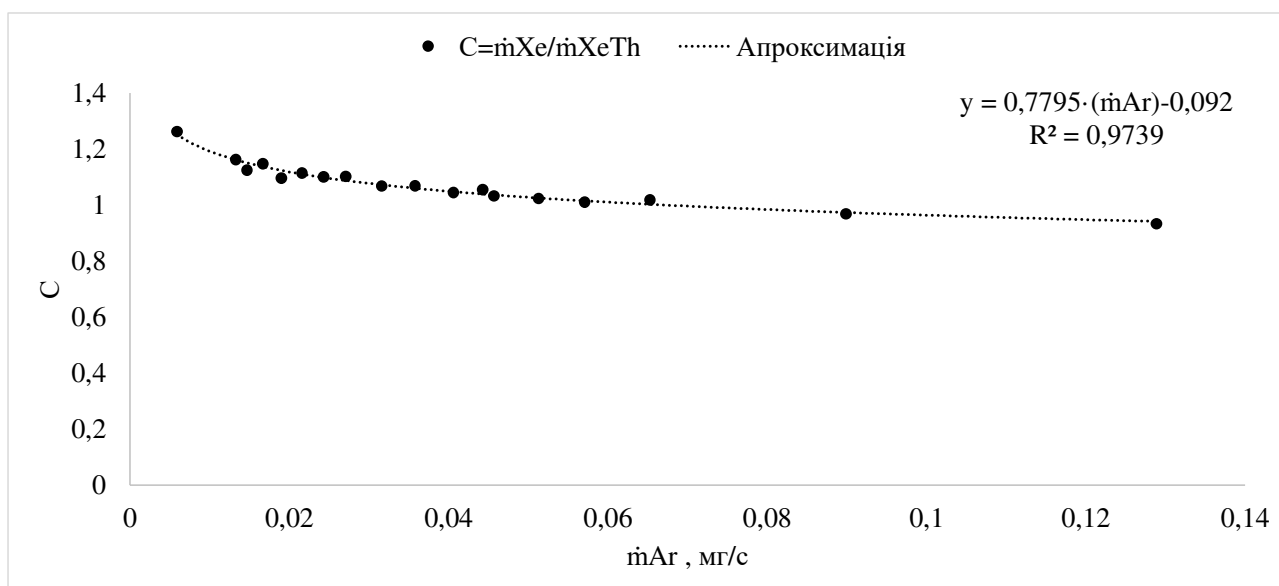


Рисунок 3.25 – Залежність коефіцієнту  $C$  від  $\dot{m}_{Ar}$  для капілярів з  $d=0,04$  мм

Виходячи з формул для визначення поправочного коефіцієнту  $C$ , наведених на рис. 3.24 та 3.25, отримаємо наступну формулу для визначення поправочного коефіцієнту  $C$  в залежності від діаметру капіляру

$$C = (0,803 - 0,585 \cdot d) \cdot \dot{m}_{Ar}^{-(0,052+d)}, \quad (3.2)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр капіляру, мм.

Оскільки всі випробування проводились при температурі від 296 К до 298 К, а розрахунки проводились для середньої температури 297 К, то параметри

аргону і ксенону (динамічна в'язкість і густина) будуть залежить лише від тиску на вході в капіляр. Для виключення необхідності використання даних NIST, визначення відношення параметрів аргону і ксенону можна виконати за наступною формулою:

$$\frac{\eta_{Ar}}{\rho_{Ar}} \cdot \frac{\rho_{Xe}}{\eta_{Xe}} = 3,231 + 0,11 \cdot P_{inl}; \quad (3.3)$$

де  $P_{inl}$  – вхідний тиск, МПа.

Підставивши рівняння (3.2) та (3.3) у рівняння (3.1) отримаємо загальну формулу для визначення фактичних масових витрат ксенону на основі вимірів фактичних масових витрат аргону

$$\dot{m}_{XeTh} = (0,803 - 0,585 \cdot d) \cdot \dot{m}_{Ar}^{(0,948-d)} \cdot (3,231 + 0,11 \cdot P_{inl}) \quad (3.4)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр капіляру, мм

$\dot{m}_{Ar}$  – фактична масова витрата аргону, мг/с;

$P_{inl}$  – вхідний тиск, МПа.

Порівняння фактичних витрат ксенону з розрахованими за формулою (3.4) наведено на рис.3.26. та отримані відносні похибки  $\delta$  наведені на рис. 3.27 між розрахованими значеннями витрат ксенону  $\dot{m}_{Xeth}$  за формулою (3.4) та фактичними витратами  $\dot{m}_{Xe}$

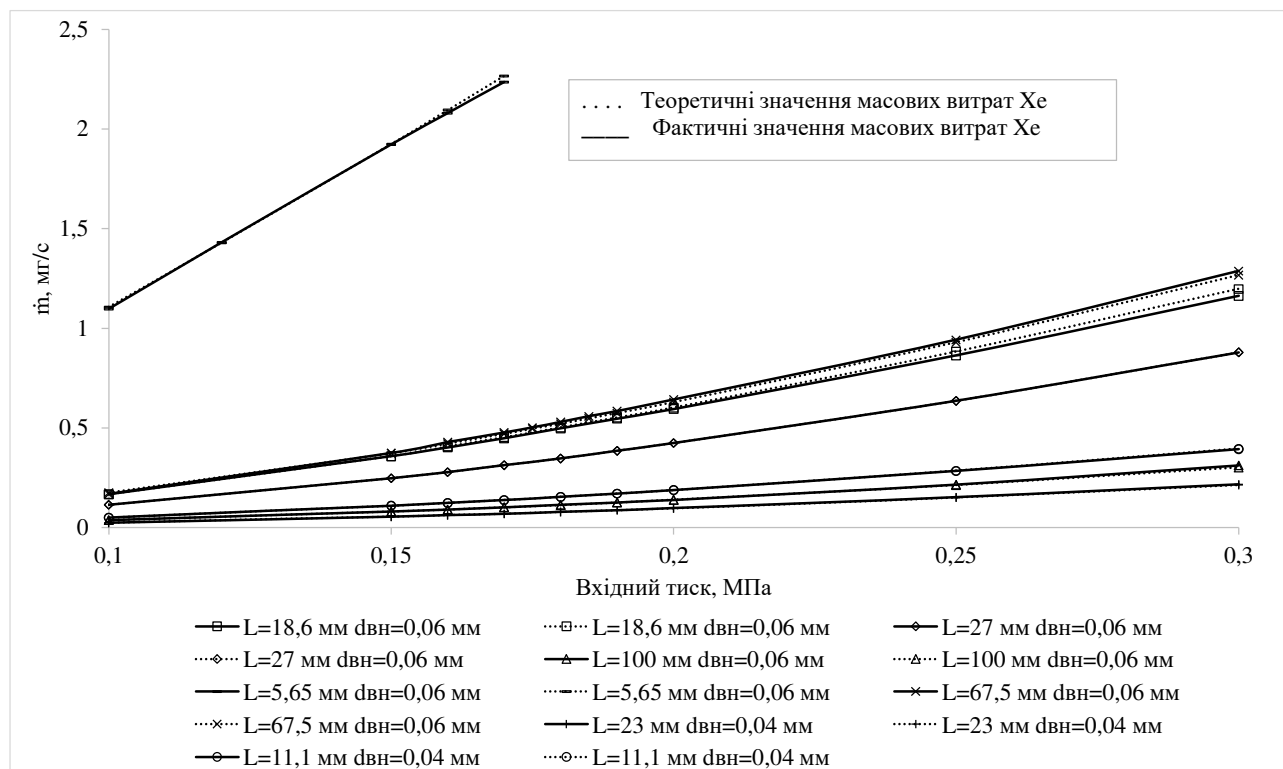


Рисунок 3.26 – Порівняння фактичних витрат ксенону з розрахованими та врахуванням поправочного коефіцієнту

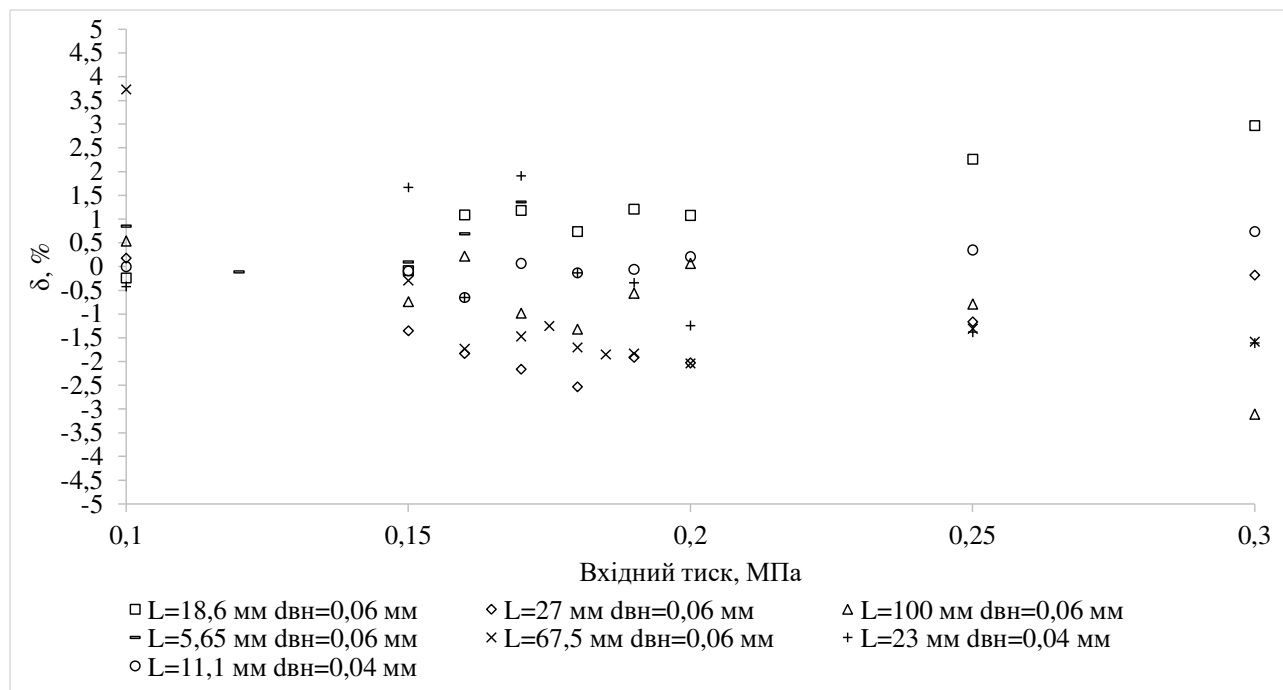


Рисунок 3.27 – Відносні похибки  $\delta$  між розрахованими значеннями масових витрат ксенону за формулою (3.4)  $\dot{m}_{\text{Хе th}}$  та фактичними витратами  $\dot{m}_{\text{Хе}}$

За результатами порівняння фактичних витрат ксенону з розрахованими значеннями, наведеними на рис. 3.27, можна зробити висновок що похибка визначення масових витрат ксенону на основі вимірювань витрат аргону та з врахуванням поправочного коефіцієнту (3.4) буде становити від -3% до 4%.

За результатами досліджень було підвищено точність перерахунку масових витрат модельного газу аргону у масові витрати робочого газу – ксенону за допомогою використання представленої формули (3.4). Похибка визначення масових витрат ксенону за формулою (3.4) буде знаходитися в діапазоні  $\pm 4\%$ , на відміну від результатів використання загальноприйнятої формули (2.71) з похибкою від -21% до 30%, для наступних умов, що були підтверджені при випробуваннях:

- діапазон температур модельного газу – від 296 К до 298 К;
- діапазон вхідного тиску – від 0,1 МПа до 0,3 МПа;
- внутрішній діаметри капіляру – від 0,04 мм до 0,06 мм.

Використання модельного газу аргону та подальшого перерахунку його витрат у витрати ксенону за допомогою формули (3.4) дозволяє значно (залежно від обсягу випробувань) знизити витрати ксенону при розробці, відпрацюванні та випробуваннях системи подачі та підборі капілярних дроселів для систем подачі ЕРДУ малої та середньої потужності.

