

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МОДЕЛЮВАННЯ В ЕНЕРГЕТИЦІ
ІМ. Г.Є.ПУХОВА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Чирва Олександр Олександрович

УДК 629.7.067.5 : 629.7.048 : 621.565.931.2

ДИСЕРТАЦІЯ

**МОДЕЛІ НЕСТАЦІОНАРНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕМЕНТАХ СИСТЕМИ
ПІДГОТОВКИ ПОВІТРЯ ТА ПРОТИБЛІДНЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ
ЛІТАКА ДЛЯ ВІДПРАЦЮВАННЯ АЛГОРИТМІВ УПРАВЛІННЯ
НИМИ**

Спеціальність 01.05.02 - математичне моделювання та обчислювальні методи

Галузь знань: математика та статистика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ О.О. Чирва

Науковий керівник: Винничук Степан Дмитрович, доктор технічних наук, старший науковий співробітник.

Київ – 2018

АНОТАЦІЯ

Чирва О. О. Моделі нестационарних процесів в елементах системи підготовки повітря та протиобліднювальної системи літака для відпрацювання алгоритмів управління ними. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 01.05.02 «Математичне моделювання та обчислювальні методи» (011 – Математика та статистика) - Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г. Є. Пухова Національної академії наук України, Київ, 2018.

Зміст анотації. Сучасні тенденції в авіабудуванні, щодо створення більш економічних, комерційно привабливих та, водночас, задовольняючих сучасним вимогам безпеки літаків, призводять до більшої автоматизації і ускладнення агрегатів систем літаків та систем керування ними.

Пневматичні системи літака виконують багато функцій, серед яких забезпечення створення необхідних комфортних умов для пасажирів та вантажу, а також забезпечення необхідної енергії для системи захисту літака від обледеніння. Кожна пневматична система має свою незалежну систему керування розробкою яких займаються різні підприємства. Управління кожною системою відпрацьовується на спеціальних стендах. Проте сумісна роботу цих систем як правило відпрацьовується вже під час льотних випробувань.

Під час льотних випробувань відпрацювати алгоритми керування системами з урахуванням їх сумісної взаємодії на всіх режимах польоту не є можливим, що може призвести до появи позаштатних ситуацій під час серійної експлуатації літака. Тому створення математичних моделей та програмних засобів комп'ютерної реалізації які б дозволили відпрацьовувати алгоритми керування елементами пневматичних систем з урахуванням їх

сумісного функціонування ще на етапі розробки систем є актуальною задачею.

Система підготовки повітря (СПП) є основною системою, яка забезпечує енергією майже всі пневматичні системи літака. Повітряно-теплова протиобліднювальна система є найбільшим споживачем повітря, проте її робота має епізодичний характер. Під час ввімкнення ПОС можуть виникнути проблеми сумісного регулювання параметрів повітря, що призводять до незадовільного забезпечення енергією пневматичних систем літака.

Дисертація присвячена створенню математичних моделей, а також програмних засобів комп'ютерної реалізації з моделювання динамічних процесів зміни тиску та температури в елементах повітряних систем літака з урахуванням впливів системи управління для відпрацювання алгоритмів управління перехідними режимами системи підготовки повітря та протиобліднювальної системи літака при їх сумісному функціонуванні.

Наукова новизна отриманих результатів дослідження полягає в наступному:

1. Вперше запропоновано математичну трьохпоточну модель нестационарних тепло-гідравлічних процесів в пластинчастих теплообмінних апаратах, що, на відміну від відомих, враховує теплові втрати в навколишнє середовище та дозволяє пришвидшити час необхідний для моделювання, за рахунок розрахунку теплового стану тільки для декількох пластин.

2. Удосконалено математичну модель тепло-гідравлічних процесів електропневматичного крана-регулятора, яка, на відміну від існуючої моделі дозволяє враховувати вплив температури навколишнього середовища, аеродинамічних сил, що діють на заслінку.

3. На основі аналізу результатів моделювання теплових та гідравлічних процесів в пневматичному трубопроводі встановлено, що в зв'язку з великою інерційністю теплових процесів достатню для практики точність

забезпечується при використанні моделі квазістаціонарних теплових гідравлічних процесів.

4. Вперше запропоновано математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають при сумісному функціонуванні СПП та ПОС, яка складається з математичних моделей основних агрегатів, що встановлені в пневматичній системі, та поєднані між собою відповідними інтерфейсами. Показано, що для кожної моделі можливо виконувати розрахунки з різним значенням кроку за часом.

Практична цінність полягає в наступному:

Вперше запропоновано методика управління алгоритмів управління перехідними режимами системи підготовки повітря та протиобліднювальної системи літака при їх сумісному функціонуванні. Розроблені програмні засоби комп'ютерної реалізації, які дозволяють обчислювати нестационарні тепло гідравлічні процеси, що протікають в пластинчатих теплообмінних апаратах, електропневматичних цифрових кранах-регуляторах, системах підготовки повітря та протиобліднювальних системах літака, що дозволило відпрацьовувати алгоритми керування системами ще на етапі їх проектування.

Ключові слова: математична модель, пневматичні системи, система підготовки повітря, протиобліднювальна система, теплообмінні апарати, кран-регулятор, трубопровід.

ABSTRACT

Chyrva Olexandr. Models of transient processes in the elements of the bleed air system and the ice protection system of aircrafts for working out their control algorithms. - Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for candidate's degree in technical science by speciality 01.05.02 - mathematical modeling and computing methods. – Pukhov Institute for Modelling in Energy Engineering, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, 2018.

Annotation content. Modern trends in aircraft construction, in order to create more economical, commercially attractive and, at the same time, meet the modern safety requirements of aircraft, lead to more automation and complexity of aircraft system components and systems for controlling them.

Aircraft pneumatic systems perform many functions, including ensuring the creation of the necessary environment for the comfortable transportation of passengers and cargo, as well as providing the necessary energy for ice protection systems. Each pneumatic system has its own independent control system for the development of various enterprises. Control of each system is worked out on special stands. However, the interoperability of these systems is usually practiced already on board the aircraft.

During flight tests, it is not possible to work out algorithms for controlling systems, taking into account their interoperability in all flight modes, which may lead to unexpected situations during the serial operation of the aircraft. Therefore, the creation of mathematical models and software that would allow the development of algorithms for controlling elements of pneumatic systems, taking into account their joint operation at the stage of system development, is an urgent task.

The Bleed Air System (BAS) is the main system that provides energy for almost all pneumatic airplane systems. Ice Protection System (IPS) is the largest consumer of air, the functioning of which has a significant impact on the BAS.

Possible problems that arise during their joint operation may cause in unsatisfactory maintenance of the air of pneumatic systems of the aircraft.

The dissertation is devoted to the creation of mathematical models and software tools of computer realization on the modeling of dynamic processes of pressure and temperature changes in elements of air systems of the aircraft, taking into account the influence of the control system for the development of transition control algorithms for the BAS and IPS in their joint operation.

The scientific novelty of the research results obtained is as follows:

1. The mathematical three-current model of non-stationary heat-hydraulic processes in plate heat exchangers was proposed for the first time, which, unlike the known, takes into account thermal losses in the environment and allows to speed up the time required for modeling, by calculating the thermal state for only several plates.

2. The mathematical model of the heat-hydraulic processes of the electropneumatic valve-regulator, which, in contrast to the existing model allows to take into account the influence of the ambient temperature, the aerodynamic forces acting on the damper, is improved.

3. Based on the analysis of the results of simulation of thermal and hydraulic processes in the pneumatic pipeline, it has been established that due to the high inertia of thermal processes sufficient accuracy is ensured with the use of the model of quasi-stationary thermal hydraulic processes.

4. A mathematical model of non-stationary thermal and hydraulic processes proceeding with the joint functioning of the BAS and IPS was proposed for the first time, which consists of mathematical models of the basic aggregates installed in the pneumatic system, and interconnected interfaces among them. It is shown that for each model it is possible to perform calculations with different values of step in time.

Practical value is as follows:

A method of working out of algorithms of control of transitional modes of bleed air system and ice protection system of an airplane during their joint operation is offered. Software tools for computer realization are developed that allow to calculate the non-stationary heat of hydraulic processes occurring in plate heat exchangers, electropneumatic digital cranes-regulators, bleed air system and ice protection systems of the aircraft, which allowed to develop algorithms for control systems at the stage of their design.

Key words: mathematical model, pneumatic systems, bleed air system, ice protection system, heat exchangers, regulators, pipeline.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Чирва А. А. Особенности моделирования теплообменных аппаратов установленных в системах подготовки воздуха самолетов. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2013. Вип. 69. С. 112–117.
2. Чирва А. А. Моделирование нестационарных тепловых процессов в пластинчатых теплообменниках с учетом внешнего обтекания. *Электронное моделирование*. 2014. Т. 36, № 6. С. 109–118.
3. Чирва А. А. Моделирование гидравлических процессов в первичном узле охлаждения системы подготовки воздуха. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2015. Вип. 75. С. 33–41.
4. Чирва А. А. Математическая модель гидравлических процессов в пневматическом трубопроводе. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2016. Вип. 76. С. 129–134.
5. Чирва А. А. Математическая модель современного крана-регулятора воздушных систем самолета. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2016. Вип. 77. С. 129–136.
6. Винничук С.Д., Шестаков А.А., Чирва А.А. Идентификация параметров модели тепловых и гидравлических процессов в перекрестнопоточном теплообменнике, основанной на аналогии между термическими и гидравлическими сопротивлениями. *Электронное моделирование*. 2018. Т. 40, № 4. С. 65–82.

Праці апробаційного характеру:

7. Винничук С. Д. Чирва А. А. Анализ структуры систем подготовки воздуха и систем защиты от обледенения самолетов. *Моделювання: XXXII* : тези доп. наук. – техн. конф., м. Київ, 09-10 січня 2013 р. С. 19.
8. Чирва А. А. Анализ моделей расчета тепловых процессов протекающих в теплообменниках системы подготовки воздуха самолета. *Моделювання: XXXIII* : тези доп. наук. – техн. конф., м. Київ, 15-16 січня 2014. С. 13.
9. Чирва А. А. Моделирование нестационарных тепловых процессов в теплообменниках системы подготовки воздуха самолетов с учетом тепловых потерь во внешнюю среду. *Моделювання: XXXIV* : тези доп. наук. – техн. конф., м. Київ, 9-10 січня 2015 р. С. 15.
10. Чирва А. А. Математическая модель пневматического крана-регулятора современных пневматических систем самолета. *Моделювання: XXXV*: тези доп. наук. – техн. конф., м. Київ, 15-16 січня 2014 р. С. 12.
11. Чирва А. А. Моделирование гидравлических процессов электропневматического цифрового регулятора воздушных систем самолета. *Розвиток інноваційної діяльності в галузі технічних і фізико-математичних наук* : тези доп. міжнародної наук.-практ. конф., м. Миколаїв, 22-24 вересня 2016 р. С. 155.
12. Винничук С.Д., Чирва А.А. Визначення параметрів моделі теплових і гідравлічних процесів в перехресно точних теплообмінниках. *Моделювання-2018*: тези доп. міжнар. наук. конф., м. Київ, 12-14 вересня 2018 р. С. 103-106.
13. Чирва А. А. Моделювання нестационарних теплових процесів в системах підготовки повітря літаків. *Розвиток інноваційної діяльності в галузі технічних і фізико-математичних наук* : тези доп. міжнародної наук.-практ. конф., м. Миколаїв, 13-15 вересня 2018 р. С. 114.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ.....	12
ВСТУП	13
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ОСНОВНИХ АГРЕГАТІВ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ	21
1.1. Методи розрахунку теплових процесів у теплообмінниках.....	28
1.2. Моделювання кранів-регуляторів.....	34
1.3. Моделювання нестационарних течій в трубопроводі	36
1.4. Основні методи чисельного рішення рівнянь математичної фізики .	38
1.5. Висновки.	39
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛОВИХ І ГІДРАВЛІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПЕРЕХРЕСТНОПОТОЧНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ.....	41
2.1. Математична модель теплових процесів в конструкції ТА.....	42
2.2. Рішення рівняння теплопровідності для пластини.....	47
2.3. Моделювання потоків теплоносіїв.	53
2.4. Визначення коефіцієнта тепловіддачі.....	57
2.5. Гідравлічний розрахунок теплообмінника.....	59
2.6. Гідравлічна модель ділянки каналу.....	63
2.7. Алгоритм обчислення параметрів теплообмінника.....	67
2.8. Еквівалентування теплового стану центральних пластин	68
2.9. Стенд дослідження теплообмінних апаратів.....	69
2.10. Результати чисельних експериментів та їх порівняння з натурними даними 75	
2.11. Висновки з розділу 2.....	80
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРАНА РЕГУЛЯТОРА З ЕЛЕКТРОЦИФРОВИМ УПРАВЛІННЯМ.....	82
3.1. Модель попереднього редуктора тиску.....	84
3.2. Модель керуючого механізму.....	86
3.3. Модель виконавчого пристрою.....	89
3.4. Стенд дослідження роботи крана-регулятора.....	93
3.5. Результати чисельних експериментів та їх порівняння з натурними даними.....	100

3.6. Висновки з розділу 3.	106
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В СПП І ПОС ЛІТАКА.	107
4.1. Структура моделі.	107
4.2. Математична модель тепло-гідравлічних процесів в пневматичному трубопроводі.	109
4.3. Особливості моделювання крана-регулятора СПП.	116
4.4. Моделювання підсистеми відбору від двигуна.	116
4.5. Математичні моделі крана-регулятора температури в СПП та заслінки відбору від високої ступені КВТ.	117
4.6. Моделювання системи керування СПП та ПОС.	118
4.7. Моделювання нестационарних теплових і гідравлічних процесів в системах СПП і ПОС.	119
4.8. Автоматичне формування граничних умов для елементів системи на кроках за часом	121
4.9. Визначення кроку розрахунку за часом різних математичних моделей.	125
4.10. Відпрацювання алгоритму керування системою за допомогою розробленої математичної моделі.	126
4.11. Висновки до розділу 4.	134
ВИСНОВКИ.	136
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕЛІЛ	140
ДОДАТОК А.	150
ДОДАТОК Б	153

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

ПОС	Протиобліднювальна система
СПП	Система підготовки повітря
ЕПЦР	Електропневматичний цифровий регулятор
ТА	Теплообмінний апарат
ξ	Місцевий гідравлічний опір
α	Коефіцієнт тепловіддачі
λ	Коефіцієнт швидкості
a	Швидкість звуку
$\varphi(\lambda), q(\lambda), y(\lambda)$	Газодинамічні функції
Nu, Pr, Re	Числа Нуссельта, Прандтля та Рейнольдса
NTU	Число одиниць переносу

ВСТУП

Актуальність теми. Для сучасної авіації характерні тенденції спрямовані на створення більш економічних і безпечних систем літака, з чим пов'язане їх значне ускладнення, зокрема ускладнення алгоритмів управління агрегатами систем. До найбільш важливих систем літака відносяться системи відбору, підготовки і розподілу повітря споживачам, а також система захисту від обледеніння. Вказані системи складаються з великої кількості різноманітних конструктивних агрегатів і механізмів зі своїми підсистемами управління. Експлуатація таких систем показує, що, в основному, позаштатні ситуації, що призводять до відмови системи, відбуваються в перехідних режимах в момент підключення або відключення споживачів.

На даний час відпрацювання новостворюваних систем відбувається на лабораторних стендах, параметри яких сильно відрізняються від систем літака, а моделювання спільної роботи агрегатів системи не проводиться. Під час льотних випробувань досліджується лише обмежена кількість режимів роботи систем, які не дозволяють виявити можливі проблеми, що виникають при їх сумісному функціонуванні. Це призводить до відмов системи під час серійної експлуатації літака і виправлення таких проблем на даному етапі є надто затратним, а інколи і неможливим, що накладає додаткові обмеження на експлуатацію літака.

Основними агрегатами, що суттєво впливають на функціонування системи, є теплообмінні апарати (ТА), крани-регулятори, а також магістральні трубопроводи і системи управління ними. Тому при оцінці ефективності системи управління перехідними режимами для системи підготовки повітря (СПП) та протиобліднювальної системи (ПОС) літака при їх сумісному функціонуванні необхідно створити моделі динамічних теплових та гідравлічних процесів в таких агрегатах та спосіб їх використання.

Розробкою математичних моделей теплообмінних апаратів займалися багато авторів, в тому числі: Д.Б. Сполдінг, Дж. Таборек, А.А. Жукаускас, А. Фраас, Х. Хаузен, та ін., а електропневматичних цифрових кранів-регуляторів (ЕПЦР): О.І. Ратманський, А.І. Хлистун. Вказані розрахункові моделі не дозволяють виконати моделювання нестационарних тепло-гідравлічних процесів на перехідних режимах роботи систем, або мають значні обмеження на їх застосування, чи вимагають істотних доробок для спільного моделювання з системою управління.

Відомі математичні моделі теплових процесів в теплообмінних апаратах не враховують теплообмін з навколишнім середовищем та не дозволяють з достатньою точністю розраховувати нестационарні процеси в перехідних режимах функціонування СПП та ПОС. Крім того, поява нових кранів регуляторів, в яких використовуються новітні способи регулювання, потребувала створення нової математичної моделі, що забезпечувала необхідну точність моделювання. Існуючі математичні моделі не вирішують наявні протиріччя між необхідною та досяжною точністю відтворення параметрів в системі, що є особливо актуальним для можливих аварійних режимів. Також на даний час відсутні комплексні моделі перехідних процесів в СПП та ПОС, що дозволяли б визначати необхідні параметри системи в перехідних режимах.

Тому створення математичних моделей та програмних засобів комп'ютерної реалізації з моделювання динамічних процесів зміни тиску та температури в елементах повітряних систем літака з урахуванням впливів системи управління для відпрацювання алгоритмів управління перехідними режимами системи підготовки повітря та протиобліднювальної системи літака при їх сумісному функціонуванні є актуальним науковим та практичним завданням, що вирішується в дисертаційній роботі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана у рамках НДР «Розробка методу автоматизованого формування моделей нестационарних теплових процесів

підготовки повітря в системах кондиціонування» (шифр «ТЕРМА», номер держреєстрації 0115U004406), в якій автор був виконавцем розділів 2 – 4, а також підрозділів 1.1-1.4.

Основні експериментальні дані отримані в ДП «АНТОНОВ» в рамках експериментальних і науково-дослідницьких робіт по створенню літака АН-132 № 132.98.1774.905ПМ «Программа отработки алгоритмов управления кранами-регуляторами ВТ ПОС самолета АН-132 на стенде ПТ ПОС-132», №1757.331 «Методика испытаний воздушно-воздушного теплообменника», літака АН-70 №77.98.1774.859 «Отработка алгоритмов управления ВТ ПОС силовой установки и крыла самолета АН-70 на стенде».

Мета і задачі дослідження. Метою робіт є розробка математичних моделей та програмних засобів комп'ютерної реалізації з моделювання динамічних процесів зміни тиску та температури в елементах повітряних систем літака з урахуванням впливів від системи управління для відпрацювання алгоритмів управління перехідними режимами системи підготовки повітря та протиобліднювальної системи літака при їх сумісному функціонуванні, робота яких впливає на безпеку польотів.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані та вирішені наступні задачі:

1. Виконати критичний аналіз існуючих математичних моделей основних агрегатів пневматичної системи і обґрунтувати вимоги до необхідних математичних моделей, які описують нестационарні тепло-гідрравлічні процеси в агрегатах СПП і ПОС.

2. Розробити математичну трьохпоточну модель нестационарних теплових та гідрравлічних процесів в теплообмінних апаратах і провести її верифікацію та на основі експериментальних даних виконати перевірку її адекватності.

3. Розробити математичну модель нестационарних гідрравлічних процесів пневматичного крана-регулятора і провести її верифікацію і на основі експериментальних даних виконати перевірку її адекватності.

4. Провести аналіз математичних моделей теплових та гідравлічних процесів в трубопроводах СПП з урахування обмеження максимальної швидкості потоку та запропонувати її варіант для практичного використання.

5. Запропонувати методику використання математичних моделей елементів СПП та ПОС при їх сумісному функціонуванні для відпрацювання алгоритмів управління перехідними режимами системи управління ними.

Об'єктом дослідження є процеси зміни параметрів повітря та стану елементів системи управління в перехідних режимах сумісного функціонування системи підготовки повітря і протиоблідувальної системи літака.

Предметом дослідження є математичні моделі динамічних теплових та гідравлічних процесів в елементах системи підготовки повітря та протиоблідувальної системи літака при їх сумісному функціонуванні для відпрацювання алгоритмів управління ними.

Методи дослідження: при виконанні дисертаційної роботи були використані: методи теорії систем при дослідженні процесів основних агрегатів системи, методи математичного моделювання при обґрунтуванні моделей нестационарних тепло-гідравлічних процесів теплообмінних апаратів, пневматичних кранах-регуляторах і магістральних трубопроводах, методи теоретичного та експериментального дослідження, комп'ютерне моделювання при вирішенні конкретних прикладних задач, зокрема, методи високопродуктивних обчислень.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- Вперше запропоновано математичну трьохпоточну модель нестационарних тепло-гідравлічних процесів в пластинчастих теплообмінних апаратах, що, на відміну від відомих, враховує теплові втрати в навколишнє середовище, яка заснована на обґрунтованому представленні теплообмінника сукупністю теплопередаючих пластин, для кожної з яких вирішується нестационарне диференційне рівняння теплопровідності, включаючи передачу тепла між пластинами та кожухом теплообмінника, де для

теплоносія розв'язується диференційне рівняння теплопереносу. Також запропоновано визначати параметри теплового стану теплообмінника на основі розрахунків для кількох пластин, які знаходяться ближче до кришок теплообмінника, що дозволило зменшити час моделювання не менше ніж у 5 разів.

- Удосконалено математичну модель тепло-гідравлічних процесів електропневматичного крана-регулятора, що включає в себе моделі попереднього регулятора, керуючого та виконавчого механізмів, в якій для кожного агрегату розв'язується диференційні рівняння нерозривності та зусиль на механічних агрегатах, а для керуючого механізму додатково розв'язується диференційне рівняння електричної енергії для електромагніту, та дозволяє визначати кут повороту регулюючої заслінки в залежності від параметрів повітря на вході в кран та керуючих імпульсів, що надходять від системи керування. На відміну від існуючої моделі удосконалена модель дозволяє враховувати вплив температури навколишнього середовища та аеродинамічних сил, що діють на заслінку.

- На основі аналізу результатів моделювання теплових та гідравлічних процесів в пневматичному трубопроводі з використанням розроблених комп'ютерних моделей, в тому числі моделей нестационарних тепло-гідравлічних процесів в пневматичному трубопроводі з використанням диференційних рівнянь збереження маси, імпульсу та енергії по довжині трубопроводу, де враховується розривний режим течії при стрибках ущільнення, встановлено, що в зв'язку з великою інерційністю теплових процесів достатня для практики точність забезпечується при використанні моделі квазістационарних гідравлічних процесів на основі газодинамічних функцій. Така модель забезпечує суттєве прискорення розрахунків, не менше ніж у 8 разів.

- Вперше запропоновано математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають при сумісному функціонуванні СПП та ПОС, яка складається з математичних моделей основних агрегатів, що

встановлені в пневматичній системі, та поєднані між собою відповідними інтерфейсами. Показано, що для кожної моделі можливо виконувати розрахунки з різним значенням кроку за часом, що дозволило пришвидшити розрахунок параметрів роботи системи зі збереженням достатньої точності.

Практичне значення отриманих результатів.

- Розроблено програмний засіб комп'ютерної реалізації на основі моделі пластинчастих теплообмінних апаратів, що дозволяє оцінити параметри теплообмінника, та на їхній основі вибрати теплообмінний апарат, що може бути встановлений на літаку. Дозволяє оцінити потрібні параметри допоміжної силової установки для здійснення повітряного запуску двигунів.

- Розроблено програмний засіб комп'ютерної реалізації на основі математичних моделей пневматичного крана-регулятора і магістрального трубопроводу, що дозволило відпрацьовувати системи управління краном-регулятором і зменшити обсяг натурних випробувань.

- Вперше запропоновано методику відпрацювання алгоритмів управління перехідними режимами системи підготовки повітря та протиобліднювальної системи літака при їх сумісному функціонуванні на основі використання розроблених математичних і комп'ютерних моделей теплових та гідравлічних процесів в їх елементах з урахуванням впливу системи управління. В основі методики – оцінка величини температури за первинним теплообмінним апаратом на протязі часу перехідного режиму. Значення температур отримуються в результаті розрахунку поля температур в ТА, де граничні умови на вході в гарячу лінію визначаються з використанням моделей ЕПЦР: зміна температури за часом за моделлю ЕПЦР, переключення між ступеням компресора двигуна, а зміна витрати – за моделлю ЕПЦР ПОС. Значення тиску перед ЕПЦР ПОС визначається на основі гідравлічного розрахунку з використання газодинамічних функцій.

- За допомогою розроблених моделей ТА, ЕПЦР та трубопроводів стало можливим відпрацьовування алгоритмів управління СПП та ПОС при їх сумісному функціонуванні без проведення льотних випробувань, що

дозволило запобігти появі аварійних відключень цих систем на перехідних процесах, тим самим підвищивши безпеку польоту та, відповідно, виключило появу додаткових витрат на усунення наслідків таких ситуацій.

Результати досліджень, розроблені моделі та програмні продукти їх чисельної реалізації використані:

- при вирішенні проблеми сумісного функціонування СПП і ПОС літаків Ан-158, Ан-178, а також при оптимізації каналів продувки теплообмінника літаків Ан-178 та Ан-132, Акт впровадження на ДП «АНТОНОВ» від 24.09.2018 р.

- при розробці алгоритмів керування ЕПЦР, які встановлені у пневматичних системах літаків розробки ДП «АНТОНОВ», Акт впровадження на ПАТ «АВІАКОНТРОЛЬ» від 17.09.2018 р.

Особистий внесок здобувача Усі результати дисертаційної роботи, які винесені на захист, отримані автором самостійно. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належить: [6] – представлена модель стаціонарних теплових процесів у теплообміннику.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на наступних наукових конференціях: щорічній науково-технічній конференції молодих вчених та спеціалістів Інституту проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є.Пухова НАН України, м. Київ у 2013, 2014, 2015, 2016 р.р.; XIV міжнародній науково-практичній конференції "Розвиток інноваційної діяльності в сфері технічних і фізико-математичних наук" Миколаївський національний університет ім. В.О. Сухомлинського, м. Миколаїв, 2016 р.; VI міжнародній науковій конференції «Моделювання-2018» ІПМЕ ім. Г.Є.Пухова НАН України. – м. Київ, 2018 р.; другій міжнародній науково-практичній конференції "Розвиток інноваційної діяльності в галузі технічних і фізико-математичних наук" Миколаївський національний університет ім. В.О. Сухомлинського, м. Миколаїв, 2018 р.

Публікації. Основні положення і результати дисертаційного дослідження опубліковані в 13 наукових працях, з яких: 6 статей у виданнях, що входять до переліку наукових фахових видань України (в тому числі 2 статті в журналі, індексованому в міжнародних наукометричних базах даних), 7 – публікації матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел та 2 додатків. Загальний обсяг дисертації складає 155 сторінок. Основний зміст роботи викладено на 118 сторінках. Дисертація містить 59 рисунків і 5 таблиць. Список використаних джерел включає 100 найменувань.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ОСНОВНИХ АГРЕГАТІВ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ

Система підготовки повітря призначена для відбору повітря від джерела та розподілу його споживачам з потрібними параметрами (тиск, температура, вологість). Типова схема системи підготовки повітря представлена на рисунку 1.1.

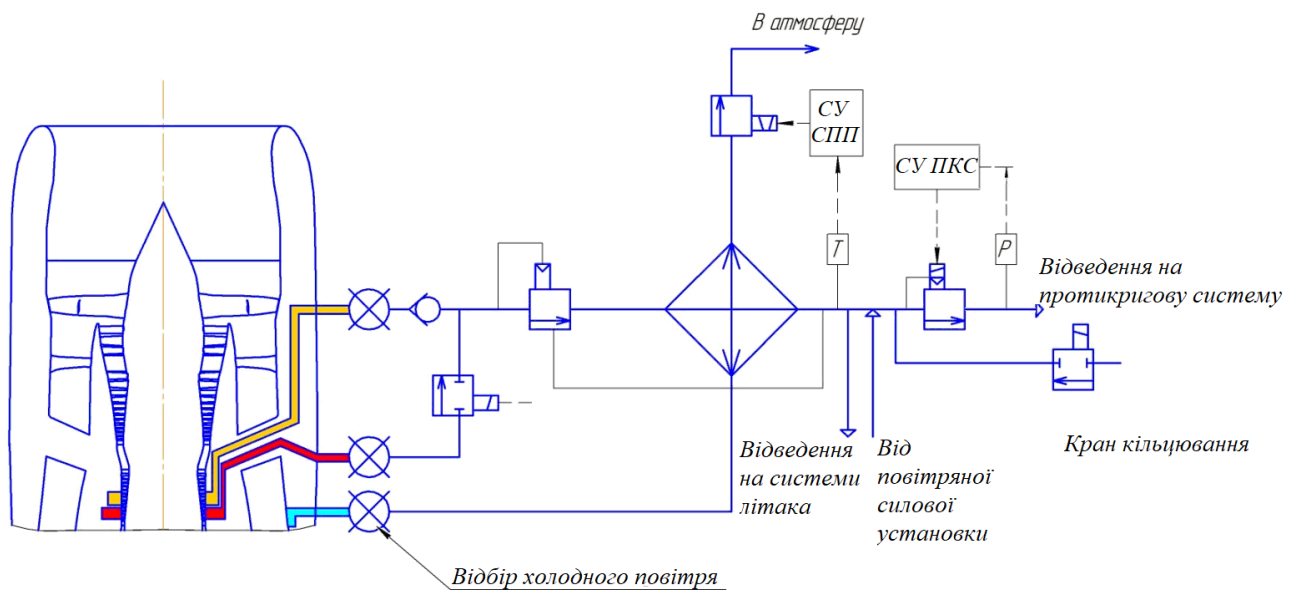


Рис. 1.1. Схема системи підготовки повітря

Основним джерелом стисненого повітря на літаку є компресор двигуна турбореактивного двигуна.

До складу СПП і ПОС входять наступні агрегати:

- крани-регулятори і заслінки, зворотні клапана;
- теплообмінники;
- джерело повітря (компресор двигуна);
- елементи протиобліднювальної системи;
- розподільчі трубопроводи;
- системи керування.

Повітря, що відбирається від двигуна, має температуру та тиск більші, ніж допустимі для споживача. Тому, однією з функцій СПП є охолодження та зниження тиску повітря, яке відбирається від двигуна, до прийнятних значень.

Система керування пневматичними системами складається з електронних блоків з встановленим програмним забезпеченням та датчиків, які вимірюють параметри повітря. Інформація з деяких датчиків, які встановлені в одній системі, може використовуватися в алгоритмах керування іншої системи. Кожна пневматична система має свої незалежні блоки керування, які, при необхідності, можуть бути з'єднані каналами зв'язку як між собою так і з іншими системами літака. Інформація по цим каналам передається після обробки електронним блоком. Також блок, який приймає інформацію, виконує перевірку її достовірності, що призводить до значних затримок за часом.

В системі СПП відбувається одночасне регулювання температури та тиску на виході з системи. Значення температури в системі підтримується рівним $T_{СПП} = (t \pm 10)^\circ C$, де $t = 180^\circ C$ при роботі всіх пневматичних систем літака окрім ПОС. При підключенні ПОС регулювання температури в СПП перенастроюється на підтримку $t = 230^\circ C$.

Значення тиску в системі СПП підтримується рівним наступному значенню $p_{СПП} = (a + p_h) \text{кгс/см}^2$, де p_h - тиск повітря на висоті польоту.

Діапазон регулювання тиску в системі становить $(p_{СПП} \pm 0.1) \text{кгс/см}^2$.

Система керування ПОС забезпечує доставку необхідної кількості гарячого повітря в залежності від режиму польоту., необхідна кількість гарячого повітря подається за рахунок регулювання тиску в системі за

наступним законом $p_{\text{ПОС}} = (ap_h + b - D)_{\text{кгс/см}^2}$, де параметр

$$D = f\left(T_{\text{СПП}}, \text{параметри польоту}\right).$$

Відбір гарячого повітря від двигуна відбувається переважно від ступеня КВТ з низькими параметрами. На деяких режимах роботи двигуна, переважно режим малого газу, та при підключенні ПОС відбір виконується від високого ступеня КВТ.

Керування параметрами повітря відбувається встановленими в системі кранами-регуляторами та заслінками.

Вибір ступеню відбору від КВТ двигуна здійснюється заслінкою відбору від високого ступеня. Заслінка має пневматичний привід з електромеханічним контуром керування. В залежності від режиму роботи двигуна, інформація про який надходить від блоку системи керування двигуном, та від режиму роботи ПОС, блок керування СПП подає чи знімає електричний сигнал +27 В на заслінку, що приводить до її повного відкриття чи закриття. Час переключення заслінки після подачі сигналу не перевищує 3 с.

Тиск в системі СПП регулюється механічним краном-регулятором, який постійно підтримує значення тиску в трубопроводі за теплообмінником за закладеним у нього законом зміни тиску в системі. Також даний кран-регулятор виконує функцію ввімкнення та відключення системи СПП, для чого блок управління СПП видає чи знімає електричний сигнал +27 В. Час виходу на режим крану-регулятору не перевищує 1 с.

Температура в СПП регулюється витратою холодного повітря, яке відбирається від зовнішнього контуру двигуна, через теплообмінник за допомогою крана-регулятора в продувочній лінії за теплообмінником. Даний регулятор представляє собою заслінку з електромеханічним приводом. При необхідності змінити температуру в системі блок керування видає відповідний сигнал +27 В. Час відкриття заслінки становить 30 с. Додатково введена затримка 0,8 с початку реагування регулятора на керуючий сигнал.

Необхідне значення тиску в системі ПОС підтримується за допомогою ЕПЦР, що також виконує і перекривну функцію. Керування здійснюється двома сигналами +27В на відкриття та закриття регулятора за допомогою широтно-імпульсної модуляції.

Окрім регулювання параметрів повітря системи керування виконують контроль роботи СПП та ПОС, для чого контролюється робота датчиків, кранів-регуляторів, заслінок. Під час контролю відстежуються електричні характеристики контурів керування (їх опір та цілісність), очікуєма реакція на видані сигнали керування регуляторами в системі, а також відстежуються щоб параметри повітря (тиск, температура та витрата) в системі не перевищували допустимих значень. При не проходженні контролю пілотам видається інформація про незадовільний стан роботи системи, на основі якої, а також рекомендацій наведених в керівництві з льотної експлуатації літака, пілоти виконують відповідні дії.

У тих випадках, коли через нештатну роботу агрегатів чи через можливі проблеми пов'язані із впливом роботи споживачів на роботу СПП, що призводить до підвищення температури чи тиску в СПП вище допустимих, блок управління виконує аварійне автоматичне відключення системи. Також відключення СПП відбувається при перевищенні відбираємої від двигуна витрати повітря вище допустимої.

Проблеми, що виникають при сумісній взаємодії споживачів та СПП пов'язані зі складнощами перевірки роботи систем на етапах проектування, оскільки на ранніх етапах проектування відпрацювання новостворюваної системи можливе тільки на лабораторних стендах, параметри яких сильно відрізняються від систем літака. Сумісна робота пневматичних систем не досліджується на даних стендах і відпрацьовується тільки під час льотних випробувань, під час яких досліджується лише обмежена кількість режимів роботи систем, які не дозволяють виявити можливі проблеми, що виникають при їх сумісному функціонуванні. можливе на обмеженому числі режимів польоту. Також не досліджується робота систем на аварійних режимах

роботи. Математичне моделювання не застосовується через відсутність відповідних моделей основних агрегатів пневматичних систем та систем в цілому, які дозволили б виконати моделювання нестационарних процесів при спільному функціонування споживачів та СПП в пневматичних системах з достатньою точністю.

На рис.1.2. представлена діаграма зміни температури та тиску повітря на виході з СПП під час нештатної ситуації. Представлені дані отримані з реєстратора льотних даних. На літаку встановлені дві незалежні системи СПП, які поєднані між собою лінією кільцювання, яка, зазвичай, перекрита та відкривається під час запуску двигунів та при відключенні однієї СПП. Проте, у зв'язку з особливостями конструкції ПОС та необхідністю забезпечення однакового відбору гарячого повітря від двигуна, при роботі ПОС лінія кільцювання також відкрита та поєднує дві робочі СПП.

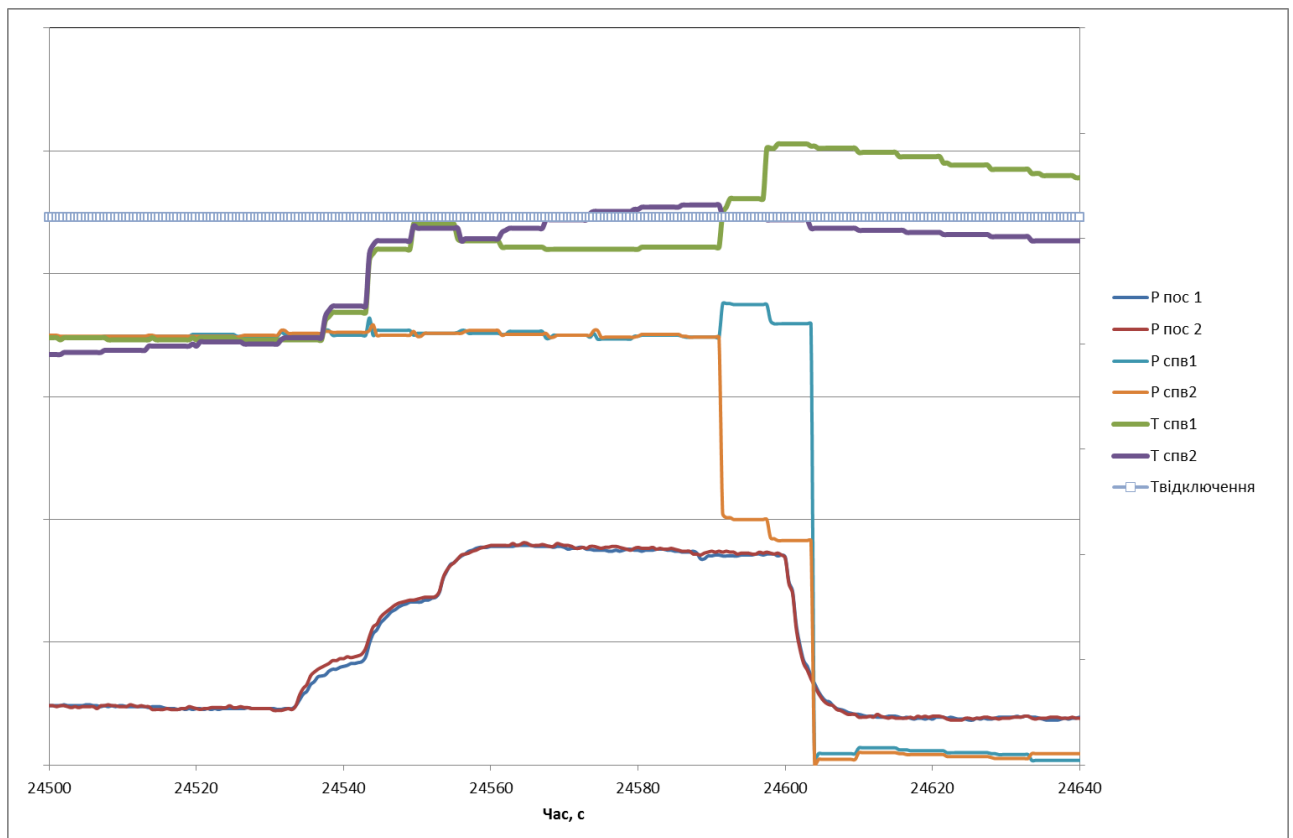


Рис. 1.2. Приклад виходу СПП на нерозрахований режим і її відмова.

Під час підключення ПОС температура в СПП перевищила допустиме значення, що призвело до відключення однієї з СПП. Оскільки лінія

кільцювання відкрита, збільшилася витрата повітря через СПП яка ще працювала, що призвело до різкого підвищення температури на виході з неї. Через деякий час дана СПП також відключилася і всі споживачі лишилися без стиснутого повітря. Дана ситуація негативно впливає на безпеку польотів та вимагає від пілотів екстрених дії по запуску допоміжної силової установки чи зниженню польоту до прийнятної для пасажирів висоти.

Оскільки не має можливості відпрацювати подібні ситуації під час натурних випробувань систем, важливим є завдання створення математичної моделі та програмних засобів комп'ютерної реалізації функціонування СПП в динамічних режимах зміни температур та тисків джерела повітря для різних варіантів алгоритмів управління трубопровідною арматурою, на основі чого можливою буде оцінка ефективності роботи системи управління.

Як показала експлуатація літаків марки Антонов, найбільшим споживачем повітря на літаку, який має значний вплив на функціонування СПП, є повітряно-теплова протиобліднювальна система.

Повітряно-теплова ПОС забезпечує випаровування води, що осіла на поверхню конструкції літака (захист постійної дії) або видалення циклічне кірки льоду, що утворюється на поверхні літака поки її товщина не встигла перевищити критичної величини (захист циклічної дії).

Протиобліднювач являє собою носову частину крила (зазвичай передкрилок) та оперення. Структура протиобліднювача ілюструється на рисунку 1.3. Вздовж усієї довжини протиобліднювача розташовано роздавальний трубопровід, що забезпечує приблизно рівномірний розподіл гарячого повітря уздовж поверхні. Гаряче повітря потрапляючи в камеру елемента ПОС проходить через профільовані канали (гофри) уздовж обшивки, яку він нагріває. Відпрацьоване охолоджене повітря потрапляє в загальний канал і викидається в атмосферу. Тепло, передане обшивці, випаровує воду або плавить пристіночну частину кірки льоду.

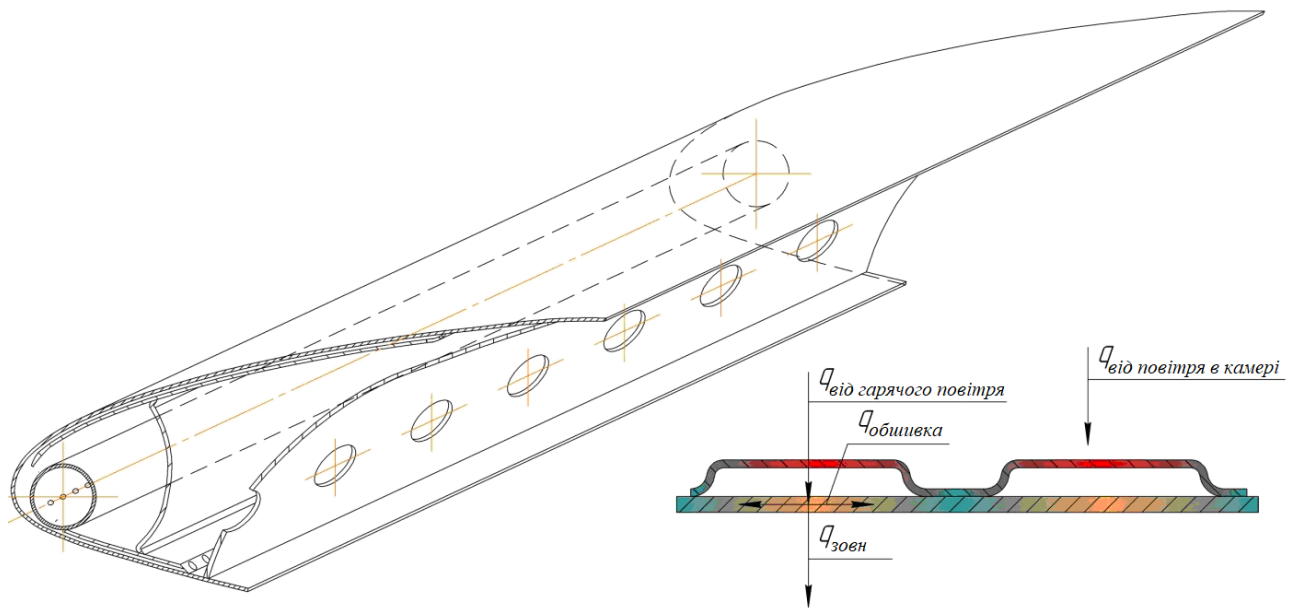


Рис. 1.3. Типова структура протиобліднювача.

Подача повітря здійснюється пневматичними трубопроводами, в яких може використовуватися різна трубопровідна арматура. При протіканні через трубопровід тиск може значно змінюватися між перетином входу і виходу. При протіканні повітря трубопроводом також змінюється і температура. Величина падіння температури при використанні сучасних теплоізоляційних матеріалів зазвичай становить $1 \div 3^\circ\text{C}$ на погонний метр.

Кількість необхідного тепла для ПОС залежить від витрати повітря, його температури та визначається на етапі проектування системи. Система керування ПОС забезпечує необхідну витрату повітря підтримуючи відповідне значення тиску в системі в залежності від параметрів польоту та повітря, яке поступає від СПП. Використання лінійного закону зміну тиску в системі можливе через те, що на виході з розподільчих трубопроводів ПОС підтримується критичний режим течії.

Моделювання процесів в елементах ПОС не розглядається, оскільки на функціонування СПП має вплив тільки дросельна характеристика трубопроводів ПОС, яка є постійна та відома, а також робота крана-регулятора ПОС. Крім того, моделі нестационарних теплових процесів в елементах ПОС вже створені, й в подальшому можливо розглянути їхню

інтеграцію з математичною моделлю динамічних режимів функціонування СПП, яка розробляється, що буде актуально для можливих перспективних систем, в яких керування витратою повітря для ПОС виконуватиметься за значенням температури обігріваної поверхні.

Робіт з математичного моделювання спільної роботи системи підготовки повітря та протиобліднювальних систем в літературі не виявлено. Створення ж узагальненої математичної, а на її основі і програмних засобів комп'ютерної реалізації, передбачає розробку математичних моделей нестационарних теплових і гідравлічних процесів в основних агрегатах СПП і ПОС:

- теплообмінних апаратах,
- кранах – регуляторах,
- пневматичних трубопроводах.

Опис існуючих методів розрахунку нестационарних теплових і гідравлічних процесів в даних агрегатах наведено нижче.

1.1. Методи розрахунку теплових процесів у теплообмінниках.

Розробкою математичної моделі теплообмінних апаратів займалися багато авторів. Варто відзначити роботи авторів Д.Б. Сполдінг, Дж. Таборек, А.А. Жукаускас, А. Фраас, Х. Хаузен [1] - [29].

Зниження температури повітря, що відбирається від двигуна, здійснюється встановленими в системі теплообмінниками. Теплообмінники, що встановлюються в СПП, є багато режимними об'єктами. Для регулювання температури гарячого повітря в СПП в магістралі підведення холодного повітря встановлюється заслінку, яка регулює витрату холодного повітря в залежності від значення температури повітря на виході гарячої лінії.

Для аналізу теплових та гідравлічних характеристик теплообмінних апаратів розроблено ряд методик їх розрахунку [13] - [18], [24] - [25], [30] - [32]. Такі моделі дозволяють визначити тільки значення температур повітря на виході з теплообмінника. Так само, існуючі методики розрахунку не враховують втрати тепла в навколишнє середовище. У той же час, первинні теплообмінники системи СПП встановлюють в пілоні двигуна, жорстко закріплюючи до силової балки пілона. Температура конструкції може коливатися в межах від $T_{\text{нп}}$ до 50 °С. Оскільки пілон двигуна не є герметичним, то повітря всередині пілона рухається з деякою швидкістю. Виникає тепловий потік. Від вільної стінки теплообмінника забирається частина теплової енергії до обшивки пілона, на зовнішній стороні якої забезпечується сильне відведення тепла (коефіцієнти тепловіддачі на зовнішній стороні обшивки пілона, зазвичай, складають від 100 Вт / м² К, на бічній поверхні, до 1000 Вт / м² К, в критичній точці).

Методи обчислювальної гідродинаміки [34] - [37] дозволяють змодельовати теплогідравлічні процеси в теплообміннику. Однак для опису конструкції теплообмінника будуть потрібні великі обчислювальні потужності, а сам процес розрахунку одного режиму може зайняти кілька днів.

Залежно від взаємного напрямку течії теплоносіїв теплообмінники можуть бути прямоточними, протиточними та перехрестноточними. Найбільш ефективними є теплообмінники з протилежною організацією потоків, але (з огляду на конструктивні особливості, пов'язані з виготовленням підвідних трубопроводів, а також обмежень, що накладаються конструкцією літака) найбільш раціональною виявляється установка в СПП теплообмінників з перехрестноточним напрямком потоків, тобто пластинчастих ТА.

Пластинчасті теплообмінники складаються з цілісного литого корпусу, в який вставлено пакет з теплопередаючих пластин. Між пластинами можуть

бути гофровані вставки прямокутного або трикутного перетину. Загальний вид пластинчастого теплообмінника представлений на рис.1.4.

Метою теплового розрахунку теплообмінника є визначення температур на виході ТО за відомими значеннями параметрів повітря (тиск, температура, витрата) на вході.

Основними параметрами теплових характеристик теплообмінників згідно [13] та [38] є:

- число одиниць перенесення, що оцінює габарити теплообмінника в зіставленні з масовими витратами конкретного теплоносія:

$$NTU = \frac{a \cdot S}{G \cdot c_p}, \quad (1.1)$$

де a - коефіцієнт теплопередачі;

S - площа поверхні, що бере участь в теплообміні;

G - масова витрата відповідного теплоносія;

c_p - теплоємність відповідного теплоносія;

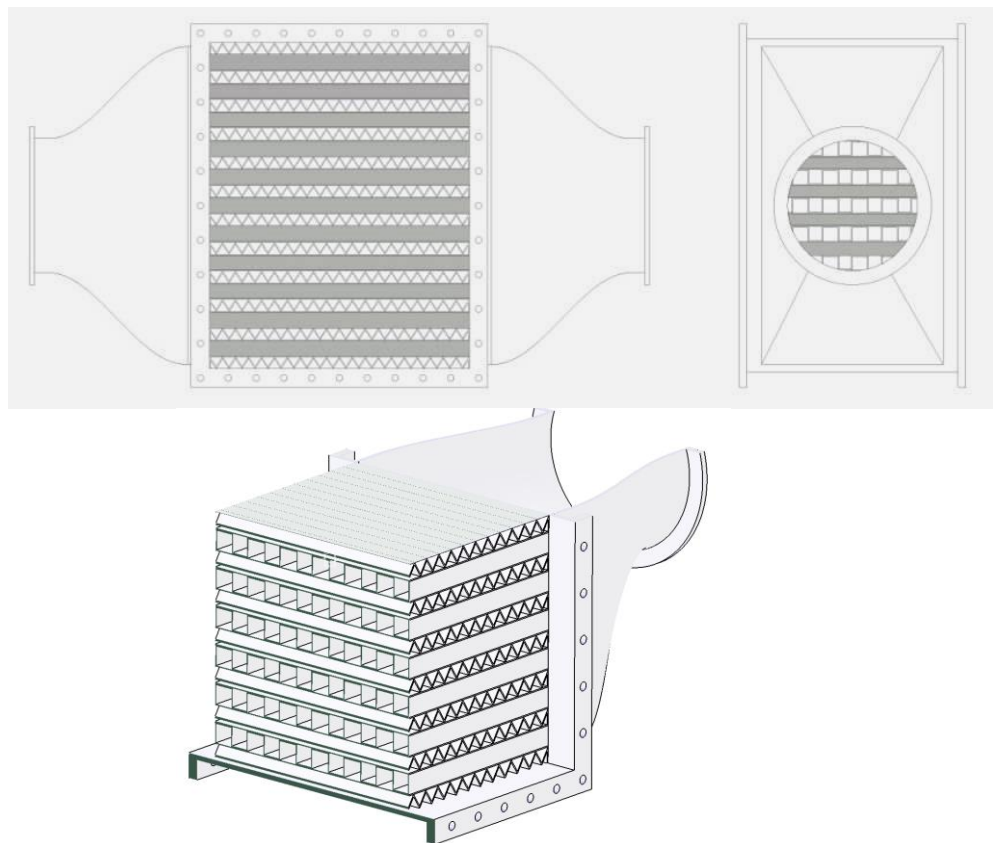


Рис. 1.4. Схема пластинчастого теплообмінника.

- ефективність, що представляє відношення дійсно переданої кількості теплоти до максимально можливої:

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}} = E\left(NTU_{\min}, \frac{1}{R}, \text{схема руху}\right), \quad (1.2)$$

де Q - дійсне значення теплового потоку в теплообміннику між гарячим і холодним теплоносіями;

Q_{\max} - максимально можливе значення теплового потоку;

NTU_{\min} - число одиниць перенесення для теплоносія з меншою витратою;

$$R = \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}}, \quad 14$$

- параметр P , що характеризує зміну температури одного з теплоносіїв:

$$P = \frac{T_{2вих} - T_{2вх}}{T_{1вх} - T_{2вх}}, \quad (1.3)$$

- ефективна (середня) різниця температур:

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} F, \quad (1.4)$$

F - поправочний коефіцієнт;

де ΔT_{lm} - середньо логарифмічна різниця температур:

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{1вх} - T_{1вих}}{R} \delta, \quad (1.5)$$

$$\delta = \frac{R - 1}{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}. \quad (1.6)$$

Формули (1.1) – (1.6) найчастіше використовуються при розрахунку теплових характеристик ТО.

Для різних конструкцій теплообмінника формули для визначення наведених параметрів наведені у розділі 17 [31].

До основних способів подання характеристик теплообмінників відносяться також методи поправочних коефіцієнтів: F і θ - метод.

Метод поправочних коефіцієнтів безпосередньо дає значення ефективного температурного напору для будь-якої схеми руху теплоносія. За допомогою коефіцієнта F можна визначити необхідну площу теплопередаючої поверхні і ефективність теплообмінника:

$$S = \frac{Q}{a \cdot F \cdot \Delta T_{lm}},$$

$$E = NTU_{\min} F \frac{\Delta T_{lm}}{\Delta T_{\max}},$$

$$F = F(R, P, \text{схема руху}),$$

При використанні θ - методу за відомим значенням параметру θ , можна визначити величину ефективності E і параметра P теплообмінника на основі співвідношень

$$E = NTU_{\min} \theta, \quad (1.7)$$

$$P = NTU_2 \theta, \quad (1.8)$$

де

$$\theta = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} = FP\delta = \frac{P}{NTU_2},$$

$$\theta = \theta(R, NTU_2, \text{схема руху}),$$

Для найбільш ефективних теплообмінників із зустрічним рухом теплоносіїв $\Delta T_m = \Delta T_{lm}$ і $F = 1$.

Найменш ефективним є теплообмінник з односпрямованим рухом теплоносіїв, для якого

$$F = \frac{-(R+1)}{\delta \cdot \ln(1 - P(R+1))},$$

Для перехрестнопоточних схем руху теплоносіїв рішення для визначення P – ефективності (1.4) чи (1.12) має вигляд:

$$P = \frac{1}{R \cdot N} \sum_{n=0}^p \left(\left(1 - e^{-N} \cdot \sum_{m=0}^n \frac{N^m}{m!} \right) \cdot \left(1 - e^{-RN} \cdot \sum_{m=0}^n \frac{(RN)^m}{m!} \right) \right), \quad (1.9)$$

де $N = NTU_2$ - число одиниць перенесення для холодної лінії;

p - деяке ціле число.

Після визначення теплових параметрів теплообмінника на основі співвідношень (1.1)-(1.9) гідравлічні втрати тиску повітря обох теплоносіїв оцінюють за допомогою коефіцієнта гідравлічних втрат ξ .

Тобто, залежність ефективності теплообмінника більш точно ніж (1.2) чи (1.11) можна записати з урахуванням впливу навколишнього середовища у вигляді:

$$E = E \left(NTU_{\min}, \frac{1}{R}, \text{схема руху, навколишнє середовище} \right) \quad (1.10)$$

В роботі [6] та [23] представлена модель теплообмінника розроблена на основі рівняння 1.9. Дана модель показала достатню збіжність з даними які отримані в льотних випробуваннях на літаках Антонов. Проте, на режимах зниження літака, при якому режим роботи двигуна встановлюється рівним земному малому газу (ЗМГ), розбіжність розрахунків з експериментальними даними досягала до 40°C, причому розрахунки давали значення температури на виході з теплообмінника вищі за експериментальні. Це можна пояснити тим, що порівнюючи із крейсерським режимом, на режимі ЗМГ двигун не в змозі забезпечити достатню кількість витрати гарячого повітря, а при зменшенні витрат більший вплив на тепловий стан теплообмінника набувають теплові потоки у навколишнє середовище.

Тому, при виконанні теплових та гідравлічних розрахунків СПП необхідно враховувати теплові втрати. Врахування цих втрат також актуальне і при аналізі режиму запуску двигуна. Для запуску використовується повітря, що відбирається від допоміжної повітряної силової установки, яка знаходиться на значній відстані від двигуна. До повітряного стартера повітря подається через трубопроводи і первинний

теплообмінник СПП. Для запуску необхідно подати на стартер повітря з певним тиском і температурою. Заслінка продувочного контуру теплообмінника на даному режимі закрита, тому зазвичай приймається, що температура на виході з теплообмінника дорівнює температурі на вході. Проте в теплообміннику значна частина тепла йде в навколишнє середовище, тому знижується температура та тиск повітря на виході з нього, через що запуск двигуна може не здійснитися.

В роботі [24] виведено рівняння для врахування впливу теплових втрат в навколишнє середовище, загальне рішення яких має вигляд

$$v - v_u = D \exp(\beta f) + G \exp(\gamma f)$$

$$v' - v_u = D' \exp(\beta f) + G' \exp(\gamma f)$$

де B, G, B', G' - постійні інтегрування, які ще потрібно визначати.

Також, в роботі [24] для врахування витоків тепла пропонується використовувати коефіцієнти, що уточнюють коефіцієнт тепловіддачі теплоносіїв.

Дані рівняння прийнятні для стаціонарного режиму. На їх основі неможливо визначити час прогріву конструкції.

Тобто на даний час відсутні апробовані математичні моделі теплових та гідравлічних процесів в перехрестнопоточних теплообмінниках, для яких суттєвими є величини теплових потоків між ТО та конструкцією літака і навколишнім середовищем, які надалі називатимемо трьохпоточними.

1.2. Моделювання кранів-регуляторів

Крани призначені для забезпечення необхідного поточного розподілу в мережі: зміна напрямку потоків, підключення або відключення потоку робочого тіла від джерел і подачі споживачам. Регулювання параметрів робочого тіла (тиск і витрата) відбувається зміною прохідного перетину

крана за допомогою заслінки, жалюзі і т.д. У СПП, зазвичай, встановлюють пневматичні і електромеханічні крани.

В електромеханічних кранах для регулювання положення заслінки застосовують електроприводи. Такі крани мають меншу швидкодію і ресурс в порівнянні з пневматичними. Управління електромеханічним краном здійснюється подачею або зняттям електроживлення на двигун.

Пневматичні крани забезпечують високу швидкодію, пожежну безпеку, надійну роботу при високому тиску і температурах повітря, мають високий ресурс. У пневматичних кранах для управління використовується повітря, яке відбирається від пневматичного трубопроводу перед краном.

Математичні моделі електромеханічних кранів представлені в роботі Хлистуна О.І. [40]. Ним запропоновані моделі для пневматичних кранів регуляторів на основі передавальних функцій при рішенні диференціальних рівнянь нерозривності і зусиль на механічних елементах кранів-регуляторів.

Крім того, зараз в системі СПП і ПОС встановлюються електропневматичні крани-регулятори. Математична модель, для даного регулятора була розроблена раніше, проте вона має ряд недоліків, що не дозволяють її використовувати разом для моделювання нестационарного теплового стану СПП та ПОС, а саме:

- модель не точно описує гідравлічні процеси у пневматичному трубопроводі, що дає змогу виконувати розрахунок тільки для певної конфігурації трубопроводу та параметрів повітря;
- немає можливості моделювати вплив температури навколишнього середовища на якісні характеристики процесу керування;
- модель не враховує вплив аеродинамічних сил, що діють уа заслінку;
- електрична схема керування краном-регулятором після створення моделі була змінена.

1.3. Моделювання нестационарних течій в трубопроводі

Процес течії повітря в пневматичному трубопроводі характерне тим, що у місцях де повний тиск більший за статичний у 1,83 рази виникає скачок ущільнення. В цих місцях відбувається розрив функцій параметрів повітря (тиску, температури, густини, швидкості). Моделюванню гідравлічних процесів у трубопроводі процесів присвячені роботи [34] – [35], [41]-[65].

Простим рівнянням, згідно [34], що описує нестационарний гідродинамічний процес є рівняння Бюргерса:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$$

де u - швидкість;

τ - час;

x - координата;

μ - коефіцієнт в'язкості.

Для рівняння Бюргерса при певних граничних умовах також було знайдено і аналітичне рішення, що дало змогу визначити ефективність чисельних методів. На рисунку 1.5 наведено порівняння деяких методів чисельного вирішення цього рівняння з аналітичним рішенням. Результати обчислень взяті з роботи [35].

Як видно з рисунку 1.5 найбільшою збіжністю з аналітичним розв'язком рівняння Бюргерса має метод Годунова [66]-[67]. Цей метод дозволяє виконати розрахунок течії при складних розривних течіях газу, що включають скачки ущільнення різної інтенсивності, зони розрідження та контактні розриви. Метод Годунова заснований на апроксимації потоків на межі розрахункових елементів сітки за допомогою точного вирішенні задачі Рімана розпаду газодинамічного розриву. Довільний розрив газу розпадається на три хвилі: на ліву хвилю, контактний розрив і праву хвилю. Ліві і праві хвилі можуть бути в залежності від перепаду тиску як хвилями

розрідження, так і хвилями стиснення (стрибками). Рішення задачі Рімана вимагає трудомісткого рішення нелінійної системи рівнянь методом ітерацій навіть в разі досконалого газу. У зв'язку з цим широке поширення мають більш економічні схеми чисельного рішення рівнянь газодинаміки на основі наближеного рішення задачі розпаду розриву з можливостями наскрізного розрахунку розривних течій, які наближаються до схеми Годунова.

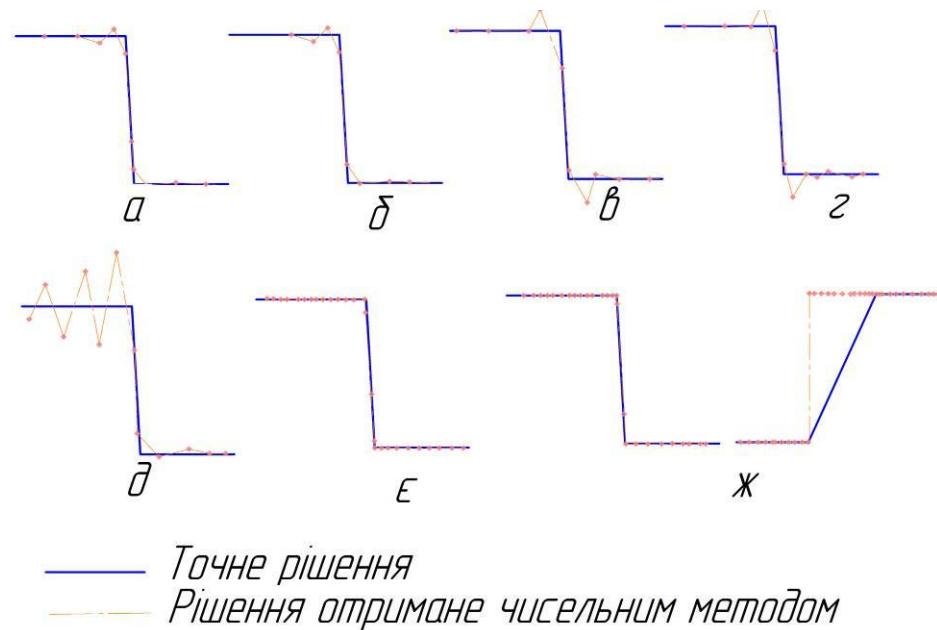


Рис. 1.5. Порівняння методів чисельного розрахунку та аналітичного розв'язку рівняння Бюргерса: а. метод Лакса – Вендроффа, б. метод Мак-Кормака, в. метод Уормінга-Катлера-Ломакса, г. самоналагоджувемий метод, д. неявний метод Біма-Уормінга, е. метод Годунова, ж. метод Роя.

Наведені методи чисельного вирішення рівнянь газодинаміки в трубопроводах є затратними по часу. Тому для можливості побудови загальної математичної моделі нестационарних теплових та гідравлічних процесів в СПП та проведення числових експериментів з моделлю за прийнятний час необхідно розробити математичну гідродинамічну модель процесів в трубопроводах та чисельну схему її реалізації, прийнятні для їх практичного використання.

1.4. Основні методи чисельного рішення рівнянь математичної фізики

В даний час використовуються три основні підходи до чисельного вирішення рівнянь в частинних похідних.

Перший з них носить назву методу скінчених різниць, який наведений в роботах [68]- [73]. З англійської - Finite Difference Method (FDM). Його суть полягає в прямій заміні похідних, що входять в вихідні рівняння, їх дискретними (різницеvими) аналогами. Рішення шукається в вузлах сітки, на яку розбивається розрахункова область.

Другий називають Методом Кінцевих Об'ємів або методом контрольного об'єму наведено в роботах [74]- [78]. В англomовній літературі його назва Finite Volumes Method (FVM). Суть методу полягає в тому, що розрахункова область за допомогою сітки розбивається на сукупність кінцевих об'ємів. Вузли, в яких шукається рішення, знаходяться в центрах цих об'ємів. Для кожного об'єму повинні виконуватися закони збереження маси, кількості руху і енергії. Тобто, наприклад, зміна в часі маси середовища в контрольному об'ємі може відбуватися тільки за рахунок зовнішнього потоку маси, що входить в об'єм, або за рахунок потоку маси, що виходить з даного об'єму. Метод кінцевих об'ємів застосовується в багатьох обчислювальних гідродинамічних (CFD) пакетах, таких як Ansys CFX, Ansys Fluent, Star CD, Star CCM +, FlowVision, Flow3d, PHOENICS і ряді інших.

Третій метод вирішення - Метод Скінчених Елементів (МСЕ) [80]. В англomовній літературі його називають Finite Elements Method (FEM). Суть методу впливає з його назви. Область, в якій шукається рішення диференціальних рівнянь, розбивається на кінцеве число підобластей (елементів). У кожному з елементів довільно вибирається вид апроксимуючої функції. За межами свого елемента апроксимуюча функція дорівнює нулю.

Значення функцій на границях елементів (вузлах) є рішенням задачі і заздалегідь невідоме. В даний час метод скінчених елементів знайшов широке застосування при вирішенні задач теплопровідності в твердих тілах і при розрахунках на міцність. Він застосовується в окремих пакетах обчислювального комплексу Ansys (Ansys Structural, Ansys Thermal і т.д.), обчислювальному комплексу Abaqus, обчислювальному пакеті Nastran т.ін.

Як видно з описів кожного з методів, всі вони засновані на розбитті розрахункової області за допомогою сітки. Формування таких розбиттів часом є зовсім нетривіальним завданням, що вимагає залучення досить складного математичного апарату і істотних обчислювальних ресурсів. А вибір чи розробка способу чисельного вирішення рівнянь математичної фізики є одним з важливих завдань при розробці алгоритму вирішення задачі моделювання процесів в елементах системи та СПП в цілому.

1.5. Висновки.

На основі проведеного аналізу можна зробити наступні висновки.

Аналіз існуючих методик розрахунку теплогідравлічних процесів в теплообмінних апаратах, кранах - регуляторах і пневматичних трубопроводах на основі вирішення рівнянь математичної фізики, показав, що для створення математичної моделі нестационарних теплогідравлічних процесів в СПП і ПОС при їх сумісному функціонуванні, які адекватно описують фізичні процеси, що відбуваються в них на всіх перехідних режимах роботи з урахуванням алгоритмів управління ними, необхідно:

1. Розробити математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів в теплообмінних апаратах і провести її верифікацію та на основі експериментальних даних виконати перевірку її адекватності.

2. Удосконалити математичну модель нестационарних гідравлічних процесів пневматичного крана-регулятора і провести її верифікацію і на основі експериментальних даних виконати перевірку її адекватності.

3. Провести аналіз математичних моделей теплових та гідравлічних процесів в трубопроводах СПП з урахування обмеження максимальної швидкості потоку та запропонувати її варіант для практичного використання.

4. Запропонувати методику використання математичних моделей елементів СПП та ПОС при їх сумісному функціонуванні для відпрацювання алгоритмів управління перехідними режимами системи управління ними.

РОЗДІЛ 2.

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛОВИХ І ГІДРАВЛІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПЕРЕХРЕСТНОПОТОЧНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ

Розрахункову модель трьохпоточного теплообмінника з одночасним урахуванням як теплових так і гідравлічних процесів можна побудувати вирішуючи диференціальні рівняння теплообміну за допомогою методу скінченних різниць. Модель наведена в роботах [81]-[82].

Основні припущення.

- в якості теплоносіїв розглядається повітря як ідеальний газ;
- значення параметрів повітря в кожній точці розрахункових елементарних обсягів теплообмінника постійні;
- теплообмін випромінюванням не розглядається;
- інтенсивність теплопередачі між конструкцією і теплоносіями визначається коефіцієнтами тепловіддачі.

Для побудови математичної моделі розглянемо теплообмінник як сукупність однорідних пластин, товщина яких значно менше ширини і довжини пластини. Між пластинами розміщені канали повітря, параметри якого змінюються уздовж пластини.

Диференціальне рівняння теплопровідності для такої пластини згідно [83]-[86] має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a_m \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.1)$$

де a_m - коефіцієнт температуропередачі;

T - температура пластини;

τ - поточний час;

x, y, z - координати на пластині.

Граничні умови на кінцях пластини згідно [86] можуть бути наступних типів:

1. Гранична умова першого роду полягає в завданні розподілу температури по поверхні тіла в будь-який момент часу.
2. Гранична умова другого роду полягає в завданні щільності теплового потоку для кожної точки поверхні тіла як функції часу.
3. Умова третього роду характеризує закон конвективного теплообміну між поверхнею тіла і навколишнім середовищем при постійному потоці тепла (стаціонарне температурне поле).
4. Гранична умова четвертого роду відповідає теплообміну поверхні тіла з навколишнім середовищем (конвективний теплообмін тіла з рідиною) або теплообміну дотичних твердих тіл, коли температура дотичних поверхонь однакова.

2.1. Математична модель теплових процесів в конструкції ТА.

Виділимо наступні розрахункові елементи теплообмінника:

- теплопередаючі пластини, що розділяють теплоносії;
- корпус теплообмінника;
- трубопроводи підведення і відведення повітря до теплообмінника.

Теплопередаючі пластини, що розділяють теплоносії представлені на рис. 2.1. До пластин приєднані елементи гофрованих вставок, висота елементів вставки в одному розрахунковому елементі Δ дорівнює половині товщини каналу теплоносія. На поверхнях пластини відбувається конвективний перенос тепла, який визначається коефіцієнтами тепловіддачі. Перенесення тепла між пластиною і елементами вставок здійснюється за рахунок теплопровідності.

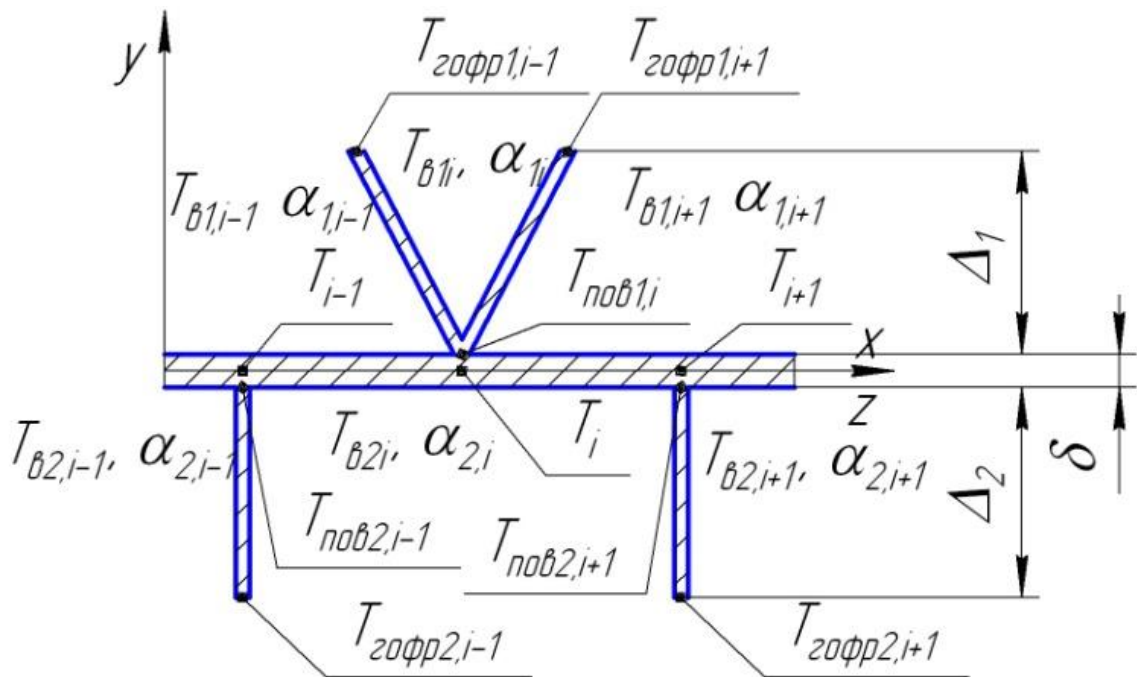


Рис. 2.1. Схема теплопередаючої пластини (зображено для прямоточних і протиточних теплообмінників, для перехресного струму верхні канали повернені на 90° щодо нижніх).

Типи і опис граничних умов представлені в роботі [86].

Граничні умови для даного елемента:

- для ділянок передачі тепла конвекцією

$$\lambda_{нл} \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_1 (T_{нов1} - T_{\theta 1}) ; \lambda_{нл} \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_2 (T_{нов2} - T_{\theta 2})$$

де $\lambda_{нл}$ - коефіцієнт теплопровідності пластини;

$T_{нов}$ - температури на поверхні пластини;

T_{θ} - температура відповідного теплоносія (повітря);

α - коефіцієнт тепловіддачі відповідного теплоносія;

- для ділянок, в яких пластини з'єднані з елементами гофрованих

вставок трикутного перетину

$$\lambda_{нл} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\lambda_{zofp}}{\Delta_1} (T_{zofp1, i-1} - T_{нов1}) - \frac{\lambda_{zofp}}{\Delta_1} (T_{zofp1, i+1} - T_{нов1}) = 0$$

де T_{zofp} - температура в центрі гофрованої вставки;

$\lambda_{гофр}$ - коефіцієнт теплопровідності гофрованих вставок;

Δ - висота гофрованої вставки.

$$T_{гофр} = T_{в,i-1} - \left(\frac{1}{\alpha_{i-1}} + \frac{0.5\delta_{гофр}}{\lambda_{гофр}} \right) \frac{T_{в,i-1} - T_{в,i}}{\frac{1}{\alpha_{i-1}} + \frac{\delta_{гофр}}{\lambda_{гофр}} + \frac{1}{\alpha_i}}$$

де $\delta_{гофр}$ - товщина стінки гофрованої вставки.

▪ для ділянок, в яких пластина з'єднана з елементами гофрованих вставок квадратного перетину

$$\lambda_{пл} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\lambda_{гофр}}{\Delta_2} (T_{гофр2,i-1} - T_{пов2}) = 0$$

При перехресних потоках, додатково, в торцевих частинах пластин відбувається конвективний перенос тепла між торцем пластини і набігаючим чи вибігаючим потоком відповідного теплоносія, див. рисунок 2.2.

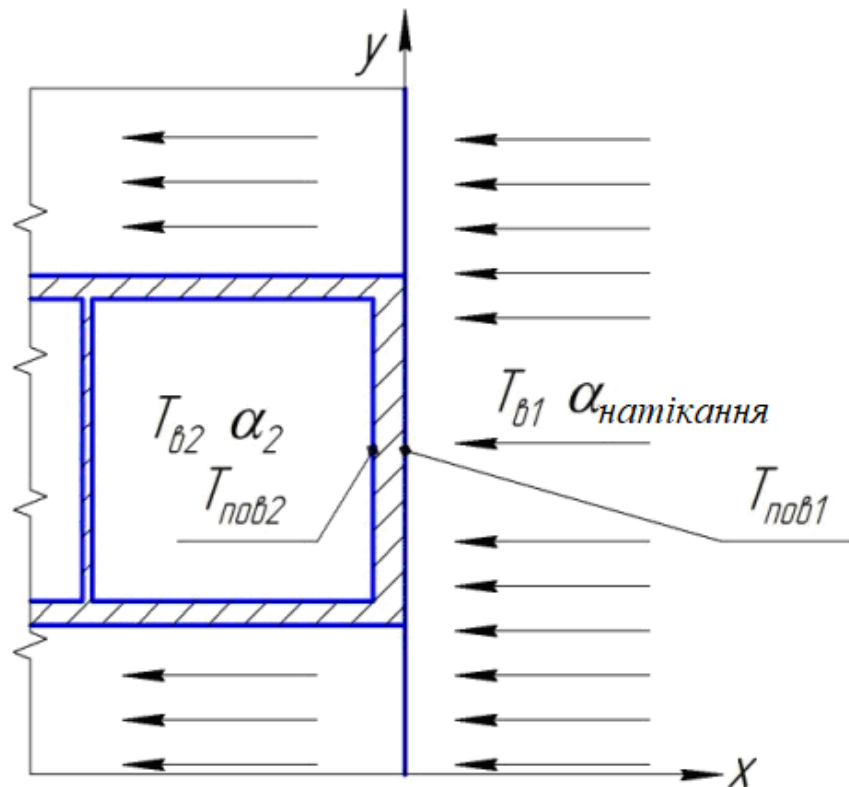


Рис. 2.2. Схема набігання теплоносія на торець теплопередаючої пластини в теплообмінниках з перехресними потоками.

Гранична умова на торці теплопередаючої пластини:

$$\lambda_{пл} \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_{натікання} (T_{нов1} - T_{в1}), \quad \lambda_{пл} \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_2 (T_{нов2} - T_{в2})$$

2. Поверхня корпусу теплообмінника контактує з навколишнім середовищем безпосередньо або через теплоізоляцію, рисунок 2.3.

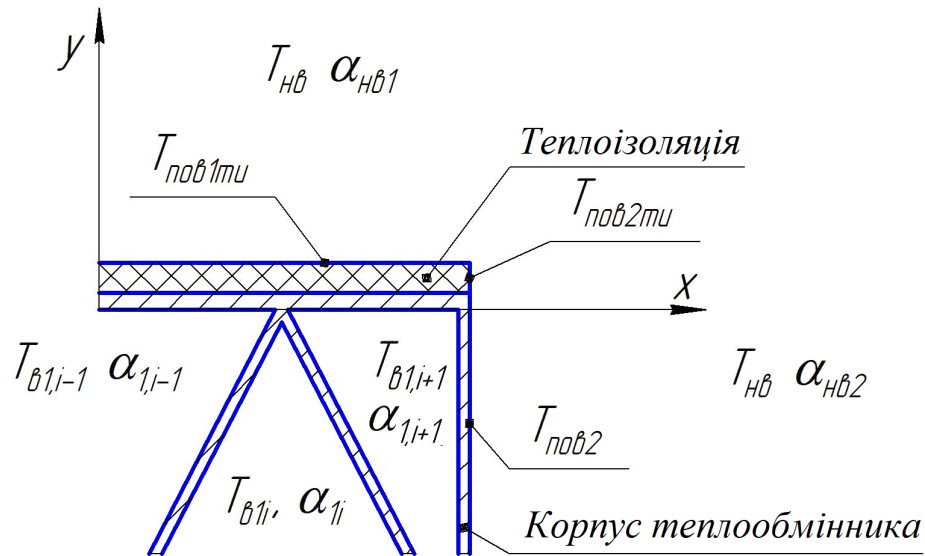


Рис. 2.3. Схема взаємодії стінок корпусу теплообмінника с навколишнім середовищем.

Граничні умови на внутрішній поверхні корпусу відповідають граничним умовам для теплопередаючої пластини.

На зовнішній поверхні

$$\begin{cases} \lambda_{mi} \frac{\partial T_{mi}}{\partial y} = \alpha_{нп1} (T_{нов1,mi} - T_{нп}) \\ \lambda_{mi} \frac{\partial T_{mi}}{\partial x} = \alpha_{нп2} (T_{нов2,mi} - T_{нп}) \\ \lambda_{корпус} \frac{\partial T_{корпус}}{\partial x} = \alpha_{нп2} (T_{нов2} - T_{нп}) \end{cases},$$

де $\lambda_{корпус}$, λ_{mi} - коефіцієнти теплопровідності корпусу, теплоізоляції;

$T_{нов\ mi}$, $T_{нов}$ - температури на поверхні теплоізоляції і корпусу;

$T_{нп}$ - температура зовнішнього повітря.

На границі контакту корпусу і теплоізоляції

$$\lambda_{\text{корпус}} \frac{\partial T_{\text{корпус}}}{\partial y} - \lambda_{\text{ти}} \frac{\partial T_{\text{ти}}}{\partial y} = 0$$

3. Трубопроводи підведення і відведення повітря до теплообмінника показані на рисунку 2.4.

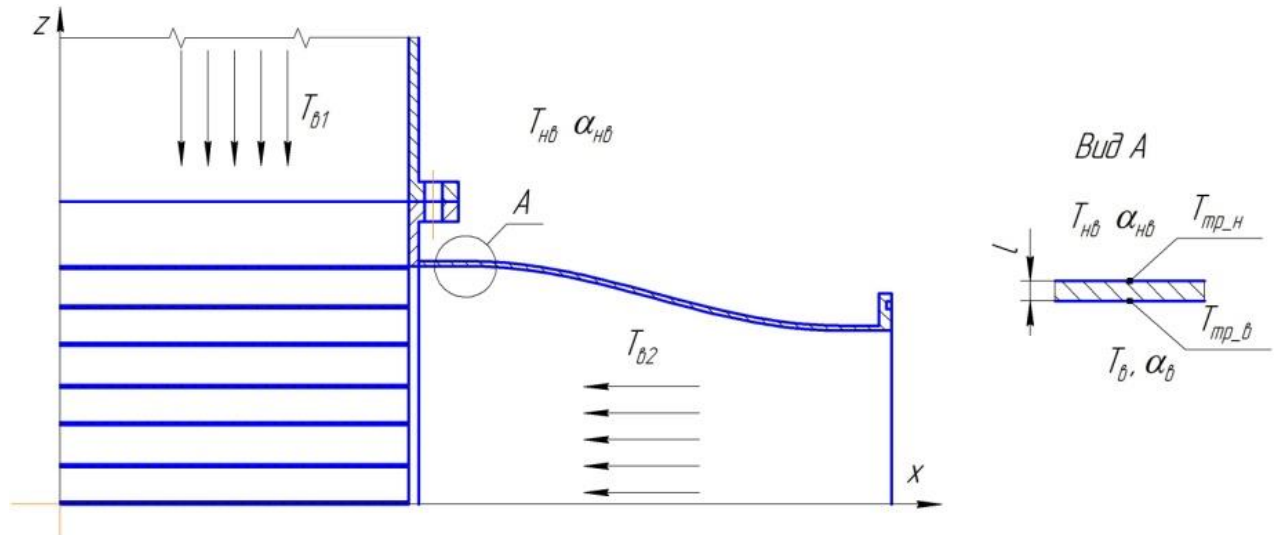


Рис. 2.4. Схема під'єднання трубопроводів підведення і відведення повітря до корпусу теплообмінника.

На границях з'єднання конструкції теплообмінника з трубопроводами задаються наступні граничні умови:

$$\begin{cases} \lambda_{\text{корпус}} \frac{\partial T_{\text{корпус}}}{\partial x} - \lambda_{\text{тр}1} \frac{\partial T_{\text{тр}1}}{\partial x} = 0 \\ \lambda_{\text{корпус}} \frac{\partial T_{\text{корпус}}}{\partial z} - \lambda_{\text{тр}2} \frac{\partial T_{\text{тр}2}}{\partial z} = 0 \end{cases},$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ - коефіцієнт теплопровідності трубопроводу;

$T_{\text{тр}}$ - температура трубопроводу.

На бічних поверхнях трубопроводів:

$$\lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial l} = \alpha_{\text{нн}} (T_{\text{тр}_z} - T_{\text{нв}}), \quad \lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial l} = \alpha_{\text{в}} (T_{\text{в}} - T_{\text{тр}_в}),$$

де $T_{\text{тр}_z}, T_{\text{тр}_в}$ - температура на зовнішній і внутрішній поверхні трубопроводів;

$\alpha_{\text{в}}, \alpha_{\text{нн}}$ - коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній і зовнішній поверхні трубопроводів;

l - товщина стінки трубопроводу.

На достатньому віддаленні довжини трубопроводів від теплообмінника приймається:

$$q_x = \frac{\partial T_{mp1}}{\partial x} = 0, \quad q_z = \frac{\partial T_{mp2}}{\partial z} = 0$$

2.2. Рішення рівняння теплопровідності для пластини.

У зв'язку з тим, що температури на поверхнях розрахункових елементів і коефіцієнти тепловіддачі змінюються за різними законами, рівняння (2.1) вирішуємо ітераційним методом. Рівняння (2.1) є рівнянням параболічного типу.

У даній роботі рівняння вирішуємо методом скінчених різниць, який заснований на заміні похідних їх наближеними значеннями, які виражаються як різниці значень функції в окремих дискретних точках пластини - вузлах. Заміну похідних виконаємо через наступні різницеві співвідношення:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\Delta T}{\Delta \tau} = \frac{T_i^{k+1} - T_i^k}{\Delta \tau} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} &= \frac{\Delta^2 T_x}{\Delta x^2} = \frac{T_{ix+1} - 2T_{ix} + T_{ix-1}}{\Delta x^2} \\ \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} &= \frac{\Delta^2 T_y}{\Delta y^2} = \frac{T_{iy+1} - 2T_{iy} + T_{iy-1}}{\Delta y^2} \\ \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} &= \frac{\Delta^2 T_z}{\Delta z^2} = \frac{T_{iz+1} - 2T_{iz} + T_{iz-1}}{\Delta z^2} \end{aligned} \quad (2.3)$$

В залежності від того на якому кроці за часом беруться значення температур T_{ix}, T_{iy} та T_{iz} виділяють явну та неявну схему. Ці дві схеми мають свої переваги та недоліки. Так явна схема є умовно стійкою, а неявна безумовно стійкою. Проте, обидві дають похибку при розрахунку, особливо

коли крок за часом є великим. Для збільшення точності розрахунку застосовують схему з вагами. На рисунку 2.5 зображено порівняння аналітичного рішення для диференційного рівняння (2.4) описуючого охолодження нагрітого тіла з розрахунками за вказаними схемами.

$$mc_p \frac{dT_{тіла}}{d\tau} = -RF(T_{тіла} - T_{нв}) \quad (2.4)$$

де m - маса тіла;

R - термічний опір;

F - площа теплопередачі поверхні;

$T_{тіла}$ - температура тіла;

$T_{нв}$ - температура навколишнього середовища.

Аналітичне рішення для цього рівняння має вид:

$$T_{тіла} = \left(T_{нв} - (T_{нв} - T_0) e^{\frac{\tau - RF}{mc_p}} \right) \quad (2.5)$$

де T_0 - початкова температура тіла.