### **3.5 Визначення залежності номінального тиску ресивера від температури**

Для підтвердження розрахунків (п. 2.4.2) система подачі була встановлена до камери термоциклів та проведені тести у всьому робочому діапазоні температур. Камера для термоциклів має невеликий об'єм для швидкого забезпечення вакуумного середовища, нагрівачі (Додаток Г) та кріплення для мінімальної віддачі теплоти від системи подачі до конструкції камери.

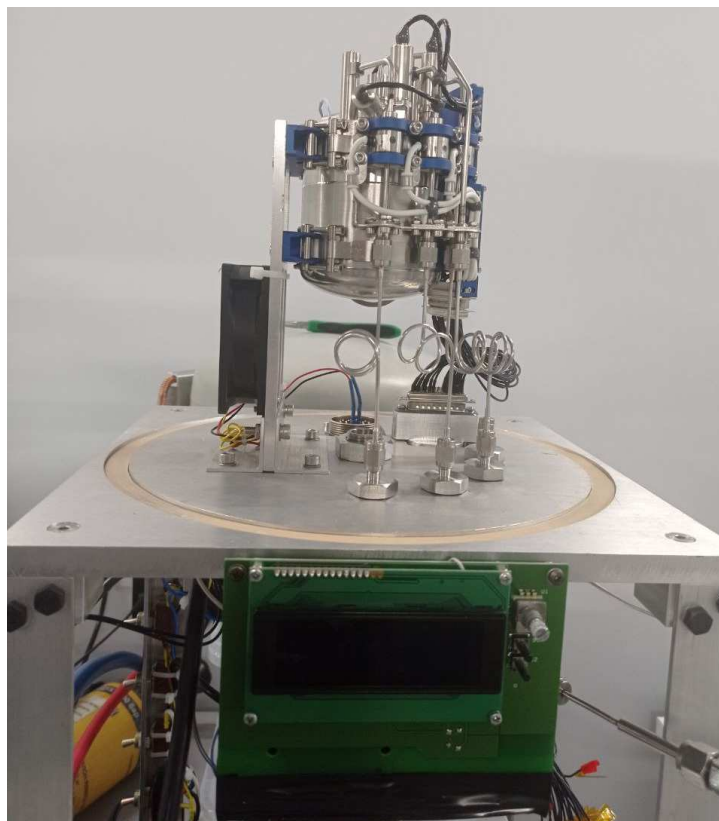


Рисунок 3.28 – Камера для термоциклів (без кришки) зі встановленою в ній системою подачі.

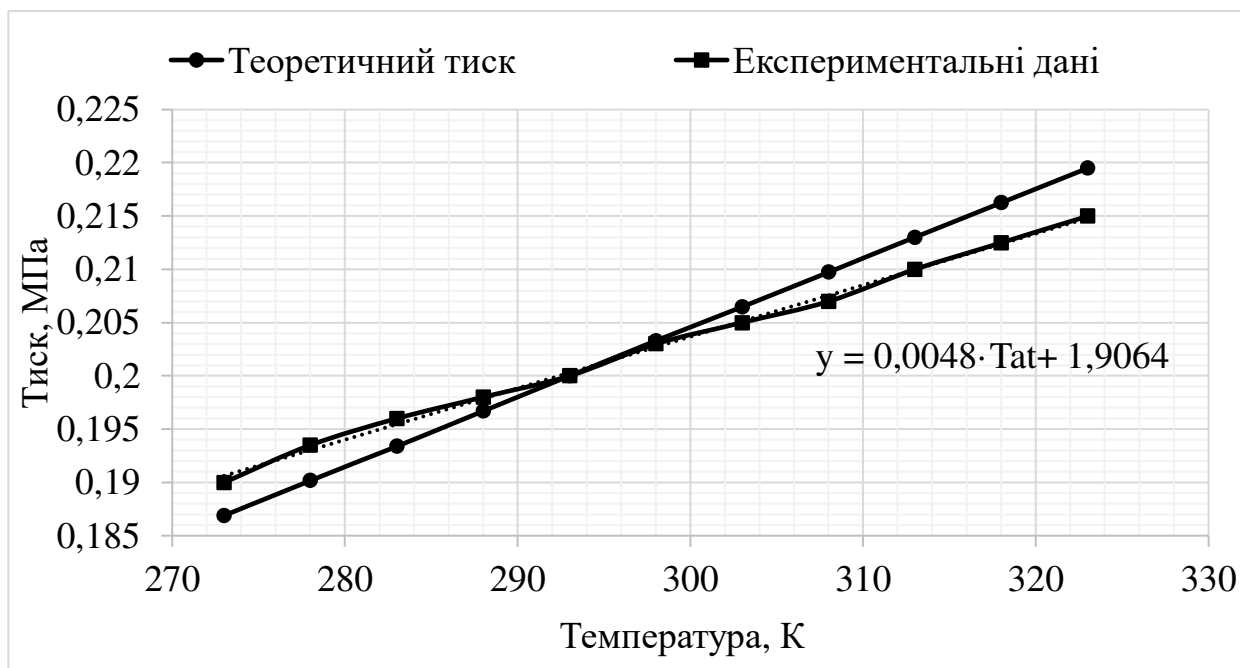


Рисунок 3.29 – Порівняння розрахованого та експериментального номінального тиску ресивера від температури

Як видно з рисунку можна зробити висновки, що теоретичні значення потребують незначного коригування та внесення до алгоритмів RPU нової залежності номінального тиску від температури.

### **3.6 Термовакuumні випробування системи подачі робочої речовини**

Метою досліджень та випробувань є перевірка відповідності експлуатаційно-технічних характеристик системи подачі розрахункам і вимогам технічної документації.

Експериментальний стенд, розташований у КПП, камера ТВК-2.5 (рис.3.30) забезпечує моделювання спільного впливу факторів космічного простору – глибокого вакууму, кріогенних температур, сонячної та земної радіації та високого поглинання теплового випромінювання навколишнім середовищем.



Рисунок 3.30–Загальний вид експериментального стенду TVK-2.5

Під час випробувань проводилась витримка (3 години) та перевірка працездатності системи при мінімальних та максимальних робочих

температурах (з точністю  $\pm 0,5\text{K}$ ). Та 8 термоциклів під час яких контролювались показники підсистем, масова витрата та перевірялась працездатність газифікатора. Результати продемонстрували успішну роботу газифікатора при мінімальних робочих температурах та стабільність масової витрати РР при зміні температури СПРР.



Рисунок 3.31–Зібрана система подачі з лабораторним балон перед встановленням у стенд TVK-2.5

### **3.7 Експериментальні дослідження запропонованого режиму наповнення ресивера**

На практиці при високому тиску в баку після закриття впускного клапана ресивера спостерігається додаткове підвищення тиску. Це пов'язано з витокм газу, який був між обмежувачем потоку FR1 і вхідним клапаном SVH2. Розробники СПРР мінімізують об'єм цієї порожнини [70], однак навіть при його мінімізації відбувається значне переповнення ресивера, що призводить до перевищення допустимого (3%) тиску на і відповідно необхідного діапазону



масової витрати робочої речовини. Стрибок тиску, для однієї з експериментальних точок, наведено на рис. 3.32. Із рис. 3.32 видно, що після закриття електроклапана SVH2 при тиску у ресивері, що на 2 % перевищує номінальне значення, тиск у ресивері продовжує зростати і на 5 % перевищує номінальне значення у верхній точці.

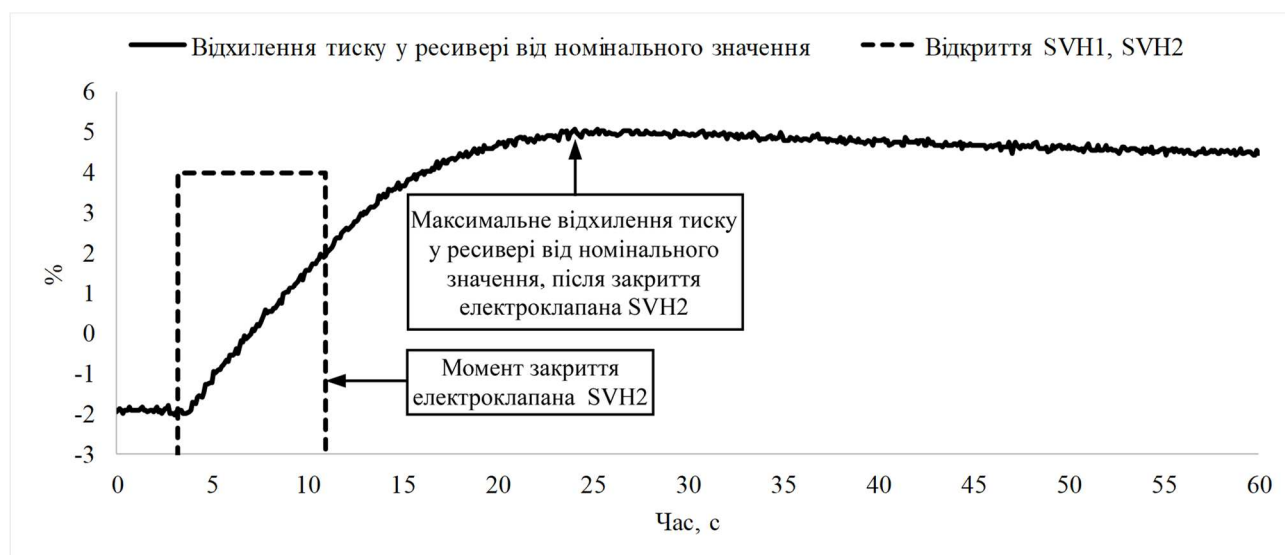


Рисунок 3.32– Експериментальні значення відхилення тиску у ресивері від номінального значення при роботі по зворотному зв'язку від датчиків тиску при тиску на вході 5,9 МПа і температурі 301 К

Для вирішення проблеми виходу тиску за допустимий діапазон були вирішені наступні задачі:

- проведення удосконалення методики наповнення ресивера на основі теоретично і експериментально визначених залежностей стрибків тиску у ресивері від вхідного тиску.
- експериментально підтверджено точність підтримання тиску робочої речовини у ресивері при використанні удосконаленої методики наповнення, що забезпечить стабільну роботу ЕРДУ.

Дослідження проводились з використанням наступного обладнання:

- лабораторна система заправки (рис. 3.1), основними елементами якої є з'єднувачі Swagelok, фільтр 7 мкм FL1-H-3M-7, редуктор Drastar 072S-0500C-1S, гілка трубопроводів з нержавіючої сталі 12X18H10T, шланг Swagelok SS-

FM4PM4SM6-100CM та балон з ксеноном. Яка використовується у якості джерела ксенону.

б) підвищувач тиску (рис. 3.2). Оскільки тиск у балоні для місій ЕРДУ перевищує 10 МПа, а тиск у балоні в системі заправки значно менший. Є необхідність використання приладу, за допомогою якого можна підвищити, та регулювати рівень тиску на вході у СПРР для імітації роботи на різних відрізках її експлуатації. Зміна тиску відбувається за рахунок зміни об'єму порожнини підвищувача тиску та контролюється каліброваним датчиком тиску Omega PX459 до 16,7 МПа.

в) PPU SPS-25 розроблена компанією Flight Control (рис. 3.33), який пройшов кваліфікаційні випробування на відповідність закладеним характеристикам. За допомогою PPU SPS-25 відбувався контроль тиску та керування електромагнітними клапанами системи подачі.



Рисунок 3.33 – Система живлення і керування SPS-25

Дослідження і величина стрибків тиску у системі подачі для SPS-25 (рис. 5) проводились при різних значеннях вхідного тиску та постійній величині температури.



Рисунок 3.34 – Загальний вид системи подачі для електрореактивної двигунної установки SPS-25

Порядок проведення досліджень складався з двох етапів. На першому етапі теоретично і експериментально досліджувались максимальні значення стрибків тиску у ресивері при його наповненні по зворотному зв'язку від датчиків тиску. Дослідження проводилось у діапазоні вхідних тисків від 2 до 7 МПа та порівнювалось з отриманими розрахунковими значеннями.

По результатам отриманих на першому етапі даних було визначено залежності стрибків тиску у ресивері і часу наповнення ресивера від вхідного тиску. На основі цих залежностей була удосконалена методика наповнення ресивера.