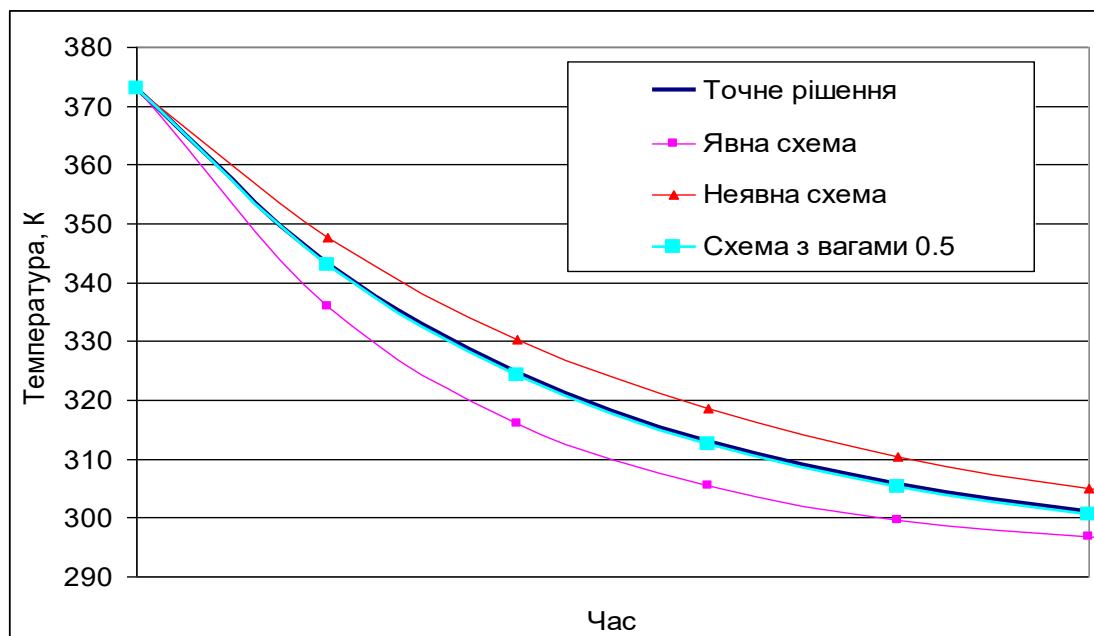


Рис. 2.5. Порівняння розрахункових схем.

Як видно з рисунку 2.5 схема з вагами 0.5 дає найменшу похибку розрахунку, тому для подальшого розв'язку рівняння (2.1) вибираємо її.

Теплообмінник розбиваємо на розрахункові елементи у відповідності до рисунку 2.7. Приймаємо наступне: гарячий теплоносій рухається уздовж осі X, а холодний уздовж осі Y.

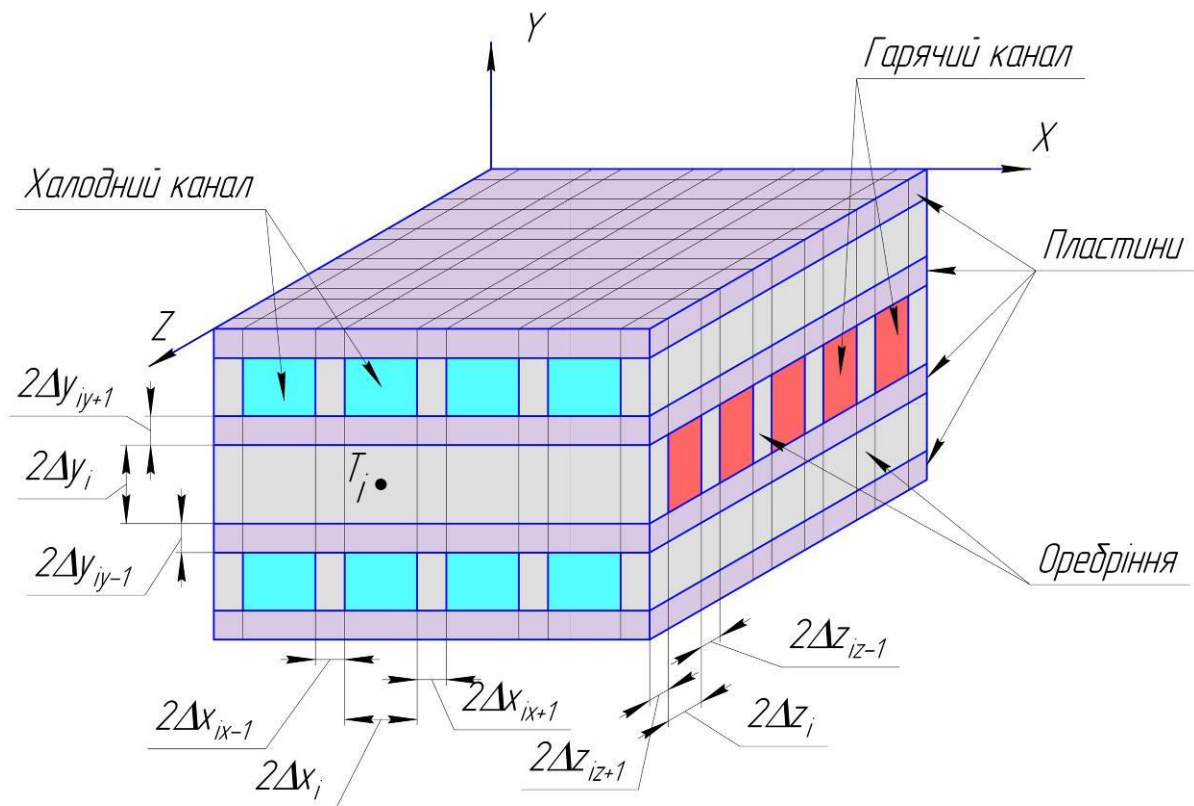


Рис. 2.6. Розрахункова сітка теплообмінника.

Згідно розрахункових схем, що зображені на рисунку 2.7, запишемо рівняння (2.1) у наступній формі:

$$\frac{T_i^{k+1} + T_i^k}{\Delta \tau} = \theta \cdot a \left(\frac{T_{ix-1}^* - 2T_i + T_{ix+1}^*}{\Delta x^2} + \frac{T_{iy-1}^* - 2T_i + T_{iy+1}^*}{\Delta y^2} + \frac{T_{iz-1}^* - 2T_i + T_{iz+1}^*}{\Delta z^2} \right)^{k+1} + (1 - \theta) \cdot a \left(\frac{T_{ix-1}^* - 2T_i + T_{ix+1}^*}{\Delta x^2} + \frac{T_{iy-1}^* - 2T_i + T_{iy+1}^*}{\Delta y^2} + \frac{T_{iz-1}^* - 2T_i + T_{iz+1}^*}{\Delta z^2} \right)^k \quad (2.6)$$

де θ - ваги, $\theta = 0 \dots 1$;

$T_{i\pm 1}^*$ - температура на кордоні розрахункового елемента

де T_i - наближене значення температури у вузлі;

індекс k - поточний крок за часом.

При $\theta=1$ рівняння (2.6) перетворюється на явне, а при $\theta=0$ на неявне.

Для знаходження температур $T^*_{i\pm 1}$ запишемо теплові баланси на кордоні розрахункових елементів:

$$\begin{aligned} q_i &= \frac{\lambda_i}{\Delta n_i} (T_i - T^*_{in\pm 1}) \\ q_{in\pm 1} &= \frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}} (T^*_{in\pm 1} - T_{in\pm 1}) \end{aligned} \quad (2.7)$$

де Δn - розмір елемента по координаті x , y чи z ;

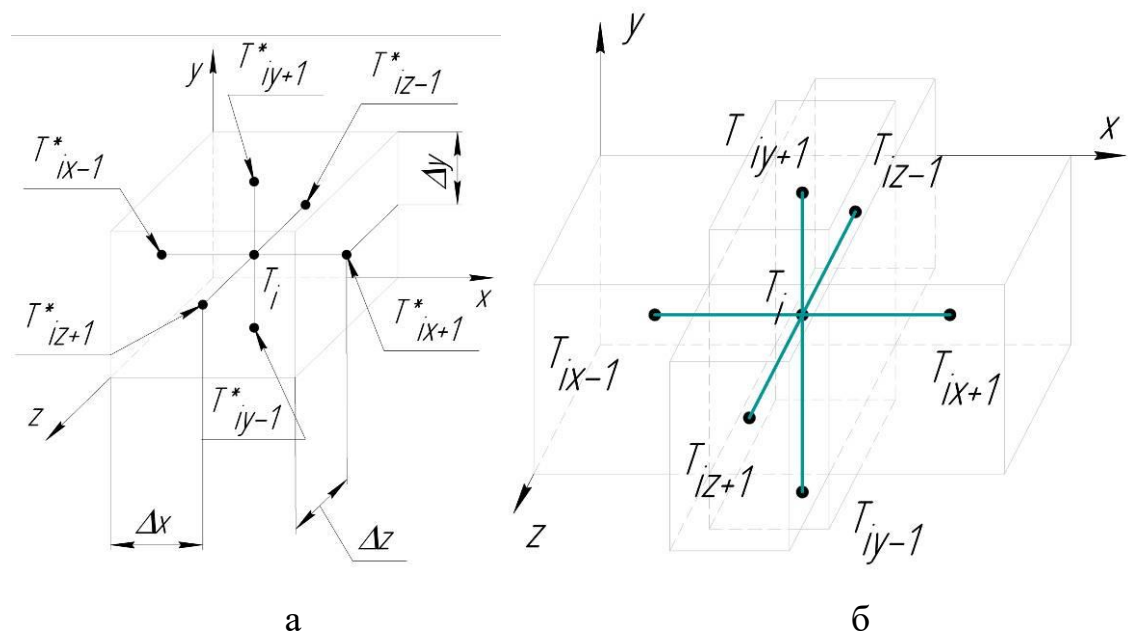


Рис. 2.7. Розрахункові схеми: а) - одного елемента; б) – сумісних елементів. Точка вказує на центр розрахункового елемента.

$q_i, q_{in\pm 1}$ - теплові потоки з поточного розрахункового елемента та в сусідньому за напрямком n ;

λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу відповідного елемента.

У разі, якщо на кордоні елемента теплопередача відбувається за рахунок конвекції:

$$q_{in\pm 1} = \alpha (T^*_{in\pm 1} - T_{in\pm 1}) \quad (2.8)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі.

Коефіцієнти тепловіддачі в рівнянні (2.8) залежать від режиму потоку і фізичних властивостей теплоносіїв, конструкції каналів по яких рухаються теплоносії і температури теплоносія. Коефіцієнти тепловіддачі визначаються за критеріальними залежностями які наведені в [83]-[88].

З рівнянь (2.7) та (2.8) отримаємо:

$$T^*_{in\pm 1} = \frac{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} T_i + \frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}} T_{in\pm 1}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}}} \text{ або } T^*_{in\pm 1} = \frac{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} T_i + \alpha T_{in\pm 1}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \alpha} \quad (2.9)$$

Приймаючи до уваги, що $T_{ix} = T_{iz} = T_{iy} = T_i$, рівняння (2.6) після підстановки в нього рівняння (2.9) і після деяких перетворень можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 T}{\partial n^2} &= \frac{T^*_{in-1} - 2T_i + T^*_{in+1}}{\Delta n^2} = \\ &= \frac{1}{\Delta n^2} \left(\frac{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} T_i + \alpha T_{in\pm 1}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \alpha} - 2T_i + \frac{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} T_i + \frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}} T_{in\pm 1}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}}} \right) = \\ &= \frac{1}{\Delta n^2} \left(\frac{\alpha T_{in\pm 1}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \alpha} + \frac{\frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}} T_{in\pm 1}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}}} \right) + \frac{T_i}{\Delta n^2} \left(\frac{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \alpha} + \frac{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i}}{\frac{\lambda_i}{\Delta n_i} + \frac{\lambda_{in\pm 1}}{\Delta n_{in\pm 1}}} - 2 \right) \end{aligned} \quad (2.10)$$

В рівнянні (2.10) вводимо наступні скорочення:

по осі x

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\Delta x^2} A + \frac{T_i}{\Delta x^2} B \quad (2.11)$$

по осі y

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{1}{\Delta y^2} C + \frac{T_i}{\Delta y^2} D \quad (2.12)$$

по осі z

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\Delta z^2} E + \frac{T_i}{\Delta z^2} F \quad (2.13)$$

В рівнянні (2.6) для частини, що відповідає за поточний крок за часом вводимо наступну заміну:

$$\sigma^k = \left(\frac{T^*_{ix-1} - 2T_i + T^*_{ix+1}}{\Delta x^2} + \frac{T^*_{iy-1} - 2T_i + T^*_{iy+1}}{\Delta y^2} + \frac{T^*_{iz-1} - 2T_i + T^*_{iz+1}}{\Delta z^2} \right)^k \quad (2.14)$$

Остаточно рівняння (2.6) перетворюється до наступного вигляду:

$$T_i^{k+1} = \frac{\frac{T_i^k}{\Delta \tau \cdot a} + \theta \cdot (A + D + E)^{k+1} + (1 - \theta) \cdot \sigma^k}{\frac{1}{\Delta \tau \cdot a} - \theta \cdot (B + C + F)} \quad (2.15)$$

Після того, як буде вирішено систему рівнянь, та знайдено T_i^{k+1} для кожного розрахункового елемента, обчислюється параметр σ^{k+1} :

$$\sigma^{k+1} = \left(\frac{T^*_{ix-1} + T^*_{ix+1}}{\Delta x^2} + \frac{T^*_{iy-1} + T^*_{iy+1}}{\Delta y^2} + \frac{T^*_{iz-1} + T^*_{iz+1}}{\Delta z^2} - \frac{2T_i}{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2} \right)^{k+1} \quad (2.16)$$

Невідомі значення температури на гранях розрахункових елементів знаходяться з рівнянь теплових потоків (2.7) та (2.8).

За допомогою рівняння (2.15) з початкового розподілу температури по пластині можна визначити розподіл температури в будь-який момент часу.

Початковий розподіл температури для подальшого розрахунку нестационарного режиму визначається при розрахунку теплового стану теплообмінника на стаціонарному режимі, коли виконана умова наступна

умова для параметру $\frac{1}{\Delta\tau} = 0$. Рішення рівняння виконується чисельними методами, наприклад методом Зейделя або методом релаксації.

Результати розрахунку для плоскої пластини представлені на рисунку 2.8.

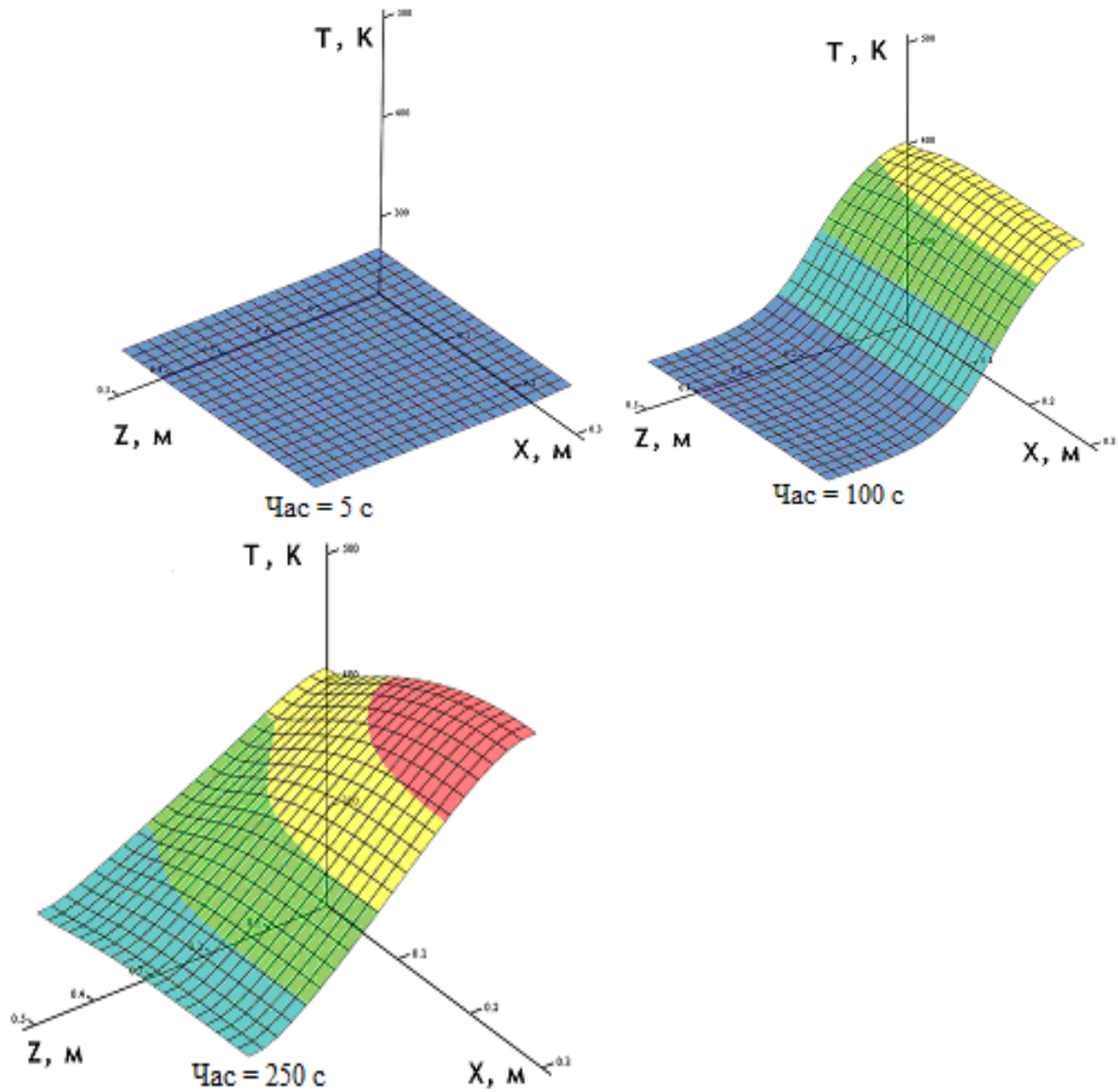


Рис. 2.8. Розрахунок нестационарного теплового стану пластини.

2.3. Моделювання потоків теплоносіїв.

Рівняння, що описує теплоперенос у теплоносії згідно [35] та [90] має вигляд:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial p}{\partial \tau} + \omega \frac{\partial p}{\partial l} = \nabla q_F + Q + \Phi \quad (2.17)$$

де p - тиск;

ω - швидкість;

l - напрямок, по якому рухається теплоносій;

q_F - тепловий потік до елемента теплоносія через стінку площею F ;

q_3 - тепловий потік;

Q - зовнішній потік тепла від зовнішніх джерел

Φ - дисипативний член.

Швидкість потоку теплоносія в теплообміннику не велика , тому втрати тиску та сили тертя мають невелике значення. Враховуючи це, а також те, що теплообмін за рахунок зовнішніх джерел тепла значно більший за приток тепла від роботи сил стискування та сил тертя в'язкості,

приймаємо наступне: $\frac{\partial p}{\partial \tau} + \omega \frac{\partial p}{\partial l} = 0$ та $\Phi = 0$. Також враховуючи те, що:

$$\nabla q_F = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad \text{та} \quad Q = \rho c_p \omega \frac{\partial T}{\partial x}$$

рівняння () матиме наступний вигляд:

$$\rho \cdot c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + \omega \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.18)$$

λ - теплопровідність повітря

Помноживши рівняння (2.18) на площу поперечного перетину каналу теплоносія та використовуючи метод кінцевих різниць отримаємо наступне рівняння:

$$\rho F_{\text{канал}} \frac{T_i^{\tau+1} - T_i^{\tau}}{\Delta \tau} + G_{\text{канал}} \frac{\left(T_{i_{\text{канал}}} - T_{i_{\text{канал}}-1} \right)^{\tau+1}}{\delta_{\text{канал}}} =$$

$$= F_{\text{канал}} \frac{\lambda}{c_p} \left(\frac{\left(T^*_{ix+1} - 2T_i + T^*_{ix-1} \right)}{\Delta x^2} + \frac{\left(T^*_{iy+1} - 2T_i + T^*_{iy-1} \right)}{\Delta y^2} + \frac{\left(T^*_{iz+1} - 2T_i + T^*_{iz-1} \right)}{\Delta z^2} \right)^{\tau+1} \quad (2.19)$$

де $F_{\text{канал}}$ - площа поперечного перетину каналу, площа розрахункового елемента,

$\delta_{\text{канал}}$ - відстань між центрами поточного елемента та елемента попереднього проти напрямку потоку.

$G_{\text{канал}} = \rho \omega F_{\text{канал}}$ - витрата теплоносія через розрахунковий елемент.

Враховуючи те, що на кордоні розрахункових елементів теплопередача відбувається за рахунок конвекції, замінимо в правій частині рівняння (2.19)

параметр $\frac{\lambda}{\Delta x}$ на коефіцієнт тепловіддачі. Зробивши дану підстановку і по

іншим осям отримаємо наступне рівняння:

$$\rho F_{\text{канал}} \frac{T_i^{\tau+1} - T_i^{\tau}}{\Delta \tau} + G_{\text{канал}} \frac{\left(T_{i_{\text{канал}}} - T_{i_{\text{канал}}-1} \right)^{\tau+1}}{\delta_{\text{канал}}} = F_{\text{канал}} \left(\alpha_x \frac{\left(T^*_{ix+1} - 2T_i + T^*_{ix-1} \right)}{\Delta x} + \alpha_y \frac{\left(T^*_{iy+1} - 2T_i + T^*_{iy-1} \right)}{\Delta y^2} + \alpha_z \frac{\left(T^*_{iz+1} - 2T_i + T^*_{iz-1} \right)}{\Delta z^2} \right)^{\tau+1} \quad (2.20)$$

Аналогічно як і в розділі 2.2 виконаємо заміну:

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial n^2} = \lambda \frac{T^*_{in-1} - 2T_i + T^*_{in+1}}{\Delta n^2} = \frac{\alpha_n T_i + \frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in-1}} T_{in-1}}{\frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in-1}} + \alpha_n} - 2T_i + \frac{\alpha_n T_i + \frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in+1}} T_{in+1}}{\frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in+1}} + \alpha_n} =$$

$$\frac{\alpha_n}{\Delta n} \left(\frac{\frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in-1}} T_{in-1} + \frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in+1}} T_{in+1}}{\frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in-1}} + \alpha_n} + \frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in+1}} + \alpha_n} \right) + T_i \frac{\alpha_n}{\Delta n} \left(\frac{\frac{\alpha_n T_i}{\frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in-1}} + \alpha_n} + \frac{\alpha_n T_i}{\frac{\lambda_{nl}}{\Delta n_{in+1}} + \alpha_n} - 2}{\Delta n_{in-1}} \right)$$

Вводимо наступні скорочення:

по осі x

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = A_{нов} + T_i B_{нов}$$

по осі y

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = C_{нов} + T_i D_{нов}$$

по осі z

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = E_{нов} + T_i F_{нов}$$

Для холодного теплоносія, що рухається уздовж осі z , $A_{нов} = 0$ та $B_{нов} = 0$, а для гарячого, що рухається уздовж осі x , $E_{нов} = 0$ та $F_{нов} = 0$.

Тоді рівняння (2.20) перепишемо у наступній формі:

$$T_i^{\tau+1} = \frac{F_{канал} \rho \left(a_v (A_v + D_v + E_v)^{\tau+1} - \frac{T_i^\tau}{\Delta \tau} \right) - G_{канал} \frac{\left(T_{i_{канал}} - T_{i_{канал}-1} \right)^{\tau+1}}{\delta_{канал}}}{\rho F_{канал} \left(\frac{1}{\Delta \tau} - a_v (B_v + C_v + F_v)^{\tau+1} \right)} \quad (2.21)$$

Розв'язати рівняння (2.21) можливо методом Зейделя. Також можливо і за допомогою методу релаксацій. Згідно з цим методом задається початкове значення температур $(T_i^{\tau+1})^0$ для кожного розрахункового елемента. За формулою (2.11) знаходиться нове значення температури $(T_i^{\tau+1})^s$. Значення температури для наступної ітерації знаходить за формулою:

$$(T_i^{\tau+1})^{s+1} = (T_i^{\tau+1})^s + \alpha \eta^s$$

де α - коефіцієнт релаксації

η^s - нев'язка на поточній ітерації

$$\eta^s = \left(T_i^{\tau+1}\right)^s - \left(T_i^{\tau+1}\right)^0$$

де ε - задане значення нев'язки.

Значення коефіцієнту релаксації знаходиться за формулою

$$\alpha^0 = \frac{\delta_{\text{канал}}}{G_{\text{канал}} F_{\text{канал}} \rho}$$

Після того, як знайдено нев'язку на другому кроці, значення температури для наступних ітерацій визначається з розв'язку лінійного рівняння

$$a \left(T_i^{\tau+1}\right)^{s+1} + b = \eta = 0$$

Коефіцієнти a і b визначають за результатам двох попередніх ітерацій, а саме

$$\left(\left(T_i^{\tau+1}\right)^{s-1}; \eta^{s-1}\right) \text{ та } \left(\left(T_i^{\tau+1}\right)^s; \eta^s\right).$$

Після визначення температури за формулою (2.21) у попередніх точках шукається максимальне значення нев'язки, яке замінюється отриманим на поточному кроці значенням.

Рішення знайдене коли виконується нерівність

$$\eta^{s+1} = \left(T_i^{\tau+1}\right)^{s+1} - \left(T_i^{\tau+1}\right)^s < \varepsilon$$

2.4. Визначення коефіцієнта тепловіддачі.

Теплопередача між пластиною та теплоносієм відбувається за рахунок вимушеної конвекції. У зв'язку з тим, що вирішення рівнянь Нав'є-Стокса потребують великої кількості ресурсів, відношення δ/λ у законі Фур'є замінюється коефіцієнтом тепловіддачі α , тобто:

$$\alpha = \frac{\delta}{\lambda}$$

де δ - товщина пограничного шару;

λ - коефіцієнт теплопровідності теплоносія.

Коефіцієнти тепловіддачі зазвичай знаходяться за критеріальними залежностями типу:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = N \cdot Re^n Pr^m \quad (2.22)$$

де Nu - число Нуссельта,

l - характерний розмір,

Re - число Рейнольдса,

Pr - число Прандтля.

Коефіцієнт N та показники ступенів n та m визначаються експериментально.

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі при турбулентному режимі ($Re \geq 10000$) при теплопередачі в трубах Хаузен [24] наводить наступну залежність:

$$Nu_t = 0.024 \left(1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right) Re^{0.789} Pr^{0.45} \quad (2.23)$$

де d - гідравлічний діаметр каналу;

L - довжина каналу;

$Re = \frac{d \cdot G}{\mu \cdot F}$ - число Рейнольдса;

G - витрата теплоносія через канал;

μ - коефіцієнт в'язкості;

F - площа каналу;

Для ламінарного режим течії ($Re \leq 2300$) наводить наступну формулу

$$Nu_l = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot Pe \frac{d}{L}}{\left(1 + 0.045 \left(Pe \frac{d}{L}\right)^{2/3}\right)} \quad (2.24)$$

де Pe - критерій подібності Пекле

Для перехідного режиму $2300 < Re < 10000$:

$$Nu = 10 \left(\frac{Re - 2300}{10000 - 2300} \right) (\lg(Nu_t) - \lg(Nu_l) + \lg(Nu_l)) \quad (2.25)$$

Після того, як визначено число Nu , коефіцієнт тепловіддачі знаходимо

з рівняння $\alpha = K \cdot Nu \frac{\lambda}{l}$, де уточнюючий параметр K визначається з

експериментальних даних для досліджуємої конструкції теплообмінника.

2.5. Гідравлічний розрахунок теплообмінника.

Теплообмінник можна представити у вигляді сукупності гілок з'єднаних паралельно, кожна з яких має свій гідравлічний опір. Перепад статичного тиску для кожної гілки однаковий.

$$\Delta p_{\text{гілок}} = p_{\text{вихід}} - p_{\text{вхід}} = \text{const}$$

Для протivotоку або прямогоку, можна прийняти припущення, що температура уздовж всіх гілок змінюється рівномірно і практично однаково.

Тоді й витрата теплоносія розподілена по гілкам рівномірно, і дорівнює:

$$G_n = \frac{G_{\text{сум}}}{n}$$

де G_n - витрата через гілку,

$G_{\text{сум}}$ - сумарний витрата теплоносія,

n - кількість гілок (каналів)

Для перехресної течії дане припущення не дійсне, оскільки температура потоку уздовж кожної гілки змінюється за різними законами, відповідно в

кожній гілці зміниться і витрата теплоносія в зв'язку зі зміною щільності, тобто

$$G = \rho \omega F$$

ρ - щільність теплоносія;

ω - швидкість потоку;

F - площа поперечного перерізу каналу;

Гідравлічні процеси в каналах теплообмінника розглядаємо як квазістаціонарні. Схема теплообмінника представлена на рис.2.9.

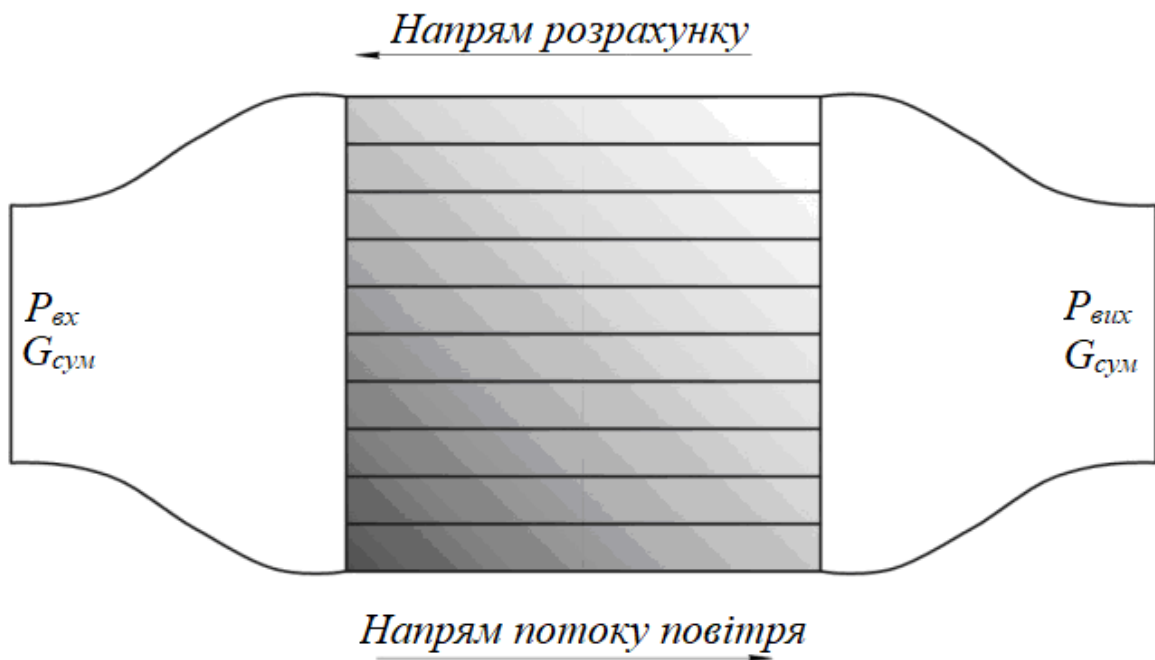


Рис. 2.9. Канали теплообмінника.

(Для прикладу, заливанням представлено характерний розподіл температури повітря)

Залежність перепаду тиску на ділянці від витрати повітря для каналів теплообмінника представлена на рис.2.10.

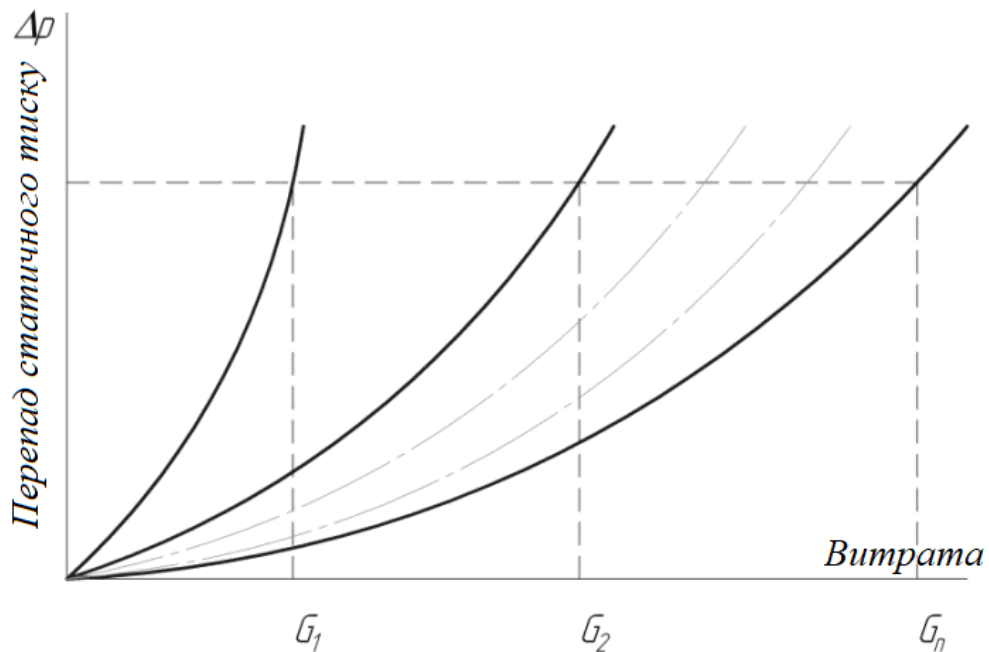


Рис. 2.10. Залежність перепаду тиску в каналах теплообмінника від витрати повітря.

Система рівнянь для каналів теплообмінника має вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta p_i &= f_i(G_i) \\ \sum_{i=1}^n G_i &= G_{\text{сум}} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Рішенням є таке значення перепаду тиску Δp , при якому сума витрат через всі канали теплообмінника дорівнює сумарному витраті, який задається у вихідних даних.

Алгоритм розв'язання системи рівнянь (2.26) наступний. В якості вихідних даних в системі задаються статичний тиск на вході чи виході, сумарний витрата через теплообмінник і розподіл температури повітря уздовж теплообмінника. Здається початкове значення тиску на іншому вході. По сумарній витраті повітря за допомогою гідравлічної моделі ділянки мережі визначаються статичних тисків безпосередньо в перетинах входу та виходу каналів теплообмінника. Для кожного каналу задається початкове значення витрати повітря. Для кожного каналу за допомогою гідравлічної моделі ділянки мережі визначається значення витрати, при якому перепад тиску в каналі дорівнює заданому. Якщо при цьому сума витрат повітря

через всі канали дорівнює сумарній витраті повітря через теплообмінник розрахунок припиняється, в іншому випадку змінюється значення перепаду тиску, заданий в попередній ітерації. Пошук наступного значення виконується методом Мюллера [89] – залежність невідомого значення тиску від витрати повітря, замінюється параболою, $P_{\text{невідоме}} = f(G_{\text{сум}}) = aG_{\text{сум}}^2 + bG_{\text{сум}} + c$, яка визначається за вже обчисленими трьома точками $(G_{\text{сум}_p}; P_{\text{невідоме}})$. Перші значення $G_{\text{сум}_p}$ обчислюється для наступних значень тиску, пошук якого ведеться: для $P_{\text{невідоме}} = P_{\text{задане}}$, тобто $G_{\text{сум}_p} = 0$, $P_{\text{невідоме}} = 0.9P_{\text{задане}}$ та $P_{\text{невідоме}} = 0.8P_{\text{задане}}$. Якщо різниця між заданим значенням витрати $G_{\text{сум}_p}$ і визначеним $G_{\text{сум}_p}$ при певному $P_{\text{невідоме}}$ менше допуску то розрахунок припиняється, в протилежному випадку з раніше отриманих трьох точок замінюється та, яка має найбільше відхилення між розрахованим і заданим значенням витрат на отримані в попередній ітерації. Знаходяться нові значення коефіцієнтів a, b, c за якими вираховується наступне значення $P_{\text{невідоме}}$.

У разі завдання на вході та виході з теплообмінника повного тиску повітря, задається початкове значення витрати повітря за яким визначається значення статичного тиску в перетині входу та виходу у канали. За визначеним значенням перепаду статичного тиску визначається витрата для кожного каналу теплообмінника. При перевищенні отриманої сумарної витрати за задану більше ніж на величину допуску, цикл повторюється знову, задаючи при цьому значення сумарної витрати, що визначена на попередній ітерації.

Повний тиск в перетин виходу за теплообмінником визначається за газодинамічними функціями, попередньо визначивши коефіцієнт швидкості за формулою:

$$z(\lambda_{вих}) = \frac{1}{G_{сум} \sqrt{T_{вих}}} \sum_{i=1}^n G_i \cdot z(\lambda_i) \cdot \sqrt{T_i} \quad (2.27)$$

де $z(\lambda)$ - газодинамічна функція

T - температура в перерізі виходу з каналу

$T_{вих}$ - результуюча температура повітря з теплообмінником, визначається з теплового розрахунку.

2.6. Гідравлічна модель ділянки каналу.

Схема розрахункової ділянки трубопроводу представлено на рис. 2.11.

Даний елемент має певні конструктивні параметри – довжину, площа поперечного перерізу, гідравлічний діаметр та місцевий гідравлічний опір. Втрата повного тиску на розрахунковій ділянці визначається за формулою:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{\rho_i \cdot \omega_i^2}{2} \quad (2.28)$$

де p_1 - повний тиск повітря в початковому перерізі трубопроводу

p_2 - повний тиск повітря в кінцевому перетині трубопроводу

ξ - коефіцієнт місцевого опору на ділянці трубопроводу, наведено в [90]

ρ і ω - щільність і швидкість повітря в тому перетині ділянки, до якого прив'язаний місцевий коефіцієнт опору.

Для повного визначення параметрів повітря потрібно задати значення повного чи статичного тисків на кінцях трубопроводу, витрату та температуру повітря.

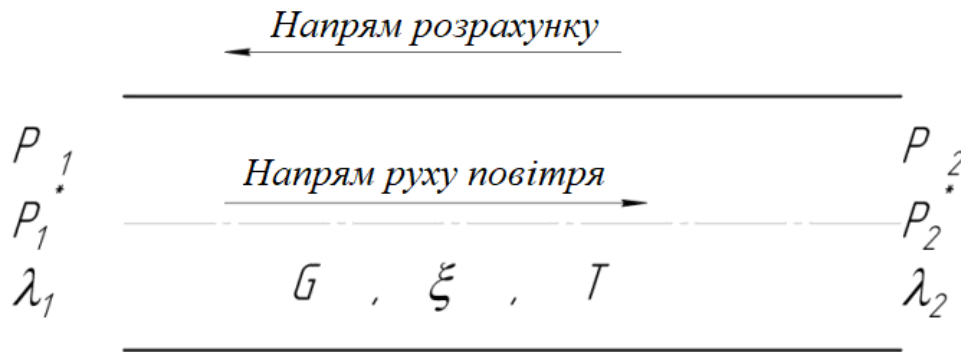


Рис. 2.11. Розрахунковий елемент ділянки.

Для визначення втрати тиску рекомендується використовувати модель елемента ділянки мережі на основі газодинамічних функцій. Розрахунок ведеться проти потоку згідно [91], рис.2.11. За значенням повного чи статичного тиску в останньому перерізі трубопроводу визначається коефіцієнт швидкості λ в даному перерізі:

$$q(\lambda_2) = \frac{G \cdot \sqrt{T^*}}{0,3965 \cdot F \cdot p_2^*} \text{ або} \quad (2.29)$$

$$y(\lambda_2) = \frac{G \cdot \sqrt{T^*}}{0,3965 \cdot F \cdot p_2}$$

де $q(\lambda_2)$ і $y(\lambda_2)$ - газодинамічні функції, наведена в [90];

F - площа поперечного перетину ділянки;

p_2^* і p_2 - відповідно повне і статичний тиск повітря в кінці ділянки;

T^* - температура загальмованого потоку, визначається з теплового розрахунку.

за значенням $q(\lambda_2)$ або $y(\lambda_2)$ визначається λ_2 . Потім визначається значення коефіцієнта швидкості в початковому перерізі ділянки за формулою:

$$\phi(\lambda_1) = \phi(\lambda_2) + 1,167\xi \quad (2.30)$$

де $\phi(\lambda)$ - газодинамічна функція, наведена в [90].

Значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ визначають за довідником гідравлічних опорів [92].

За значенням $\phi(\lambda_1)$ визначається λ_1 , за яким, у свою чергу, за формулами (2.29) можна визначити значення повного і статичного тисків в початковому перерізі ділянки трубопроводу.

Дросельна характеристика ділянки трубопроводу має представлена на рисунку 2.12

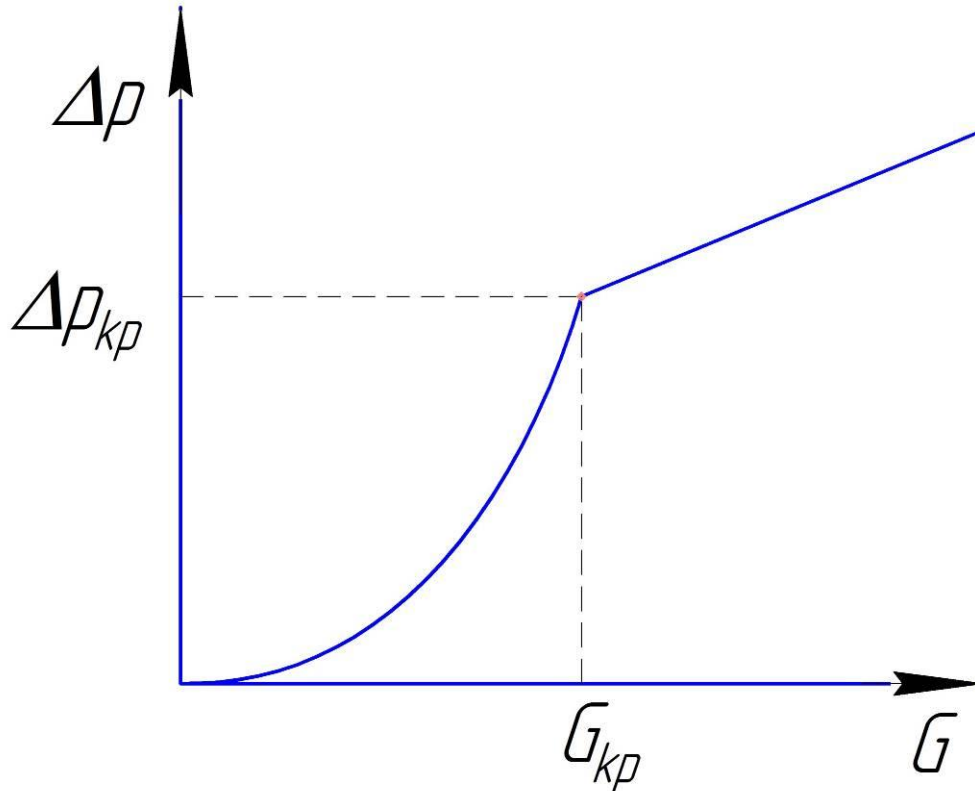


Рис. 2.12 . Дросельна характеристика ділянки трубопроводу

При до критичному перепаді, коли швидкість в трубопроводі менша швидкості звуку, дросельна характеристика має поліноміальну залежність. При критичному перепаді тиску, коли швидкість в певному перетині трубопроводу дорівнює швидкості звуку – лінійний.

Розглянемо випадок коли потрібно визначити значення витрати при відомих значеннях тиску на кінці трубопроводу. Спершу в перетині виходу з трубопроводу визначається значення витрати при якому настає критичний режим, тобто $\lambda = 1$, за формулами (2.29). За значенням витрати на критичному режимі $G_{кр}$ за допомогою наведеної методики на основі газодинамічних функцій визначається значення тиску на вході, котре

необхідне для забезпечення даної витрати, і критичний перепад тисків. Якщо фактичний перепад тиску менше критичного, то надалі пошук значення витрати виконується за допомогою метода Мюллера, якщо більше – методом січних, рисунок 2.13 .