На другому етапі експериментально підтверджувалось зменшення стрибків тиску у ресиверів при відповідних вхідних тисках за допомогою запропонованої методики у всьому діапазоні тисків для ЕРДУ SPS 25, до 12,5 МПа

Попередньо значення стрибків тиску у ресивері були визначені у п.2.4.4. Далі було проведено експериментальне визначення максимальних відхилень тиску у ресивері від номінального значення, після закриття електроклапана SVH2 та часу наповнення ресивера у діапазоні вхідних тисків від 2 до 7 МПа. Закриття електроклапана SVH2 проводилось по зворотному зв'язку від датчиків тиску ресивера, на рівні 2 % від номінального тиску.

Результати розрахунків і експериментального визначення максимальних відхилень тиску у ресивері від номінального значення, після закриття електроклапана SVH2, та часу наповнення ресивера наведені на рис. 3.35, 3.36. Розрахункові значення є завищеними так як при розрахунках не враховувалась витрата ксенону із ресивера до двигуна. На рис. 3.36 час наповнення ресивера – проміжок часу від моменту видачі команди на відкриття електроклапанів SVH1 і SVH2 до моменту видачі команди на їх закриття. Закриття електроклапанів SVH1 і SVH2 проводилось по зворотному зв'язку від датчиків тиску, коли тиск у ресивері становив  $+2\%$  від номінального значення.

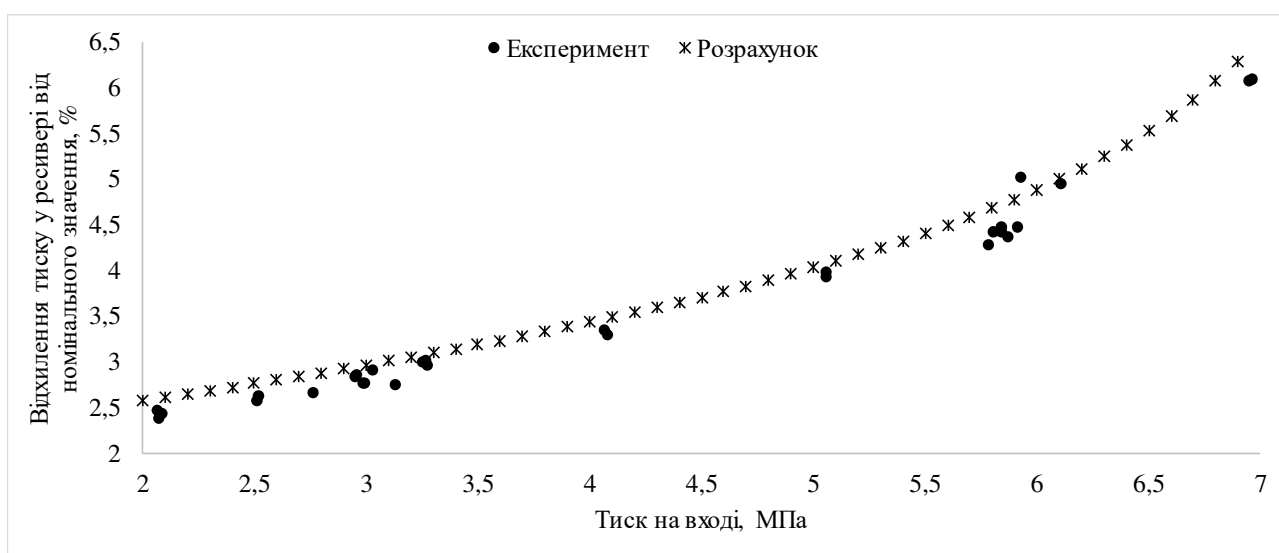


Рисунок 3.35– Відхилення від номінального тиску ресивера при роботі по зворотному зв'язку від датчиків тиску

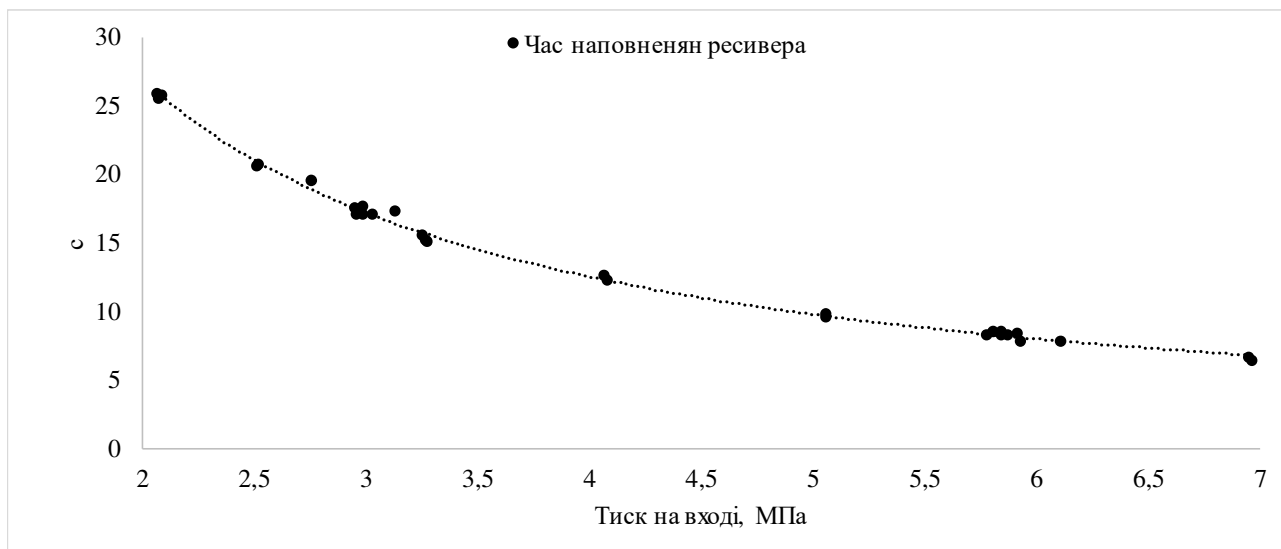


Рисунок 3.36 – Експериментальні значення часу наповнення ресивера

По отриманим даним (рис. 3.35) встановлено, що при тиску на вході понад 3,5 МПа тиск в ресивері, після завершення наповнення, виходить за межі допустимого 3 % діапазону. Подальше збільшення вхідного тиску призведе до ще більшого відхилення тиску у ресивері.

Щоб забезпечити необхідний діапазон тиску ресивера, проста зміна діапазону регулювання від  $\pm 2$  %, наприклад, до  $\pm 1$  %, не дало би бажаного результату. Оскільки при тиску в балоні більше 5 МПа буде відбувається переповнення ресивера. Також це призводить до збільшення частоти спрацьовування електромагнітних клапанів, що скорочує термін служби системи подачі.

Тому була удосконалена методика, яка дозволяє зменшити стрибки тиску в ресивері без збільшення його об'єму.

Процес наповнення ресивера пропонується розбити на кілька ділянок з урахуванням зміни параметра тиску в балоні для оптимізації кількості спрацьовувань клапанів і підтримки тиску в необхідному діапазоні.

Перша ділянка: при тиску у балоні до 3 МПа, наповнення ресивера проводиться на основі зворотного зв'язку від датчиків тиску у діапазоні  $\pm 2$  % від номінального значення.

Друга ділянка: при тиску у балоні більше 3 МПа і менше 6 МПа. Наповнення здійснюється одночасним відкриттям електромагнітних клапанів SVH2 і SVH1 на проміжок часу  $t_{open}$  (секунд), який визначається за емпіричною формулою:

$$t_{open} = 17,44 - 2,9 \cdot P \quad (3.5)$$

де  $P$  – поточне значення тиску в балоні (Па).

Формула (3.5) для визначення тривалості наповнення ресивера встановлюється за результатами випробувань системи подачі і залежить від:

- номінального тиску в ресивері;
- об'ємів ресивера і порожнини між електроклапаном SVH2 і обмежувачем витрати FR2;
- часом наповнення ресивера;
- мінімальної робочої температури.

Формула (3.5) була отримана шляхом апроксимації визначених значень часу відкриття клапана SVH2 з урахування стрибка тиску після його закриття  $t_{op}$  для діапазону вхідних тисків від 3 до 6 МПа по наступній формулі:

$$t_{op} = \frac{1,5 \cdot \delta_{ATnom} - \delta P_{AT}}{\delta_{ATnom}} \cdot t \quad (3.6)$$

де  $\delta_{ATnom}$  – діапазон тиску що підтримується у ресивері відносно номінального значення, %;

$\delta P_{AT}$  – максимальне відхилення тиску у ресивері від номінального значення, після закриття електроклапана SVH2 для заданого тиску на вході (рис.3.35 ), %;

$t$  – час наповнення ресивера для заданого тиску на вході (рис. 3.36), с.

Результати експериментів і розрахунків по визначенню  $t_{op}$  і порівняння з прийнятою формулою (3.5) для визначення  $t_{open}$  наведені на рис.3.37. Як видно, формула (3.5) відповідає значенням часу відкриття електроклапана SVH2 при мінімальній температурі ксенону (293 K) на вході до обмежувача витрати. Оскільки при зменшенні температури зростає величина стрибків тиску у ресивері і зменшується час наповнення ресивера, що є найгіршим випадком.

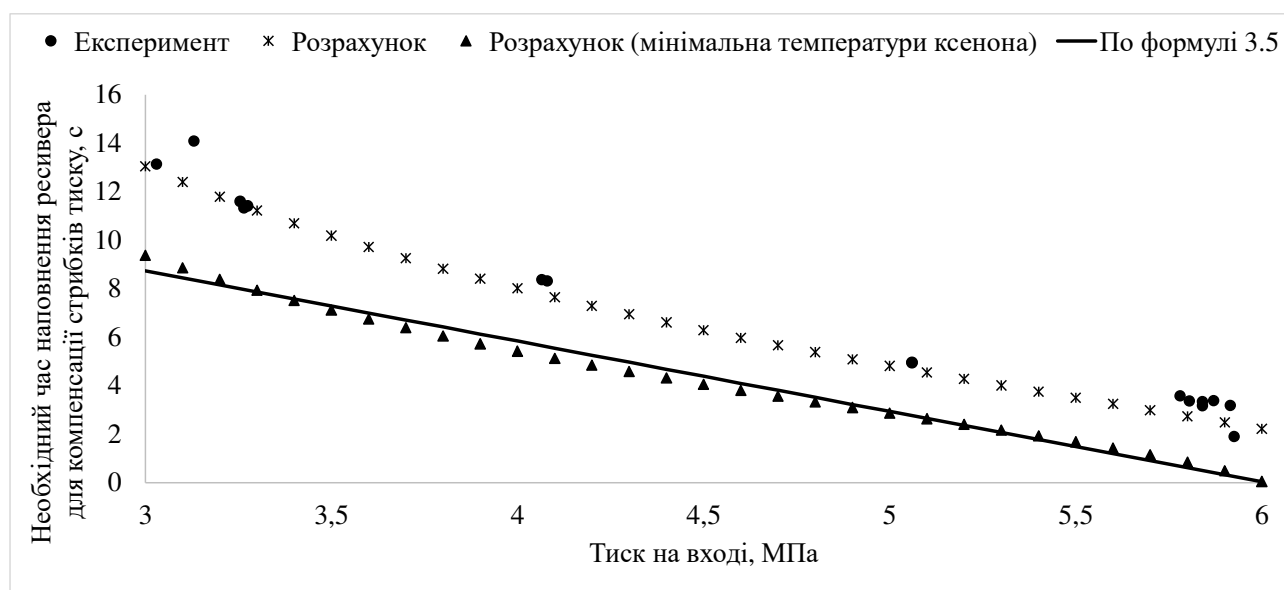


Рисунок 3.37 – Результати визначення часу наповнення ресивера для компенсації стрибків тиску після закриття електроклапана SVH2

Третя ділянка: при тиск у балоні  $\geq 6$  МПа. Наповнення здійснюється коротким відкриттям електромагнітного клапана SVH2 (20 мс) при закритому клапані SVH1. Після закриття електромагнітного клапана SVH2 електромагнітний клапан SVH1 відкривається на 5 с що би відновити тиск у порожнині між електроклапанами SVH1 і SVH2. Коротка тривалість відкриття електроклапана SVH2 при закритому клапані SVH1 дозволяє зменшити тиск на вході в обмежувач витрати, а відповідно і стрибки тиску після закриття електроклапана SVH2.

Експериментальне підтвердження точності підтримання тиску робочої речовини у ресивері при використанні удосконаленої методики проводилось у діапазоні вхідного тиску від 2 до 12,5 МПа.

На рис. 3.38 показано порівняння відхилення від номінального тиску при роботі за зворотним зв'язком від датчиків тиску та запропонованої методики наповнення ресивера. Можна побачити, що у всьому робочому діапазоні (до 12,5 МПа) тиску в балоні ЕРДУ SPS-25, тиск в ресивері знаходиться в межах допуску  $\pm 3$  %.

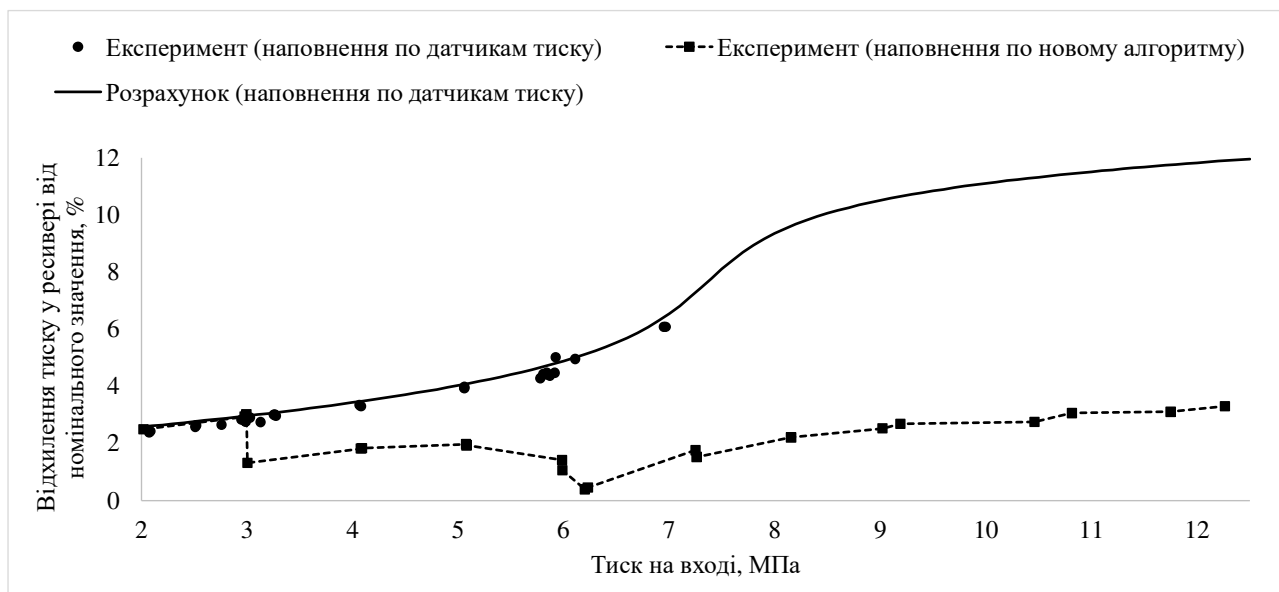


Рисунок 3.38– Порівняння відхилення тиску ресивера від номінального за новою методикою та методикою на основі зворотного зв'язку від датчиків тиску

Із рис. 3.38 видно, що для першої ділянки (вхідний тиск до 3 МПа) точність підтримання тиску по удосконаленій методиці відповідає методиці наповнення ресивера по зворотному зв'язку від датчиків тиску. Для другої і третьої ділянок (вхідний тиск більше 3 МПа) використання удосконаленої методики наповнення дозволяє підвищити точність підтримання тиску у ресивері до 4 разів (при максимальному тиску на вході).

Варто також відзначити, що на загальну точність підтримки тиску в ресивері також впливають датчики тиску, як їх точність, так і перешкоди, внесені передачею вхідного сигналу та перетворенням вихідного сигналу від датчиків. Першу проблему вирішують шляхом придбання датчиків тиску з меншою похибкою, а для вирішення другої проблеми система подачі включає плати керування датчиками. У ньому використовується гальванічно розв'язаний аналого-цифровий перетворювач, який приймає сигнал від датчиків з мінімальними втратами та передає його на РПУ замість використання фільтра, що зменшує шум під час роботи двигуна [72].



### 3.8 Висновки

а) проведено експериментальні дослідження по підтвердженню запропонованої методики розрахунку балону та параметрів робочої речовини. Експериментально підтверджено, що метод NIST найкраще підходить для визначення залишків робочої речовини у балоні або тиску заправки у всьому діапазоні необхідному для ЕРДУ. Однак, виходячи з отриманих даних, можна розширити межі використання методу Рідліха-Квонга з  $P/P_c < 0.5T/T_c$  до  $P/P_c < T/T_c$ , де він демонструє точність не гірше ніж NIST.

б) проведено експериментальні дослідження ключових елементів системи подачі на відповідність розрахункам і визначено особливості відпрацювання. Рекомендується використання фторопласт 4 PTFE у якості ущільнення електроклапану. Розрахункові значення тиску ресивера при зміні температури потребують незначного коригування, яке потрібно закладати у алгоритми РРУ. Випробування газифікатору у складі СПРР підтверджують розрахункові параметри. Виведена експериментальним шляхом уточнена формула перерахунку модельного газу у реальний газ. Похибка визначення масових витрат ксенону за формулою (3.4) буде знаходитися в діапазоні  $\pm 4\%$ , на відміну від результатів використання загальноприйнятої формули (2.71) з похибкою від  $-21\%$  до  $30\%$ .

в) Експериментально відпрацьовано запропонований режим наповнення ресивера і його порівняння з методом по зворотному зв'язку від датчиків тиску. Що дозволяє зменшити об'єм і масу розрахованого ресивера не виходячи за допуск по масовій витраті.

Задачі які додатково необхідно виконати для підтвердження результатів отриманих у п.2 та 3 полягають у проведенні експериментальних досліджень системи подачі робочої речовини у складі електрореактивної двигунної установки для підтвердження працездатності необхідної для забезпечення стабільної роботи двигуна.

## 4 АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ У СКЛАДІ ЕРДУ В ЛАБОРАТОРНИХ І КОСМІЧНИХ УМОВАХ

### 4.1 Аналіз результатів отриманих при функціональних випробуваннях системи подачі в лабораторних умовах

Для перевірки відповідності вимогам, які необхідні для номінального функціонування ЕРДУ проводять функціональні випробування.

Таблиця 4.1– Об’єм функціональних випробувань

№.	Тип перевірки
1	Перевірка споживаної потужності системи подачі
2	Тести при максимальному робочому тиску (МЕОР)
3	Зовнішня візуальна інспекція та перевірка маси
4	Перевірка зовнішніх і внутрішніх витоків
5	Перевірка масової витрати

Перевірка споживаної потужності показала, що потужність системи подачі не перевищує розрахункову, зазначену у розділі 2.7. Перевірка виконувалася за допомогою Power meter ВК PRECISION 5335В.

При перевірці при максимальному робочому тиску, система подачі під’єднувалась до Підвищувача тиску, вмикалось RPU, та відкривався клапан SVH1, робоча речовина подавалась поступово до досягнення МЕОР. Система подачі підтримувала продуктивність протягом усього тесту.

Зовнішній візуальний огляд проводився для системи подачі, не підключеної до випробувального стенду. При огляді контролюється відсутність механічних пошкоджень, корозії та відхилень геометричних форм складальних одиниць від наведених у конструкторській документації. Всі деталі та агрегати надійно закріплені та не мають слідів механічного впливу.

При перевірці витоків, клапани SVH1 та SVH2 відкривались за допомогою RPU, гелій подавався за допомогою лабораторної системи заправки, кінцевий тиск у ресивері становив  $P_{\text{ном}} \cdot 1.5$ . Кількість речовини гелію (моль) становила не менше 90%. За допомогою течешукача PFEIFFER ASM 340WET 200-240V

методом «зонд» перевірені всі місця пайки, зварювання на наявність витоків. Результати наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Перевірка зовнішніх і внутрішніх витоків

Нормальні, sccs GHe	Виміряні течешукачем, sccs GHe
Внутрішні витоки, не більше $1 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-7}$ , max
Зовнішні витоки, не більше $1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$ , max

Для перевірки масової витрати клапани SVN1 і SVN2 відкриті за допомогою PPU. Робоча речовина (Xe) подавалася за допомогою лабораторної системи подачі, кінцевий тиск ресивера становив 0,2 МПа. По черзі перемикаючи клапани SVL1, SVL2, SVL3, за допомогою програмного забезпечення та витратоміра Bronkhorst вимірювалась масова витрата робочої речовини. Результати вимірювань наведені на рис. 4.1 і занесені в таблицю 4.3.

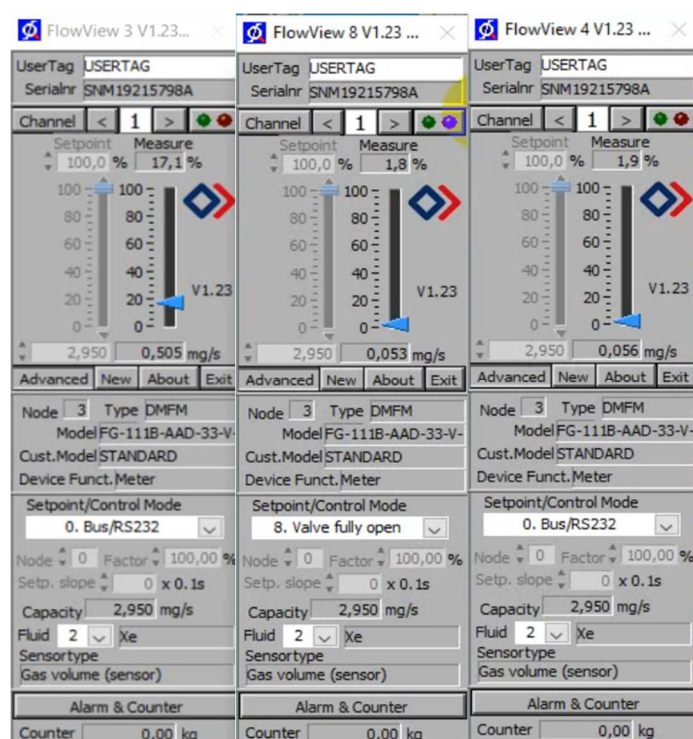


Рисунок 4.1 – Результати перевірки масової витрати робочої речовини в лабораторних умовах

Таблиця 4.3 – Результати перевірки масової витрати

Тиск у ресивері			Масова витрата, мг/с					
P4	P5	P6	FR2		FR3		FR4	
МПа	МПа	МПа	Вимірян	Номінал	Вимірян	Номінал	Вимірян	Номінал
0,2	0,2	0,2	0,505	0,5±5%	0,053	0,055±0.005	0,056	0,055±0.005

## 4.2 Телеметрія роботи системи подачі на борту космічного апарату

У 2022 році електрореактивна двигунна установка SPS-25 (рис. 4.2), частиною якої є представлена система подачі, була успішно інтегрована на космічний апарат EOS SAT-1 (рис.4.3). Та на початок 2023 року ЕРДУ запущена компанією SpaceX на орбіту [74].