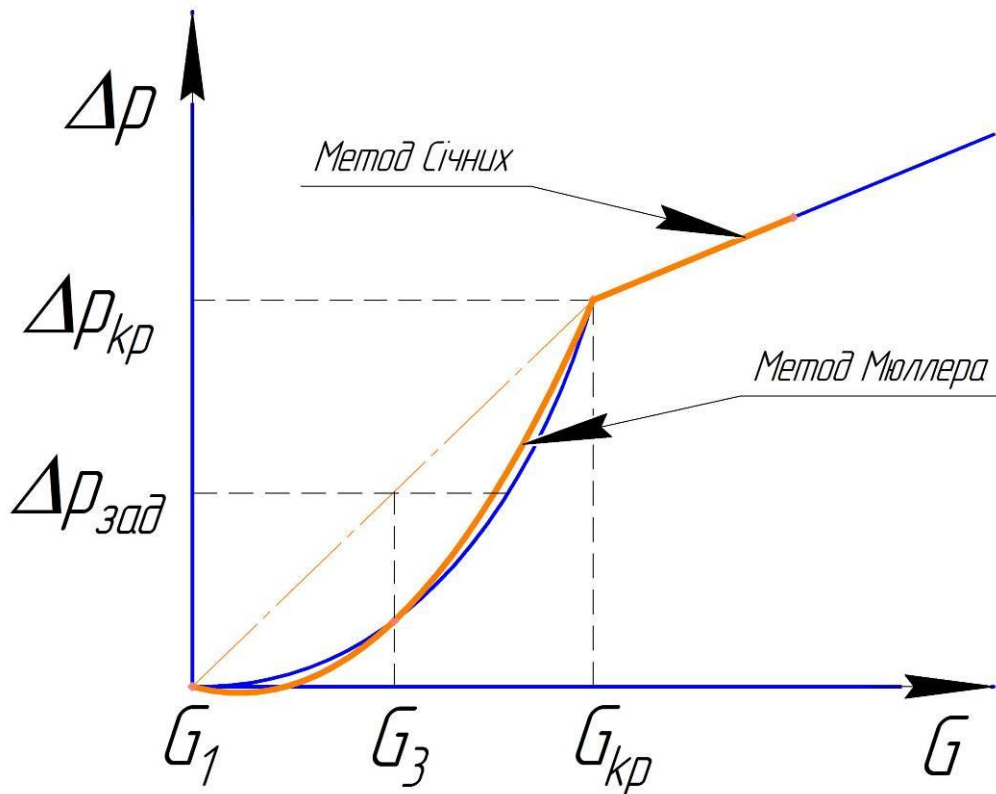


Рис. 2.13. Пошук значення витрати

В першому випадку перші три точки для побудови параболи визначаються з наступних умов $(G_1 = 0; \Delta p_1 = 0)$, $(G_2 = G_{кр}; \Delta p_2 = \Delta p_{кр})$, $(G_3; \Delta p_3 = \Delta p_{зад} \cdot G_2 / \Delta p_2)$. Наступне значення витрати є корінь рівняння параболи $aG_i^2 + bG_i + c - \Delta p_{зад} = 0$.

При критичному перепаді перші дві точки знаходяться за наступних умов $(G_1 = G_{кр}; \Delta p_1 = \Delta p_{кр})$ та $(G_2; \Delta p_2 = \Delta p_{зад} \cdot G_1 / \Delta p_1)$. Наступне значення витрати є корінь рівняння $aG_i + b - \Delta p_{зад} = 0$.

Якщо на поточній ітерації різниця між обчисленим значенням та заданим значенням перепаду тиску менше допуску розрахунок припиняється, у іншому випадку знаходиться нове значення витрати тиску. Для уточнення

закону нова точка замінює те значення, яке має найбільше відхилення перепаду тиску від заданого.

Дана методика в основному дозволяє знайти значення витрати за 5 – 6 ітерацій при нев'язці перепаду тиску 10^{-3} Па.

2.7. Алгоритм обчислення параметрів теплообмінника.

Алгоритм розрахунку теплового тану теплообмінника наступний. Після розбиття розрахункової сітки та призначення кожному розрахунковому елементу початкового значення температури виконується:

1. Визначається значення параметру σ^k .
2. Виконується гідравлічний розрахунок, в результаті якого визначається для кожного елемента з повітрям значення витрати, тиску та густини.
3. Визначаються коефіцієнти тепловіддачі та коефіцієнти A, B, C, D, F, E .
4. Виконується розв'язок рівняння теплопередачі для пластин (2.15). Початкове значення нев'язки для температури між теперішньою та попередньою ітерацією дорівнює $n_{\text{пластин}} = 0.5K$.
5. Визначаються коефіцієнти $A_{\text{нов}}, B_{\text{нов}}, C_{\text{нов}}, D_{\text{нов}}, F_{\text{нов}}, E_{\text{нов}}$.
6. Виконується розв'язок рівняння енергії (2.21) для теплоносія. Розв'язок ведеться по потоку. Значення нев'язки для температури теплоносія становить $n_{\text{нов}} = 0.001K$.
7. Розраховуємо кількість теплової енергії що залишила кожний канал теплоносія за формулою $W_{\text{канал}} = T_i \cdot c_p(T_i) \cdot G_{\text{канал}} \cdot \Delta\tau$, де T_i - значення температури повітря в кінцевому елементу кожного каналу.

8. Визначаємо температуру кожного теплоносія на виході з теплообмінника $T_{нов} = \Sigma W_{канал} / (c_p(T_{нов}) \cdot G_{нов} \cdot \Delta\tau)$
9. Якщо значення суми нев'язки гарячого та холодного теплоносіїв між поточною та попередньою ітерацією менше 0.1 К то розрахунок на даному кроці за часом припиняємо і переходимо до наступного кроку. В іншому випадку зменшуємо задане значення нев'язки температури пластин $n_{пластин} = 0.5K$ у 1.7 разів, проте $n_{пластин} \geq 0.1K$ і знову виконуємо п.2 -9.

2.8. Еквівалентування теплового стану центральних пластин

Моделювання теплового стану теплообмінника, що складався з 68 теплопередаючих пластин, показало, що розподіл температури для центральних пластин майже однаковий. Розподіл температури по поверхні пластини відрізняється тільки для тих пластин які знаходяться ближче до кришок теплообмінника. На рисунку 2.14 представлено розподіл температури на виході з кожного пласту теплоносія вздовж висоти теплообмінника.

Як видно значення температури теплоносія на виході з пласту значно змінюється тільки на 2 – 3 пластинах, а надалі залишається незмінною. Тому для подальших розрахунків виконується розрахунок теплового стану пластин та пластин теплоносія, що їх оточують, тільки для кришок та 3-5 пластин, що знаходяться ближче до кришок теплообмінника. Тепловий стан для центральних пластин та пластів з теплоносієм приймаються еквівалентним тепловому стану пластин, розрахунок яких проводився, що знаходяться на більшій відстані від кришок.

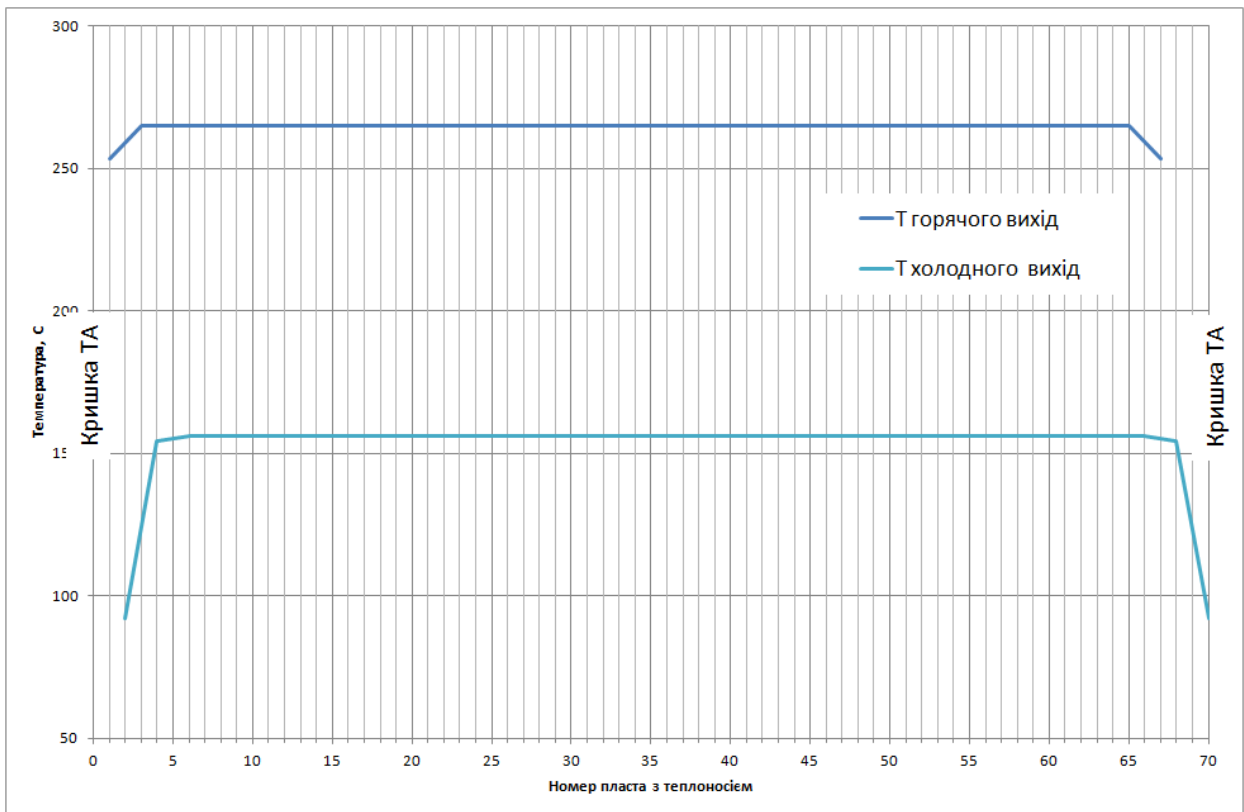


Рис. 2.14. Розподіл температури теплоносія на виході з кожного пласту теплообмінника уздовж його висоти.

На рисунку 2.15 представлено результати розрахунку нестационарного теплового стану теплообмінника для різної кількості пластин, які брали участь у моделюванні.

Представлені результати показують, що для пришвидшення розрахунку із збереженням достатньої точності можна виконувати розрахунок тільки 2-3 теплопередаючих пластин.

2.9. Стенд дослідження теплообмінних апаратів

Метою дослідження є отримання необхідних даних для розробки математичної моделі теплообмінника, а також для відпрацювання алгоритму керування крану-регулятора.

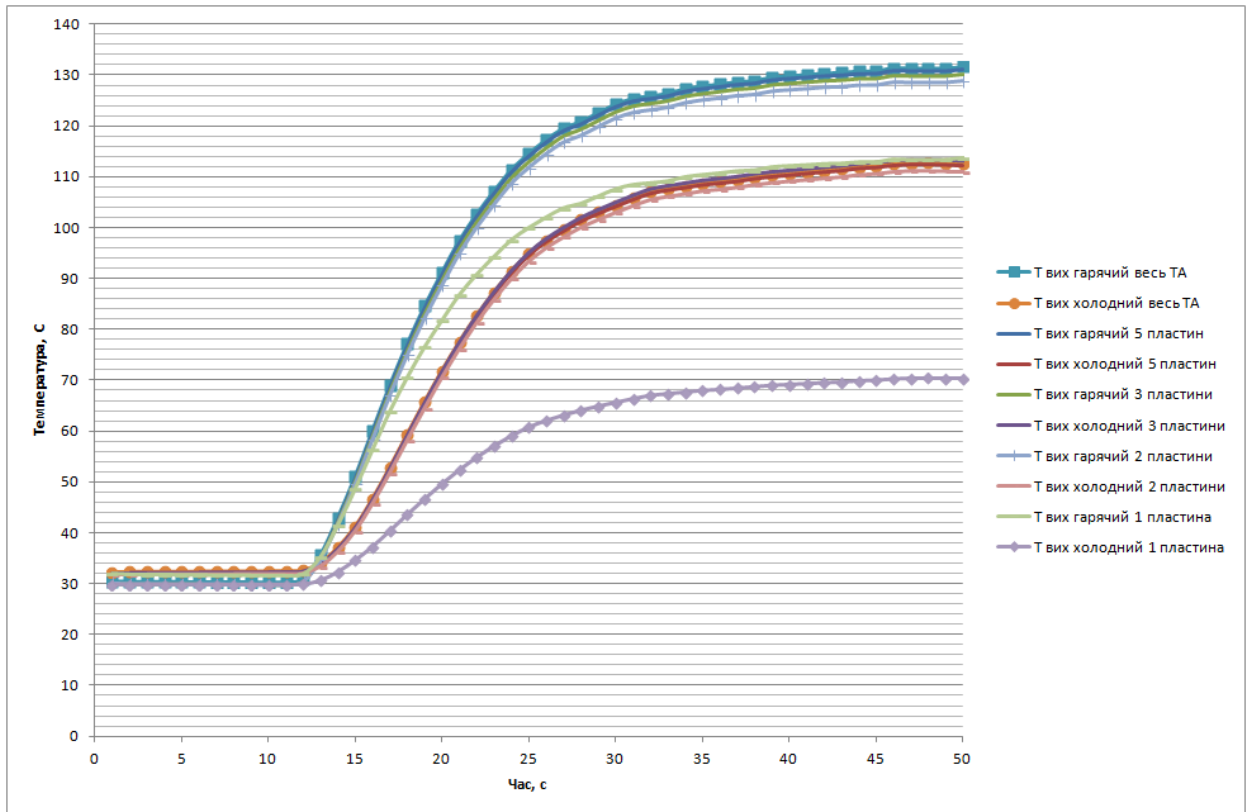


Рис. 2.15. Результати розрахунку нестационарного теплового стану для різної кількості пластин, що беруть участь в розрахунку.

Схема стенду випробовувань теплообмінника представлена рис.2.16. Умовні позначення на схемі наведені в таблиці 2.1 Вид стенду наведено на рисунку 2.17.

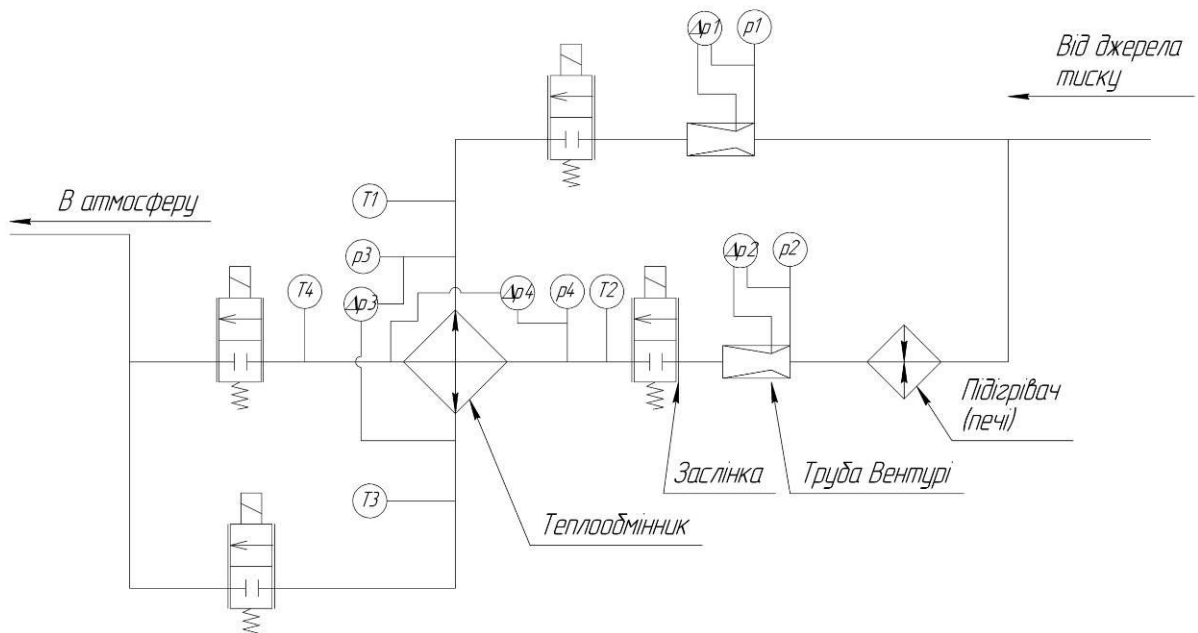


Рис. 2.16 .Схема стенду випробування теплообмінника.

Умовні позначення до схеми випробування теплообмінника

Позначення на схемі	Вимірюваний параметр	Тип датчику	К-ть шт.
P1	Повний тиск на трубці Вентурі холодної магістралі	MPX5700AP	1
ΔP1	Перепад тиску на трубці Вентурі холодної магістралі	MPX5050DP	1
P2	Повний тиск на трубці Вентурі гарячої магістралі	MPX5700AP	1
ΔP2	Перепад тиску на трубці Вентурі гарячої магістралі	MPX5100DP	1
T1	Температура повітря на вході в теплообмінник, холодна магістраль	NTC3950	2
T2	Температура повітря на вході в теплообмінник, гаряча магістраль	NTC3950	2
T3	Температура повітря на виході з теплообмінника, холодна магістраль	NTC3950 B57164K	2 1
T4	Температура повітря на виході з теплообмінника, гаряча магістраль	NTC3950 B57164K	3 1

Параметри теплоносіїв на літаку можуть змінювати в широких діапазонах, які становлять:

- температура на вході гаряча магістраль (100 ... 375) °С;
- температура на вході холодна магістраль (-10 ... +60) °С;
- витрата гарячого повітря (0 ... 1,7) кг/с;
- витрата холодного повітря (0 ... 2) кг/с;
- тиск в гарячій магістралі (3 ... 4) кгс/см²;
- температура навколишнього повітря (10 ... 80) °С;
- тиск навколишнього повітря (1...0,2) кгс/см².
- тиск в холодній магістралі може бути вищим за тиск в навколишній магістралі до 20 %.

Виконати експеримент в усьому експлуатаційному діапазоні в умовах стенду не має можливості через обмеження джерела повітря, а також на стенді відсутня барокамера для моделювання умов висотного польоту.

Тому було прийнята наступна методика. В умовах стенду визначалися динамічні характеристики теплообмінника та невідомі параметри, що дозволять виконати настройку математичної моделі. Після настройки параметрів математичної моделі була виконана перевірка результатів розрахунків моделі з даними отриманими під час льотних випробувань.

На вхід до гарячої лінії теплообмінника на стенді подавалося повітря з температурою (100 - 200) °С. Для підводу холодного повітря була підключена магістраль, що обходить нагрівальні печі. Витрата через кожну лінію теплообмінника становила (0 - 3500) кг/год. Сумарна витрата повітря через стенд була не більшою 5500 кг/год.

На стенді було встановлено перехрестнопоточний стальний теплообмінник із 68 теплопередаючими пластинами. Розмір пластини 267 мм на 115 мм. Кількість ребер на один канал 210 для холодного каналу, та 104 для гарячого.

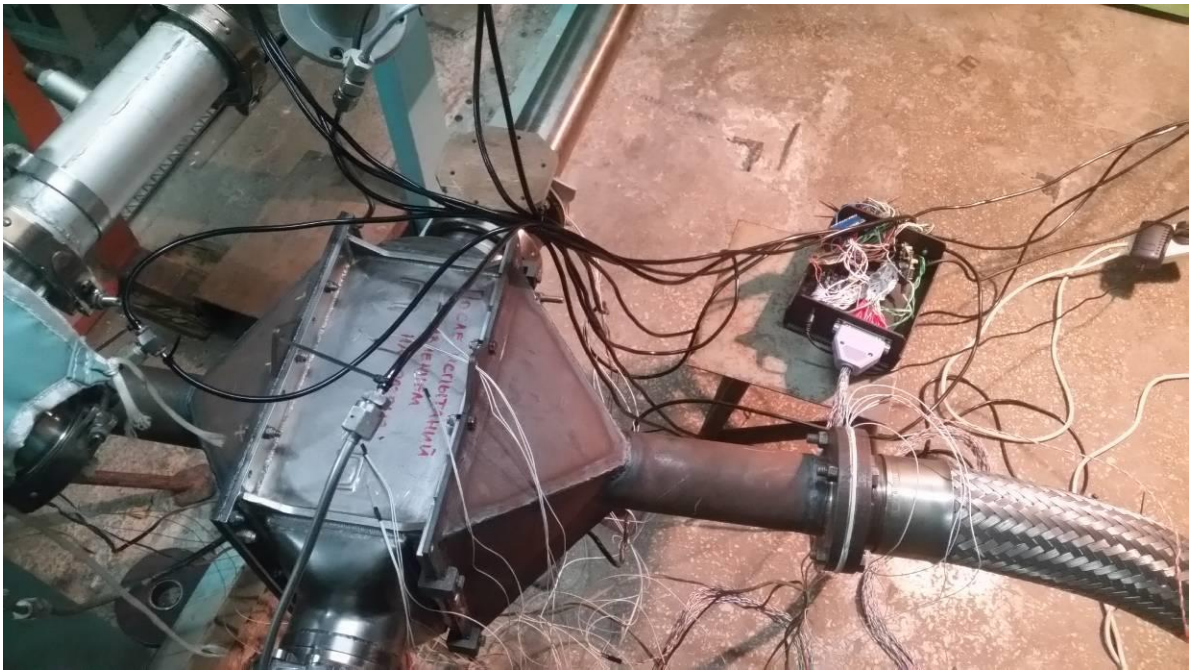


Рис. 2.17. Теплообмінник на стенді

Для реєстрації температури було спроектовано та розроблено вимірювальне обладнання «ИПВ-1» на основі мікроконтролера ARDUINO та програмне забезпечення, що дозволило записувати поточні значення параметрів повітря на комп'ютері, рисунок 2.18.

Для вимірювання температури повітря та корпусу теплообмінника використано 16 терморезисторів NTC3950 та 2 терморезистори B57164K, з яких 7 NTC3950 було встановлено на кришці теплообмінника, а інші терморезистори в трубопроводі. За формулою (2.31) за заміряним значенням електричного опору терморезистору визначалось значення температури:

$$T = \frac{1}{A + B \cdot \ln(R) + C \cdot \ln^3(R)} - 273.15 \quad (2.31)$$

де R - заміряний електричний опір терморезистора;

A, B, C - коефіцієнти, що визначалися з таблиць залежності електричного опору від температури, які наведені у технічній документації.

Для NTC3950: $A = 0.000713149499849$, $B = 0.000218181199162$, $C = 0.000000084510023$.

Для B57164K: $A = 0.00109868581232989$, $B = 0.00017891209144653$, $C = 0.00000013033191395$.

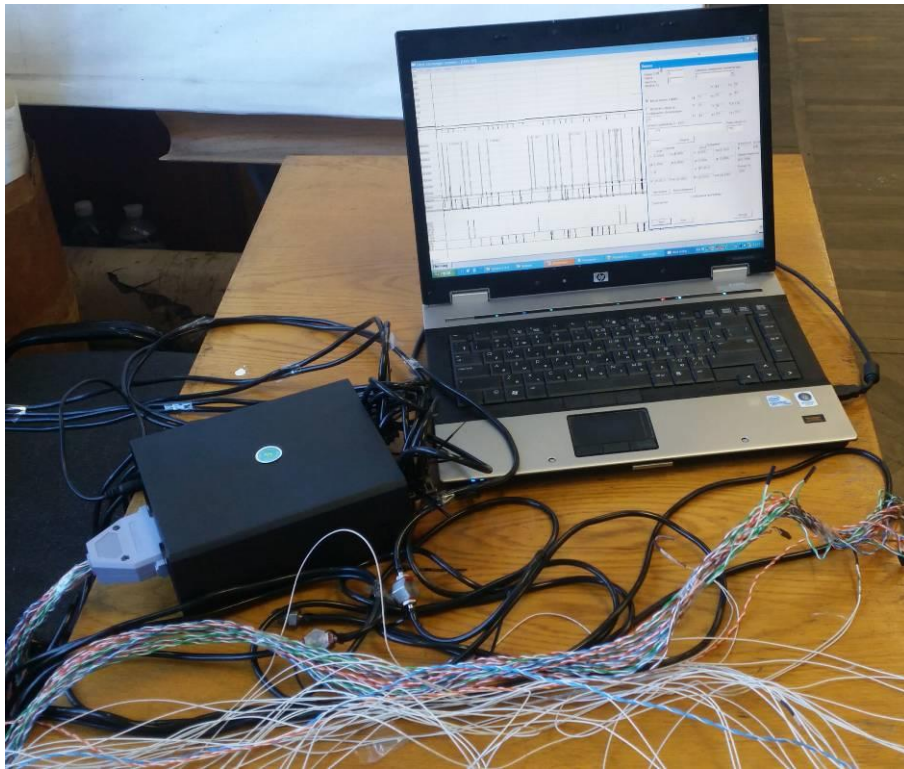


Рис. 2.18. Установка запису параметрів повітря та теплообмінника.

Для вимірювання тиску повітря на стенді було встановлено 4 датчики абсолютного тиску MPX5700AP, 1 датчик перепаду MPX5100DP та 3 датчики перепаду MPX5050DP.

Протокол повірки установки «ІПВ-1» наведено в додатку Б.

Для визначання витрати повітря на стенді встановлено дві трубки Вентурі, які виготовлені згідно правил РД 50-213-80. Значення витрати визначається за наступною формулою:

$$G = K \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\Delta p \cdot p}{9.807^3 (T + 273.15)}}, [\text{кг} / \text{год}] \quad (2.32)$$

де Δp - перепад тиску [Па]; p - повний тиск [Па]; T - температура [С];

$$\varepsilon = \left((1 - m^2) \cdot 3.5 \cdot \varphi^{2/1.4} \cdot (1 - \varphi^{0.4/1.4}) / \left((1 - m^2 \cdot \varphi^{2/1.4}) \cdot \frac{\Delta p}{p} \right) \right)^{0.5};$$

$\varphi = 1 - \frac{\Delta p}{p}$; $m = (d/D)^2$ - модуль; d - мінімальний діаметр витратоміра; D -

максимальний діаметр витратоміра; K - коефіцієнт трубки Вентурі.

В магістралі підводу гарячого повітря була встановлена трубка Вентурі с діаметрами (70 x 42) мм та $K = 4.197$ (згідно паспорта), в холодній магістралі - (80 x 48) мм та $K = 5.507$ (згідно паспорта).

На рисунку 2.19 представлені результати запису параметрів повітря для одного з експериментів.

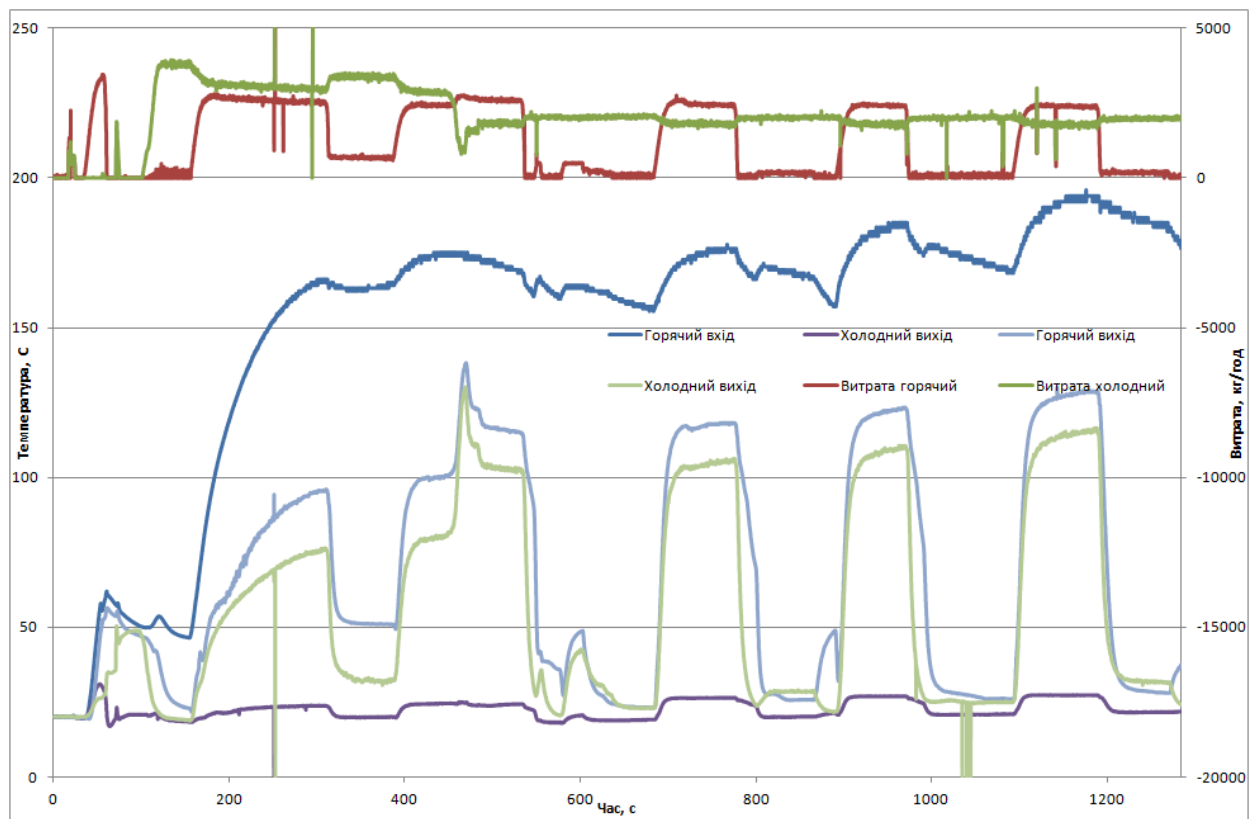


Рис. 2.19. Результати випробувань. Графік зміни температури повітря за часом на різних режимах роботи теплообмінника.

2.10. Результати чисельних експериментів та їх порівняння з натурними даними

Чисельні експерименти теплообмінника проведені на різних режимах його роботи, як стаціонарних так і перехідних.

На кожному режимі у якості вхідних даних була задана таблиця зміни за часом значень заміряних параметрів отриманих з натурального експерименту.

Дана таблиця містила наступні параметри: температури повітря на вході в теплообмінник, тиск повітря перед теплообмінником та витрата повітря через кожну магістраль.

В таблиці 2.2 наведено вхідні дані для деяких режимів, вибрані після обробки натурального експерименту. Результати чисельних експериментів для обраних режимів наведені в таблиці 2.3. та на рис.2.20–2.22.

В таблиці 2.4 наведені результати порівнянь результатів обчислень параметрів теплообмінника з результатами льотних випробувань теплообмінника.

Таблиця 2.2.

№ Режиму	$T_{гор}$ вхід, °C	$T_{хол}$ вхід, °C	$G_{гор.вхід}$, кг/год	$G_{хол.вхід}$, кг/год	$P_{гор.вхід}$, кгс/см ²	$P_{хол}$ вхід, кгс/см ²	Тип режиму
1	171	28	2604	1825	3.1	2.7	стаціонар
2	198	28	2396	1734	3.05	2.72	стаціонар
3	196	26	1120	1876	1.96	2.32	стаціонар

Таблиця 2.3.

№ Режиму	Натурний експеримент		Результати моделювання	
	$T_{гор}$ вхід, °C	$T_{хол}$ вхід, °C	$T_{гор}$ вхід, °C	$T_{хол}$ вхід, °C
1	108	102	112	100
2	131	118	128	122
3	95	85	92	79

Таблиця 2.4.

№	H, фут	V, вузли	$T_{НВ}$, °C	$G_{гор}$, кг/с	$\Delta p_{хол}$, кгс/см ²	$T_{гор}$ вхід, °C	$T_{хол}$ вхід, °C	$T_{гор}$ вихід, °C	$T_{хол}$ вихід, °C	$T_{гор}$ вихід, °C	$T_{хол}$ вихід, °C
1	19900	186	-17,5	0,38	0,015	359	-17	215	278	211	275
2	12948	177	-2,5	0,43	0,017	262	-2,5	231	235	226	231
3	19972	195	-16,75	0,23	0,014	232	-16	180	220	184	209
4	15990	190	-7,5	0,37	0,016	214	-7	195	209	192	215
5	16057	187	-7,5	0,25	0,011	218	-7	183	209	179	216

Перевірка адекватності моделі виконувалася через коефіцієнт детермінації, який знаходився за формулою:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_{\text{випр}i} - y_{\text{розр}i})}{\sum_{i=1}^n (y_{\text{випр}i} - \overline{y_{\text{випр}}})} \quad (2.33)$$

де $y_{\text{випр}}$ - значення заміряне у випробуванні; $y_{\text{розр}}$ - значення, яке визначено за допомогою моделі; $\overline{y_{\text{випр}}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{\text{випр}i}$ - середнє значення; n - кількість точок, що порівнюються.

Модель вважається адекватною, коли виконується наступна умова

$$0.75 \leq R^2 \leq 1$$

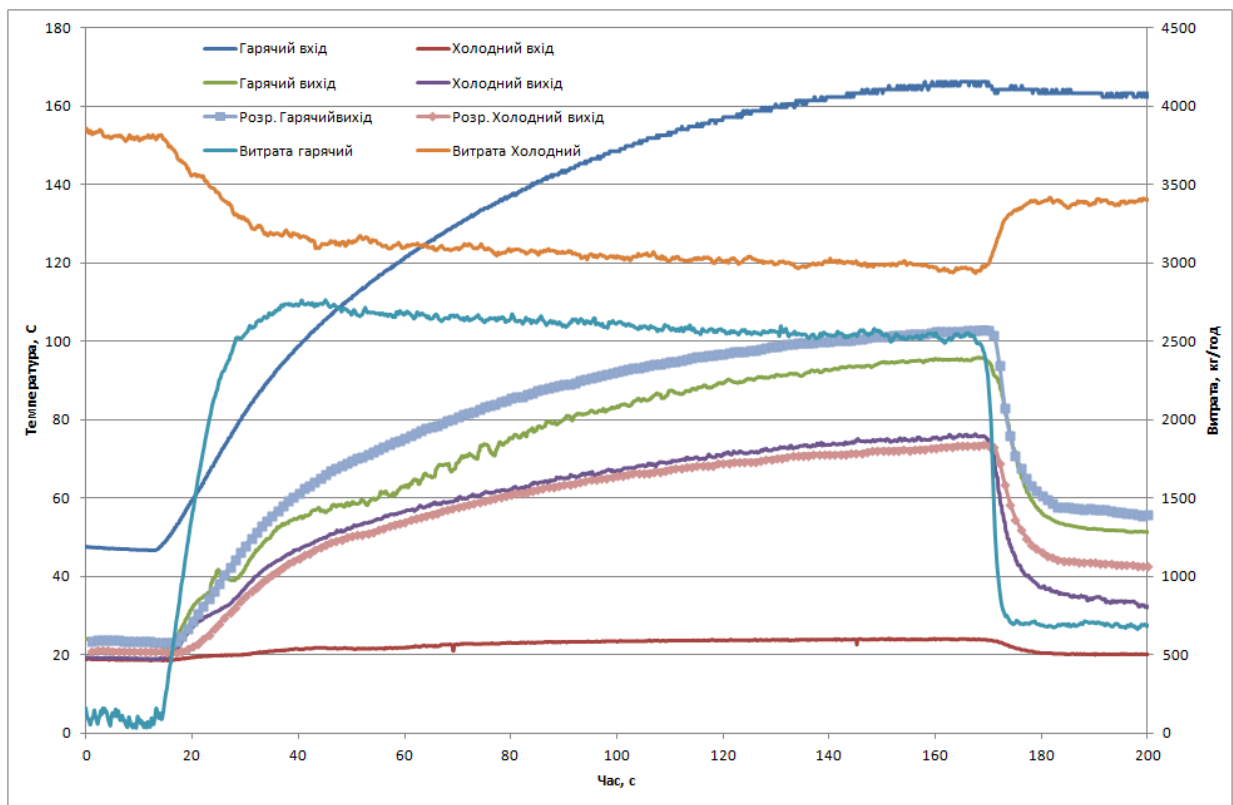


Рис. 2.20. Режим прогріву стенду. (Результати обчислень наведені лінією з маркерами). $R_{\text{гор}}^2=0.88$; $R_{\text{хор}}^2=0.9389$.

На рисунку 2.20 представлено порівняння результатів моделювання з дослідними даними на режимі прогріву стенду. Оскільки довжина трубопроводу від нагрівальних печей до теплообмінника становить більше 20 м повний прогрів становив близько 120 с.

Датчики заміру температури гарячого повітря були розташовані за 1 м перед теплообмінника. Різницю між температурами гарячого повітря на виході з теплообмінника в 10 °С можна пояснити втратою теплової енергій на прогрів ділянки трубопроводу між датчиками на вході а виході і теплообмінним апаратом.

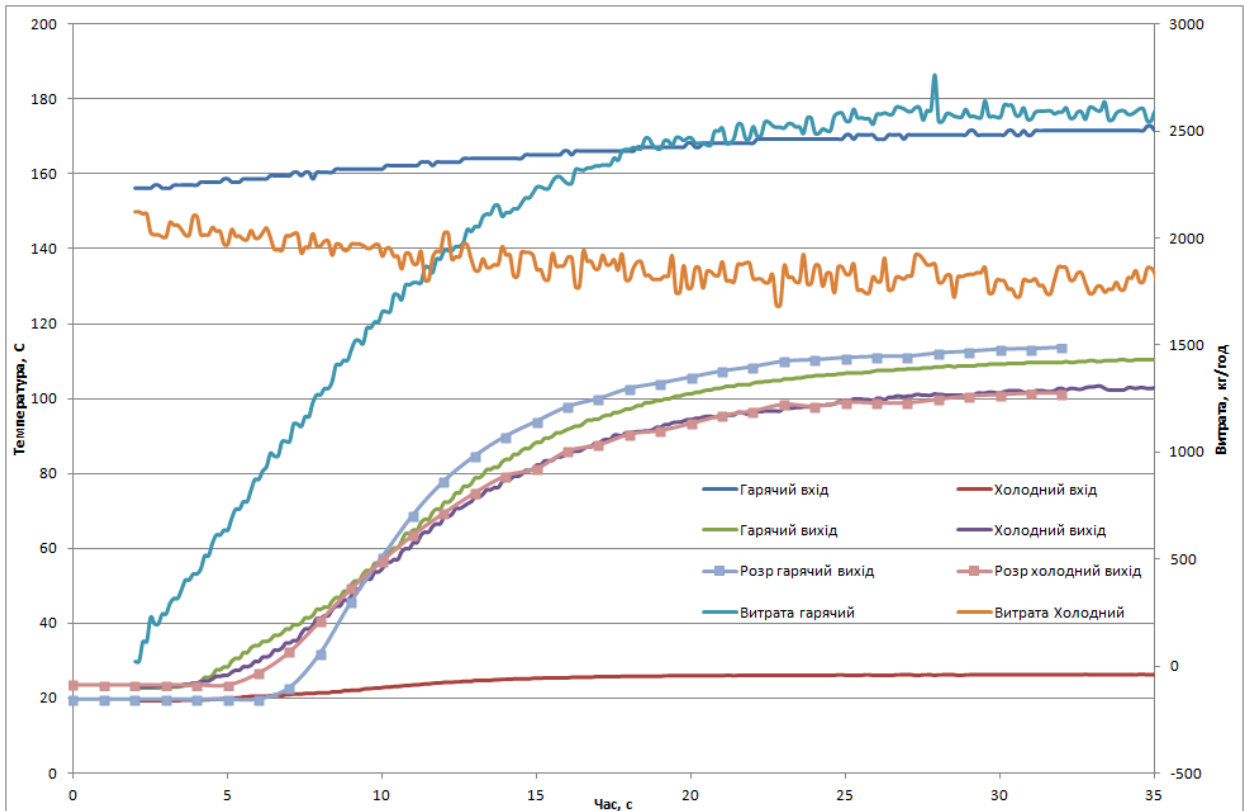


Рис. 2.21. Увімкнення подачі гарячого повітря. (Результати обчислень наведені лінією з маркерами). $R_{гор}^2=0.9752$; $R_{хор}^2=0.9982$.

На рисунку 2.21 представлено порівняння розрахованих температур на виході з теплообмінника з отриманими в натурному експерименті на режиму раптового відкриття заслінки подачі гарячого повітря на стенд. Температура конструкції теплообмінника дорівнювала температурі холодного повітря. Повне відкриття даної заслінки виконувалось за 20 с. Різниця між розрахунком та даними з експерименту не перевищує 5 °С.

Під час випробувань було відмічено, що якщо повністю закрити кран подачі гарячого повітря, то температура на датчиках, які вимірюють температуру повітря на виході з гарячої магістралі не досягає значень

температури холодного повітря. Це пояснюється прогрівом повітря за рахунок енергії, що накопичилась в трубопроводах відводу повітря. Тому було прийняте рішення, що кран подачі гарячого повітря закривається не повністю. Витрата гарячого повітря при цьому не повинна перевищувати 150кг/год.

При зменшенні температури повітря на виході з гарячої магістралі до значень, які не сильно відрізняються від температури повітря що подається в холодну магістраль виконувалось повне відкриття заслінки подачі гарячого повітря на стенд.

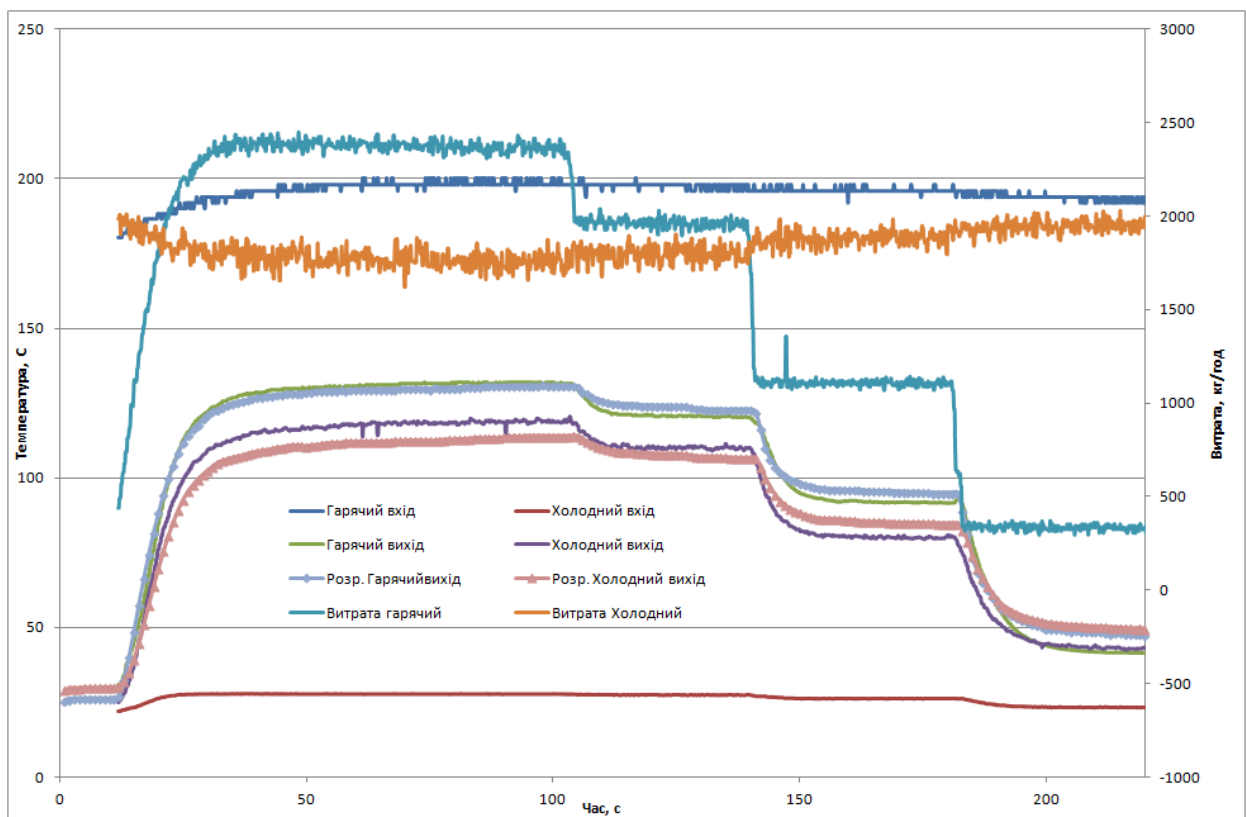


Рис. 2.22. Зміна витрати гарячого повітря. (Результати обчислень наведені лінією з маркерами). $R_{гор}^2=0.9885$; $R_{хор}^2=0.964$.