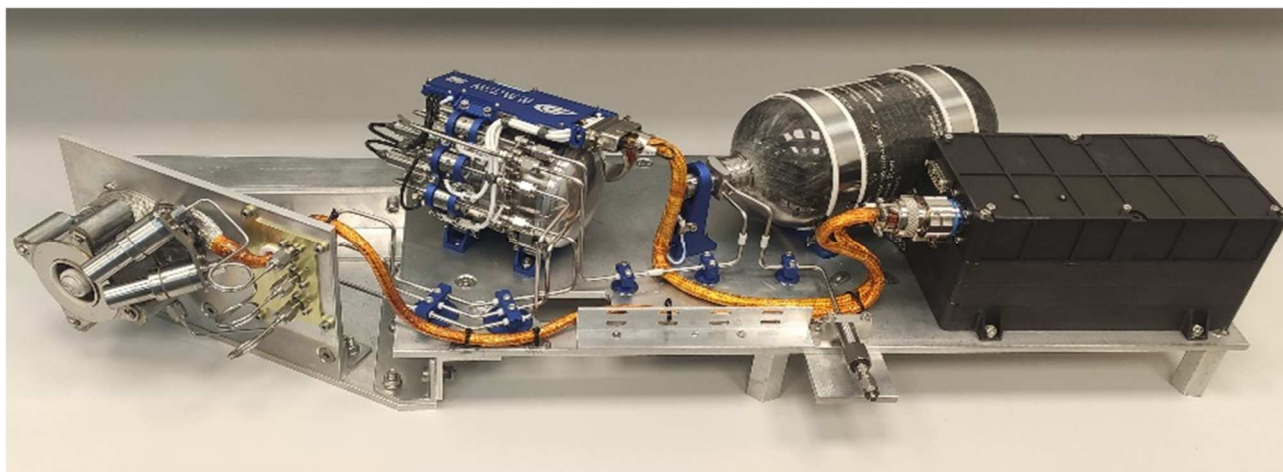


Рисунок 4.2– Електрореактивна двигунна установка SPS-25

Дані телеметрії, отримані від бортового комп'ютера, підтвердили функціонування усіх підсистем, герметичність та підтримку тиску в заданих межах, що дозволило забезпечити необхідні масові витрати для номінальної роботи двигуна на орбіті.



Рисунок 4.3—Супутник EOS SAT-1 з інтегрованим ЕРДУ

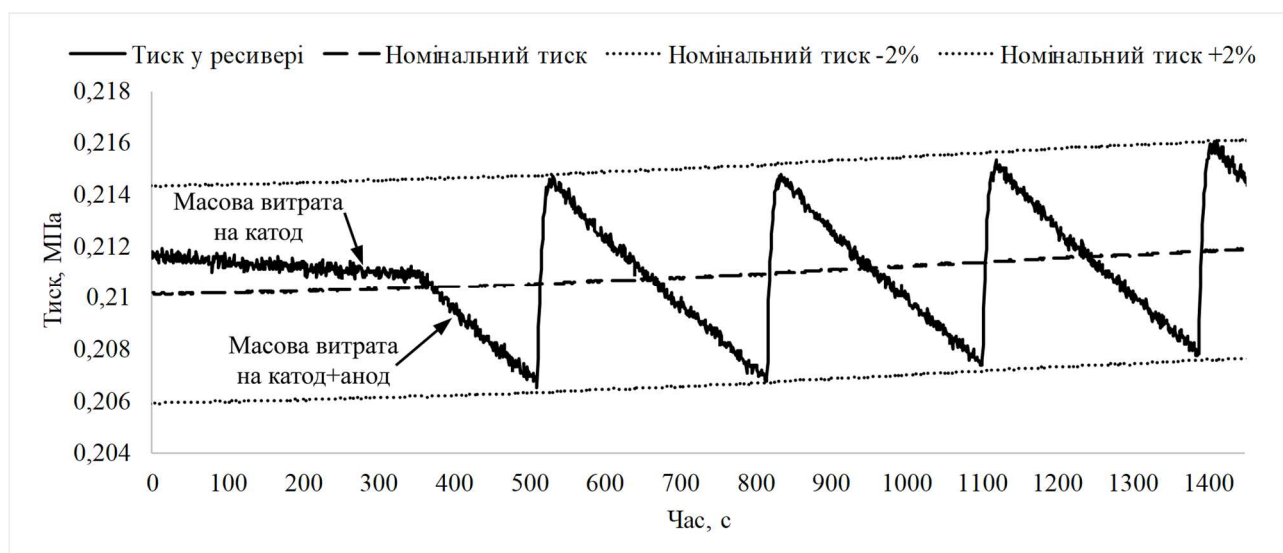


Рисунок 4.4—Дані телеметрії по підтримці тиску ресивера, отримані від бортового комп'ютера КА під час роботи ЕРДУ

### 4.3 Висновки

Проведено експериментальні дослідження системи подачі робочої речовини у складі електрореактивної двигунної установки. При функціональних випробуваннях було підтверджено працездатність системи зберігання і подачі робочої речовини, яка необхідна для забезпечення стабільної роботи електрореактивного двигуна.

У 2023 році розроблена система зберігання і подачі робочої речовини успішно запустилась на борту космічного апарату EOS SAT-1, показавши номінальні характеристики, що забезпечують необхідну масову витрату у двигун.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розглянуто і вирішено актуальну наукову проблему, що полягає у розробці цілісної методики розрахунку системи зберігання і подачі, яка буде об'єднувати найбільш актуальні існуючі розрахунки окремих елементів з необхідними удосконаленнями та нововведеннями. Було вирішено задачі дослідження, а саме:

а) проаналізовано існуючі схеми та обґрунтовано вибір структурної схеми системи зберігання і подачі робочої речовини, на основі якої була перевірена представлена методика.

б) запропоновано методику розрахунку балону та оптимальних параметрів робочої речовини у балоні, що дозволяє отримати тиск та густину робочої речовини, за допомогою яких визначається залишок робочої речовини під час місії та вибирається балон.

в) розроблено методику та розраховано основні елементи системи подачі робочої речовини, такі як:

- обмежувачі масової витрати для отримання необхідної довжини капіляру щоб забезпечити потрібні масові витрати робочої речовини при заданих тиску та температурі.
- газифікатор для запобігання потраплянню рідкої фази робочої речовини у ресивер;
- ресивер та параметри робочої речовини ресивера.

г) обґрунтовано використання модельного газу (Ar) замість ксенону для випробувань обмежувачів витрат і системи подачі загалом, включаючи виведення удосконаленої формули перерахунку після випробувань.

д) оптимізовано режими наповнення ресивера, що дозволяє підтримувати необхідний тиск у ресивері при зменшенні розрахункового об'єму ресивера і кількості спрацьовувань електроклапанів.

Успішне вирішення цих задач дозволило:

а) отримати методику, що дозволяє значно полегшити та пришвидшити розробку системи зберігання і подачі для ЕРДУ, та може слугувати основою для подальших досліджень.

б) запропонувати удосконалену методику наповнення ресивера, що дозволила покращити точність масових витрат робочої речовини в двигун при зменшеному об'ємі ресивера і кількості спрацьовувань електроклапанів, що у свою чергу підвищило ресурс системи подачі робочої речовини.

в) представити залежності впливу зміни робочої речовини на елементи системи зберігання і подачі робочої речовини ЕРДУ дозволять оперативно оцінити можливість використання, замість ксенону, іншої робочої речовини, в залежності від вимог до ЕРДУ.

г) запропонувати удосконалену методику перерахунку модельного газу (Ar) у робочий (Xe) при використанні капілярної трубки у якості обмежувача витрати.

д) за представленою методикою, розрахувати і виготовити систему зберігання і подачі робочої речовини, що успішно пройшла всі необхідні тести згідно стандартів ECSS та успішно виконує свої функції на борту космічного апарату.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Tata, M. D. SGEO Electric Propulsion Subsystem Development Status and Future Opportunities / M. D. Tata, P.-E. Frigot, S. Beekmans, H. Lübberstedt, D. Birreck, A. Demairé, P. Rathsmann, E. Rezugina, N. Kutufà // 33rd International Electric Propulsion Conference. — 2013. IEPC-2013-144
2. Lee, E. Development of Robust and Affordable Xenon Feed Unit for Hall Effect Propulsion Systems / E. Lee, H. Lee, Y. Moon, S. Kang, Y. Kim, Y. Jeong, H. Yoon, M. Son, A.- M. Al Sayegh, M.- L. Cerrón // 6<sup>th</sup> Edition of the Space Propulsion Conference. — 2018. SP2018\_00007
3. O'Sullivan, D. Mechanical Pressure Regulator for the Xenon Feed System on the Alphas Platform / D. O'Sullivan, E. McGuinness, D. Harris, G. Fenner // 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. — 2006. AIAA 2006-4849. <https://doi.org/10.2514/6.2006-4849>
4. Rodgers, D. Ion Propulsion Technology for Fast Missions to Pluto / D. Rodgers, J. Brophy // International Electric Propulsion Conference. — 2001. IEPC-01-179.
5. SLATS – Super-Low Altitude Test Satellite [Electronic resource]. – Available at: <https://spaceflight101.com/h-iaa-gcom-c1/slats/>
6. Put, P. Ongoing development of next-generation electric propulsion fluid management systems / P. Put, J. Kuiper // 7<sup>th</sup> Edition of the Space Propulsion Conference. — 2021. SP2020\_00318
7. Cardin, J. M. Qualification of an Advanced Xenon Flow Control Module / J. M. Cardin, W. Cook, R. Bhandari // International Electric Propulsion Conference. — 2013. IEPC-2013-382
8. Freidl, E. Development and Testing of Electronic Pressure Regulator (EPR) Assembly / E. Freidl, W. Müller // Spacecraft Propulsion, Third International Conference. European Space Agency ESASP-465. — 2000. P.565. Bibcode: 2000ESASP.465..565F
9. Koizumi, H. Initial Flight Operations of the Miniature Propulsion System Installed on Small Space Probe: PROCYON / H. Koizumi, H. Kawahara, K. Yaginuma, J.



- Asakawa, Y. Nakagawa, Y. Nakamura, S. Kojima, T. Matsuguma, R. Funase, J. Nakatsuka, K. Komurasaki // JSASS Aerospace Tech. Japan. — 2016. Vol. 14, No. ists30, P.13-22. [https://doi.org/10.2322/tastj.14.Pb\\_13](https://doi.org/10.2322/tastj.14.Pb_13)
10. Koizumi, H. Development and Flight Operation of a Miniature Ion Propulsion System / H. Koizumi, K. Komurasaki, J. Aoyama, K. Yamaguchi // Journal of Propulsion and Power. — 2018. Vol. 34. <https://doi.org/10.2514/1.B36459>
  11. Dandaleix, L. Pioneering EP Fluidic Feed Systems from Constellation Success Stories / L. Dandaleix, P. Lopez, S. Lebeau, H-P. Harmann, H. Dartsch, M. Berger, G. Cautru, M. Sabia, D. Kroboth // 37th International Electric Propulsion Conference. — 2022. IEPC-2022-584
  12. Gray, H. BepiColombo – The Mercury Transfer Module / H. Gray, J. Bolter, K. Kempkens, P. Randall, N. Wallace // 36th International Electric Propulsion Conference. — 2019. IEPC-2019-606
  13. Koppel, C. The SMART-1 Electric Propulsion Subsystem In Flight Experience / C. Koppel, F. Marchandise, D. Estublier, L. Jolivet // 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. — 2004. AIAA-2004-3435. <https://doi.org/10.2514/6.2004-3435>
  14. Duchemin, O. Electric Propulsion Thruster Assembly for Small GEO: End-to-End Testing and Final Delivery / O. Duchemin, V. Leroi, M. Öberg, D. Méhauté, R. P. Vara, A. Demairé, M. Björklund, S. Persson, M. Tata, S. Beekmans, N. Kutufa // 33rd International Electric Propulsion Conference. — 2013. IEPC-2013-222
  15. Naclerio, S. Small GEO Xenon Propellant Supply Assembly Pressure Regulator Panel: Test Results and Comparison with Ecosimpro Predictions / S. Naclerio, J.S. Salvador, E. Such, R. Avezuela, R. P. Vara // 3rd edition of the International Conference on Space Propulsion. — 2012. SP2012-2355255
  16. Gray, H. Inmarsat 4F1 Plasma Propulsion System Initial Flight Operations / H. Gray, S. Provost, M. Glogowski, A. Demaire // 29<sup>th</sup> International Electric Propulsion Conference. — 2005. IEPC-2005-082

17. Kinefuchi K. Characterization of a Capillary Flow Controller / K. Kinefuchi, S. Cho, R. Tsukizaki // Journal of propulsion and power — 2020. Vol. 36, №4. <https://doi.org/10.2514/1.B37726>
18. Guan C.-B. Design, Simulation, and Experiment of an LTCC-Based Xenon Micro Flow Control Device for an Electric Propulsion System / C.-B. Guan, Y. Shen, Z.-P. Yao, Z.-L. Wang, M.-J. Zhang, K. Nan, H.-H. Hui // Processes MDPI. — 2019. 7 (11), 862. <https://doi.org/10.3390/pr7110862>
19. Lev, D. The Development of CAM200 - Low Power Hall Thruster / D. Lev, R. Eytan, G. Alon, A. Warshavsky, L. Appel, A. Kapulkin, M. Rubanovych. // Transactions of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences. Aerospace Technology Japan. — 2016. Vol. 14, No. ists30, P. 217-223. [https://doi.org/10.2322/tastj.14.Pb\\_217](https://doi.org/10.2322/tastj.14.Pb_217)
20. Lee, D. Development and Performance Test of a 50 W-class Hall Thruster / D. Lee, H. Kim, S. Lee, G. Doh, W. Choe // 36th International Electric Propulsion Conference. — 2019. IEPC-2019-599
21. Potrivitu, G.-C. Review of Low-Power Electric Propulsion Research at the Space Propulsion Centre Singapore / G.-C. Potrivitu, Y. Sun, M. W. Aggriawan bin Rohaizat, O. Cherkun, L. Xu, S. Huang, S. Xu // Aerospace MDPI. — 2020. 7(6), 67. <https://doi.org/10.3390/aerospace7060067>
22. Petrenko O., Hall Thruster ST-25 Developed by Space Electric Thruster Systems (SETS) / O. Petrenko, D. Voronovskyi, B. Yurkov, S. Tolok, S. Kulagin // 7th International Conference on Space Propulsion. — 2021. SP2020\_00266
23. Kim, Y. Development of Xenon feed system for a 300-W Hall-Thruster / Y. Kim, S. Kang, Y. Jeong, J. Seon, J. Wee, H. Yoon, J. Lee, M. Seo, W. Choi // 31st International Electric Propulsion Conference. — 2009. IEPC-2009-061
24. Welle, R.-P. Propellant Storage Considerations for Electric Propulsion / R.-P. Welle // 22nd AIDAA/AIAA/DGLR/JSASS International Electric Propulsion Conference. — 1991. IEPC-1991-107.

25. Kara, O. Comprehensive study of small satellite moon missions: architecture design, electric propulsion system optimization and cost analysis / O. Kara, Ç. Kılıç // 66th International Astronautical Congress. — 2015. IAC-15- B4.8.7.
26. Soria-Salinas, A. A Xenon Mass Gauging through Heat Transfer Modeling for Electric Propulsion Thrusters / A. Soria-Salinas, M.-P. Zorzano, J. Martín-Torres, J. Sánchez-García-Casarrubios, J.-L. Pérez-Díaz, A. Vakkada-Ramachandran // International Journal of Mechanical, Industrial and Aerospace Sciences.— 2017. 10.0(1). <https://doi.org/10.5281/zenodo.1339694>
27. Клешнёв, А. В. Графоаналитический метод расчёта дросселирующих устройств систем хранения и подачи ЭРДУ / А. В. Клешнёв, В. М. Дураченко, М. И. Кошкин // Авіаційно-космічна техніка і технологія. — 2003. № 5. - С. 175–177.  
Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit\\_2003\\_5\\_48](http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2003_5_48)
28. Gilligan, R.-P. Modeling Xenon Tank Pressurization Using One-Dimensional Thermodynamic and Heat Transfer Equations / R.-P. Gilligan, T. Tomsik // NASA/TM—2017-219420. [Electronic resource]. – Available at: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20170004518/downloads/20170004518.pdf>
29. Pozzi, F. Development Model of a Gas Pressure Regulator for Spacecraft Propulsion / F. Pozzi, M. Sjöberg // School of Industrial Engineering and Management (ITM). Independent thesis Advanced level. — 2021. [Electronic resource]. – Available at: <https://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1595981&dswid=-5590>
30. Naclerio, S. Development of a Propellant Supply Assembly for Small GEO / S. Naclerio, R. Avezuela, R. Perez, A. Demairé, B. Andersson, N. Kutufa // EcosimPro Papers. — 2010. [Electronic resource]. – Available at: [https://www.ecosimpro.com/wp-content/uploads/2015/02/SpacePropulsion2010.s54\\_S.NACLEIRO\\_paper.pdf](https://www.ecosimpro.com/wp-content/uploads/2015/02/SpacePropulsion2010.s54_S.NACLEIRO_paper.pdf)
31. Koppel, C. Robust Pressure Regulation System for the SMART-1 Electric Propulsion Sub-System / C. Koppel, F. Marchandise, D. Estublier // 40th

- AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. — 2004. AIAA-2004-3977. <https://doi.org/10.2514/6.2004-3977>
32. Фастовский, В. Г. Инертные газы / В.Г. Фастовский, А.Е. Ровинский, Ю.В. Петровский // Атом-издат, 1972. — 352 с.
33. Emsly, J. The Elements / J. Emsly // Oxford University Press, 1991. — 264 p.
34. NIST Chemistry WebBook, SRD 69 [Electronic resource]. — Available at: <https://webbook.nist.gov>.
35. Sifner, O. Thermodynamic Properties of Xenon from the Triple Point to 800 K with Pressures up to 350 MPa / O. Sifner, J. Klomfar // Journal of Physical and Chemical Reference Data. — 1994. Vol. 23, No. 1. <https://doi.org/10.1063/1.555956>
36. Vargaftik, N. B. Handbook of Physical Properties of Liquids and Gases / N. B. Vargaftik // Springer Berlin, 2014. — 758 p. ISBN:978-3-642-52506-3.
37. Lemmon, E. Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids / E. Lemmon, R. Span // Journal of Chemical and Engineering Data. — 2006. Vol. 51, No. 3. <https://doi.org/10.1021/jc050186n>
38. Fazio, N. Alternative propellants for gridded ion engines / N. Fazio, S. Gabriel, I. O. Golosnoy // 6<sup>th</sup> Edition of the Space Propulsion Conference. — 2018. SP2018\_00102
39. Semenkin, A. V. Study of Anode Layer Thruster Operation with Gas Mixtures / A. V. Semkin, G. O. Chislov // 24th International Electric Propulsion Conference. — 1995. IEPC-95-78.
40. Komurasaki, K. Channel length and thruster performance of Hall thrusters / K. Komurasaki, K. Mikami, D. Kusamoto // 32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit. — 1996. <https://doi.org/10.2514/6.1996-3194>
41. Dragnea, H. Simulation of a Hall Effect Thruster with Krypton Propellant / H. Dragnea, A. Lopez Ortega, I. Boyd // 53rd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. — 2017. AIAA 2017-4633. <https://doi.org/10.2514/6.2017-4633>

42. Yamasaki, J. Effect of Channel Shape on Hall thruster Performance Using Argon and Xenon propellant / J. Yamasaki, S. Yokota, K. Shimamura // 36th International Electric Propulsion Conference. — 2019. IEPC-2019-A563
43. Fazio, N. Mission Cost for Gridded Ion Engines using Alternative Propellants / N. Fazio, S. Gabriel, I. O. Golosnoy // 36th International Electric Propulsion Conference. — 2019. IEPC-2019-831
44. SpaceX, Falcon 9, Capabilities & Services [Electronic resource]. – Available at: <https://www.spacex.com/media/Capabilities&Services.pdf>
45. Goebel, D. Fundamentals of Electric Propulsion: Ion and Hall Thrusters / D. Goebel, I. Katz // JPL Space Science & Technology Book Series. — 2008. <https://doi.org/10.1002/9780470436448>
46. Kieckhafer, A. Energetics of Propellant Options for High-Power Hall Thrusters / A. Kieckhafer, L. King // Journal of Propulsion and Power. — 2005. Vol. 23, No. 1. <https://doi.org/10.2514/1.16376>
47. Yamasaki, J. Hall thruster performances using low cost propellant / J. Yamasaki, S. Yokota, K. Shimamura // AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum. — 2019. AIAA 2019-3999. <https://doi.org/10.2514/6.2019-3999>
48. Yamasaki, J. Performance Enhancement of Anode-layer-type Hall Thruster Using Mixture Propellant / J. Yamasaki, S. Yokota, K. Shimamura // 35th International Electric Propulsion Conference. — 2017. IEPC-2017-345
49. Yamasaki, J. Performance enhancement of an argon-based propellant in a Hall thruster / J. Yamasaki, S. Yokota, K. Shimamura // Vacuum. — 2018. Vol. 167. <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2018.09.042>
50. Schonherr, T. Design and Performance Evaluation of Thruster with Anode Layer UT-58 for High-Power Application / T. Schonherr, R. Kawashimay, H. Koizumiz, K. Komurasaki // 33rd International Electric Propulsion Conference. — 2013. IEPC-2013-242
51. Fujita, D. Operating parameters and oscillation characteristics of an anode-layer Hall thruster with argon propellant / D. Fujita, R. Kawashima, Y. Ito, S. Akagi, J.

- Suzuki, T. Schonherr, H. Koizumi, K Komurasaki // Vacuum. — 2014. Vol. 110.  
<https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2014.07.022>
52. Fujita, D. Scaling Law for Argon Anode Layer Hall Thrusters / D. Fujita // Tokyo University. — 2014. [Electronic resource]. – Available at:  
<https://repository.dl.itc.u-tokyo.ac.jp/record/5933/files/K-04259.pdf>
53. Lorand, A. Alternate propellants for PPS® Hall-Effect Plasma Thruster / A. Lorand, O. Duchemin, S. Zurbach, D. Mehaute, N. Cornu // 33rd International Electric Propulsion Conference. — 2013. [Electronic resource]. – Available at:  
<https://www.scribd.com/document/182960913/Alternate-propellants-for-PPS-Hall-Effect-Plasma-Thruster-pdf>
54. Cifali, G. Experimental characterization of HET and RIT with atmospheric propellants / G. Cifali, D. Dignani, T. Misuri, P. Rossetti, M. Andrenucci, D. Valentian, F. Marchandise, D. Feili, B. Lotz // 32nd International Electric Propulsion Conference. — 2011. IEPC-2011-224
55. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик, М. О. Штейнберг // Машиностроение, 1992. — 672 с.
56. Кикоин, И. К. Таблица физических величин / И. К. Кикоин // Атомиздат, 1976, — 1008 с.
57. Yurkov, B. Test Results of a High-Speed Solenoid Valve for the Electric Propulsion Feed System / B. Yurkov, O. Petrenko, D. Voronovsky, A. Troyan // Visnyk DNU. — 2021, №24, T29, 72—80. <https://doi.org/10.15421/452107>
58. Alicat Scientific. Correcting flow data after choosing the wrong gas in Gas Select™. — 2023. [Electronic resource]. – Available at:  
<https://www.alicat.com/using-your-alicat/how-to-correct-flow-data-after-choosing-the-wrong-gas/>
59. Brooks Instrument. Gas Correction Factors. — 2013. [Electronic resource]. – Available at: <https://www.brooksinstrument.com/en/resources/sizing-tools>

60. Hardy, J. E. Empirical correlations for thermal flowmeters covering a wide range of thermal-physical properties / J. E. Hardy, J. O. Hylton, T. E. McKnight // National Conference of Standards Labs (NCSL). — 1999. AC05-96OR22464
61. Kumar, S. Understanding the Compatibility of Thermal Mass Flow Meter with Various Process Gases / S. Kumar, A. Mahendra, G. Gouthaman // Journal of Chemical Engineering & Process Technology. — 2011. S1:002. <https://doi.org/10.4172/2157-7048.S1-002>
62. Санін, Ф.П. Герметичність у ракетно-космічній техніці / Ф. П. Санін, Є. О. Джур, Л. Д. Кучма, В. А. Найдьонов // Підручник – Дніпропетровськ: Вид-во ДДУ. — 1995. — С. 168.
63. Stanford Research Systems. Gas Correction Factors for Bayard-Alpert Ionization Gauges. — 2023. [Electronic resource]. – Available at: <https://www.thinksrs.com/downloads/pdfs/applicationnotes/IG1BAgasapp.pdf>
64. Bronkhorst High-Tech B.V. About Fluidat® on the net v1.85. — 2023. [Electronic resource]. – Available at: <https://www.fluidat.com/default.asp>.
65. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева // «Энергия», 1977. — 344 с.
66. Бухмиров В. В. Расчет коэффициента конвективной теплоотдачи (основные критериальные уравнения) / В. В. Бухмиров // Методические указания к выполнению практических и лабораторных работ. — 2007. Режим доступа: <https://studfile.net/preview/6812651/>.
67. РМГ 64-2003. Обеспечение эффективности измерений при управлении технологическими процессами. Методы и способы повышения точности измерений.
68. Електромагніти пневмогідравлічних та гідравлічних клапанів. Методика розрахунку. ОСТ 92-9376-80.
69. Petrenko, O. Long lifetime solenoid valve for electric propulsion systems / O. Petrenko, B. Yurkov, D. Voronovskyi, S. Tolok, A. Troyan // 7<sup>th</sup> Space propulsion conference. — 2021. SP2020\_00272