На рисунку 2.22 представлено порівняння розрахованих температур на виході з теплообмінника для кожної магістралі з отриманими в натурному експерименті при відкритті заслінки подачі гарячого повітря та подальший зміні витрати гарячого повітря.

Представлені дані показують, що різниця між результатами розрахунку нестационарного теплового стану перехрестнопоточного теплообмінника та

дослідними даними не перевищує (5 ... 6) °С, а найменше значення коефіцієнту детермінації становить $R^2=0.88$, що є достатнім для подальших розрахунків.

На рисунку 2.23 зображено розподіл розрахованих значень температури вздовж поверхні тепло передаючої пластини.

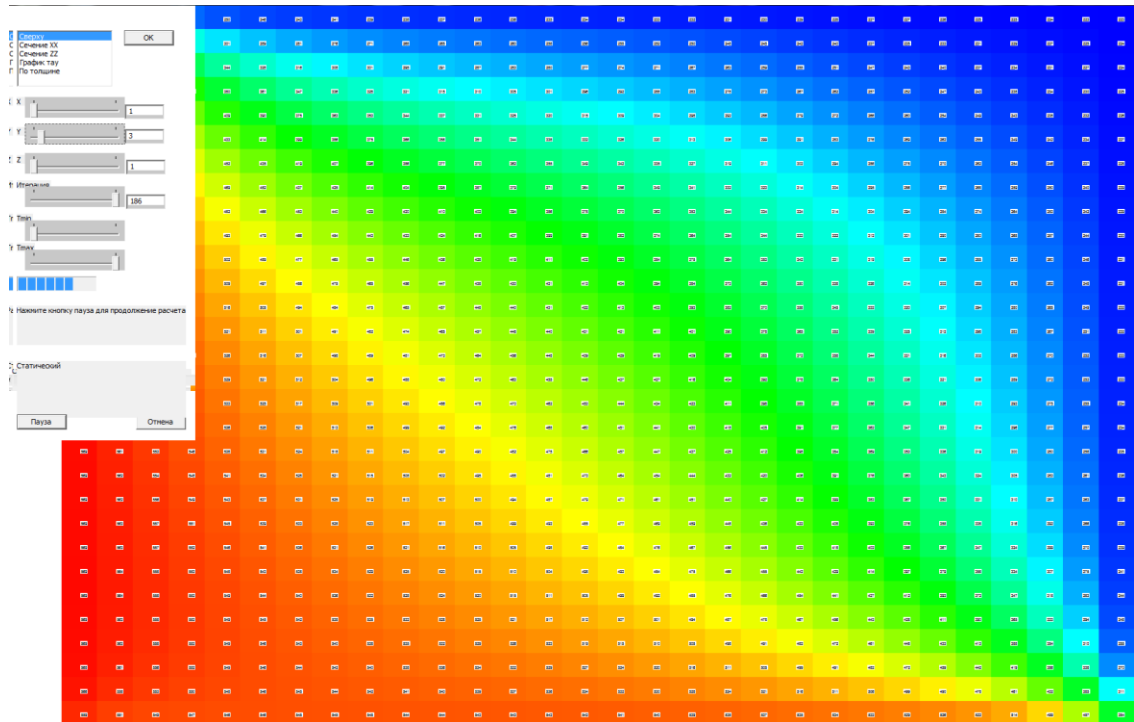


Рис. 2.23. Розподіл температури вздовж теплообмінної пластини.

2.11. Висновки з розділу 2.

1. Розроблена математична модель теплових та гідравлічних процесів перехреснопоточного теплообмінника дозволяє моделювати нестационарні процеси з урахуванням втрат тепла у навколишнє середовище.

2. Створений програмний засіб комп'ютерної реалізації для моделювання теплових та гідравлічних процесів дозволяє проводити розрахунок нестационарних процесів теплообмінника.

3. Показано, що для моделювання теплового стану теплообмінника достатньо виконувати розрахунок тільки для декількох теплопередаючих

пластин та пластів теплоносія, які знаходяться ближче до кришок теплообмінника, що дозволило значно час необхідний для розрахунку не менше ніж в 5 раз.

4. Виконано натурний експеримент перехрестнопоточного теплообмінника, та отримані дані про зміну за часом параметрів теплообмінника в широкому діапазоні режимів роботи. На їх основі визначені параметри моделі ТО.

5. Порівняльний аналіз результатів чисельного та натурального експерименту показує, що розроблена математична модель забезпечує похибку в розрахунку не більше $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, а найменше значення коефіцієнту детермінації становить $R^2=0.88$, що є достатнім для інженерних розрахунків.

РОЗДІЛ 3.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРАНА РЕГУЛЯТОРА З ЕЛЕКТРОЦИФРОВИМ УПРАВЛІННЯМ.

Пневматичний кран конструктивно можна розділити на виконавчий і керуючий механізми.

Призначення керуючого механізму - за отриманими вхідним сигналам (тиск, електричні сигнали від контролера) сформувати керуючі сигнали для виконавчого механізму, відповідно до алгоритмів управління.

Призначення виконавчого механізму - за сигналами, що надходять від рульового механізму виконати відповідне переміщення керуючого елемента (заслінки).

Схема крана-регулятора представлена на рисунку 3.1. Кран-регулятор представляється наступними складовими:

- попередній редуктор,
- керуючий механізм,
- виконавчий механізм.

Повітря для живлення крана-регулятора відбирається з трубопроводу перед регулятором. Попередній редуктор забезпечує стабільне значення тиску перед керуючим механізмом незалежно від параметрів повітря перед краном-регулятором. Керуючий механізм забезпечує подачу повітря від попереднього редуктора до виконавчого механізму або відведення повітря з виконавчого механізму. Електронний прилад управління порівнює поточне значення тиску повітря в системі, отримане від датчика, зі значенням, необхідним на даному режимі роботи. За результатами порівняння видаються сигнали керуючому механізму для виконання подачі або відведення повітря з виконавчого механізму. В результаті заслінка виконавчого механізму повертається поки не буде досягнуто мінімально допустимої неузгодженості між поточним і необхідним тиском повітря в системі.

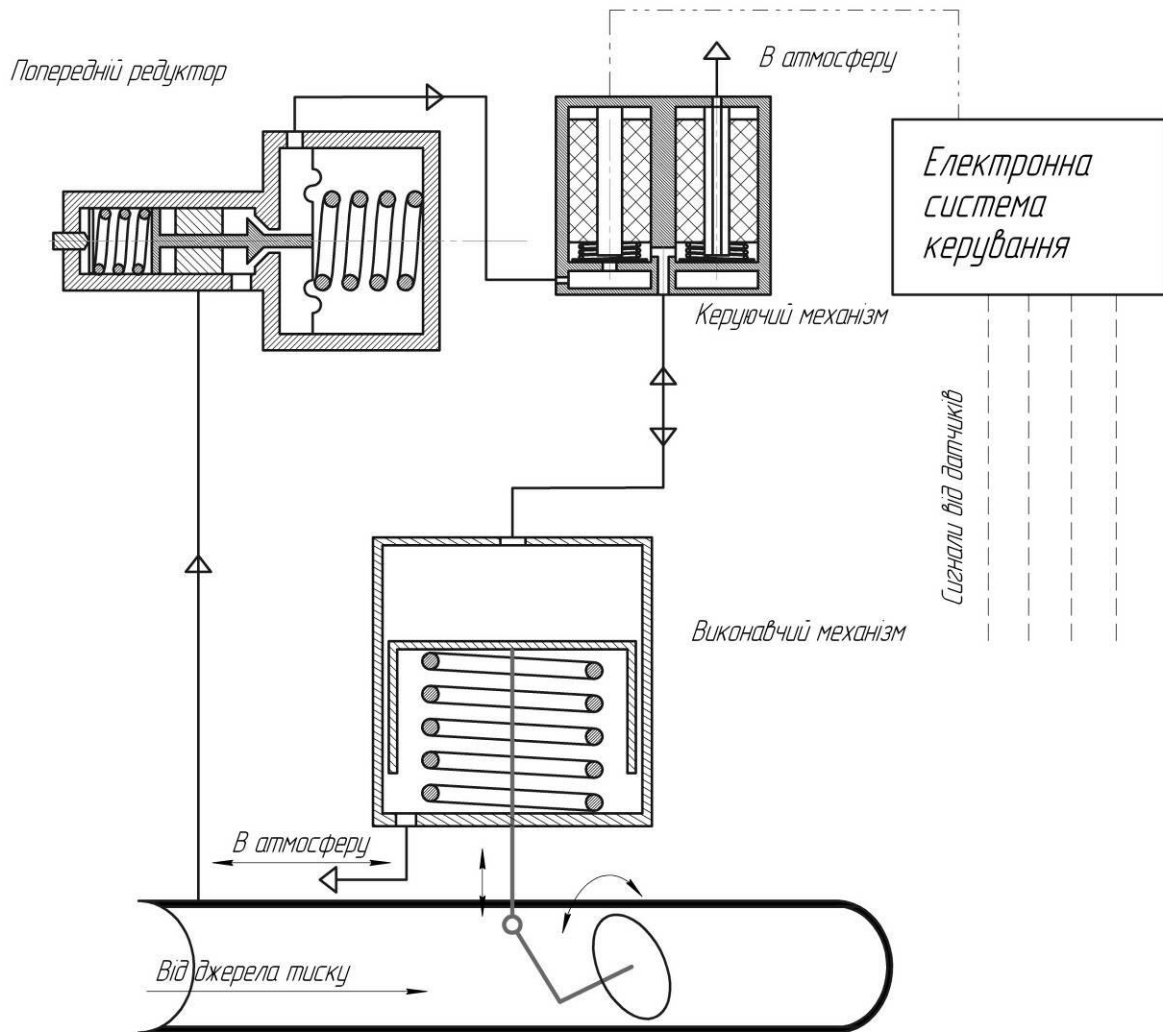


Рис. 3.1. Схема пневматичного крана-регулятора.

Процес управління краном-регулятором здійснюється широтно-імпульсною модуляцією. Тобто на вхід до ЕПЦР подаються сигнали +27 В чи 0 В, відповідно у цифровому вигляді це 1 та 0. Керування відбувається зміною скважності імпульсів. Коефіцієнт заповнення може бути як сталим так і змінним. Для ЕПК1 довжина імпульсу за часом становить (2 ... 60) мс. Для ЕПК2 (10...100) мс.

Алгоритм керування являє собою ПІД регулятор. Згідно [93] рівняння такого регулятора має наступний вигляд:

$$m(t) = K_{II}e(t) + K_I \int e(t)dt + \frac{K_D de(t)}{dt} \quad (3.1)$$

де $m(t)$ - величина вихідного сигналу;

$e(t)$ - величина вхідного сигналу;

K_{II} - пропорціональний коефіцієнт;

K_I - диференційний коефіцієнт;

K_D - диференційний коефіцієнт.

Вихідним сигналом є тиск в системі, чи відхилення поточного тиску від значення уставки. Вхідним сигналом є імпульси керування певної сквапності. Коефіцієнти K_{II} , K_I , K_D зазвичай визначаються при проведенні натурних експериментів.

Опір електродушок керуючого механізму, відповідно і індуктивність, залежить від температури навколишнього середовища, яка може змінюватися в місці установки ЕПЦР в широкому діапазоні від мінус 60 °С до плюс 120 °С. Також при виготовленні ЕПЦР неможливо досягти однакових характеристик як механічних елементів так і електричних. Це призводить до того, що розроблений ПД регулятор для одного ЕПЦР неможливо застосувати для іншого ЕПЦР, а також при інших параметрах оточуючого середовища. Тому ПД регулятор повинен бути самоналагоджувальним, що досягається визначенням величини сквапності керуючих імпульсів для забезпечення необхідної величини похідної тиску в системі за часом.

3.1. Модель попереднього редуктора тиску.

Попередній редуктор складається з золотника з поршнями на кінцях. При відхиленні тиску на виході з редуктора від необхідного значення порушується стійкий стан золотника. Різниця між силами тиску, що діє на поршні золотника, і силами пружності пружин пересуває золотник, змінюючи площу прохідного перетину редуктора. При цьому змінюється тиск на виході з редуктора поки рівнодіюча сил тиску і пружності не стане рівною нулю.

Для опису процесів, що відбуваються в редукторі використовуємо два рівняння :

– рівняння нерозривності

$$\frac{dm_{нов}}{d\tau} = \frac{V_{ред}}{RT} \frac{dp_{ред}}{d\tau} \quad (3.2)$$

– рівняння зусиль на золотнику

$$m_{ред} \frac{d^2 x_{ред}}{d\tau^2} = (P_{затнр1} - Z_{пр1} x_{ред}) + (P_{затнр2} - Z_{пр2} x_{ред}) - P_{ред1} \cdot S_{порш1} - P_{ред2} \cdot S_{порш2} + N \frac{dx_{ред}}{d\tau}, \quad (3.3)$$

де $m_{нов}$ - маса повітря в обсязі редуктора; $V_{ред}$ - обсяг повітря в редукторі; $p_{ред}$ - статичний тиск повітря в редукторі; $p_{маг}$ - тиск в магістральному трубопроводі, $x_{ред}$ - положення золотника редуктора; $P_{затнр}$ - попереднє затягування пружини, $Z_{пр}$ - жорсткість пружини; $p_{ред}$ - тиск в порожнинах редуктора; $S_{порш}$ - площа поршня редуктора; N - коефіцієнт тертя ковзної пари.

В свою чергу

$$\frac{dm_{нов}}{d\tau} = G_{вх}(p_{маг}, p_{ред2}) - G_{вих}(p_{ред2}, F_{ред}) \quad (3.4)$$

де $G_{вх}(p_{маг}, p_{ред2})$, $G_{вих}(p_{ред2}, F_{ред})$ - функції витрат повітря на вході і виході з редуктора; $F_{ред}$ - площа отвору, що дроселюється;

Використовуючи метод скінчених різниць, запишемо кінцево-різницеве рівняння для неявної схеми:

$$G_{вх}(p_{маг}^{j+1}, p_{ред1}^{j+1}) - G_{вих}(p_{ред2}^{j+1}, F_{ред}) = \frac{V_{ред}}{RT} \frac{p_{ред}^{j+1} - p_{ред}^j}{\Delta\tau} \quad (3.5)$$

$$m_{ред} \frac{x_{ред}^{j+1} - 2x_{ред}^j + x_{ред}^{j-1}}{\Delta\tau^2} = (P_{затнр1} - Z_{пр1} x_{ред}^{j+1}) + (P_{затнр2} - Z_{пр2} x_{ред}^{j+1}) - P_{ред1} \cdot S_{порш1} - P_{ред2} \cdot S_{порш2} + N \frac{x_{ред}^{j+1} - x_{ред}^j}{\Delta\tau}, \quad (3.6)$$

де j - крок за часом.

Тоді, після перетворень, отримаємо рівняння для визначення тиску за редуктором і положення золотника

$$p_{ред}^{j+1} = p_{ред}^j + \frac{RT}{V_{ред}} \left(G_{вх} \left(p_{ред1}^{j+1} \right) - G_{вих} \left(p_{ред2}^{j+1}, F_{ред} \right) \right) \Delta \tau \quad (3.7)$$

$$x_{ред}^{j+1} = \frac{\Delta \tau^2}{m_{ред} + N \Delta \tau + (Z_{пр1} - Z_{пр2}) \Delta \tau^2} \times \left(P_{затпр2} - P_{затпр1} - p_{ред1}^{j+1} S_{порш2} + \right) \times \left(+ \frac{m_{ред}}{\Delta \tau^2} (2x_{ред}^j - x_{ред}^{j-1}) + N \frac{x_{ред}^j}{\Delta \tau} \right) \quad (3.8)$$

Також накладаються додаткові обмеження на переміщення золотника

$$\begin{cases} x_{ред}^{j+1} = x_{\max} & \text{при } x_{ред}^{j+1} \geq x_{\max} \\ x_{ред}^{j+1} = x_{\min} & \text{при } x_{ред}^{j+1} \leq x_{\min} \end{cases} \quad (3.9)$$

3.2. Модель керуючого механізму

Пневматична схема рульового механізму представлена на рисунку 3.2. Два електромагнітних клапани за принципом інжектора дозують подачу повітря в виконавчий механізм. При необхідності збільшити кут відкриття заслінки електронний блок управління подає живлення на клапан та з'єднує лінію подачі повітря і лінію, що йде до виконавчого пристрою. При цьому клапан, що з'єднується з атмосферою, закритий. Для зменшення кута відкриття заслінки, живлення подається на клапан стравлювання повітря в атмосферу.

Використовуємо наступні рівняння:

- рівняння електричної енергії для електромагніта, наведене в [94]

$$U = I \cdot R(T_{кл}) + L \frac{dI}{d\tau}, \quad (3.10)$$

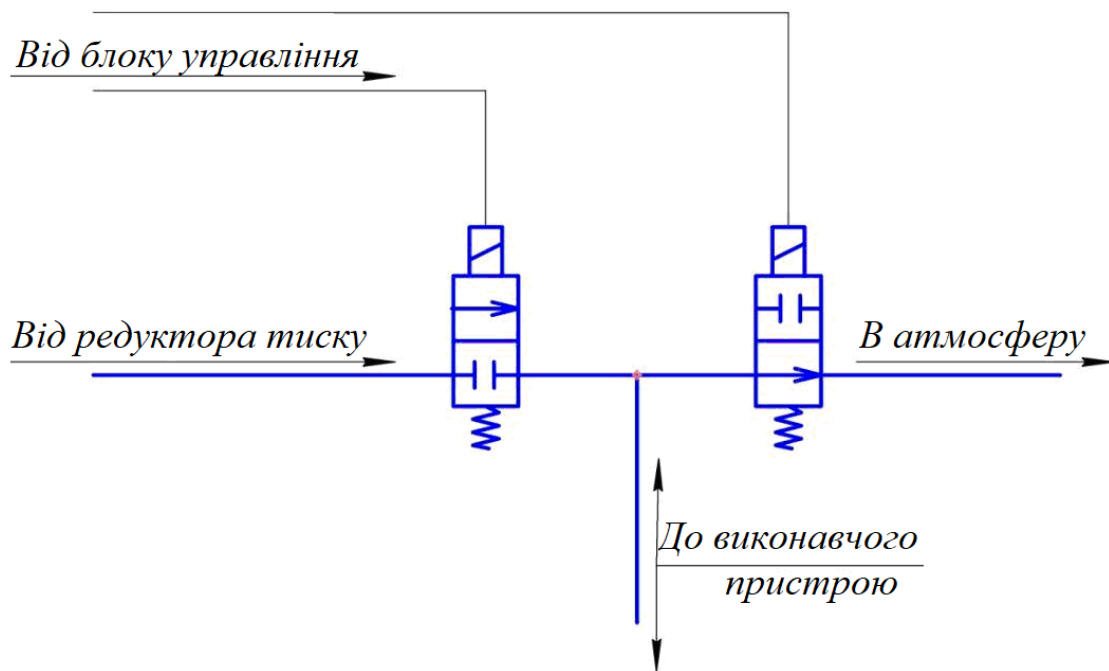


Рис. 3.2. Пневматична схема керуючого пристрою.

– рівняння нерозривності для внутрішнього обсягу керуючого пристрою

$$\frac{V_{yy}}{RT} \frac{dp_{yy}}{d\tau} = G_{кльход}(x_{кльход}) - G_{кльвых}(x_{кльвых}) - G_{исп}(p_{yy}^{j+1}, p_{исп}^{j+1}), \quad (3.11)$$

– рівняння зусиль для механічної частини електроклапана

$$m_{кл} \frac{d^2 x_{кл}}{d\tau^2} = -(P_{затпр} + Z_{пр} x_{кл}) + \frac{L^2 \cdot I^2}{2\mu_0 \mu_{серд} S_{серд}}, \quad (3.12)$$

– рівняння теплової енергії для котушки електромагніта

$$c_p m_{кл} \frac{dT_{кл}}{d\tau} = I^2 \cdot R(T_{кл}) + (T_{кл} - T_{нв}) \left(\frac{1}{\alpha_{нв}} + \frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}} \right), \quad (3.13)$$

де U , I - електрична напруга і струм через котушку електромагніта; $R, T_{кл}$ - опір котушки електромагніта і її температура; L - індуктивність електромагніту; V_{yy} , p_{yy} - обсяг порожнини і тиск повітря в керуючому

пристрої; $G_{кл,вх}$, $G_{кл,вих}$, $G_{вук}$ - витрата повітря через вхідний клапан, клапан скидання і на виконавчий пристрій; $m_{кл}$ - маса рухомих частин електроклапана; $x_{кл}$ - положення клапана; $\frac{L^2 \cdot I^2}{2\mu_0\mu_{серд}S_{серд}}$ - сила створювана електромагнітом.

Кінцева форма рівнянь для керуючого пристрою має вигляд

$$I^{j+1} = \left(U + I^j \frac{L}{\Delta\tau} \right) \frac{1}{R(T_{кл}) + \frac{L}{\Delta\tau}} \quad (3.14)$$

$$p_{уу}^{j+1} = p_{уу}^j + \frac{RT}{V_{уу}} \left(G_{кл,вх} \left(x_{кл,вх}^{j+1}, p_{уу}^{j+1}, p_{ред}^{j+1} \right) - G_{кл,вих} \left(x_{кл,вих}^{j+1}, p_{уу}^{j+1}, p_{вук}^{j+1} \right) - G_{вук} \left(p_{уу}^{j+1}, p_{вук}^{j+1} \right) \right) \Delta\tau \quad (3.15)$$

$$x_{кл}^{j+1} = \left(\begin{array}{c} -P_{затмр} + \frac{L^2 \cdot I^2}{2\mu_0\mu_{серд}S_{серд}} \\ -m_{кл} \frac{x_{кл}^{j-1} - 2x_{кл}^j}{\Delta\tau^2} \end{array} \right) \frac{1}{\frac{m_{кл}}{\Delta\tau^2} + Z_{пр}} \quad (3.16)$$

Під час перших випробувань було відмічено, що після зняття сигналів керування з електромагнітів клапани подачі та втравлювання ще залишалися в відритому чи закритому положенні відповідно. Це відбувалося у зв'язку з тим, що потрібен був певний час для розрядки котушок електромагнітів. Для прискорення закриття клапанів в електросхему керування краном-регулятором було додатково вставлено RC – контур (резистор з конденсатором). Хоча процес розрядки електромагніту з даним контуром має затухаючий коливальний характер, в даній моделі використаємо лінійний закон зміни електричного струму на електромагніті після зняття напруги керуючого імпульсу, тобто коли $U = 0$:

$$I^{j+1} = a\tau + b.$$

3.3. Модель виконавчого пристрою.

Конструктивно виконавчий механізм являє циліндри розділений на дві порожнини поршнем. Виконавчий пристрій складається з пневмоциліндра зі штоком, який з'єднаний із заслінкою (рисунок 3.3).

При переміщенні поршня виникає різниця тисків в порожнинах, внаслідок чого змінюється положення запірної заслінки. При положенні штока у верхній точці заслінка закрита. При збільшенні тиску в порожнині над поршнем, шток відкриває заслінку.

Запишемо рівняння для виконавчого пристрою:

$$\frac{V_{\text{вик}} + S_{\text{порш}}x_{\text{порш}}}{RT} \frac{dp_{\text{вик}}}{d\tau} + \frac{S_{\text{порш}}p_{\text{вик}}}{RT} \frac{dx_{\text{порш}}}{d\tau} = G_{\text{вик}} \quad (3.17)$$

$$m_{\text{порш}} \frac{d^2x_{\text{порш}}}{d\tau^2} = (p_{\text{вик}} - p_{\text{зн}})S_{\text{порш}} - (P_{\text{затпр}} - Z_{\text{пр}}x_{\text{кл}}) - P_{\text{шток}} \quad (3.18)$$

$$I_{\text{засл}} \frac{d^2\alpha_3}{d\tau^2} = P_{\text{шток}}L_{\text{кр}} + M_{\text{аеро}} \quad (3.19)$$

де $V_{\text{вик}}$ - обсяг порожнини над поршнем; $S_{\text{порш}}, x_{\text{порш}}$ - площа поршня і положення штока; $p_{\text{вик}}$ - тиск повітря у виконавчому механізмі; $G_{\text{вик}}$ - витрата повітря на вході в виконавчий пристрій; $m_{\text{порш}}$ - маса рухомих частин штока; $p_{\text{зн}}$ - тиск зовнішнього повітря; $P_{\text{шток}}$ - сила діє на шток від заслінки, $I_{\text{засл}}$ - момент інерції заслінки, $M_{\text{аеро}}$ - момент від аеродинамічних сил, що діють на заслінку, α_3 - кут повороту заслінки.

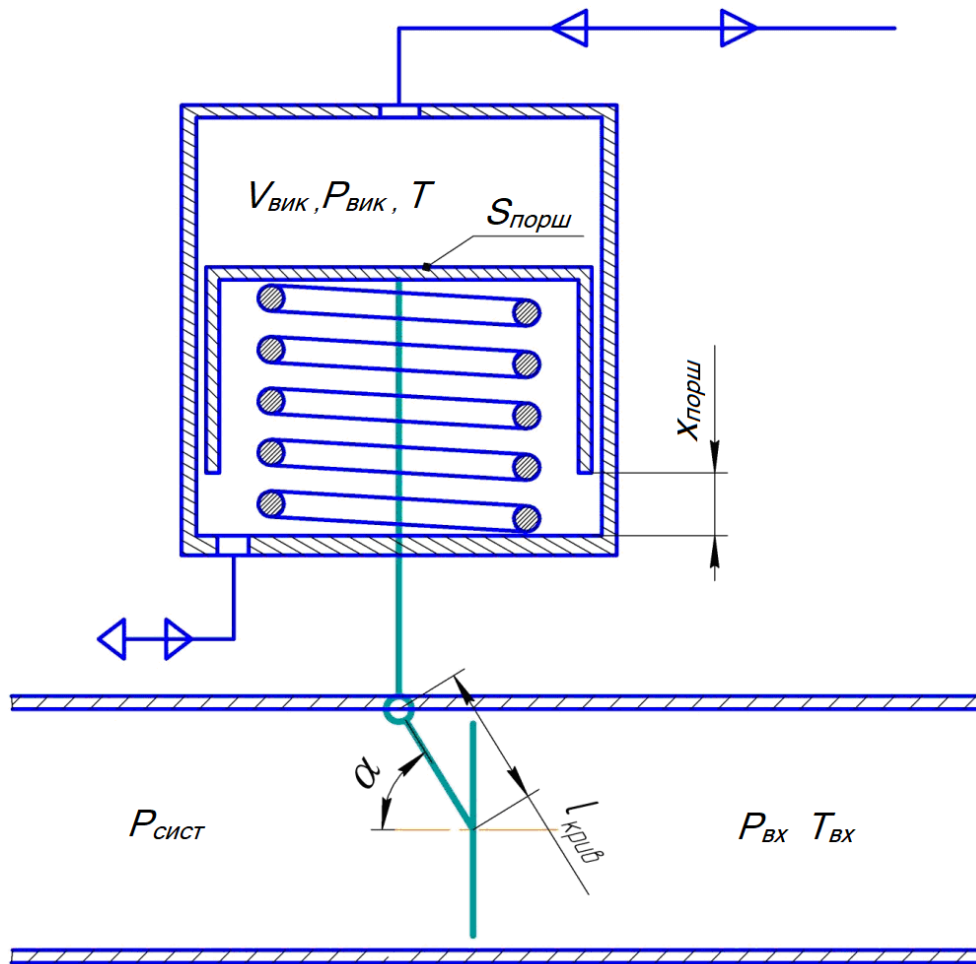


Рис. 3.3. Схема виконавчого пристрою крана-регулятора.

Скінчено-різницева форма рівнянь після перетворень має вигляд:

$$p_{вик}^{j+1} = \left(\left(V_{вик} + S_{порш} x_{порш}^{j+1} \right) \frac{dp_{вик}}{\Delta\tau} + R \cdot T \cdot G_{вик} \left(p_{уу}^{j+1}, p_{вик}^{j+1} \right) \right) \times$$

$$\times \frac{\Delta\tau}{V_{исп} + S_{порш} \left(2x_{порш}^{j+1} - x_{порш}^j \right)} \quad (3.20)$$

$$x_{порш}^{j+1} = \frac{1}{\frac{m_{порш}}{\Delta\tau^2} + Z_{пр}} \left((p_{вик} - p_{зв}) S_{порш} - P_{затпр} - \right.$$

$$\left. - P_{шток}^{j+1} + m_{порш} \frac{\left(2x_{порш}^{j+1} - x_{порш}^{j-1} \right)}{\Delta\tau^2} \right) \quad (3.21)$$

$$P_{шток}^{j+1} = \frac{1}{L_{кр}} \left(I_{засл} \frac{\left(\alpha_3^{j+1} - 2\alpha_3^j + \alpha_3^{j-1} \right)}{\Delta\tau^2} + M_{аеро} \right) \quad (3.22)$$

Залежність кута повороту заслінки від положення штока поршня має наступний вигляд:

$$\alpha_{засл} = a \cos \left(\frac{1 - \left(x_{порш}^{j+1} + L_{кр} (1 - \cos(\alpha_0)) \right)}{L_{кр}} \right) \quad (3.23)$$

$L_{кр}$ - довжина кривошипа

α_0 - кут встановлення кривошипа

Витрата повітря визначається за формулою:

– для до критичного режиму:

$$G = \mu \cdot p_{вх} \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{T}{R} \cdot \left(\left(\frac{p_{вих}}{p_{вх}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{вих}}{p_{вх}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (3.24)$$

– для критичного режиму:

$$G = \mu \cdot p_{вх} \cdot S \cdot \sqrt{\frac{k \cdot T}{R} \cdot \frac{2k}{k-1} \cdot \left(\frac{2}{2+k} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (3.25)$$

де μ - коефіцієнт витрати; S - площа отвору; $p_{вх}$, $p_{вих}$ - тиск перед і за дроселюючим отвором; k - відношення питомих теплоємностей.

Оскільки експериментальних даних по силі $P_{шток}$ немає, для її визначення виконані чисельні експерименті за допомогою пакету ANSYS CFX. Результат розрахунку для кута повороту заслінки та тиску на вході 1.05 кг/см^2 представлені на рисунку 3.4. Для діапазону значень тиску на вході $(1,05 - 7) \text{ кгс/см}^2$ були отримані значення моменту аеродинамічних сил, що діють на заслінку, а також значення коефіцієнту гідравлічного опору для заслінки при різних кутах повороту заслінки та числа Рейнольдса. Після обробки даних за допомогою метода найменших квадратів отримана наступні залежності:

$$M_{аеро} = A \cdot Re + B \quad (3.26)$$

$$\xi_3 = C \cdot Re + D$$

де коефіцієнти $A = n_1\alpha + n_2$ і $B = n_3\alpha^2 + n_4\alpha + n_5$;
 $C = 2^{n_6}\alpha^2 + n_7\alpha + n_8 - n_9$, $D = 10^{n_{10}}\alpha^5 + n_{11}\alpha^4 + n_{12}\alpha^3 + n_{13}\alpha^2 + n_{14}\alpha + n_{15}$

Для виконання розрахунку нестационарних гідравлічних процесів, що протікають в крані-регуляторі, необхідно задати всі конструктивні характеристики клапана (об'єми, вагу елементів, розміри, параметри електромагнітів), початкове положення всіх рухомих елементів. Вхідними даними є тиск в магістральному трубопроводі і керуючі імпульси на електромагніти керуючого пристрою. На виході визначається кут повороту заслінки для подальшого гідравлічного розрахунку магістрального трубопроводу.

Оскільки використана неявна схема формування скінчено-різницевого рівнянь, на кожному кроці за часом відбувається ув'язка рішення методом Зейделя. Дана математична модель наведена в роботах [94]-[99].

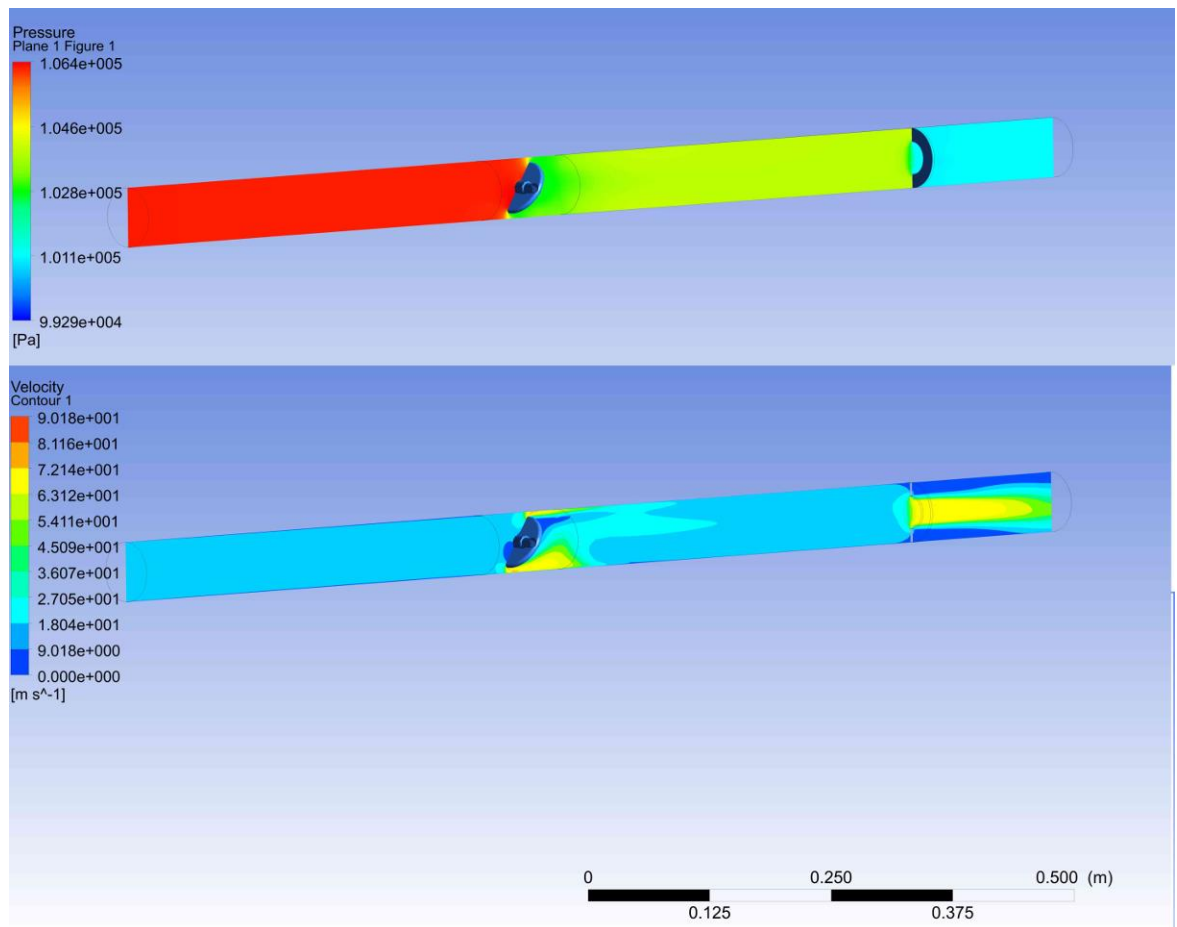


Рис. 3.4. Розподіл тиску та швидкості за результатами гідравлічного розрахунку заслінки в ANSYS CFX.

3.4. Стенд дослідження роботи крана-регулятора.

Метою дослідження є отримання даних для ідентифікації математичної моделі крана-регулятора. Основними параметрами, що мають суттєвий вплив на процес керування крана-регулятора є параметри імпульсів, що надходять від блоку системи керування, а саме ширина імпульсів на нагнітання та стравлення тиску з виконавчого механізму та величина паузи між імпульсами. Під час експерименту необхідно визначити як змінюються параметри крана-регулятора при подачі на нього керуючих імпульсів з різними значеннями широти та паузи при різних параметрах повітря в пневматичному трубопроводі.

Загальний вид стенду представлено на рисунку 3.5.

Параметри повітря на вході перед ЕПЦР в ПОС крила, які визначені за результатами льотних випробувань, наступні:

- тиск на вході в ЕПЦР становить (3...4) кгс/см²;
- витрата повітря через ЕПЦР (0...2700) кг/с;
- температура повітря на вході (100... 250) °С;
- температура навколишнього середовища (-50 ... 45) °С;
- тиск навколишнього повітря (1 ... 0,2) кгс/см².

Даний стенд імітує ПОС літака. На стенді встановлений кран-регулятор, що досліджується, та датчики тиску і температури. На вході в стенд встановлена труба Вентурі для визначення витрати повітря. На вході та на виході зі стенду встановлені перекиривні заслінки для регулювання тиску та витрати повітря через стенд. Параметри повітря, що подаються на стенд: тиск до 6 атм, витрата до 2500кг/год, температура до 250 °С.

Параметри повітря, що подаються на стенд дозволяють перевірити повний діапазон режимів його роботи, окрім температури та тиску навколишнього середовища. Для імітації підвищеної температури, додатково виконувався попередній прогрів усіх агрегатів ЕПЦР гарячим повітрям, що надходило до стенду. Оскільки від тиску навколишнього

середовища залежить тиск, який підтримує система керування ПОС, для імітації польоту на висоті оператором стенду вручну задавалися різні значення тиску, які повинна підтримувати система керування ПОС.

Під час випробувань за допомогою обладнання «ИПВ-1» було виконано запис зміни за часом параметрів повітря в трубопроводі та в виконавчому механізмі при подачі на кран-регулятор різних імпульсів з різними параметрами. Запис зміни за часом параметрів керуючих імпульсів (час видачі та ширина) виконувався блоком системи керування.

Пневматична та електричні схеми стенду представлені на рисунках 3.6–3.7.



Рис. 3.5. Стенд для дослідження крана - регулятора

Сигнали з датчиків тиску та температури подаються на блок управління ПОС. Блок управління формує та надсилає сигнали управління

до керуючого пристрою для дотримання в системі необхідного значення тиску.

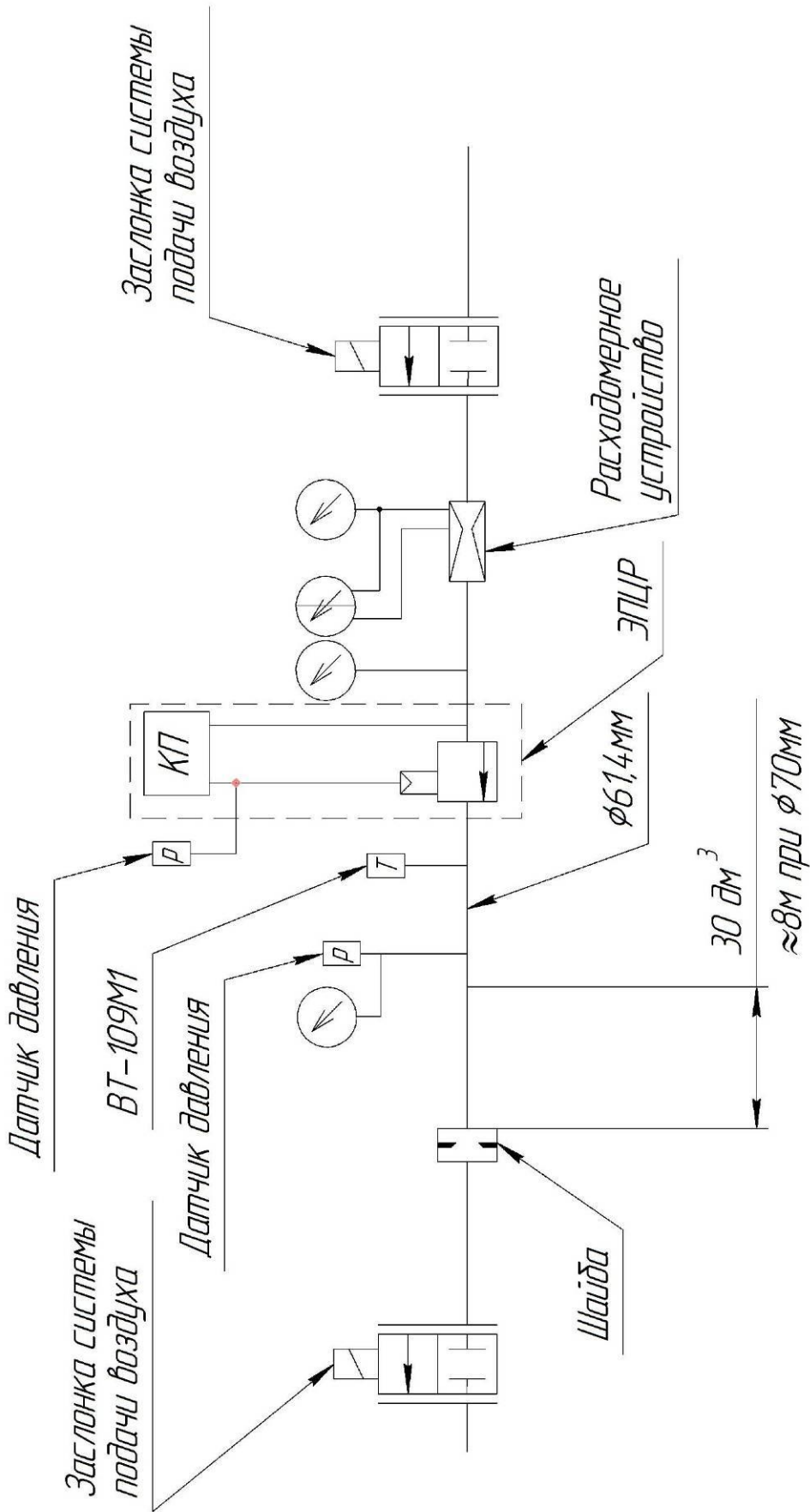
На певній відстані за краном-регулятором розташована шайба, яка моделює гідравлічний опір ПОС літака. Відстань між шайбою та краном-регулятором підібрана таким чином, щоб змодельовати внутрішній об'єм трубопроводів ПОС літака.

На стенді було досліджено декілька зразків кранів-регуляторів. Для керування краном-регулятором було застосовано ПД-регулятор.

Випробування проводились при температурах повітря $(15\div 20)$ °С та $(180\div 230)$ °С. Надлишковий тиск на вході перед краном-регулятором змінювався від $1,7$ кгс/см² до 6 кгс/см².

Виконані дослідження показали, що регулювання тиску для квазістаціонарних режимів відбувається добре. На будь-якому режимі відхилення тиску в системі від потрібного не перевищує $0,1$ кгс/см² що відповідає потрібним значенням. Що ж до перехідних процесів, то були виявлені значні розбіжності в керуванні між однаковими зразками крану-регулятора при використанні сталих значень управляючих сигналів. Так, підібрані параметри сигналів на одному дослідному зразку крана-регулятора на інших призводять до запізнення в керуванні, або виходу тиску за допустимий інтервал керування. Для забезпечення надійного керування розробник блоку керування ПОС використав самонастрайовачий алгоритм, який підбирає необхідні значення тривалості сигналів керування для кожного зразка ЕПЦР під час процесу регулювання тиску.

Результати випробувань наведені в таблиці 3.1.



Внутренние диаметры трубопроводов в местах установки датчика давления и температуры в системе должны быть φ61,4мм

Рис. 3.6. Типовая схема стелу Вдпращовання ЕПЦР

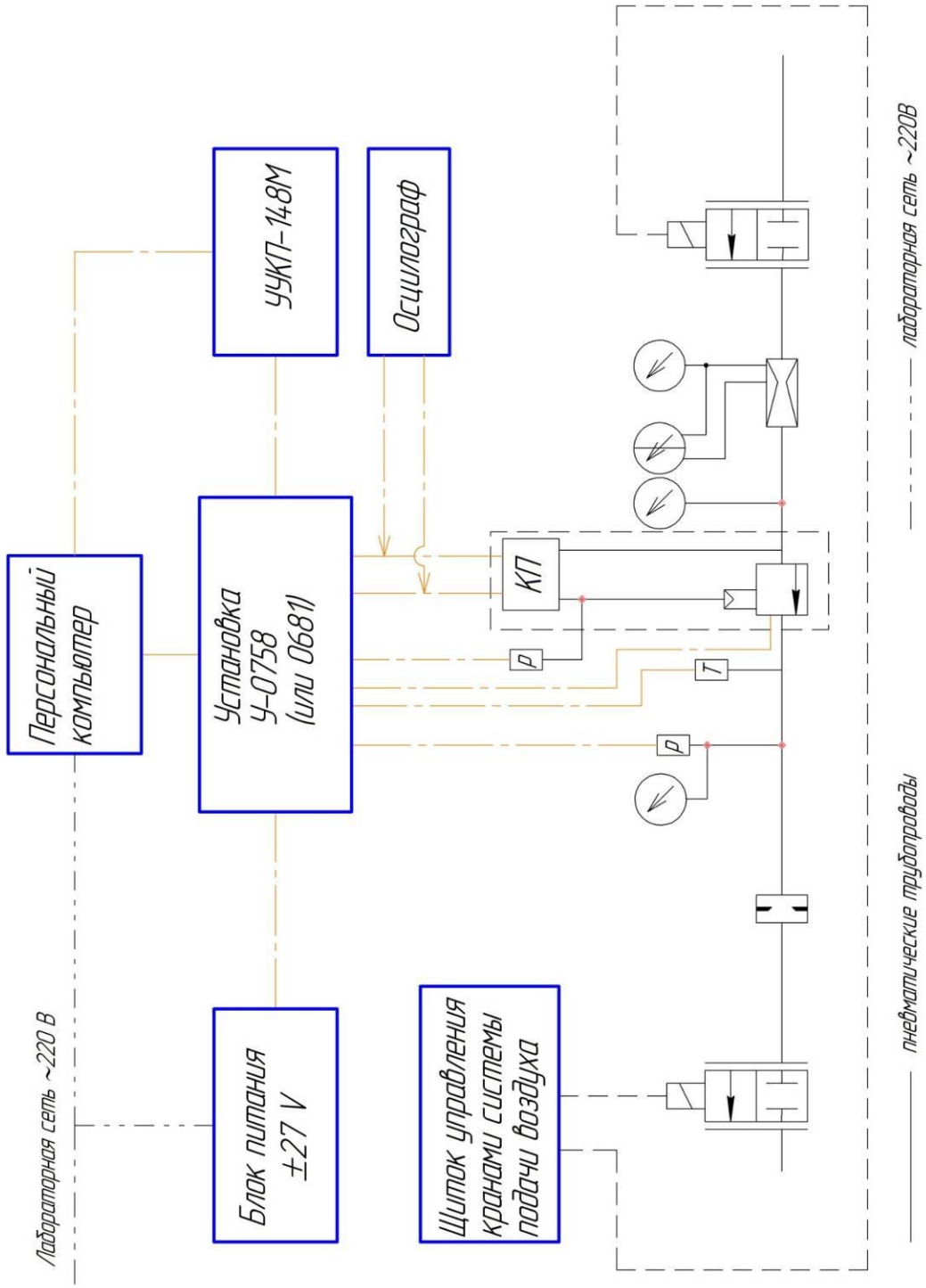


Рис. 3.7. Принципиальная схема электрических соединений ЕПЦР системы подачи воздуха

Таблиця 3.1.

Результати випробовувань ЕПЦР

час	тиск	Рмах вуг	Р хв УТС	Від- крито	кран закр.	ЕПК1 відкр.	ЕПК2 відкр.	ЕПК 1,	ЕПК 2,	пауза
2109.527	0,98	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.557	0,98	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.587	0,98	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.617	0,98	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.647	0,98	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.689	0,98	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.716	0,99	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.746	0,99	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.776	0,99	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.806	0,99	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2109.836	0,99	2,10	1,90	0	1	0	0	0	0	0
2110.018	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	15	0	385
2110.048	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	15	0	385
2110.091	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	15	0	385
2110.119	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	15	0	385
2110.149	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	15	0	385
2110.179	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	15	0	385
2110.776	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2110.806	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2110.836	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2110.866	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2110.898	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2110.928	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2110.958	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2110.988	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2111.018	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2111.419	0,97	2,10	1,90	0	1	0	1	8	0	392
2111.449	0,97	2,10	1,90	0	1	1	1	9	0	391
2111.491	0,97	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.519	0,97	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391

час	тиск	Рмах вуст	Р хв УТС	Від- крито	кран закр.	ЕПК1 відкр.	ЕПК2 відкр.	ЕПК 1,	ЕПК 2,	пауза
2111.549	0,97	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.579	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.609	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.639	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.686	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.707	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.737	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.767	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.797	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.827	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.857	0,98	2,10	1,90	0	1	1	1	9	0	391
2111.891	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.919	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.949	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2111.979	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2112.291	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2112.321	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2112.351	0,99	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2112.381	0,98	2,10	1,90	0	1	0	1	9	0	391
2116.959	1,52	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2116.989	1,52	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.019	1,52	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.049	1,52	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.089	1,52	2,10	1,90	1	0	0	0	0	111	289
2117.116	1,52	2,10	1,90	1	0	0	0	0	111	289
2117.146	1,52	2,10	1,90	1	0	0	0	0	111	289
2117.176	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.206	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.236	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.266	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.298	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.328	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289

час	тиск	Рмах вуст	Р хв УТС	Від- крито	кран закр.	ЕПК1 відкр.	ЕПК2 відкр.	ЕПК 1,	ЕПК 2,	пауза
2117.358	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.388	1,45	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.418	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.448	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	0	111	289
2117.489	1,29	2,10	1,90	1	0	1	1	12	0	388
2117.516	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	12	0	388
2117.546	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	12	0	388
2117.576	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	12	0	388
2117.606	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	12	0	388
2117.636	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	12	0	388
2117.666	1,29	2,10	1,90	1	0	0	1	12	0	388

3.5. Результати чисельних експериментів та їх порівняння з натурними даними.

З метою забезпечення відповідності розробленої моделі натурному експерименту за результатами натурального експерименту уточнено параметри регулятора, а саме, значення індуктивності котушок, початкова затяжка пружин.

Для виконання чисельних експериментів додатково була розроблена модель електронного драйверу, який посиляє управляючі сигнали у вигляді напруги +27 В на клапани керуючого механізму. На вхід драйверу подається інформація про параметри керуючих сигналів: тривалість імпульсів +27 В на клапани керуючого механізму та тривалість їх відсутності.

Вхідними даними для моделювання були:

- запис зміни за часом тиску та температури повітря на вході до стенду;
- запис зміни за часом параметрів керуючих сигналів, що видаються на драйвер.

Результати моделювання, що виконане на основі даних отриманих за програмою №77.98.1774.859, наведені на рисунках 3.8–3.10.

В даних експериментах використовувалася стара електрична схема управління електромагнітами електропневмоклапанами керуючого механізму без RC контуру, який швидко розряджає котушку електромагніту. Це призводило до запізнення реакції клапанів, особливо при подачі сигналу на стравлювання. Перехід крану регулятора на інший рівень уставки тиску в системі відбувався з затримкою в 5 с .. 10 с.

В даних випробуваннях не використовувалась апаратура «ІПВ-1», також не було встановлено датчика тиску в імпульсній трубці, що з'єднує керуючий пристрій та виконавчий механізм і не здійснювався запис витрати повітря, що подається на стенд.

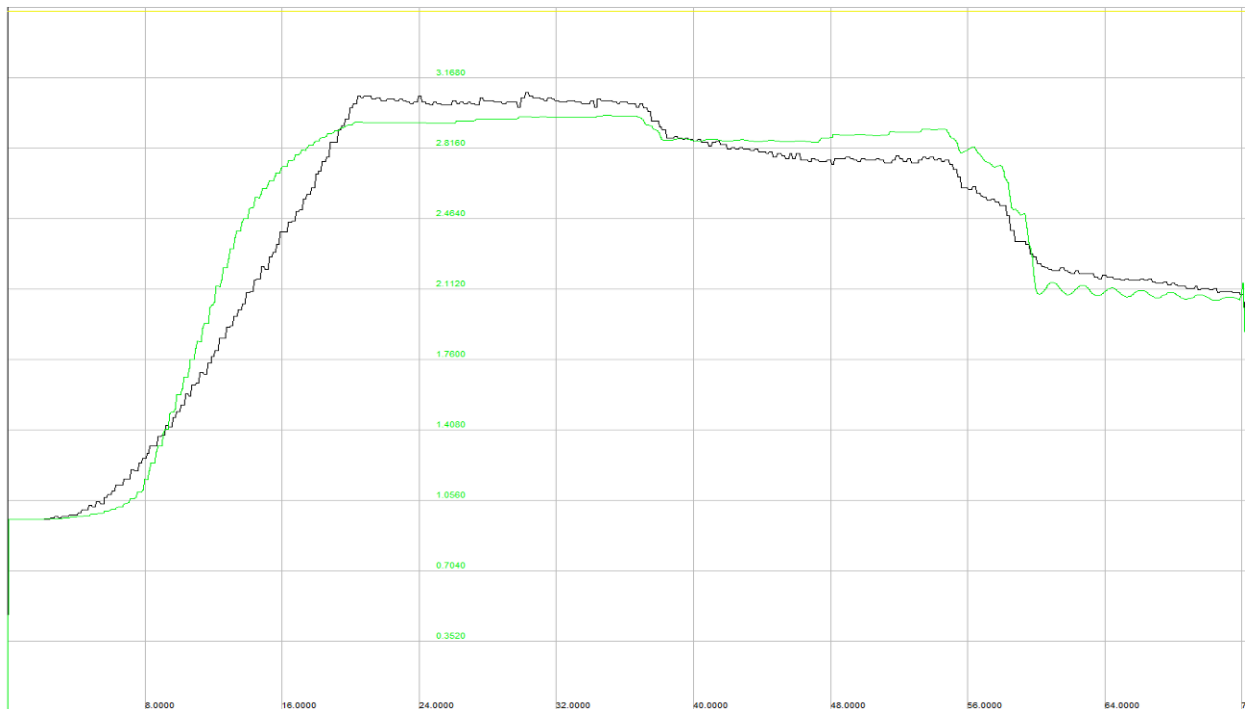


Рис. 3.8. Порівняння результатів моделювання (зелена лінія) та натурального експерименту (чорна лінія). $R^2 = 0.9475$.

На рисунку 3.9 показано подачу сигналів +27 В на ЕПК 1 для відкриття крану-регулятора, а на рисунку 3.10 - зняття сигналів +27 В з ЕПК 2 для закриття регулятора.

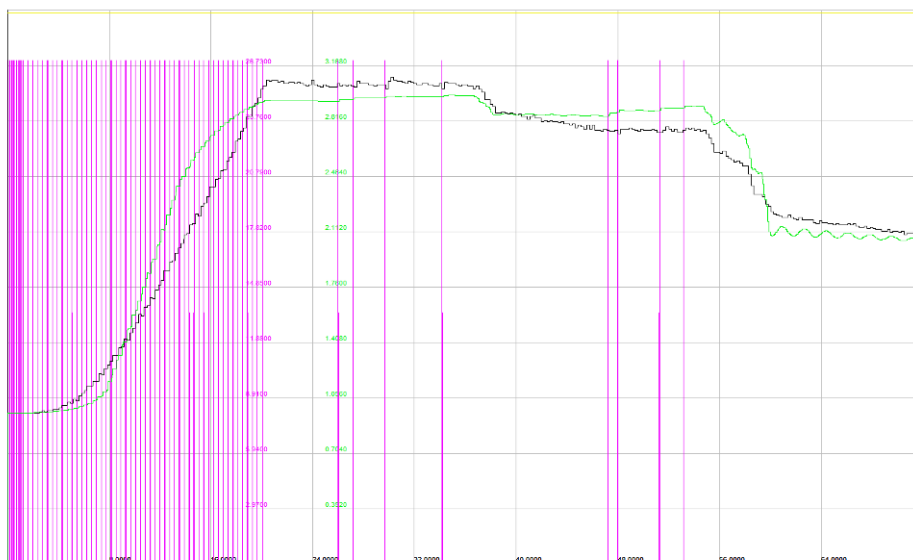


Рис. 3.9. Сигнал на відкриття клапану подачі (на відкриття ЕПЦР).

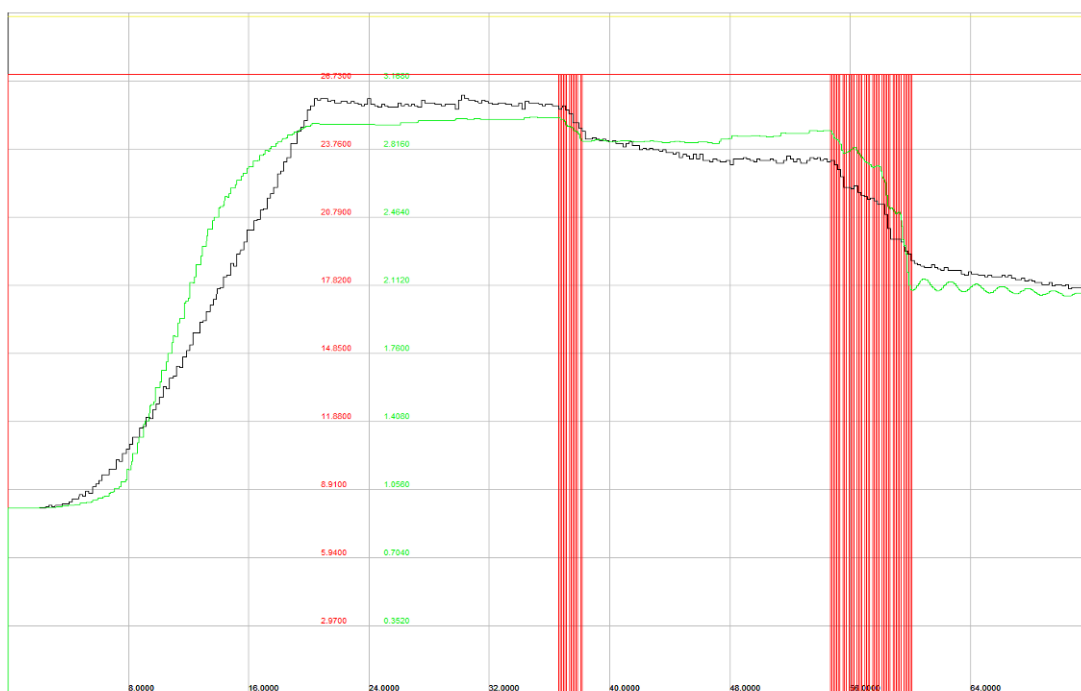


Рис. 3.10. Сигнал на відкриття клапану стравлення (на закриття ЕПЦР).

Результати моделювання, що виконане на основі даних отриманих за програмою № 132.98.1774.905ПМ, наведені на рисунках 3.11 –3.14.

Під час випробувань на стенді було встановлено апаратуру «ИПВ-1», що дало змогу зібрати необхідні дані для налаштування параметрів математичної моделі.

Налаштування моделі відбувалося наступним чином:

1. Спочатку було виконане налаштування виконавчого механізму, для чого при розрахунку виключалися моделі попереднього редуктора та керуючого механізму. На вхід до виконавчого механізму подавалося значення тиску над мембраною, яке записане в експерименті. Були підібрані відповідні коефіцієнти при визначенні моменту аеродинамічних сил, що діють на заслінку, таким чином, щоб значення розрахованого тиску в системі дорівнювало заміряному в експерименті.

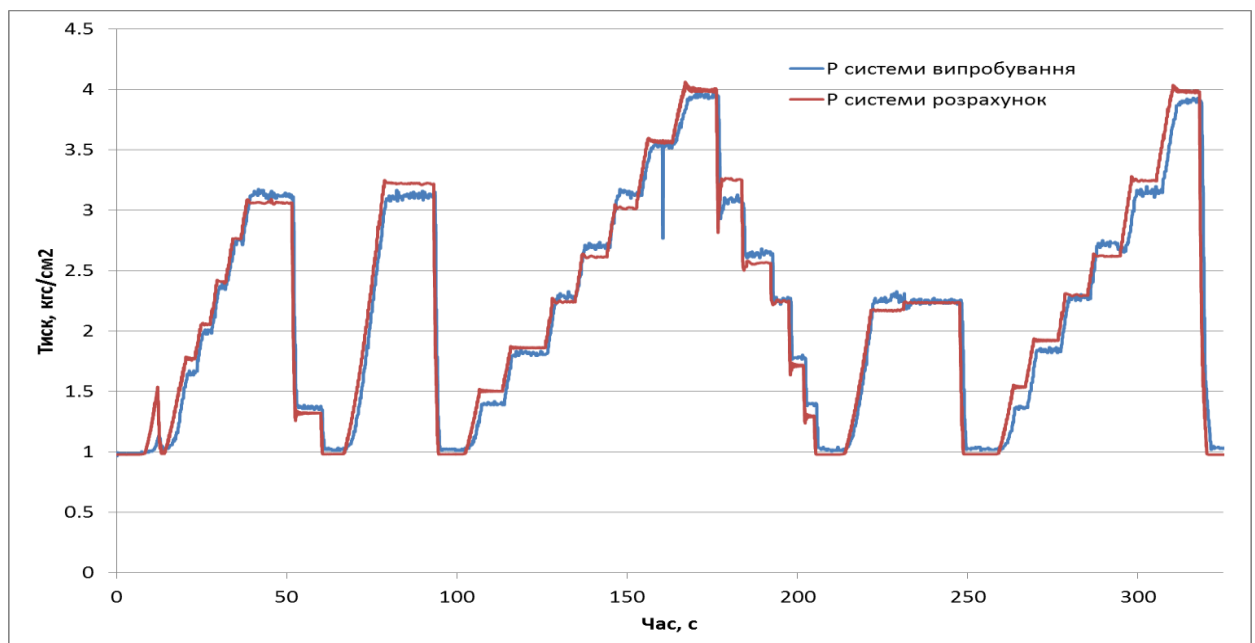


Рис. 3.11. Порівняння результатів моделювання та натурального експерименту
Експериментальні дані отримані згідно з програмою № 132.98.1774.905ПМ.
 $R^2=0.9585$.

2. На другому етапі були визначені коефіцієнти витрат отворів електропневмоклапанів та уточнення значень індуктивності котушок.

На рисунку 3.11 представлено порівняння результатів розрахунку тиску в системі з результатами експерименту після налаштування моделі крана-регулятора. В якості вхідних даних подавалися заміряне в експерименті значення витрати повітря, тиску перед краном-регулятором та параметри керуючих сигналів: довжина імпульсу, час паузи та момент посилення сигналу.

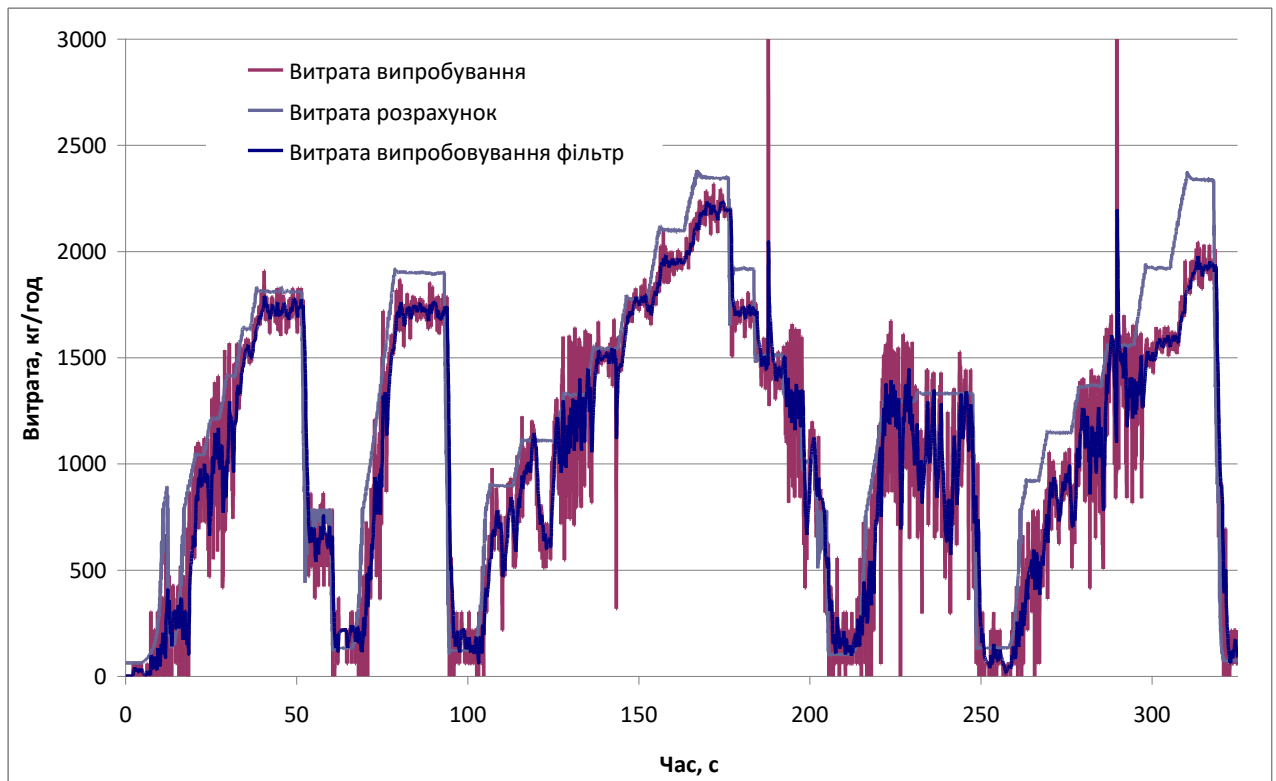


Рис. 3.12. Порівняння результатів моделювання та натурального експерименту. Експериментальні дані отримані згідно з програмою № 132.98.1774.905ПМ. $R^2=0.8973$.

На рисунку 3.12 представлено порівняння результатів розрахунку витрати повітря через кран регулятор із значенням витрати, яке було обчислене по параметрам повітря на рубці Вентурі заміряним під час експерименту. Значення витрат було додатково відфільтровано за наступною формулою:

$$G^{\tau+1} = G^{\tau} + \frac{1}{12} (G^{\tau+1} - G^{\tau})$$

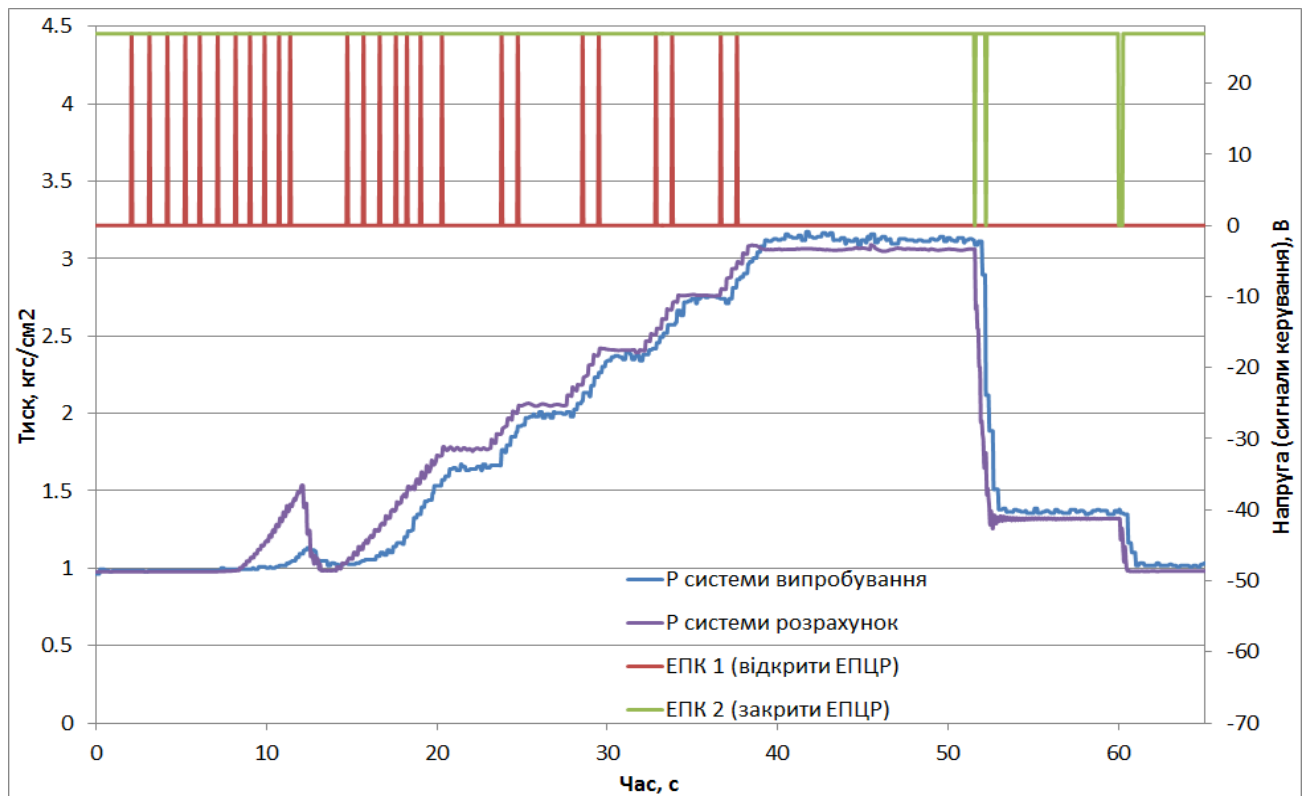


Рис. 3.13. Сигнали на відкриття та закриття ЕПЦР. Експериментальні дані отримані згідно з програмою № 132.98.1774.905ПМ. $R^2=0.9671$

На рисунку 3.13 представлені результати для режиму старту крану-регулятора та поступовій зміні уставок тиску в системі. Перший заброс тиску відповідає моменту завершення накачки камери виконавчого механізму повітрям та початком відхилення заслінки.

Як видно з рисунків 3.13 та 3.14 реакція зміни розрахованого тиску в системі на керуючі імпульси має більш швидкий характер ніж в експерименті. Це можна пояснити використанням квазістаціонарної моделі гідравлічних процесів, що протікають в трубопроводі.

Результати моделювання показують, що розроблена модель електропневматичного цифрового регулятора дає достатню точність для інженерних розрахунків.

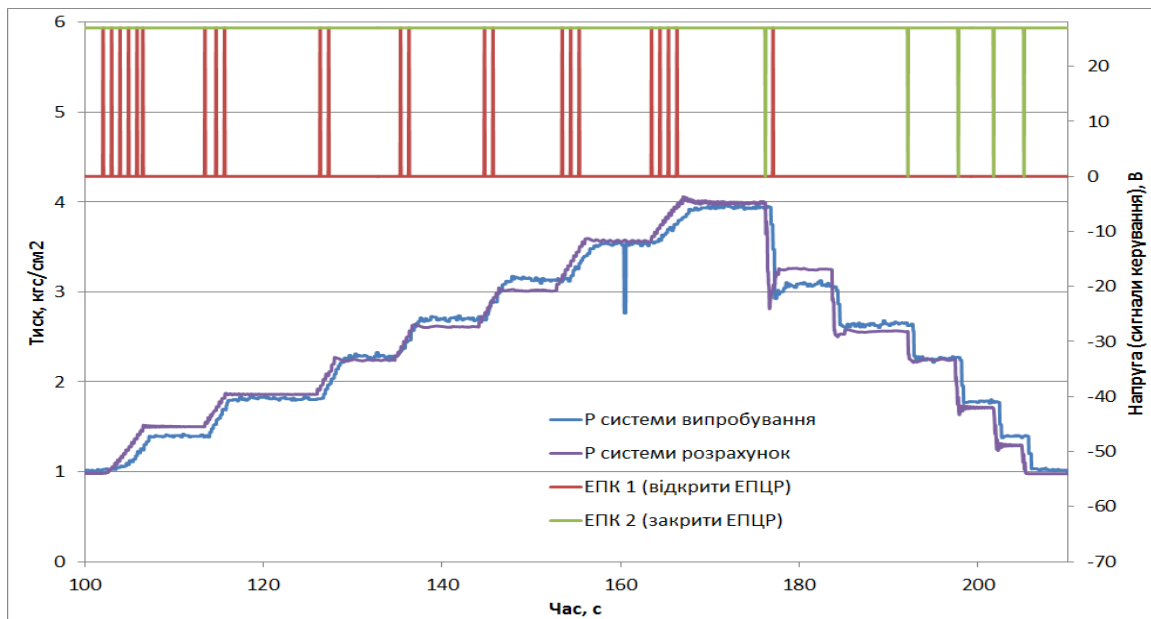


Рис. 3.14. Сигнали на відкриття та закриття ЕПЦР. Експериментальні дані отримані згідно з програмою № 132.98.1774.905ПМ. $R^2=0.972$.

3.6. Висновки з розділу 3.

1. Удосконалено модель крана –регулятора, яка дозволяє моделювати його роботу на різних режимах роботи пневматичної системи та при різних температурах і тиску навколишнього середовища.

2. Розроблено програмний засіб комп'ютерної реалізації, що дозволяє моделювати роботу крану-регулятора на різних режимах роботи системи.

3. Проведений натурний експеримент крану-регулятора дозволив отримати дані про параметри його роботи при різних величинах ширини імпульсів на нагнітання та стравлення тиску з виконавчого механізму, а також різних величинах паузи між імпульсами. Записані дані дозволили уточнити параметри математичної моделі крану-регулятора.

4. На основі порівняння результатів чисельного експерименту з результатами натурного експерименту визначено, що максимальне відхилення між ними не перевищує $0,1 \text{ кгс/см}^2$, а найменше значення коефіцієнту детермінації становить $R^2=0.8973$, що є достатнім для практичного використання.

РОЗДІЛ 4.

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В СПП І ПОС ЛІТАКА.

4.1. Структура моделі.

Пневматична система літака, як було показано у розділі 1, складається з агрегатів, регулюючих органів та трубопроводів. Джерелом живлення є компресор турбореактивного двигуна літака. Пневматична система підготовлює відібране від двигуна повітря та доставляє його до споживача.

Кількість елементів, для яких застосовуються однакові математичні моделі може бути довільною.

Відповідно до діючої документації формуємо схему розміщення агрегатів основних елементів СПП і ПОС. Варіант такої компоновки приведено на рисунку 4.1.

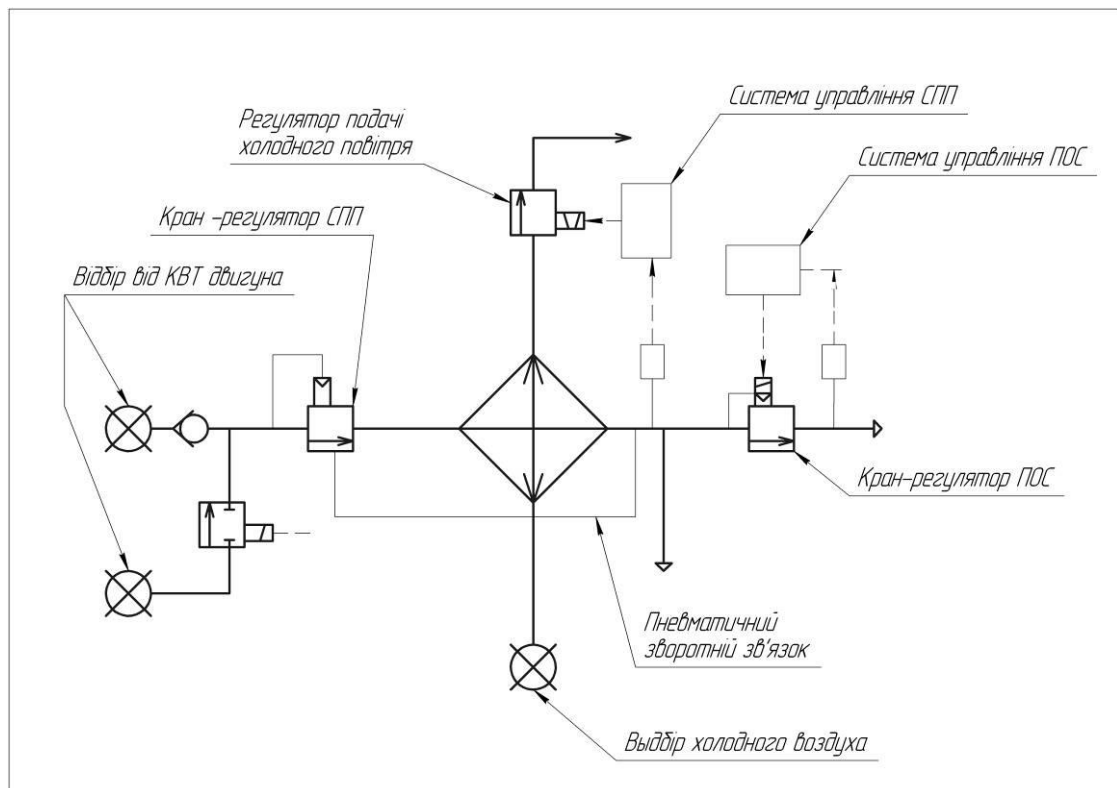


Рис. 4.1. Структурна схема СПП і ПОС

Для підвищення безпеки польоту на літаку встановлені дві незалежні СПП які з'єднані між собою лінією кільцювання. Лінія кільцювання при

штатній роботі перекрита і відкривається тільки у разі відмови однієї з СПП. Для поточної задачі досліджуємо роботу тільки однієї СПП.

На основі представленої схеми формуємо математичну модель СПП та ПОС. Розроблена модель включає:

- модель теплообмінного апарату,
- моделі пневматичних кранів-регуляторів: регулятор ПОС (ЕПЦР), регулятор температури в СПП (регулятор подачі холодного повітря на теплообмінник),
- модель пневматичних трубопроводів, які з'єднують між собою всі агрегати,
- модель заслінки, що вмикає подачу повітря від високої ступені КВТ;
- моделі систем керування агрегатами СПП та ПОС;
- модель розрахунку параметрів за компресорами двигуна (складена на основі стендових випробувань двигуна та надана виробником двигуна) у вигляді окремого програмного модуля, який в залежності від режимів польоту літака на виході розраховує тиск і температуру повітря.

Математичні моделі теплообмінника та ЕПЦР наведені у розділі 2 та 3. Математичні моделі інших агрегатів наведені далі.

Вхідними даними для моделі СПП та ПОС є:

- конструктивні параметри кожного елемента мережі, необхідні для моделей елементів;
- параметри режиму польоту літака;
- положення усіх агрегатів керування;
- початкові значення параметрів повітря та температури конструкції агрегатів;
- закони зміни потрібних граничних умов за часом;
- алгоритми системи керування

В ході розрахунків на вхід кожної моделі надходять такі вихідні дані:

- параметри повітря: тиск, температура, витрата;

- керуючі сигнали у відповідних одиницях,

В якості даних про режим польоту літака задаються:

- температура зовнішнього повітря,
- висота та швидкість польоту,
- режим роботи двигуна.

Результатом розрахунку є графіки зміни значенні температури та тиску повітря в системах за часом.

4.2. Математична модель тепло-гідравлічних процесів в пневматичному трубопроводі.

Регулювання параметрів повітря в пневматичній системі літака (витрата, тиск) здійснюється різною трубопровідною арматурою, яка встановлюється в системі. Управління цими пристроями здійснює електронний блок управління. За інформацією, отриманою від датчиків в системі, а також від інших систем літака, блок управління видає керуючі імпульси на регулюючі пристрої відповідно до закладених алгоритмів. Оскільки регулюючий пристрій і датчики розміщуються в різних місцях системи і магістраль має певну довжину та об'єм, то зміна регульованого параметра в місці установки датчика після видачі команд на регулюючий пристрій відбувається із затримкою. Зазначені затримки можуть впливати на процес регулювання, що може привести до автоколивань і виходу системи на неробочі режими роботи.

Для дослідження нестационарних гідравлічних процесів у пневматичному трубопроводі була розроблена відповідна математична модель

4.2.1. Основні припущення та базові рівняння.

Приймаються наступні припущення:

- відсутній теплообмін з навколишнім середовищем (труби теплоізовані);
- відсутні внутрішні джерела тепла;
- процеси моделюються в одновимірному наближенні;
- втрати повного тиску вздовж трубопроводу моделюються за допомогою коефіцієнтів місцевого опору.

Схема трубопроводу представлена на рисунку 4.2.

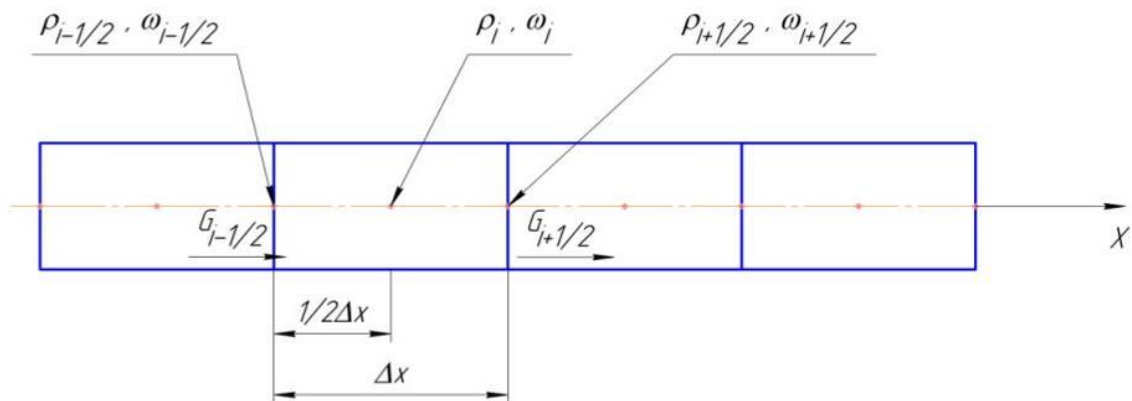


Рис. 4.2. Схема трубопроводу

В якості базових розглядаються такі рівняння:

- рівняння нерозривності

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho \omega}{\partial x} = 0;$$

- рівняння збереження імпульсу

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial \tau} + \omega \frac{\partial \rho \omega}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \xi \frac{\rho \omega^2}{2d} = 0;$$

- рівняння збереження енергії:

$$\frac{\partial(\rho e + \rho \omega^2 / 2)}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \omega \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{\omega}{2} \right) \right) = 0;$$

– рівняння стану

$$\frac{p}{\rho} = RT ;$$

де τ - час, ρ - густина, ω - швидкість, p - статичний тиск, $e = c_p T$ - ентальпія, ξ - коефіцієнт гідравлічного опору, d - діаметр трубопроводу, c_p - питома теплоємність при постійному тиску, q - тепловий потік, r - радіус трубопроводу.

Особливістю процесу руху повітря в трубопроводі є виникнення стрибка ущільнення при критичному перепаді тиску, що призводить до розриву параметрів повітря в місці стрибка. Тому, для вирішення наведеної системи диференціальних рівнянь використовуємо метод кінцевих обсягів.

При переході до скінчено-різницевого рівняння отримаємо:

$$\rho_i^{\tau+1} = \rho_i^{\tau} - \frac{\Delta \tau}{\Delta x} \left((\rho \omega)_{i+1/2} - (\rho \omega)_{i-1/2} \right);$$

$$\omega_i^{\tau+1} = \frac{1}{\rho_i^{\tau+1}} \left[(\rho \omega)_i^{\tau} - \Delta \tau \left(\frac{1}{\Delta x} \left((\rho \cdot \omega^2)_{i+1/2} - (\rho \cdot \omega^2)_{i-1/2} + p_{i+1/2} - p_{i-1/2} \right) - \frac{\xi}{r} (\rho \omega^2)_i^{\tau} \right) \right]$$

$$e_i^{\tau+1} = \frac{1}{\rho_i^{\tau+1}} \left[(\rho e + \rho \omega^2 / 2)_i^{\tau} - \frac{(\omega_i^{\tau+1})^2}{2} - \frac{\Delta \tau}{\Delta x} \left(\rho \omega \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{\omega}{2} \right)_{i+1/2} + \rho \omega \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{\omega}{2} \right)_{i-1/2} \right) \right]$$

$$\frac{p}{\rho} = RT ;$$

де індекси i - значення в центрі, $i + 1/2$ та $i - 1/2$ - значення на границі.

4.2.2. Визначення параметрів повітря на границях розрахункового елемента.

Розрахункова схема для визначення параметрів повітря на границях елементів представлена на рисунку 4.3.



Рис. 4.3. Розрахункова схема для визначення параметрів повітря на границях елементів.

Залежність витрати повітря через перетин магістрального трубопроводу від повного тиску в перерізі має вигляд:

$$G = m \frac{F \cdot p^* \cdot q(\lambda)}{\sqrt{T^*}}$$

де F - площа поперечного перерізу трубопроводу, p^* - повний тиск повітря, $q(\lambda)$ - газодинамічна функція, λ - приведена швидкість, T^* - температура заторможеного потоку в перерізі.

Залежність втрат повного тиску між осередками від витрати повітря, з урахуванням прийнятої умови, що $G_{i-1}^{+x} = G_{i-1/2} = G_{i-1/2} = G_i^{-x}$, має вигляд:

$$\Delta p_i^{-x} = p_{i-1}^* - p_i^* = \frac{G_{i-1/2} \sqrt{T_{i-1}^*}}{F \cdot m \cdot q(\lambda_{i-1}^+)} - p_i^*$$

У свою чергу, приведена швидкість на ділянці $i-1$ є функцією від повного тиску на i -й ділянці $\lambda_{i-1}^+ = f(p_i^*)$. Дана залежність не має явного аналітичного опису, тому наводимо послідовність для визначення λ_{i-1}^+ :

$$q(\lambda_i^{-x}) = \frac{G_{i-1/2} \sqrt{T_i^*}}{F \cdot m \cdot p_i^*}$$

у разі якщо $q(\lambda_i^{-x}) > 1$ приймаємо $q(\lambda_i^{-x}) = 1$

$$\lambda_i^{-x} = Q(q(\lambda_i^{-x}))$$

$$\varphi(\lambda_{i-1/2}) = \varphi(\lambda_i^{-x}) + \frac{2k}{k+1} \xi \frac{0.5\Delta x}{D}$$

$$\lambda_{i-1/2} = \Phi(\varphi(\lambda_{i-1/2}))$$

$$\varphi(\lambda_{i-1}^{+x}) = \varphi(\lambda_{i-1/2}) + \frac{2k}{k+1} \xi \frac{0.5\Delta x}{D}$$

$$\lambda_{i-1}^{+x} = \Phi(\varphi(\lambda_{i-1}^{+x}))$$

де $\varphi(\lambda)$ - газодинамічна функція, Q, Φ - зворотні функції від $q(\lambda)$ і $\varphi(\lambda)$, k - відношення питомих теплоємностей.

Параметри повітря на границі елементів визначаються за такими залежностями:

$$p_{i-1}^* = \frac{G_{i-1/2} \sqrt{T_i^*}}{F \cdot m \cdot q(\lambda_{i-1/2})}$$

$$p_{i-1/2} = \pi(\lambda_{i-1/2}) p_{i-1/2}^*$$

$$T_{i-1/2} = T_{i-1/2}^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{i-1/2}^2 \right)$$

$$\rho_{i-1/2} = \frac{P_{i-1/2}}{R \cdot T_{i-1/2}}$$

$$a_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R \cdot T_{i-1/2}^*}; \omega_{i-1/2} = \lambda_{i-1/2} \cdot a_{kp}$$

де $\pi(\lambda)$ - газодинамічна функція, T - статична температура, a_{kp} - швидкість звуку при критичному режимі течії

Оскільки неможливо явно виразити обернені функції для $q(\lambda)$ і $\varphi(\lambda)$, то пошук витрати повітря проводиться ітераційним методами.