- 70.Lee, J. Development of compact xenon feeding unit for 100W class Halleffect propulsion system / J. Lee, D. Hyeon Kim, J. Cheong Lee, S. So, Y. Kim, Y. Sirl, M. Son, D. Shin, H. Yoon // 8<sup>th</sup> Space propulsion conference. — 2022. SP2022\_069.
- 71.Jackson, J. Development of High Power Hall Thruster Systems to Enable the NASA Exploration / J. Jackson, J. Cassady, M. Allen, R. Myers, T. Tofil, D. Herman, E. Pencil // 6<sup>th</sup> Space propulsion conference. — 2018. SP2018\_00429.
- 72.Holste, K. Ion thrusters for electric propulsion: Scientific issues developing a niche technology into a game changer / K. Holste, P. Dietz, S. Scharmann, K. Keil, T. Henning, D. Zschätzsch, M. Reitemeyer, B. Nauschütt, F. Kiefer, F. Kunze, J. Zorn, C. Heiliger, N. Joshi, U. Probst, R. Thüringer, C. Volkmar, D. Packan, S. Peterschmitt, K.-T. Brinkmann, H.-G. Zaunick, M. H. Thoma, M. Kretschmer, H. J. Leiter, S. Schippers, K. Hannemann, P. J. Klar // Review of Scientific Instruments. — 2020. Vol. 91, No 6. <https://doi.org/10.1063/5.0010134>
- 73.Walas, S. Phase Equilibria in Chemical Engineering / S. Walas / Butterworth-Heinemann, 1985. — 688 p. <https://doi.org/10.1016/C2013-0-04304-6>
- 74.EOS Data Analytics отримала перші знімки з агро-супутника EOS SAT-1 розробленого в Україні. — 2023 [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://itc.ua/news/eos-data-analytics-poluchyla-pervye-snymky-s-agrosputnyka-eos-sat-1-razrobotannogo-v-ukrayne/>



## ДОДАТКИ

## ДОДАТОК А

Сертифікат датчику тиску, встановленого у «Підвищувач тиску»

 Національний науковий центр «Інститут метрології»			
НАЦІОНАЛЬНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР «ІНСТИТУТ МЕТРОЛОГІЇ» National Scientific Centre "Institute of metrology"			
<b>СЕРТИФІКАТ КАЛІБРУВАННЯ</b> <b>CALIBRATION CERTIFICATE</b>			
Свідчення від 10.05.2016 р. QSF-R44 про визнання системи менеджменту якості згідно стандарту ISO/IEC 17025. QSF-R44 certificate of recognition of quality management system according to ISO/IEC 17025 issued 10.05.2016			
Номер сертифікату Certificate number	UA01№ <u>3844</u>	Дата калібрування Date when calibrated	29.06.2021
		Сторінка Page	1 з 3 of 3
Об'єкт калібрування Item calibrated	Перетворювач тиску PX459-2.5KA485-5V, зав. № 493177 Найменування еталона / засобу вимірювальної техніки / ідентифікація Description of measurement standard / measuring instrument / identification		
Замовник Customer	ТОВ «ФЛАЙТ КОНТРОЛЬ», 49050, м. Дніпро, пр. Гагаріна, 115 Інформація про замовника, адреса Name of the customer, address		
Метод калібрування Method of calibration	МКУ 04-664:2020 Метрологія. Перетворювачі тиску з електричними вихідними сигналами. Методика калібрування Найменування методу / ідентифікація Name of the method / identification		
Усі вимірювання мають простежуваність до одиниць Міжнародної системи SI, які підтримують національні еталони України, що зберігаються у ННЦ «Інститут метрології». Цей сертифікат може бути відтворений тільки повністю. Будь-яка публікація або часткове відтворення змисту сертифіката можливі з письмового дозволу ННЦ, що видає сертифікат. All measurements are traceable to the SI units which are realized by national measurement standards of Ukraine, which are stored of the NSC "Institute of Metrology". This certificate shall not be reproduced, except in full. Any publication extracts from the calibration certificate requires written approval of the issuing NMI.			
Затверджуючий підпис Authorising signature	О.В. Прокопов, заст. ген. директора з науково-метрологічної роботи ІПБ та посада / Name and function		
	Дата видачі <u>30.06.2021</u> Date of issue		
Україна 61002, м. Харків, вул. Митрофанівська 42, Тел: +38 (057) 700 3409, Факс: +38 057 700 3447, <a href="http://www.metrology.kharkov.ua">www.metrology.kharkov.ua</a> , e-mail: <a href="mailto:info@metrology.kharkov.ua">info@metrology.kharkov.ua</a> Mironositskaya 42, Kharkov, 61002, UKRAINE, Phone: +38 (057) 700 3409, fax: +38 057 700 3447, <a href="http://www.metrology.kharkov.ua">www.metrology.kharkov.ua</a> , e-mail: <a href="mailto:info@metrology.kharkov.ua">info@metrology.kharkov.ua</a>			

**СЕРТИФІКАТ КАЛІБРУВАННЯ** UA01№ 3842  
 CALIBRATION CERTIFICATE

 Сторінка 2 з 3  
 Page of

 Калібрування виконано  
 за допомогою:  
 Calibration is performed using

 Манометра абсолютного тиску МПА-15 № 854,  
 сертифікат UA 01 № 7906 від 02.12.2020 р., манометра вантажо-  
 поршневого МП-600 № 783, сертифікат UA 01 № 6394 від  
 20.10.2020 р., багатофункціонального калібруатора  
 DPI 620G № 4007162, сертифікат UA 01 № 7880 від 30.11.2020 р.

 Найменування еталонів та їх статус / ідентифікація / докази простежуваності  
 Description of the reference measurement standards / identification / evidence of traceability

 Умови калібрування  
 Calibration conditions

 Температура навколишнього повітря:  $(19,8 \pm 0,5) ^\circ\text{C}$ 

 Відносна вологість:  $(51 \pm 2) \%$ 

 Атмосферний тиск:  $(99,3 \pm 0,3) \text{ кПа}$ 

 Умови навколишнього середовища та інші фактори, що впливають  
 Environmental conditions and other influence parameters

 Результати калібрування, включаючи невизначеність  
 Calibration results including uncertainty

**Абсолютний тиск**

Покази еталона	Покази приладу			Середнє значення		Відхилен- ня	Збіжність	Варіація	Розширена невизначеність вимірювань при калібру- ванні $U$
$p_e$	$U$			$\bar{U}$	$\bar{p}$	$\Delta p$	$b'$	$h$	
	M1 ↑	M2 ↓	M3 ↑	$((M1+M3)/2+M2)/2$		$\bar{p} - p_e$	$ M3-M1 $	$ M2-M1 $	
бар	В	В	В	В	бар	бар	бар	бар	бар
0,00	0,0011	0,0011	0,0011	0,0011	0,04	0,04	0,00	0,00	0,01
10,80	0,3134	0,3144	0,3137	0,3140	10,82	0,02	0,01	0,03	0,03
20,61	0,5979	0,5989	0,5982	0,5985	20,63	0,02	0,01	0,03	0,03
30,43	0,8824	0,8831	0,8825	0,8828	30,43	0,00	0,00	0,02	0,02
40,24	1,1663	1,1672	1,1670	1,1669	40,23	-0,01	0,02	0,03	0,03
50,05	1,4505	1,4518	1,4513	1,4514	50,04	-0,01	0,03	0,04	0,04
59,86	1,7351	1,7359	1,7356	1,7356	59,83	-0,03	0,02	0,03	0,03
69,67	2,0193	2,0204	2,0199	2,0200	69,64	-0,03	0,02	0,04	0,03
79,48	2,3035	2,3046	2,3043	2,3043	79,44	-0,04	0,03	0,04	0,03
89,29	2,5882	2,5891	2,5888	2,5888	89,25	-0,04	0,02	0,03	0,03
99,10	2,8728	2,8735	2,8734	2,8733	99,05	-0,05	0,02	0,02	0,03
108,91	3,1571	3,1579	3,1577	3,1577	108,86	-0,05	0,02	0,03	0,03
118,71	3,4418	3,4424	3,4422	3,4422	118,67	-0,04	0,01	0,02	0,02
128,52	3,7264	3,7270	3,7267	3,7268	128,48	-0,04	0,01	0,02	0,02
138,33	4,0112	4,0119	4,0114	4,0116	138,30	-0,03	0,01	0,02	0,03
148,14	4,2960	4,2966	4,2964	4,2964	148,11	-0,03	0,01	0,02	0,03
157,95	4,5804	4,5806	4,5805	4,5805	157,91	-0,04	0,00	0,01	0,02
167,76	4,8654	4,8654	4,8653	4,8654	167,73	-0,03	0,00	0,00	0,02

 Розширена невизначеність вимірювань електровимірювального засобу вимірювальної тех-  
 ніки  $U(U) - 0,0002 \text{ В}$ .

Напруга живлення перетворювача при калібруванні – 24 В.

 Розширену невизначеність отримано як добуток стандартної невизначеності та коефіцієнта охоплення  $k = 2$ , що відпо-  
 відає рівню довіри приблизно 95 % за припущення щодо розподілу результатів вимірювань за нормальним законом. Оціню-  
 вання невизначеності виконано відповідно до «Настанов з вираження невизначеності вимірювань» (GUM).

 The expanded uncertainty is obtained by multiplying the combined standard uncertainty by a coverage factor  $k = 2$  corresponding  
 to a confidence interval of approximately 95 % assuming the law of normal distribution of the measurement results. The evaluation  
 of uncertainty is conducted according to the "Guide to the expression of uncertainty in measurement" (GUM).

**СЕРТИФІКАТ КАЛІБРУВАННЯ**  
CALIBRATION CERTIFICATE

UA01№

3842

Сторінка  
Page

3

з

of

3

**Додаткова інформація**  
Additional information

стан об'єкту калібрування / регулювання та/або ремонт об'єкту калібрування до його калібрування /  
рекомендований міжкالیбрувальний інтервал за бажанням замовника  
condition of the item of calibration / adjustments or repair of the item of calibration before calibrated /  
recommended recalibration period, if requested by the customer

**Підпис особи, що виконала калібрування**  
Signature of the person who has performed calibration**О. В. Мошенська, інженер 1 кат.**  
ПІБ та посада / Name and function

000032





## ДОДАТОК Б

### Характеристики Bronkhorst

#### EL-FLOW Select F-201CV

Digital Thermal Mass Flow Controller for Gases



#### Gas Mass Flow Controllers for low flow rates

Bronkhorst® model F-201CV Mass Flow Controllers (MFCs) are suited for accurate measurement and control of flow ranges between 0,16...8 ml<sub>N</sub>/min and 0,5...25 l<sub>N</sub>/min at operating pressures between vacuum and 64 bar. The MFC consists of a thermal mass flow sensor, a precise control valve and a microprocessor based pc-board with signal and fieldbus conversion. As a function of a setpoint value, the flow controller swiftly adjusts the desired flow rate.

EL-FLOW® Select series are equipped with a digital pc-board, offering high accuracy, excellent temperature stability and fast response. The main digital pc-board contains all of the general functions needed for measurement and control. In addition to the standard RS232 output the instruments also offer analog I/O. As an option, an on-board interface can be mounted to provide CANopen®, DeviceNet™, EtherCAT®, PROFIBUS DP, PROFINET, Modbus RTU, ASCII or TCP/IP, EtherNet/IP, POWERLINK or FLOW-BUS protocols. The EL-FLOW® Select design features optional Multi Gas / Multi Range functionality, providing (OEM-) customers with optimal flexibility and process efficiency.

#### Technical specifications

##### Measurement / control system

Flow range (intermediate ranges available)	min. 0,16...8 ml <sub>N</sub> /min max. 0,5...25 l <sub>N</sub> /min (based on N <sub>2</sub> )
Accuracy (incl. linearity) (based on actual calibration)	± 0,5 % RD plus ±0,1%FS
Repeatability	< 0,2 % RD
Turndown ratio	up to 1:187,5 (1:50 in analog mode)
Multi fluid capability	storage of max. 8 calibration curves; optional Multi Gas / Multi Range functionality up to 10 bar abs
Settling time (in control, typical)	standard: 1...2 seconds option: down to 500 msec
Control stability	< ± 0,1 % FS (typical for 1 l <sub>N</sub> /min N <sub>2</sub> )
Operating temperature	-10 ... +70 °C
Temperature sensitivity	zero: < 0,05% FS/°C; span: < 0,05% Rd/°C
Pressure sensitivity	< 0,1% Rd/bar typical N <sub>2</sub> ; 0,01% Rd/bar typical H <sub>2</sub>
Max. Kv-value	6,6 x 10 <sup>-2</sup>
Leak integrity, outboard	tested < 2 x 10 <sup>-9</sup> mbar l/s He
Attitude sensitivity	max. error at 90° off horizontal 0,2% at 1 bar, typical N <sub>2</sub>
Warm-up time	30 min. for optimum accuracy 2 min. for accuracy ± 2% FS

## EL-FLOW Prestige FG-201CV

High Performance Mass Flow Controller for Gases



### Gas Mass Flow Controllers for low flow rates

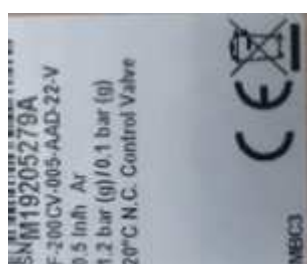
Bronkhorst® model FG-201CV High Performance Mass Flow Controllers (MFCs) are suited for accurate measurement and control of flow ranges between 0,14...7 ml<sub>N</sub>/min and 0,4...20 l<sub>N</sub>/min at operating pressures between vacuum and 64 bar. The MFC consists of a thermal mass flow sensor, a precise control valve and a microprocessor based pc-board with signal and fieldbus conversion. As a function of a setpoint value, the flow controller swiftly adjusts the desired flow rate.

EL-FLOW® Prestige series are equipped with a digital pc-board, offering high accuracy, excellent temperature stability and fast response. The main digital pc-board contains all of the general functions needed for measurement and control. In addition to the standard RS232 output the instruments also offer analog I/O. As an option, an on-board interface can be mounted to provide CANopen®, DeviceNet™, EtherCAT®, PROFIBUS DP, PROFINET, Modbus RTU, ASCII or TCP/IP, EtherNet/IP, POWERLINK or FLOW-BUS protocols. The EL-FLOW® Prestige design features standard Multi Gas / Multi Range functionality, providing (OEM-) customers with optimal flexibility and process efficiency.

### Technical specifications


#### Measurement / control system

Flow range (intermediate ranges available)	min. 0,14...7 ml <sub>N</sub> /min max. 0,4...20 l <sub>N</sub> /min (based on N <sub>2</sub> )
Accuracy (incl. linearity) (based on actual calibration)	± 0,5 % RD plus ±0,1%FS
Repeatability	< 0,2 % RD
Turndown ratio	1:150 (1:50 in analog mode)
Multi Gas/Multi Range	embedded gas data for <u>100 unique gases</u> , plus any mixture of maximum 5 of these gases. MG/MR functionality available up to 64 bar.
Settling time (in control, typical)	fast: < 500 msec standard: < 1 sec slow: < 2 sec
Control stability	≤ ± 0,1 % FS (typical for 1 l <sub>N</sub> /min N <sub>2</sub> )
Operating temperature	-10 ... 70 °C
Temperature sensitivity	zero: < 0,02% FS/°C; span: < 0,025% Rd/°C
Pressure sensitivity	<0,15% Rd/bar typical N <sub>2</sub> ; < 0,02% Rd/bar N <sub>2</sub> (incl. pressure correction option)
Max. Kv-value	6,6 x 10 <sup>-2</sup>
Leak integrity, outboard	tested < 2 x 10 <sup>-9</sup> mbar l/s He
Attitude sensitivity	max. error at 90° off horizontal 0,07% FS at 1 bar, typical N <sub>2</sub>
Warm-up time	30 min. for optimum accuracy 2 min. for accuracy ± 1% FS



## ДОДАТОК В

### Паспорт датчику тиску «оснащення для випробування дросельних шайб»

	
<b>L'ESSOR FRANCAIS ELECTRONIQUE</b> 16-18, rue de la porte à bateaux - 27540 IVRY LA BATAILLE Tel.: (33)2.32.22.35.05 Fax: (33)2.32.36.46.27 - Web : www.efc-sensor.com	
<b>DATASHEET</b>	
Document # :	26402
Sensor model :	PHE867
Serial number :	26402002
Range (F.S.):	10 bar Absolute
Safe overload :	150 % F.S.
Excitation :	8 to 16 Vdc
Insulation resistance :	>1000 Mohms under 50Vdc
Zero balance	0.5 V $\pm$ 0.05
Rated Output	4.5 V $\pm$ 0.05
Non linearity+hysteresis :	NLH $\leq$ $\pm$ 0.25% F.S. typ. ( $\pm$ 0.35% max)
Non repetability :	0.05 % F.S. Typ.
Operating temperature :	-40°C to +125°C
Compensated temperature :	-40°C to +125°C
Thermal Zero and Gain shift :	$\pm$ 0.02 % F.S./°C combined
Mechanical connection :	M5x0,8 male - short (4mm)
O-ring :	O-Ring Ø4.8 x 1
Mounting torque :	2 N.m max.
Enclosure protection :	IP65 for absolute & sealed gage version
Electrical connection :	Heat shrink boot
Cable :	1m // Shielded Teflon Cable, Ø1.6mm, 4 wires with Viton sleeve
+ Excitation	Red
+ Measure	Green
0 volt	Black
Screen	Shield to Sensor Body

ДОДАТОК Г  
Технічні характеристики терморегулятора «Камери для термоциклів»



# TK-6

## ТЕРМОРЕГУЛЯТОР

(двухканальный)

-55°C...+125°C

ТУ У 29.1-3496336-002:2011

### Инструкция по эксплуатации

#### 1. Назначение

Двухканальный электронный регулятор температуры (далее терморегулятор) ТК-6 предназначен для поддержания заданной пользователем температуры по двум независимым каналам измерения и управления с отображением значений на встроенном цифровом светодиодном индикаторе. Терморегулятор можно использовать как для контроля температуры в двух различных зонах так и для управления двухступенчатой системой поддержания температуры.

#### 2. Технические характеристики:

Диапазон измеряемых температур, °C	-55...+125
Диапазон регулируемых температур, °C	-55...+125
Дискретность индикации, °C	0,1, от -9,9 до +99 1, в остальном диапазоне
Погрешность измерения, °C, не более	0,5
Температурный гистерезис ( $\Delta t$ ), °C	0,1...39,9
Номинальный ток активной нагрузки, А	6
Напряжение питания, В	~220 ± 10%, 50 Гц
Потребляемая мощность, Вт, не более	5
Степень защиты терморегулятора	IP20







ДОДАТОК Д  
Характеристики ваг ТВЕ-12-0,5

ТзОВ "НВП "Техноваги"  
79066, м. Львів, вул. Надійна 3, тел. (032) 245-19-19.

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Директор НВП №4  
ДП "Укрметртестстандарт"  
\_\_\_\_\_ О.М. Самойленко  
" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2013 р.

у частині розділу 16 "Методика повірки  
(калібрування) " та Додатку А

ВАГИ  
ЛАБОРАТОРНІ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ  
ЕЛЕКТРОННІ ТВЕ ...

НАСТАНОВА ЩОДО ЕКСПЛУАТУВАННЯ

ТВТВ 404316 НЕ



Держресстр України № У2070-13

Львів - 2013 р.

Таблиця 1 - Виконання ваг та їх основні метрологічні характеристики

Позначка базового виконання	Границі зважування		Дійсна ціна поділки d, г	Ціна повірочної поділки, e, г	Кількість повірочних поділок, n	Клас точності за ДСТУ EN 45501	Розміри вантажо-приймальної платформи (довжина × ширина або діаметр), мм, не більше	Маса, кг, не більше
	Min, г	Max, кг						
TBE-0,11-0,0001-M	0,05	0,11	0,0001	0,001	110000	I	130x130, або Ø 120	4,5
TBE-0,22-0,0001-M	0,01	0,22	0,0001	0,001	220000	I		
TBE-0,21-0,001-M <sub>1</sub>	0,02	0,21	0,001	0,01	21000	II		
TBE-0,21-0,001								
TBE-0,6-0,001-M	0,1	0,6	0,001	0,01	60000	II		
TBE-0,15-0,001	0,02	0,15	0,001	0,01	15000	II		
TBE-1,0- 0,002-M	0,2	1,0	0,002	0,01	100000	II	170x170, або Ø 150	4,8
TBE-2,1-0,01-M	0,5	2,1	0,01	0,1	21000	II		
TBE-2,1- 0,01								
TBE-3-0,01-M	0,5	3	0,01	0,1	30000	II		
TBE-6-0,01-M	2	6,0	0,01	0,1	60000	II		
TBE-10 - 0,02-M	2	10,0	0,01	0,1	100000	II	260x310	8
TBE-21-0,1-M	5	21,0	0,1	1	21000	II	290x370	13
TBE-50-0,2-M	20	50,0	0,2	1	50000	II		
TBE-0,3-0,002	0,1	0,3	0,002	0,01	30000	II	130x130, або Ø 120	4,5
TBE-0,3-0,005	0,1	0,3	0,005	0,02	15000	II		
TBE-0,3-0,01	0,1	0,3	0,01	0,05	6000	II		
TBE-0,5-0,01	0,5	0,5	0,01	0,1	5000	II		
TBE-0,6-0,01	0,5	0,6	0,01	0,1	6000	II		
TBE-1-0,01	0,5	1,0	0,01	0,1	10000	II	170x170, або Ø 150	4,8
TBE-1,5-0,02	1	1,5	0,02	0,1	15000	II		
TBE-3-0,02	2,5	3,0	0,02	0,1	30000	II		
TBE-3-0,05	2,5	3,0	0,05	0,2	15000	II		
TBE-3-0,1	2,5	3,0	0,1	0,5	6000	II		
TBE-6-0,1	5	6,0	0,1	1	6000	II		
TBE-10-0,1	5	10,0	0,1	1	10000	II	260x310	8
TBE-12-0,2	10	12	0,2	1	12000	II		
TBE-12-0,5	10	12	0,5	2	6000	II		
TBE-15-0,1	5	15,0	0,1	1	15000	II		

## ДОДАТОК Е

### Акт впровадження результатів дослідження

ЗАТВЕРДЖЕНО

/ В. О. проректора з науково-педагогічної  
роботи Дніпровського національного  
університету імені Олеся Гончара  
Наталія ГУК  
2023 р.



#### АКТ

впровадження результатів науково-дослідної роботи в освітній процес

Результати дисертаційної роботи «Розробка і обґрунтування методики розрахунку системи зберігання і подачі робочої речовини електрореактивної двигунної установки» на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка Юркова Богдана Володимировича, а саме – характеристики систем зберігання і подачі робочої речовини електрореактивних двигунних установок, методики розрахунку окремих елементів системи подачі електрореактивної двигунної установки використовуються на кафедрі двигунобудування Дніпровського національного університету імені Олеся Гончара при розробці матеріалів навчальних дисциплін:

- «Методи та техніка експерименту»;
- «Теорія та розрахунок електроракетних двигунів»;
- «Моделювання складних технічних систем».

Зав. каф. двигунобудування ФТФ, проф.

Юрій МІТКОВ

В.о. декана ФТФ, проф.

Анатолій САНІН