4.2.3. Результати моделювання.

Граничні та початкові умови були наступні: у початковий момент часу труба заповнена повітрям, швидкість якого дорівнює 0. Тиск в трубопроводі дорівнює тиску зовнішнього повітря. Також необхідно задати температуру повітря. На вході в трубопровід задається повний тиск в системі. На виході - статичний тиск зовнішнього повітря. Повний тиск в перерізі виходу визначається за формулою:

$$P_{вых}^* = P_{вых} + \frac{\rho_{вых} \omega_{вых}^2}{0.5}$$

Приклад нестационарного розрахунку статичного тиску в трубопроводі довжиною 1.8 м, діаметром 63 мм за наведеною методикою представлений на рисунку 4.4. Повний тиск на вході 5 атм. Тиск зовнішнього повітря 1 атм. Температура повітря 30°C. Вихід в атмосферу здійснюється без перешкод. Час необхідний для моделювання становив 5,5 хвилин.

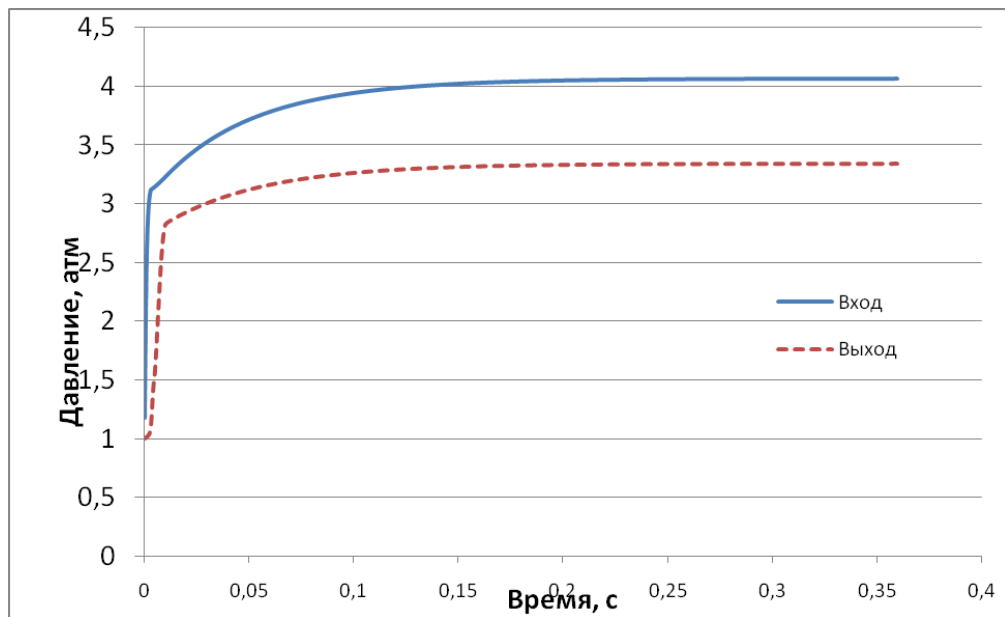


Рис. 4.4. Графік зміни статичного тиску в початковій і кінцевій ділянці трубопроводу.

Аналогічний чисельний експеримент було змодельовано і за допомогою програми ANSYS CFX. У трубопроводі діаметром 63 мм та довжиною 7,5 м на відстані від входу 5 м встановлена обмежувальна шайба діаметром 30 мм. Розмірність гексаедральної сітки становила 889504 вузлів. Повний тиск на вході 5 атм. Тиск повітря на виході 1 атм. Температура 230°C. Початкова швидкість та тиск повітря становили 0 м/с та 1 атм. Моделювання показало, що стаціонарний режим течії встановлювався за проміжок часу 0,048 с. Час необхідний для моделювання на кластері з використанням 32 розрахункових ядер становив 3 дні.

Як видно з результатів розрахунків, швидкість зміни тиску не перевищує (0,05...0,1) с, що значно менше ніж зміна температури. На основі отриманих результатів швидкістю зміни тиску повітря у трубопроводі будемо ігнорувати, а гідравлічні процеси будемо розглядати як квазістаціонарні.

Гідравлічний розрахунок проводиться гідравлічної моделі ділянки мережі на основі газодинамічних функцій.

4.3. Особливості моделювання крана-регулятора СПП.

У зв'язку з тим, що немає інформації про конструкцію крана-регулятора СПП, математичну модель для нього не було розроблено. Даний кран-регулятор має механічну систему керування яка, згідно результатів випробування системи на літаку, забезпечує час ввімкнення крана-регулятора не більше 1 с, а також ще швидше парировання зміни тиску на вході. Даний кран-регулятор забезпечує підтримку тиску повітря в точці трубопроводу за теплообмінником. Значення тиску відоме. Тому, у місці встановлення крана-регулятора СПП робимо розрив трубопроводу. Окремо виконуємо моделювання процесів в трубопроводах за краном та після нього. Після крана-регулятора СПП моделювання гідравлічних процесів відбувається таким чином, щоб у потрібному місці за теплообмінником значення тиску повітря було таким, що підтримує кран-регулятор СПП. Значення витрати повітря передається до трубопроводу перед краном-регулятором СПП для визначення температури відбирає мого повітря.

4.4. Моделювання підсистеми відбору від двигуна.

Підсистемою відбору від двигуна є та частина трубопроводів, що встановлена перед краном-регулятором СПП. Дана модель дозволяє за значеннями витрати повітря через СПП та положення заслінки відбору від високої ступені КВТ визначити температуру повітря, що поступає в СПП.

Спочатку обчислюється витрата через високо напірну магістраль, якщо в трійнику значення повного тиску повітря дорівнює тиску на фланці відбору від низького ступеню. Відповідно витрата повітря через низьконапірну магістраль дорівнює 0. Якщо витрата через високонапірну магістраль більша за витрату повітря через СПП, це означає, що уся витрата повітря на СПП йде лише від високого ступеню двигуна. Значення коефіцієнту гідравлічного

опору зворотного клапану у низьконапірній магістраль ставимо рівним 10^{-8} , тобто зворотній клапан закритий. В іншому випадку, якщо витрата повітря від високого ступеню менша за витрату повітря через СПП, відбувається змішування потоків від обох ступенів. При цьому зворотній клапан відкритий і його коефіцієнт гідравлічного опору дорівнює 0,01.

Визначається витрата повітря через кожен магістраль за моделлю гідравлічного розрахунку теплообмінника. При цьому враховується, що на вході в кожен магістраль параметри повітря різні, а на виході приймається умова рівності значень повних тисків. Значення температури повітря на виході з підсистеми відбору повітря від двигуна визначається за наступною формулою:

$$T_{СПП} = \frac{G_H T_H C_p(T_H) + G_B T_B C_p(T_B)}{G_{СПП} C_p(T_{СПП})}$$

де G_H, G_B - витрата повітря відбираємого від низького та високого ступенів КВТ;

T_H, T_B - температури повітря відбираємого від низького та високого ступенів КВТ;

$C_p(T_B)$ - теплоємність повітря.

4.5. Математичні моделі крана-регулятора температури в СПП та заслінки відбору від високої ступені КВТ.

Кран-регулятор продувочного контуру має жалюзійну заслінку з електричним приводом. Час перестановки між крайніми положеннями складає 30 с, згідно технічних умов. Кран-регулятор моделюємо функцією зміни кута повороту заслінки в залежності від часу подання сигналів відкриття чи закриття від системи керування:

$$\alpha_{засл} = \alpha_{засл0} \pm f(\tau)$$

$$\alpha_{засл} = \alpha_{заслMAX} \quad \text{при} \quad \alpha_{засл} > \alpha_{заслMAX}$$

$$\alpha_{засл} = 0 \quad \text{при} \quad \alpha_{засл} < 0$$

де $F_{засл0}$ - початкове значення площі,

$f(\tau)$ - функція зміни площі заслінки від часу подання сигналу,

$\alpha_{заслMAX}$ - максимальна площа поперечного перерізу заслінки.

Величину гідравлічного опору визначаємо за діаграмою 9-19 , яка представлена в [92]

Вплив інерційних сил, сил тертя, аеродинамічних сил на заслінках, електромагнітних сил в електромеханізмі для крану-регулятора продувочного контуру не розглядаємо.

Аналогічним чином моделюємо і заслінку увімкнення подачі повітря від високої ступені КВТ, повна переключка якої не перевищує 3 с за часом. Величину гідравлічного опору для даної заслінки визначаємо за діаграмою 9-17 , яка представлена в [92].

4.6. Моделювання системи керування СПП та ПОС.

Система керування являє собою електронні блоки керування з закладеними в них певними алгоритмами управління системою. Системи ПОС та СПП мають незалежні системи керування. Між двома системами керування існує обмін інформацією з датчиків в кожній системі та режимами роботи системи.

Інформація з датчиків тиску та температури приходять у вигляді електричних сигналів до електронного блоку де вона фільтрується та обробляється.

При моделюванні системи керування приймаємо наступні припущення:

- електромагнітні явища, що виникають в датчиках, проводах та інших електронних елементах не моделюються, тобто інформація передається миттєво;
- система керування являє собою набір заданих законів керування з урахуванням часу фільтрації та формування сигналів керування.
- зміна стану вихідних сигналів системи керування обчислюється через певні інтервали часу, які надає розробник електронного блоку та імітують один цикл проходження програмного забезпечення електронного блоку керування.

4.7. Моделювання нестационарних теплових і гідравлічних процесів в системах СПП і ПОС.

Після побудови схеми системи формується топологія системи. Суть цього процесу - формування інтерфейсів взаємодії використовуваних моделей. Потрібно вказати для кожної математичної моделі із якої моделі потрібно взяти відповідні параметри для формування граничних умов моделі, що розглядається, а також відповідну модель, в яку передаються результати обчислень. Такими параметрами для кожної моделі на вході є:

- для трубопроводу: тиск та температура повітря на вході, на виході витрата повітря чи тиск, температура навколишнього середовища та коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі; гідравлічний опір, що створює кожна, визначається за кутом відкриття заслінки;
- для теплообмінника: тиск та температура повітря на вході та тиск чи витрата повітря на виході, температура навколишнього середовища та коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі;

- для ЕПЦР: величина тиску перед та за заслінкою, значення сигналів управління, температура навколишнього середовища та коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі;
- для заслінки: початковий кут повороту заслінки та значення сигналів управління;
- для система керування: поточні параметри польоту, величини тиску та температури на датчиках, що розташовані в трубопроводах.

На виході кожної моделі отримуємо:

- трубопровід: статичний та повний тиск, витрата та температура повітря в кожному розрахунковому елементі;
- теплообмінник: тиск чи витрата та температура повітря в кожній лінії та на виході з кожної лінії, значення гідравлічного опору кожної лінії;
- ЕПЦР та заслінки: кут повороту заслінки, за яким визначається значення гідравлічного опору;
- система керування: управляючі сигнали на агрегати в системі.

Після формування топології системи задаються початкові дані та граничні умови: висота, швидкість, температура повітря, положення ручки управління двигуна (РУД), та закони по яким вони змінюються у часі. Також потрібно задати конструктивні параметри кожного агрегату, алгоритми за якими працює автоматична система керування (закони регулювання температури та тиску), дросельні характеристики споживачів, початкові умови.

Наступним кроком відбувається побудова розрахункових сіток усіх елементів.

На основі заданих вхідних даних за допомогою математичної моделі двигуна визначається значення параметрів повітря (тиск та температура) на фланцях відбору від двигуна.

Спочатку відбувається обчислення параметрів повітря магістрального трубопроводу. Наступним виконується обчислення моделі ЕПЦР. За

значеннями параметрами повітря перед ЕПЦР, сигналів від системи керування та початкових значень параметрів елементів ЕПЦР визначається кут відкриття заслінки ЕПЦР. За кутом відкриття заслінки визначається значення коефіцієнту гідравлічного опору. Оскільки пневматичні процеси протікають значно швидше ніж теплові, як було показано вище, для прискорення моделювання, крок за часом з яким розраховується тепловий стан системи більший ніж крок розрахунку пневматичних елементів системи.

При досягненні наступного кроку розрахунку теплового стану спочатку виконується розрахунок підсистеми відбору повітря від двигуна, з якого визначається температура на вході в СПП. Далі виконується розрахунок магістрального трубопроводу СПП та продувочної лінії для визначення тиску на вході в теплообмінник. Виконується перша ітерація обчислення теплового стану теплообмінника та його гідравлічний розрахунок, з яких визначаються температури повітря на виході з теплообмінника та коефіцієнти гідравлічного опору. Описані дії виконуються далі, доки не буде досягнуто відповідного значення нев'язок.

При досягненні кроку за часом розрахунку систем керування відбувається збір інформації про параметри повітря з відповідних розрахункових елементів, обчислення параметрів системи керування та видача відповідних сигналів в моделі агрегатів системи.

При досягненні кінцевого кроку за часом розрахунок припиняється.

Блок схема програми практичної реалізації моделі наведена на рисунку 4.5.

4.8. Автоматичне формування граничних умов для елементів системи на кроках за часом

При розрахунках нестационарних режимів функціонування системи з часом змінюються режимні та граничні дані для елементів системи, в зв'язку

з чим для узагальненої моделі запропоновано спосіб автоматичного їх формування зі зміною часу та режиму польоту.

Вхідні дані про режим польоту (висота, температура, режим роботи двигуна) можуть задаватися як сталими, так і у вигляді функціональної залежності від часу. Параметри атмосфери визначаються за допомогою ГОСТ 4401-64.

На кожному кроці за часом, в залежності від зміни параметрів польоту та параметрів повітря в системі визначаються параметри повітря за компресором двигуна, температура навколишнього повітря, що оточує агрегат.

Температура повітря, що оточує агрегат, може задаватися рівною температурі атмосфері, сталою чи функціональною залежністю від часу, або визначатися через тепловий розрахунок внутрішнього простору літака:

$$T_{oc} = T_{нп} + \frac{Q_{agr}}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

де, $T_{нп}$ - температура навколишнього повітря,

Q_{agr} - тепловий потік, що йде від агрегатів,

α_3, α_B - коефіцієнти зовнішньої та внутрішньої тепловіддачі,

δ, λ - товщина та коефіцієнт теплопровідності обшивки.



Рис. 4.5. Блок схема ПЗ моделі СПП та ПОС

При зміні режиму польоту, також змінюється і витрата повітря, що йде на споживачі. Для ПОС система керування підтримує певну витрату повітря регулюючи тиск за законом:

$$p_c = a \cdot p_h + b - c$$

де p_h - тиск навколишнього повітря, a, b - константи, $c = f(T_{HP}, V, T_C)$ - функція від температури навколишнього повітря, швидкості польоту та температури повітря в системі відповідно.

Також при певних режимах польоту витрати на споживач можуть як включатися так і вимикатися. В усіх випадках система керування видає відповідні сигнали на крани та заслінки.

При необхідності виконати розрахунок з моменту, коли система вже працює певний час, спочатку виконується розрахунок на стаціонарному режимі, результати якого використовуються як початкові умови для нестационарного розрахунку.

На рисунку 4.6 наведено результати розрахунку роботи СПП сумісно з ПОС для наступних граничних умов: висота польоту 5000 м, температура зовнішнього повітря – 10°C, температура повітря та тиск на фланці відбору від низької ступені КВТ становить 348°C та 7,5 кгс/см², від великої 446°C та 15 кгс/см². Загальний час розрахунку 50 с. На 20 с розрахунку в система керування ПОС видає в систему керування СПП інформацію про намір включення ПОС. Система керування СПП відкриває заслінку відбору повітря від високого ступеня КВТ, при цьому значення уставки температури в СПП збільшується до 230 °C. На 25 с система керування ПОС починає відкривати кран-регулятор ПОС.

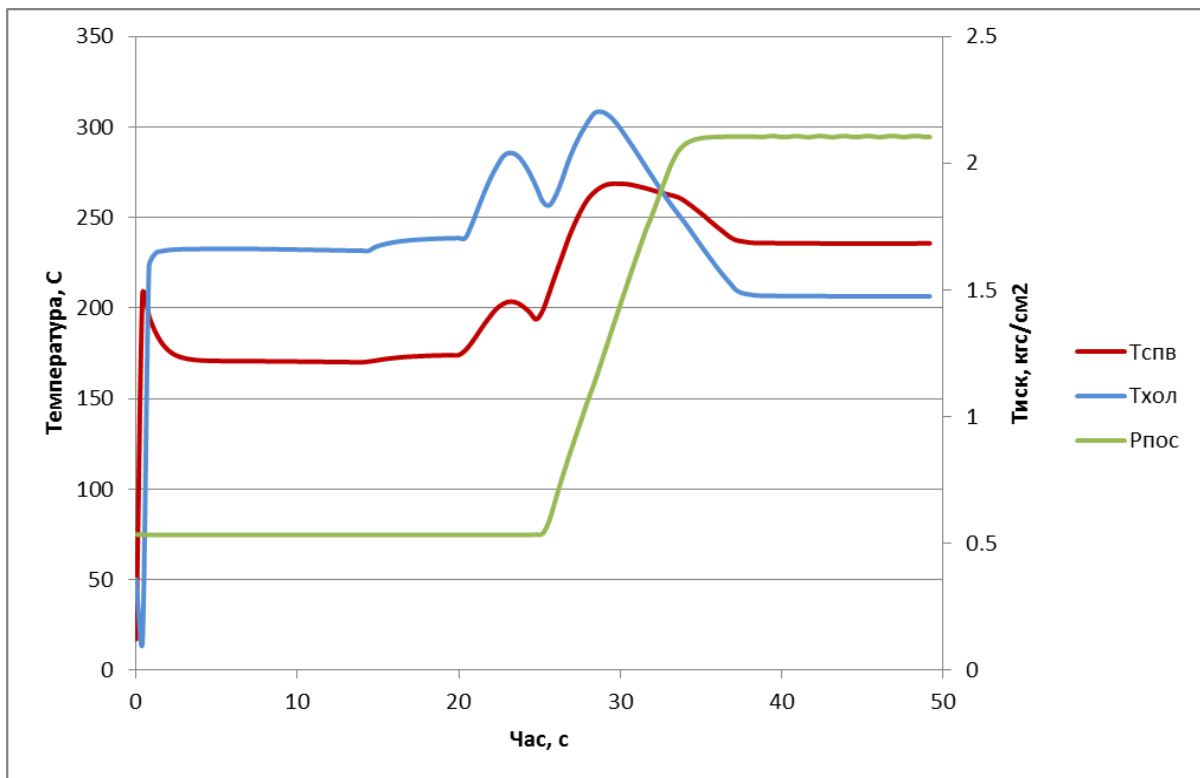


Рис. 4.6. Результати моделювання сумісної роботи СПП та ПОС.

4.9. Визначення кроку розрахунку за часом різних математичних моделей.

Як показали результати чисельних експериментів максимальний крок за часом моделі ЕПЦР становить ($10^{-7} \div 10^{-6}$) с. При більшому кроці за часом розв'язок розвалюється. Оскільки в моделі ЕПЦР визначається момент аеродинамічних сил, що діють на заслінку, який залежить від параметрів повітря в трубопроводі, то і крок гідравлічного розрахунку трубопроводу дорівнює кроку розрахунку ЕПЦР.

Крок розрахунку параметрів систем керування СПП та ПОС залежить від архітектури блоків керування та розроблених програмних засобів і дорівнює часу одного циклу програми керування, який коливається в межах (3÷50) мс.

Для визначення кроку розрахунку теплового стану системи був виконаний ряд розрахунків. Крок розрахунку теплового стану коливався в

межах $(0,01 \div 1)$ с. Як показали розрахунки, найбільшим кроком за часом при якому похибка розрахунка є прийнятною являється 0,2 с. При збільшенні кроку за часом похибка збільшується, що можна пояснити впливом системи керування. Результати розрахунків з визначення кроку розрахунку теплового стану зображено на рисунку 4.7 .

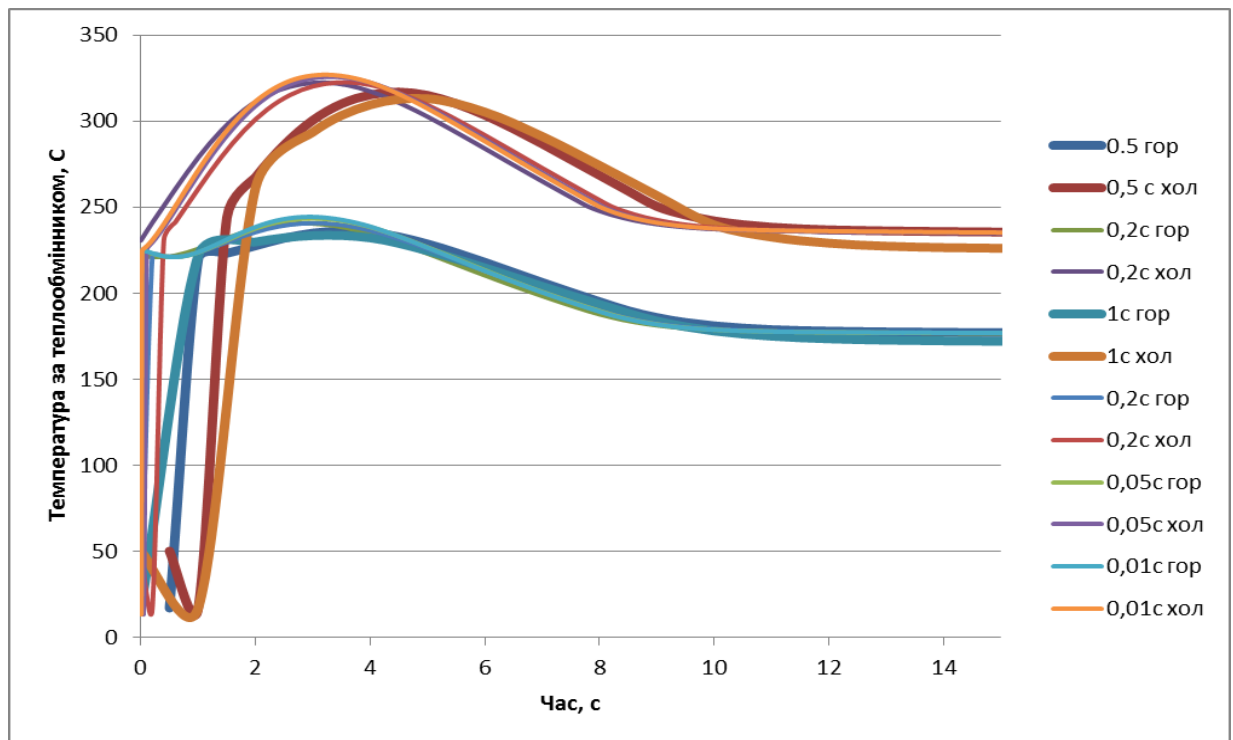


Рис. 4.7. Результати розрахунку системи при різних кроках розрахунку теплового стану системи.

4.10. Відпрацювання алгоритму керування системою за допомогою розробленої математичної моделі.

Під час експлуатації літаків з встановленими на них СПП та ПОС розглядаємої конструкції було зареєстровано ряд відмовних ситуацій СПП під час увімкнення ПОС. Запис параметрів системи під час одного з інцидентів показано на рис.1.2. Аналіз записаних даних параметрів системи таких ситуацій показав, що вимкнення СПП відбувалось при перевищенні

температури в системі вище допустимого значення. Перевищення температури відбувалися по двом причинам: швидке відкриття крану-регулятора (ЕПЦР) ПОС або через нештатну роботу (заклинювання) крану-регулятора холодного повітря через теплообмінник. Згідно [100] ранг впливу даної ситуації на безпеку польотів можна оцінити не нижче складної ситуації, що є недопустимим, оскільки СПП є єдиним джерелом живлення для ряду важливих пневматичних систем літака.

Результати моделювання подібних ситуацій зображені на рисунках 4.8 - 4.10.

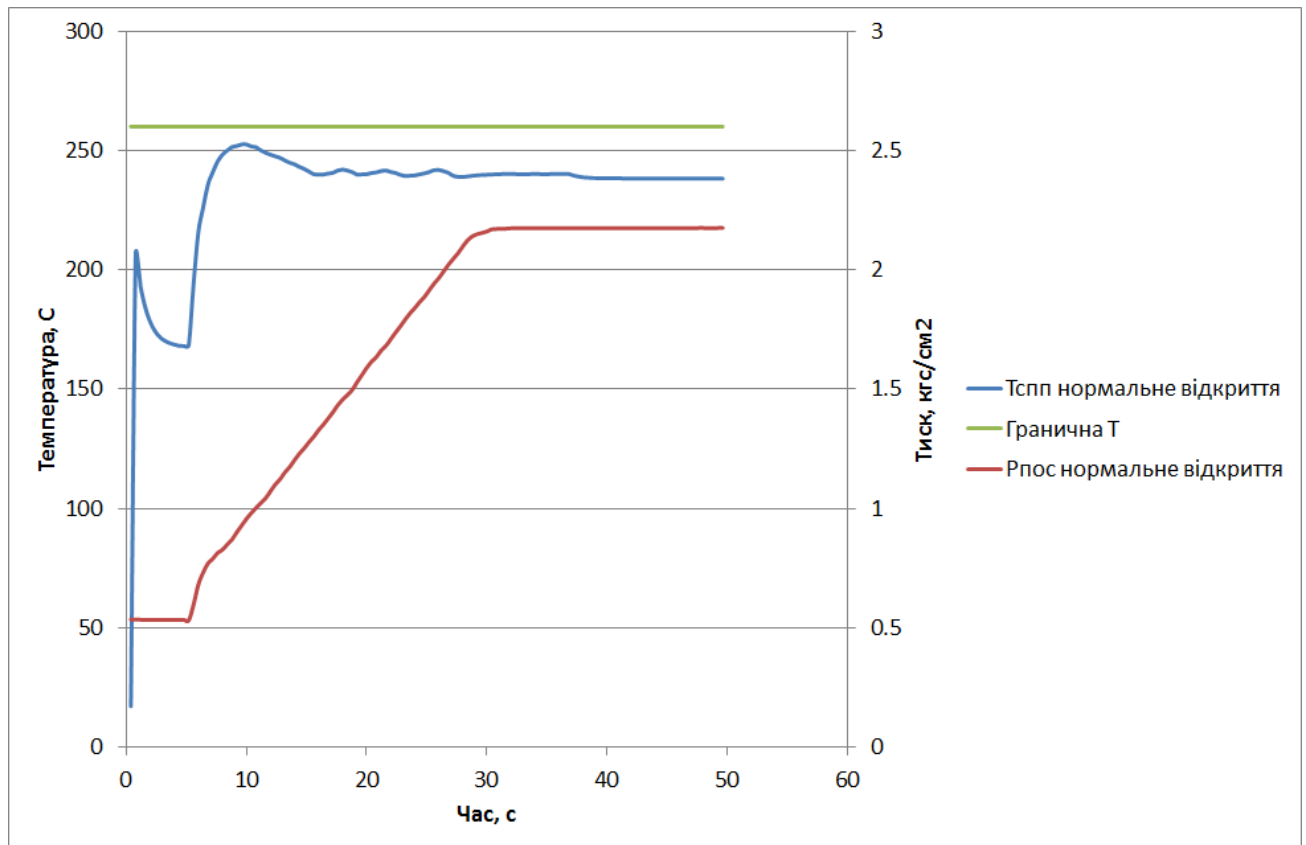


Рис. 4.8. Моделювання роботи систем при штатному відкритті крану-регулятора ПОС

При штатному відкритті крану-регулятора ПОС, температура в СПП не перевищує граничного значення, після якого відбувається автоматичне відключення системи.

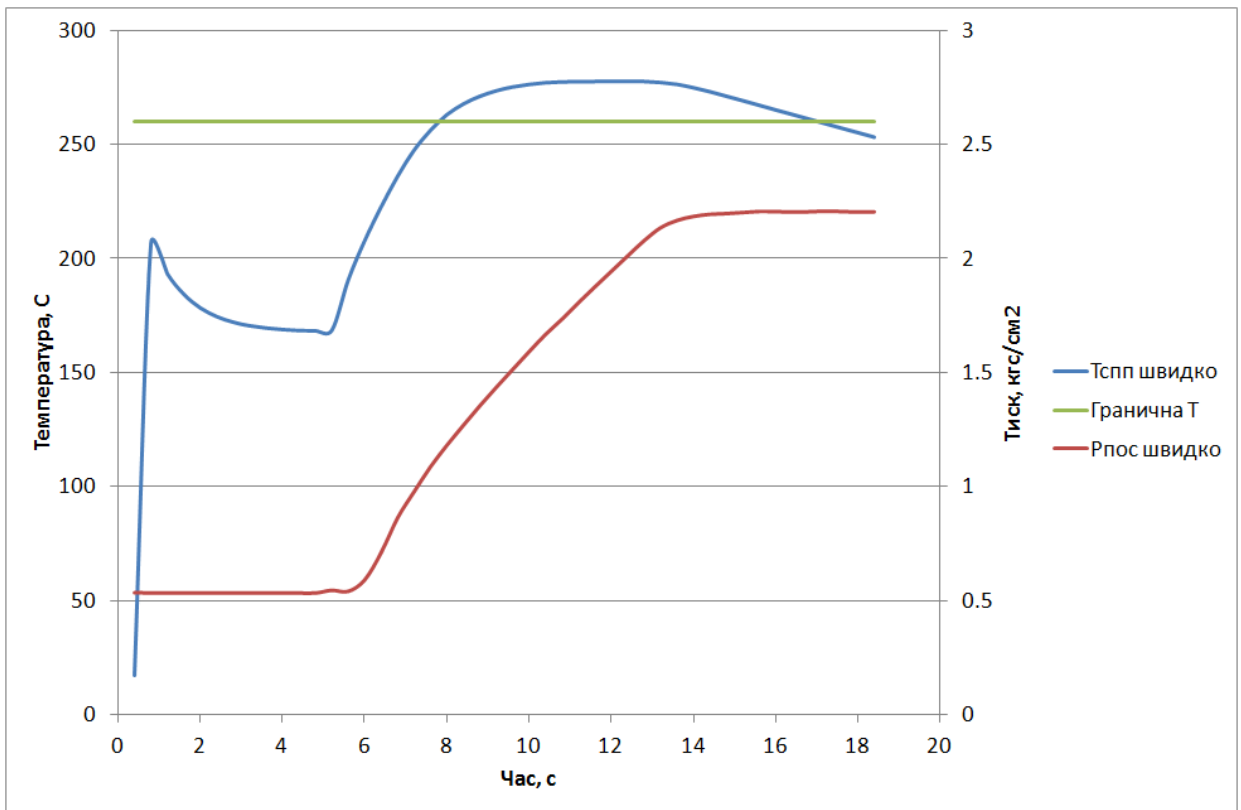


Рис. 4.9. Моделювання роботи систем при швидкому відкритті крану-регулятора ПОС

При швидкому відкритті крану-регулятора ПОС температура в СПП перевищує граничне значення. Проте, якщо температура в СПП встигне зменшитися до значень які нижче граничних швидше ніж час, який потрібен для підтвердження даної ситуації, відключення системи може і не відбутися.

На даному етапі заміна комплектуючих виробів не є можливою, тому що призведе до значних витрат на перепроєктування, випробування та сертифікацію внесених в систему змін. Менш затратною буде удосконалення алгоритмів керування системи, тобто удосконалення програмного забезпечення електронних блоків систем керування СПП та ПОС. Даний вид модернізації потребуватиме тільки виконання декількох випробувальних польотів для підтвердження правильності функціонування зміненого програмного забезпечення та уточнених алгоритмів керування.

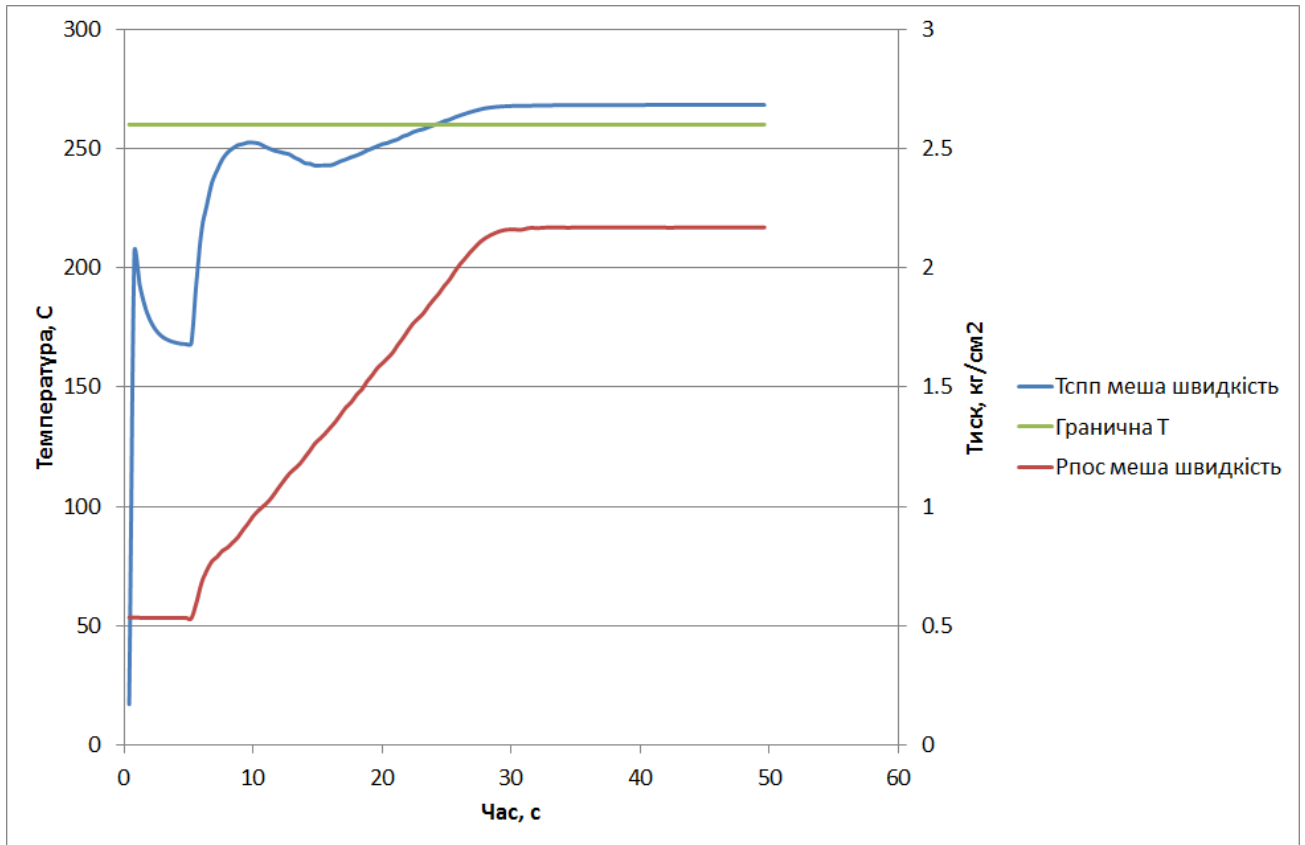


Рис. 4.10. Моделювання роботи систем при заклинюванні заслонки крану-регулятора холодного повітря через теплообмінник

Запропоновано два можливі рішення. Під час відкриття крану-регулятора ПОС, система керування ПОС відстежує значення похідної функції зміни температури повітря в СПП, що поступає в контролери ПОС від контролерів СПП, та прогнозує значення температури через певний проміжок часу. При перевищенні спрогнозованої температури допустимої система керування ПОС припиняє відкриття крану-регулятора, або зменшує швидкість його відкриття щоб забезпечити певне значення похідної. Результати моделювання запропонованих алгоритмів наведені на рисунках 4.11 - 4.17.

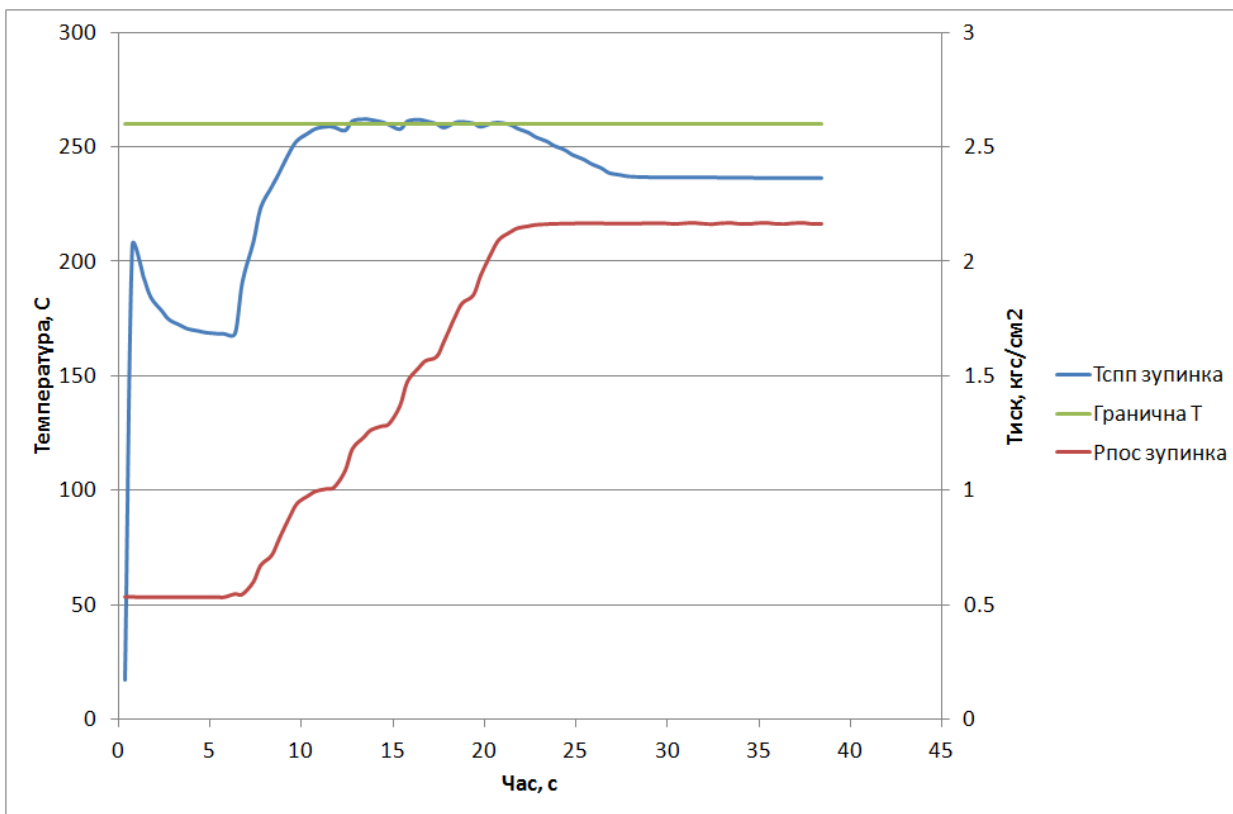


Рис. 4.11. Моделювання системи при зупиненні відкриття крану-регулятора ПОС при швидкому відкритті крану-регулятора.

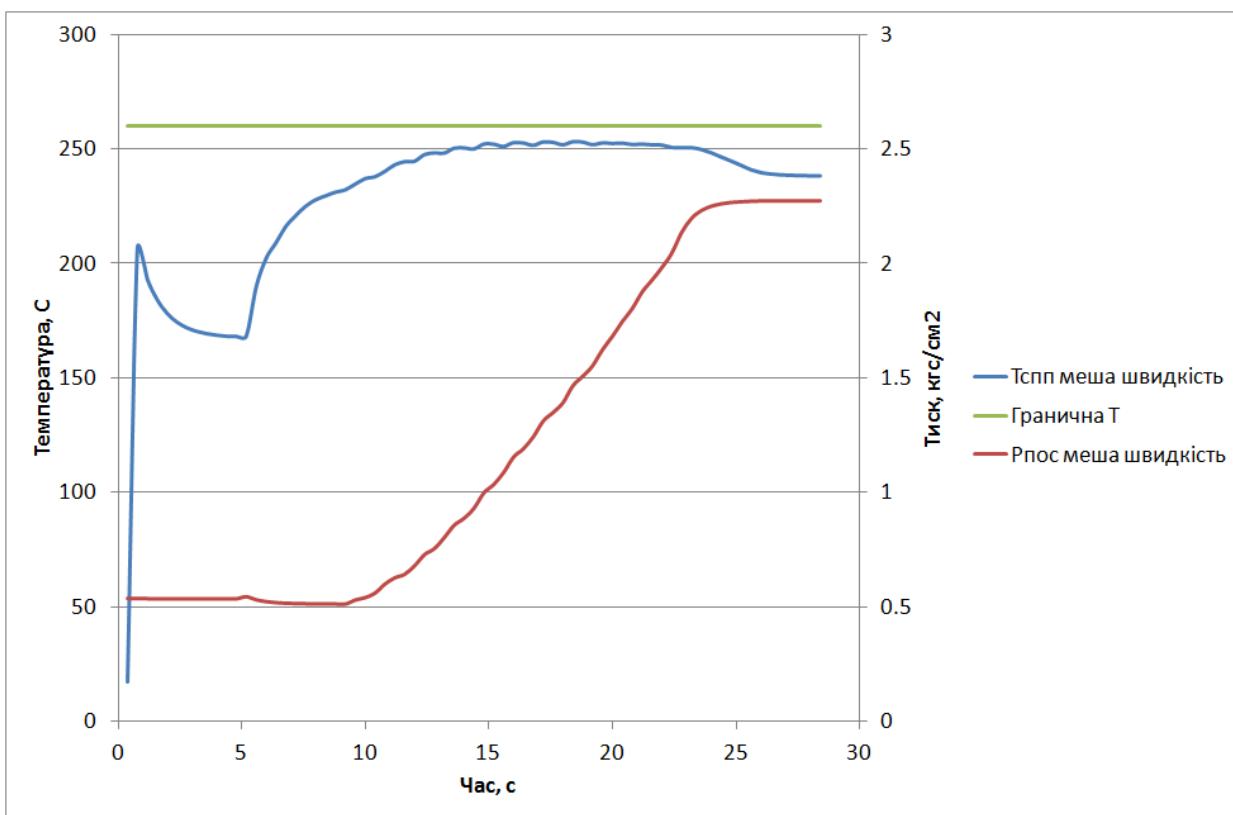


Рис. 4.12. Моделювання системи при обмеженні похідні температури СПП за часом при швидкому відкритті крану-регулятора.

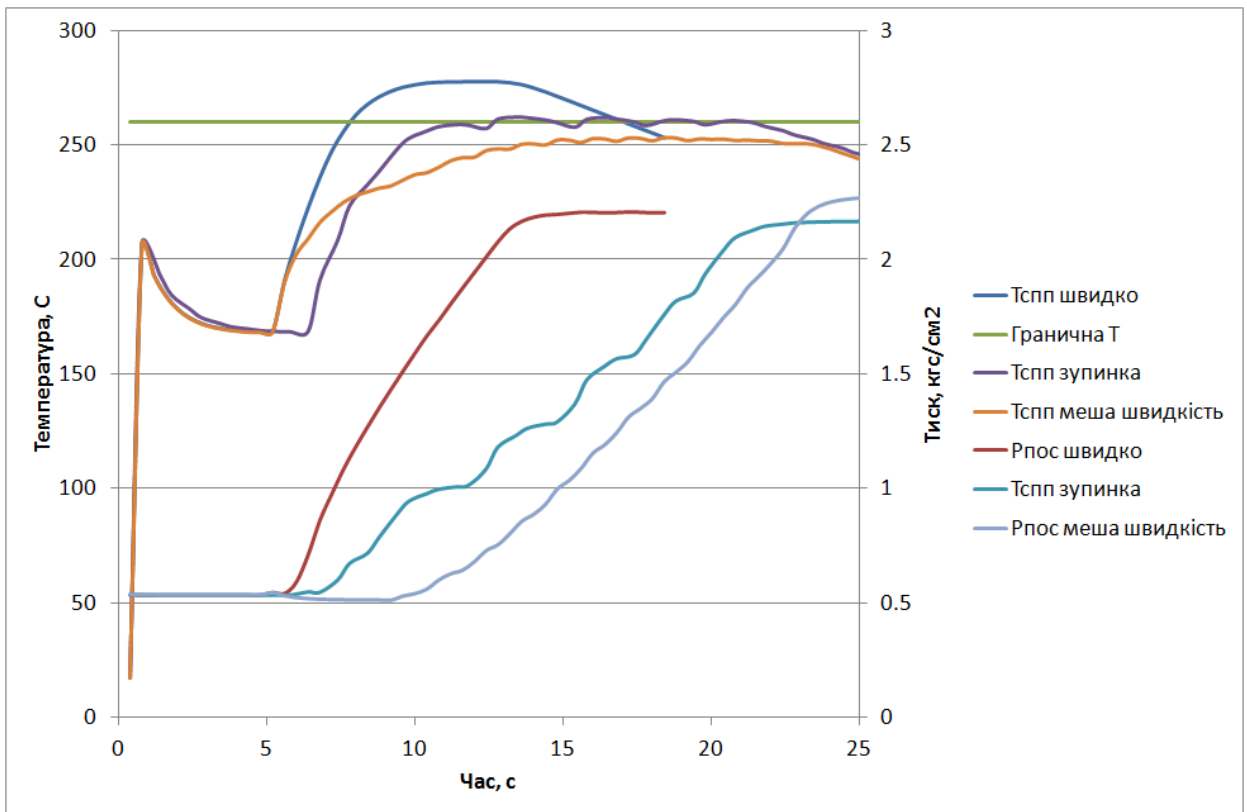


Рис. 4.13. Порівняння запропонованих алгоритмів керування системою з поточними при швидкому відкритті крану-регулятора.

Приведені на рисунку 4.13 результати моделювання показали, що алгоритм зупинки відкриття крану-регулятора ПОС дозволяє швидше досягти потрібного значення тиску в системі, а алгоритм, що обмежує значення похідної має більш плавну зміну тиску в системі, що може бути доцільніше, оскільки при швидкій зміні параметрів повітря в СПП можлива некоректна робота інших пневматичних систем, які в даній роботі не розглядаються.

Температура в СПП з використанням даних алгоритмів може короткочасно перевищувати критичне значення після чого швидко зменшується.

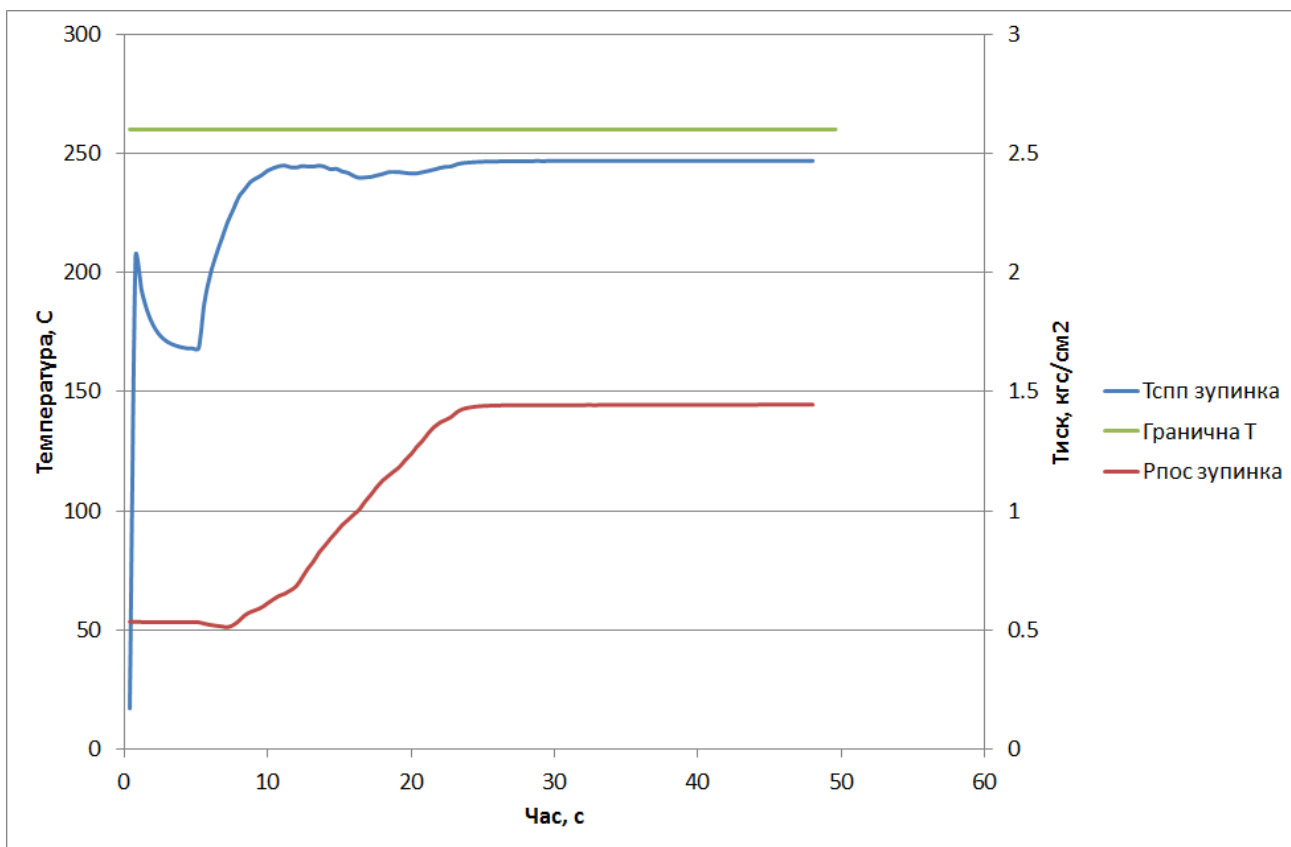


Рис. 4.14. Моделювання системи при зупиненні відкриття крану-регулятора ПОС у випадку заклинювання регулятора продувки.

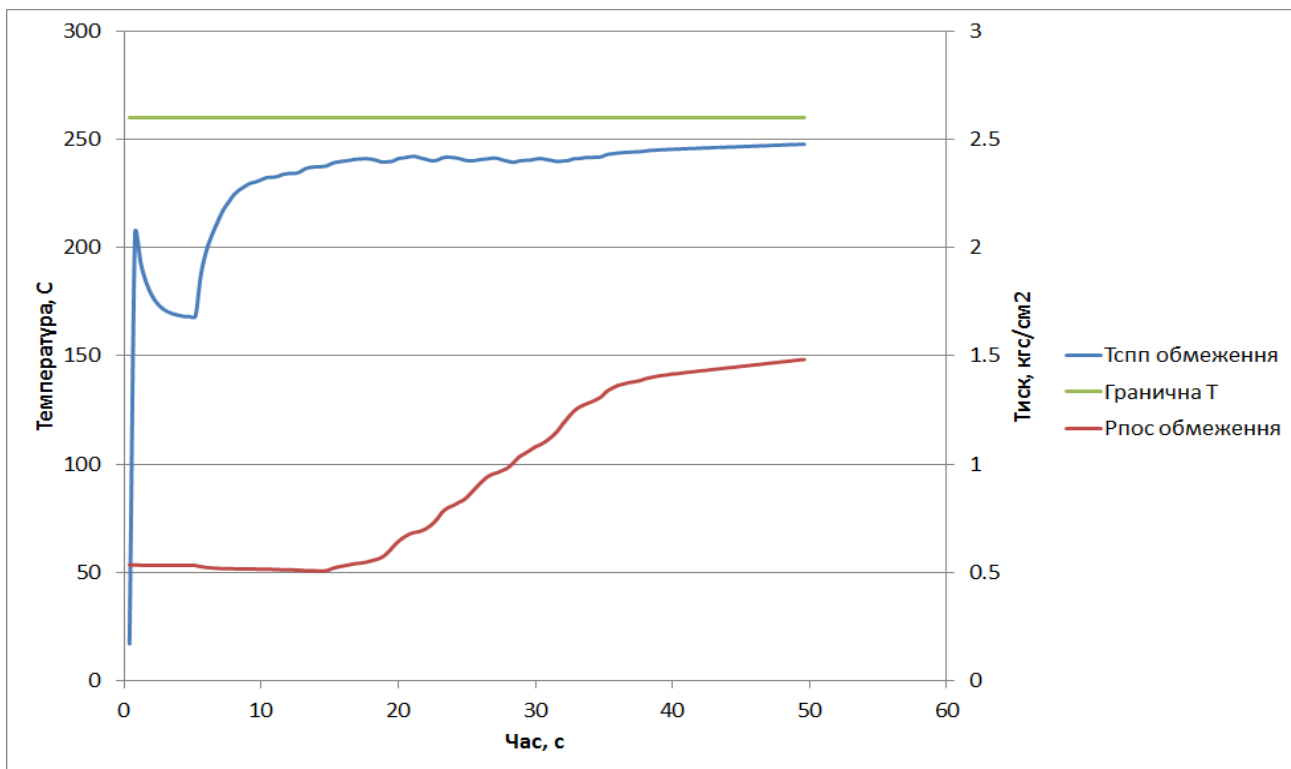


Рис. 4.15. Моделювання системи при обмеженні похідні температури СПП за часом у випадку заклинювання регулятора продувки.

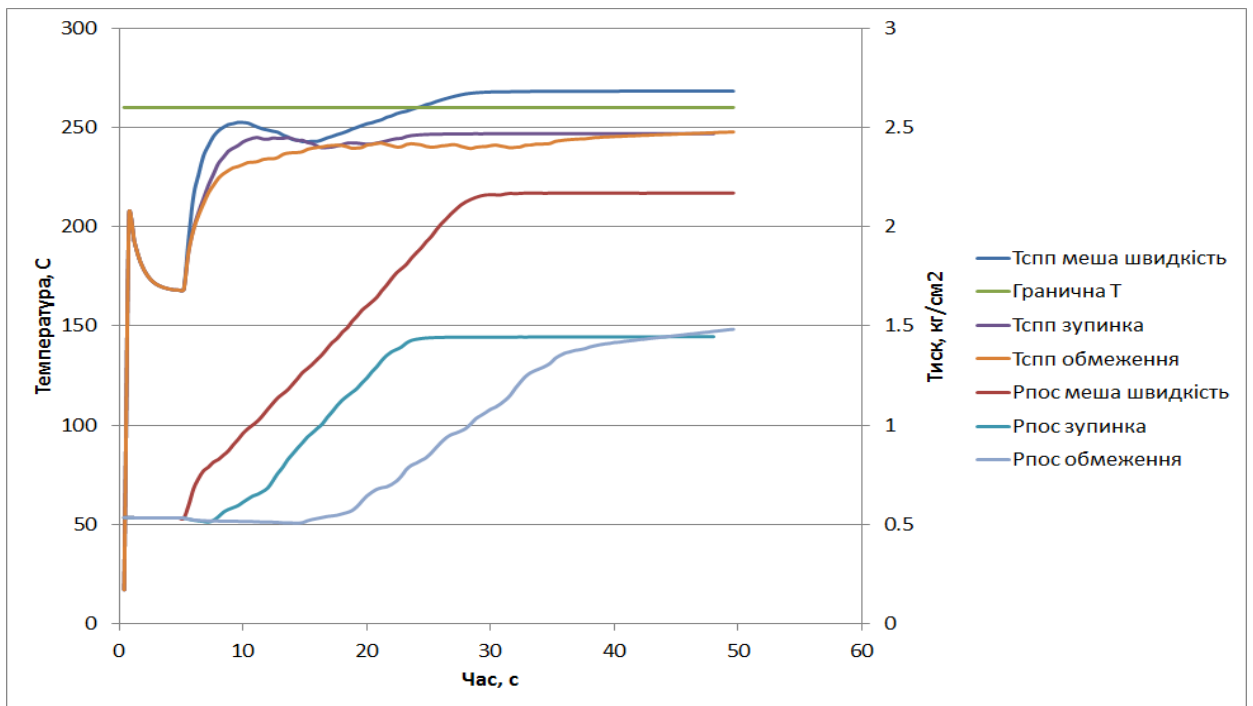


Рис. 4.16. Порівняння запропонованих алгоритмів керування системою з поточними у випадку заклинювання регулятора продувки.

Для випадку заклинювання крану-регулятора холодного повітря через теплообмінник обидва алгоритми не призводять до перевищення температур в СПП вище допустимої. Як видно з рисунку 4.17 тиск в ПОС менше допустимого, що призведе до видачі пілотам інформації про проблеми в ПОС. При цьому СПП вимкнена не буде і відповідно продовжитимуть працювати такі важливі системи, як система кондиціонування повітря, система обдуву скла кабіни екіпажу для запобігання запотівання, необхідне для роботи повітря для яких забезпечує СПП.

Отримавши інформацію про відмову ПОС пілоти, відповідно з діючим керівництвом з льотної експлуатації, повинні вимкнути ПОС та вийти із зони обледеніння, оскільки недостатній обігрів призводить до утворення так званого бар'єрного льоду за зоною обігріву, який на верхній поверхні крила може призвести до зриву потоку та втрати підйомної сили крила вже при швидкостях польоту які необхідні для посадки літака.

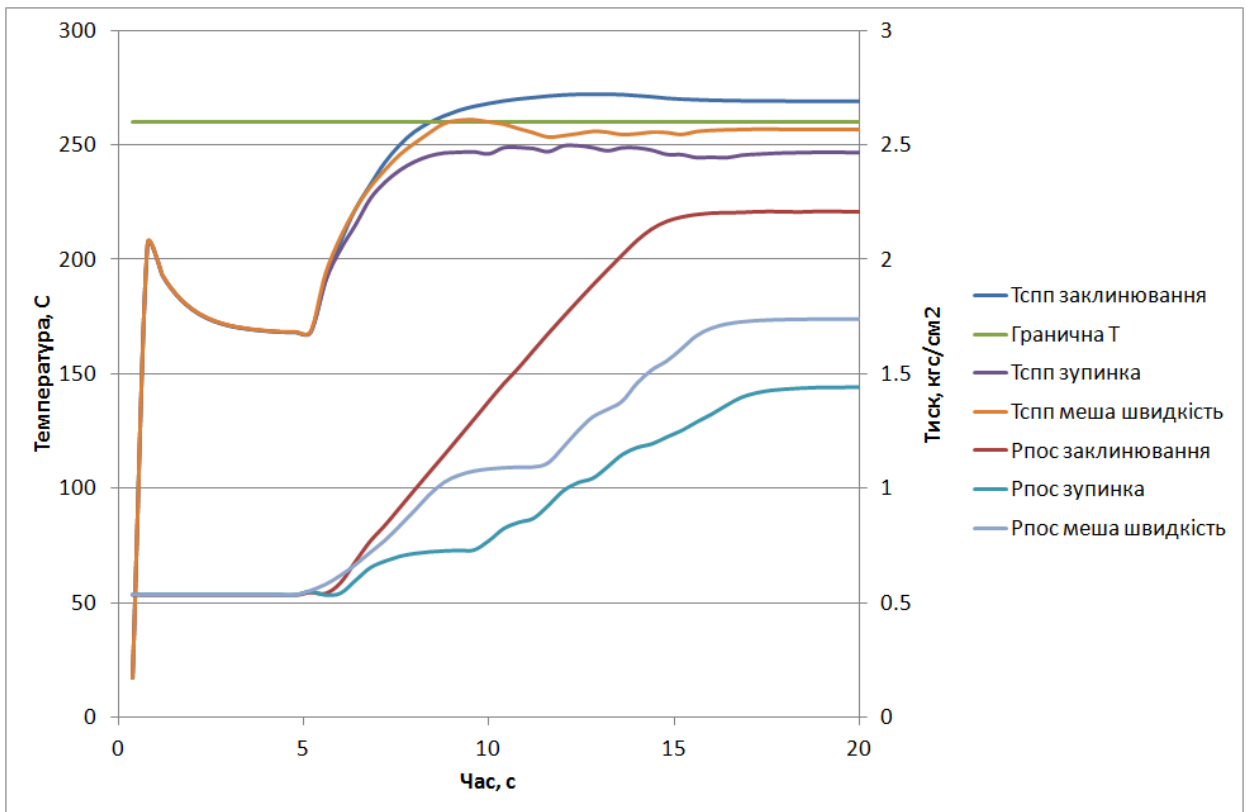


Рис. 4.17. Порівняння запропонованих алгоритмів керування системою з поточними у випадку одночасного заклинювання регулятора продувки і швидкого відкриття крана-регулятора.

4.11. Висновки до розділу 4.

1. Розроблено математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають в системах підготовки повітря та протиобліднювальних системах. Модель включає в себе.

- математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають у перехресно поточному теплообміннику;
- математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають у електропневматичному крані регуляторі;
- математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають у магістральному трубопроводі;
- математичну модель крана-регулятора тиску в СПП;

- математичну модель крану-регулятора температури в СПП;
- математичну модель заслінки відбору від високого ступеня;
- математичну модель підсистеми відбору повітря від двигуна;
- математичну модель систем управління СПП та ПОС.

2. На основі результатів розрахунків за допомогою математичної моделі нестационарних гідравлічних процесів у магістральному трубопроводі показано, що для моделювання нестационарних теплових процесів гідравлічні процеси в пневматичних системах літака можна розглядати як квазістационарні.

3. Запропоноване автоматичне формування граничних та початкових умов для кожної складової моделі загальної моделі.

4. Розроблене програмне забезпечення, що дозволяє виконувати моделювання нестационарних теплових процесів в пневматичних системах літака.

5. Виконано ряд тестових завдань, результати яких дозволили уточнити алгоритми керування пневматичними системами літака, що дозволило підвищити безпеку польоту.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі були вирішені поставлені завдання зі створення математичних моделей та програмних засобів комп'ютерної реалізації, що дозволили моделювати нестационарні теплові та гідравлічні процеси, які протікають в елементах пневматичних систем літака, а саме СПП та ПОС, з урахуванням впливу від систем керування цими системами. В рамках виконаної роботи отримані наступні наукові результати

1. Вперше запропоновано математичну трьохпоточну модель нестационарних тепло-гідравлічних процесів в пластинчастих теплообмінних апаратах, що, на відміну від відомих, враховує теплові втрати в навколишнє середовище, яка заснована на обґрунтованому представленні теплообмінника сукупністю теплопередаючих пластин, для кожної з яких вирішується нестационарне диференційне рівняння теплопровідності, включаючи передачу тепла між пластинами та кожухом теплообмінника, де для теплоносія розв'язується диференційне рівняння тепло переносу. Порівняльний аналіз результатів чисельного та натурального експерименту показав, що розроблена математична модель забезпечує похибку в розрахунку не більше 6 °С, а найменше значення коефіцієнту детермінації становить $R^2=0.88$, що є достатнім для інженерних розрахунків.

2. Запропоновано спосіб визначення параметрів теплового стану теплообмінника на основі розрахунків для кількох пластин, які знаходяться ближче до кришок теплообмінника, що дозволило зменшити час моделювання не менше ніж 5 раз.

3. Удосконалено математичну модель нового електроцифрового пневматичного крана-регулятора. Для кожного агрегату ЕПЦР розв'язується диференційні рівняння нерозривності та зусиль на механічних агрегатах. Для керуючого механізму додатково розв'язується диференційне рівняння електричної енергії для електромагніту. Модель дозволяє визначати кут повороту регулюючої заслінки в залежності від параметрів повітря на вході в

кран та керуючих імпульсів, що надходять від системи керування. На відміну від існуючих моделей удосконалена модель дозволяє враховувати вплив температури навколишнього середовища, аеродинамічних сил, що діють на заслінку. На основі порівняння результатів чисельного експерименту з результатами натурного експерименту визначено, що максимальне відхилення між ними не перевищує $0,1 \text{ кгс/см}^2$, а найменше значення коефіцієнту детермінації становить $R^2=0.8973$, що є достатнім для практичного використання.

4. Розроблена математична модель теплових та гідравлічних процесів в пневматичному трубопроводі з використанням диференціальних рівнянь збереження маси, імпульсу та енергії по довжині трубопроводу, де враховується розривний режим течії при скачках ущільнення. Результати обчислень за даною моделлю нестационарних гідравлічних процесів показали, що в зв'язку з великою інерційністю теплових процесів достатню для практики точність забезпечується при використанні моделі квазістационарних теплових гідравлічних процесів на основі газодинамічних функцій. Така модель забезпечує суттєве, до 8 раз, прискорення розрахунків.

5. Розроблено математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають в системах підготовки повітря та протиобліднювальних системах. Модель включає в себе.

- математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають у перехресно поточному теплообміннику;
- математичну модель нестационарних теплових та гідравлічних процесів, що протікають у електропневматичному крані регуляторі;
- математичну модель нестационарних теплових та квазістационарних гідравлічних процесів, що протікають у магістральному трубопроводі;
- математичну модель крану-регулятора тиску в СПП;
- математичну модель крану-регулятора температури в СПП;
- математичну модель заслінки відбору від високого ступеня;
- математичну модель підсистеми відбору повітря від двигуна;

- математичну модель систем управління СПП та ПОС.

6. Розроблено методику відпрацювання алгоритмів управління перехідними режимами системи підготовки повітря та протиобліднювальної системи літака. В основі методики – оцінка величини температури за первинним теплообмінним апаратом на протязі часу перехідного режиму. Значення температур отримуються в результаті розрахунку поля температур в ТА, де граничні умови на вході в гарячу лінію визначаються з використанням моделей ЕПЦР: зміна температури за часом за моделлю ЕПЦР переключення між ступеням компресора двигуна, а зміна витрати – за моделлю ЕПЦР ПОС. Значення тиску перед ЕПЦР ПОС визначається на основі гідравлічного розрахунку з використання газодинамічних функцій.

7. Практичне значення:

– Розроблено програмний засіб комп'ютерної реалізації на основі моделі пластинчастих теплообмінних апаратів, що дозволяє оцінити параметри теплообмінника, та на їхній основі вибрати теплообмінний апарат, що може бути встановлений на літаку. Дозволяє оцінити потрібні параметри допоміжної силової установки для здійснення повітряного запуску двигунів.

– Розроблено програмний засіб комп'ютерної реалізації на основі математичних моделей пневматичного крана-регулятора і магістрального трубопроводу, що дозволило відпрацьовувати системи управління краном-регулятором і зменшити обсяг натурних випробувань.

– Розроблено програмний засіб комп'ютерної реалізації для моделювання нестационарних теплових та гідравлічних процесів в СПП та ПОС при їх сумісному функціонуванні, що вперше дозволило формувати алгоритми системи управління для літаків Ан-148, Ан-178, та не потребує оцінки її роботи в льотних випробуваннях на аварійних режимах.

– Надано рекомендації для уточнення алгоритму керування ЕПЦР ПОС для запобігання аварійних відключень СПП літаків АН-148, АН-158 та АН-178, що дозволило підвищити безпеку польотів.

– Розроблено апаратуру для вимірювання параметрів повітря на пневматичних стендах

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕЛЕЛ

1. Hewitt GF. Hemisphere handbook of heat exchanger design / GF Hewitt (Coor. Ed.), EU Schluender (Ed.in-Chief). NewYork: Hemisphere Publ. Corp., 1990.
2. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод), 3-е изд. Ленинград: Энергия, 1977. 256 с.
3. Бажан П.И., Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. Справочник по теплообменным аппаратам. Москва : Машиностроение, 1989. 366 с.
4. Барсуков С.И., Рейзин И.И., Кузнецов В.И. Малые теплообменные аппараты. Томск : Изд-во Том. ун-та, 1993. 208 с.
5. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1981. 143 с.
6. Винничук С.Д. Моделирование процессов в теплообменном аппарате при малом числе экспериментальных данных. *Зб.наук.праць ІПМЕ НАН України*. Вип.13. Київ: ІПМЕ НАН України, 2001. С.86-91.
7. Герасимов П.В., Алексеев В.П., Вайнштейн Г.Е.. Расчет и моделирование аппаратов криогенных установок. Ленинград: Энергоиздат, 1987. – 280 с.
8. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). Москва : Энергоатомиздат, 1984. 296 с.
9. Кичигин М.А., Костенко Г.Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки. Москва: Госэнергоиздат, 1955. 392 с.
10. Ляшков В.И., Черепенников И.А. Тепловой расчет теплообменных аппаратов : метод. указания и варианты расчетно-граф. заданий по теплопередаче для студ. 2 – 4 курсов. Тамбов : ТИХМ, 1991. 48 с.
11. Методы оптимизации параметров теплообменных аппаратов АЭС. Минск : Наука и техника, 1981. 144 с.

12. Борисов Г.С., Брыков В.П., Дытнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Химия, 1991. 496 с.
13. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам: в 2 т. Т.1. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
14. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам: в 2 т. Т.2. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.
15. Lienhard IV, John H., Lienhard V. A heat transfer textbook, 3rd. Cambridge: Phlogiston Press, 2005. – 757 с.
16. Luben Cabezas-Gómez, Hélio Aparecido Navarro, José Maria Saíz-Jabardo. Thermal Performance Modeling of Cross-Flow Heat Exchangers. Springer International Publishing, 2015. 226 с.
17. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. Fundamentals of Heat Exchanger Design. JOHN WILEY & SONS, INC, 2003. 941 с..
18. Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата. Иваново : «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2013. 124с.
19. Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker, Jeffrey D. Spitler. Heating, ventilating, and air conditioning : analysis and design. 6th ed. 2004. 642с.
20. Kuppan Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. Second edition. Taylor & Francis Group, 2013.1260 с.
21. Rohsenow W.M., Harnett J.P., Cho Y.I. Handbook of Heattransfer – 3rd ed. McGraw-Hill. 1998.
22. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). – 2-е изд. Москва : Энергия, 1973. 296 с.
23. Винничук С.Д., Шестаков А.А., Чирва А.А. Идентификация параметров модели тепловых и гидравлических процессов в перекрестнопоточном теплообменнике, основанной на аналогии между

термическими и гидравлическими сопротивлениями. *Электронное моделирование*. 2018. Т. 40, № 4. С. 65–82.

24. Хаузен Хельмут. Теплоотдача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: пер. с нем. Москва: Энергоиздат, 1981. – 384 с.

25. Хоблер, Т. Теплопередача и теплообменники : пер. с пол. Ленинград : Госхимиздат, 1961. – 820 с.

26. Циборовский Я. Процессы и аппараты химической технологии : пер. с пол. под ред. П.Г. Романкова. Ленинград : Государственное научно-техническое издательство химической литературы, 1958. 932 с.

27. Черепенников И.А. Примеры теплового расчета теплообменника : метод. указания. Тамбов : ТИХМ, 1973. 34 с.

28. Яблонский П.А. Проектирование тепло- и массообменной аппаратуры химической промышленности. Ленинград : ЛТИ им. Ленсовета, 1978. 85 с.

29. Кондращенко В.Я., Самойлов В.Д. Автоматизация моделирования сложных теплоэнергетических установок. Киев: Наук.думка, 1987. 183 с.

30. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Москва : Энергия, 1978. 256 с.

31. W.M. Rohsenow, J.P.Hartnett, Y.I. Cho. Handbook of Heat Transfer, 3rd Ed. The McGraw-Hill Companies, 1998. 1501 с.

32. Куличенко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. Киев: Техника, 1990. 165с.

33. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Москва: Наука, 1970. 902с.

34. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: в 2-х т. пер. с англ. Москва: Мир, 1990.

35. John C. Tannehill, Dale A. Anderson, Richard H. Pletcher .Computation fluid mechanics and heat transfer, 2nd ed. Taylor&Francis, 1997. 792 p.

36. Богомолов Е. Н. Численные методы гидрогазодинамики: Учебное пособие. Рыбинск: РГАТА имени П. А. Соловьёва, 2010. 92 с.
37. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости: пер. с англ., под ред. В.Д. Виленского. Москва: Энергоатомиздат, 1984. –152 стр.
38. Чирва А. А. Особенности моделирования теплообменных аппаратов установленных в системах подготовки воздуха самолетов. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2013. Вип. 69. С. 112–117.
39. Крайко А.Н. Теоретическая газовая динамика. Москва: МФТИ, 2007. — 300 с.
40. Хлистун А.И, Бочаров В.П., Ганиев А.З., Терещенко Т.А. Функциональный анализ цифрового регулятора параметров воздуха, отбираемого от компрессора ГТД. *Авиационно космическая техника и технология*. 2011, №8 (85). С. 168–176.
41. Валландер С.В. Лекции по гидроаэромеханике. Учеб. пособие. Ленинград: Изд-во Ленингр. ун-та, 1978. 296 с.
42. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования: Учебник для авиационных специальностей вузов. Москва: Машиностроение, 1978. – 544с.
43. Гильденблат И.А. Влияние структуры потоков на эффективность работы теплообменных аппаратов : учебное пособие. Москва : МХТИ им. Д.И.Менделеева, 1979. 24 с.
44. Гуцин В.А., Матюшин П.В. Математичне моделювання течії рідини . *ПРАЦІ МФТІ*. 2009. Том 1, № 4
45. Деги Д.В., Старченко А.В. Численное решение уравнений Навье – Стокса на компьютерах с параллельной архитектурой. *Вестник томского государственного университета*. 2012 № 2(18). С. 88–98.

46. Юдович В. И. Нестационарные течения идеальной несжимаемой жидкости. *Ж. вычисл. матем. и матем. физ.* Ростов на Дону. 1963. Т.3, номер 6. С. 1032–1066.
47. Дейч М.Е., Зарякин А.Е. Гидрогазодинамика: Учеб. пособие для вузов. Москва: Энергоиздат, 1984. 384 с.
48. Демидович Б.П. Численные методы анализа. Приближение функций, дифференциальные и интегральные уравнения. Москва, 1967г. 368 с.
49. Дульнев Г. Н., Теория тепло- и массообмена. – Санкт-Петербург: НИУ ИТМО, 2012. 195 с.
50. Кочин Н.Е, Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика, ч. 1. Москва: Физматгиз, 1963 г. 584 с.
51. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Москва: Машиностроение, 1988. 360 с.
52. Любимов А.В. Сборник задач по гидродинамике, газодинамике и теории упругости. Москва : МИФИ, 1970. 147 с.
53. Белецкий Е.В., Толчинский Ю.А. Течение неньютоновской жидкости в щелевом канале шнековой машины. *Обладнання та технології харчових виробництв: темат. зб. наук. пр.* Вип. 26. Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського. 2011. 568 с.
54. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учебное пособие для вузов. 10-е изд., перераб. и доп. Ленинград. : Химия, 1987. –576 с.
55. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии : учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. Москва. : Химия, 1987. 496 с.
56. Поливцев В.П. Моделирование процесса истечения сжатого воздуха как идеального и реального газа из емкости постоянного объема для систем пневмоавтоматики. *Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.* Вип. 146/2014. Серія: Автоматизація процесів та управління. Севастополь. 2014. С. 21-28.

57. Розен А.М. Масштабный переход в химической технологии. Разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования. Москва: Химия, 1980. 320 с.
58. Романков П.Г., Фролов В.Ф., Флисюк О.М., Курочкина М.И. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи). Ленинград : Химия, 1993. 496 с.
59. Руновский К.С. Латахин С.И. Элементы нестационарной газовой динамики простые волны. Москва: МАМИ. 2008. 40 с.
60. Сиковский Д.Ф. Методы вычислительной теплопередачи. Новосибирск. 2007. 78 с.
61. Скурин Л. И. Итерационно-маршевый метод решения задач механики жидкости и газа. *Сиб. журн. вычисл. матем.* 1998. Т. 1, номер 2. С. 171–181.
62. Станюкович К.П. Неустановившиеся движения сплошной среды. Москва: Наука, 1971. 856 с.
63. Татосов А.В. Схема расчета нестационарных течений газа в магистральном трубопроводе. *Вестник Тюменского государственного университета №5*. 2003.
64. Флетчер К. Численные методы в динамике жидкостей: В 2 т. Москва: Мир, 1991.
65. Гризун М.Н., Ершов С.В. Численное моделирование многомерных сжимаемых течений с помощью метода Ньютона. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХПІ», 2013. № 13(987). С. 38-46.
66. Годунов С. К. Численное решение многомерных задач газовой динамики. Москва: Наука, 1976.
67. Липницкий Ю. М., Сафронов А. В. Модификация численного метода Годунова для уравнений газодинамики. *Ученые записки ЦАГИ*. Том XLIII. 2012.

68. Ковеня В.М., Чирков Д.В. Методы конечных разностей и конечных объемов для решения задач математической физики. Учебное пособие. Новосибирск: Новосиб. гос. ун-т, 2013г. 87 с.
69. Мареев В.В., Станкова Е.Н. Основы методов конечных разностей. Санкт-Петербург: Изд-во С. Петерб. ун-та. 2012. 64с.
70. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Разностные методы решения задач теплопроводности: учебное пособие. Томск: Изд-во ТПУ, 2007. 172 с.
71. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. Москва: Едиториал УРСС, 2003. 784 с.
72. Самарский А.А., Попов Ю.П. Разностные методы решения задач газовой динамики: Учеб. пособ. Для вузов – 3-е изд., доп. Москва: Наука, 1992. 424 с.
73. Самарский А. А., Николаев Е. С. Методы решения сеточных уравнений. Москва : Наука, 1978. 532 с.
74. Саульев В.К. Интегрирование уравнений параболического типа методом сеток. Москва: Государственное издательство физико-математической литературы , 1960. 324 стр.
75. Холодов А.С. О построении разностных схем с положительной аппроксимацией для уравнений параболического типа. *Журнал вычислительной математики и математической физики*. Т. 24, 1984.
76. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. Москва: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2011. 636 с.
77. Белова О.В., Волков В.Ю., Скибин А.П. Метод контрольного объема для расчета гидравлических сетей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 5.
78. Молчанов А. М., Щербаков М. А., Янышев Д. С., Куприков М. Ю., Быков Л. В.. Построение сеток в задачах авиационной и космической техники. Москва: МАИ, 2013. 260 с.

79. Волков. К.Н. Применение метода контрольного объема для решения задач механики жидкости и газа на неструктурированных сетках. *Вычислительные методы и программирование*. 2005. Т. 6.

80. Шайдуров В.В., Щепановская Г.И., Якубович М.В. Применение метода траекторий и метода конечных элементов в моделировании движения вязкого теплопроводного газа. *Вычислительные методы и программирование*. 2011. Т. 12

81. Чирва А. А. Моделирование нестационарных тепловых процессов в пластинчатых теплообменниках с учетом внешнего обтекания. *Электронное моделирование*. 2014. Т. 36, № 6. С. 109–118. (Входить до міжнародних наукометричних баз Cambridge Scientific Abstracts, Inspec)

82. Чирва А. А. Моделирование нестационарных тепловых процессов в теплообменниках системы подготовки воздуха самолетов с учетом тепловых потерь во внешнюю среду. *Моделювання: XXXIV* : тези доп. наук. – техн. конф., м. Київ, 9-10 січня 2015 р. С. 15.

83. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче . Москва : Госэнергоиздат, 1959. 414 с.

84. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление : справочное пособие. Москва. : Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

85. Кэйс В.М, Лондон А.Л. Компактные теплообменники. Москва: Государственное энергетическое издательство. 1962. 160 с.

86. Лыков А.В. Теория теплопроводности. Москва: Издательство «Высшая школа», 1967. 600 с.

87. Уонг, Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : пер. с англ. Москва :Атомиздат, 1979. 216 с.

88. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. Москва: «Энергия», 1977. 344 с.

89. Steven C. Chapra, Raymond P. Canale. Numerical methods for engineers. 6th ed. p. cm. McGraw-Hill Higher Education, 2010. 960 с.

90. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Изд. 3-е, перераб. Москва: Наука, 1969. 824 с.
91. Винничук С.Д. Особенности формирования второго закона Кирхгофа для задач расчета потокораспределения в распределительных системах сжимаемой жидкости. *Электронное моделирование*. Вып. 6. Т. 30 Киев: ИПМЭ им. Г.Е.Пухова НАН Украины, 2008. С.49-58.
92. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.
93. Anastasia Veloni. Alex Palamides. Controls system problems. Taylor & Francis Group. 2012. 532 с.
94. Врублевский А.Н. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС. *Автомобильный транспорт*. Харків: ХНАДУ, 2006. Вып. 19. С. 138–143.
95. Чирва А. А. Математическая модель гидравлических процессов в пневматическом трубопроводе. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2016. Вып. 76. С. 129–134.
96. Чирва А. А. Математическая модель современного крана-регулятора воздушных систем самолета. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2016. Вып. 77. С. 129–136.
97. Чирва А. А. Моделирование гидравлических процессов в первичном узле охлаждения системы подготовки воздуха. *Моделювання та інформаційні технології: Збірник наукових праць ІПМЕ ім. Г. Є. Пухова НАН України*. Київ. 2015. Вып. 75. С. 33–41.
98. Чирва А. А. Математическая модель пневматического крана-регулятора современных пневматических систем самолета. *Моделювання: XXXV: тези доп. наук. – техн. конф., м. Київ, 15-16 січня 2014 р.* С. 12.
99. Чирва А. А. Моделирование гидравлических процессов электропневматического цифрового регулятора воздушных систем

самолета. *Розвиток інноваційної діяльності в галузі технічних і фізико-математичних наук* : тези доп. міжнародної наук.-практ. конф., м. Миколаїв, 22-24 вересня 2016 р. С. 155.

100. Certification Specifications and acceptable Means of Compliance for large Aeroplanes CS-25. European Aviation Safety Agency. Amendment 16. 12March 2015.

ДОДАТОК А

Впровадження результатів дисертації



ЗАТВЕРДЖУЮ:

Головний конструктор, к.т.н.

В. П. Ішук

24» 09 2018 г.

АКТ

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи працівника ДП «АНТОНОВ» Чирви О.О. «МОДЕЛІ НЕСТАЦІОНАРНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕМЕНТАХ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ПОВІТРЯ ТА ПРОТИБЛІДНОВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЛІТАКА ДЛЯ ВІДПРАЦЮВАННЯ АЛГОРИТМІВ УПРАВЛІННЯ НИМИ» присвячені математичному моделюванню нестационарних теплових процесів, що протікають у пневматичних системах літаків.

Для вказаної роботи були розроблені математичні моделі пластинчатого перехрестнопоточного теплообмінника та удосконалено математичну модель електропневматичного цифрового крану-регулятора. Адекватність моделей підтверджена експериментальними дослідженнями. Розроблені моделі дали можливість відпрацювати алгоритми управління електропневматичним краном-регулятором без проведення стендових випробувань. Модель теплообмінника також використовується для визначення оптимальної конструкції каналів продувки для системи СПП літаків Ан-132 та Ан-178.

За допомогою розробленої математичної моделі нестационарних теплових процесів в СПП і ПОС вирішено проблему оптимізації сумісної роботи алгоритмів управління цих систем, що дозволило запобігти появі аварійних відключень систем на перехідних процесах, тим самим підвищивши безпеку польоту та, відповідно, виключило появу додаткових витрат на усунення наслідків таких ситуацій.

Розроблене для вказаної роботи обладнання та програмне забезпечення вимірювання параметрів повітря використовується при проведенні досліджень на пневматичних стендах.

Робота виконувалась на ДП «Антонов» та в ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України. Результати роботи використовувалися при проектуванні та модернізації літаків Ан-158, Ан-178, Ан-132, Ан-124.

Начальник КВ-17

О. О. Шестаков

Начальник сектору 1774

Г. А. Кутько

Начальник сектору 1757

М. С. Пьянков

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПрАТ

«АВІАКОНТРОЛЬ»



М.М. Дубовський

2018 г.

АКТ

На підприємстві ПрАТ «АВІАКОНТРОЛЬ» було випробуване програмне забезпечення для моделювання нестационарних процесів, що протікають у електропневматичному цифровому крані-регуляторі (ЕПЦР), розроблене працівником ДП «АНТОНОВ» Чирвою О.О. під керівництвом д.т.н. Винничука С.Д.

Представлене програмне забезпечення дозволяє моделювати нестационарні тепло-гідравлічні процеси, що протікають в пневматичних системах літака в яких встановлені ЕПЦР.

Вказане програмне забезпечення використовується при розробці алгоритмів системи керування ЕПЦР, що встановлені в протиобліднювальних системах літаків.

Заст. Головного конструктора

Слізів В.М.

ДОДАТОК Б

Результати повірки установки «ИПВ-1»



Затверджую
Головний конструктор

В.П. Іщук

1.10.18с.

ПРОТОКОЛ

повірки датчиків установки «ИПВ-1»

- 1 **Час проведення випробувань:** 27 липня 20018р., лабораторія ЕДВ-18
 - 2 **Об'єкт випробувань:** Установка вимірювань параметрів повітря «ИПВ-1».
- Перелік встановлених датчиків на установці «ИПВ-1» наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

Тип датчику	Найменування	Діапазон вимірювальної величини	Похибка	К-ть шт.
MPX5700AP	Датчик абсолютного тиску	(15 ... 700) кПа	±2,5% ±0,178 кПа	3
MPX5050DP	Датчик перепаду тиску	(0 ... 50) кПа	±2,5% ±0,0127 кПа	3
MPX5100DP	Датчик перепаду тиску	(0 ... 100) кПа	±2,5% ±0,025 кПа	1
NTC3950	Терморезистор	(0...300) °С	±(1..3)%	16
B57164К (B57164K0104+000)	Терморезистор	(-55...125) °С	±(1..3)%	2

- 3 **Технічна документація.** Технічні описи датчиків, що наведені в таблиці 1.
- 4 **Засоби вимірювання та КПА.**
 - 4.1 Манометри МТИ – 16 кгс/см² кл. 0,4 ГОСТ 2405-80; 1,6 кгс/см² кл. 0,4 ГОСТ 0405-72.
 - 4.2 Термопара хромель-копель з показником А-565.
 - 4.3 Барометричний тиск дня $P_{\text{бар}} = \underline{748}$ мм.рт.ст.

5 Результати випробувань.

5.1 Результати перевірки датчиків, що встановлені на установці «ИПВ-1» наведені в таблиці 2. Для датчиків типу MPX5700AP представлені відносні значення тиску. Для терморезисторів типу NTC3950 представлене мінімальне та максимальне значення, яке було заміряне усіма 16 датчиками.

Таблиця 2

Контрольне значення, кгс/см²	0	1	2,3	3,5	4,7		
MPX5700AP №1	-0.047	0.961	2.216	3.403	4.604		
MPX5700AP №2	-0.047	0.945	2.209	3.395	4.596		
MPX5700AP №3	-0.055	0.976	2.232	3.403	4.581		
MPX5700AP №4	-0.063	0.953	2.216	3.379	4.581		
Контрольне значення, кгс/см²	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,45	0,5
MPX5050DP №1	-0.005	0.092	0.191	0.292	0.393	0.441	0.492
MPX5050DP №2	-0.002	0.094	0.194	0.290	0.395	0.443	0.499
MPX5050DP №3	-0.005	0.094	0.192	0.293	0.390	0.446	0.491
Контрольне значення, кгс/см²	0	0,1	0,3	0,5	0,7	0,8	1
MPX5100DP	-0.002	0.096	0.297	0.497	0.696	0.802	1.001
Контрольне значення, °C	25	41	54	96	125	173	194
NTC3950	23...26	40... 41,7	52... 55	95... 98	123... 127	172... 175	192... 195
B57164K (B57164K0104+000)	24 25	40 42	53 54	95 97	124 126	173 174	194 195

6 Результати випробувань.

6.1 Заміряні датчиками, що встановлені на установці «ИПВ-1», величини тиску та температури знаходяться в межах допуску. Датчики відповідають заявленим на них технічним характеристикам.

Начальник сектору ЕІС-1820



А.Н. Колісниченко

Інженер конструктор 1 к.



З.О. Савченко