

КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ІЛЬЧЕНКО ОЛЬГА ВІТАЛІЇВНА

УДК [621.565:622.457]-047.58

ДИСЕРТАЦІЯ

**Вибір параметрів і математичне моделювання тепломасообмінних процесів
контактних повітроохолоджувачів для підвищення енергоефективності
шахтних турбокомпресорів**

133 – Галузеве машинобудування

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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



О.В. Ільченко

Науковий керівник - **Замицький Олег Володимирович**, доктор технічних
наук, професор

Кривий Ріг – 2024

АНОТАЦІЯ

Ільченко О.В. Математичне моделювання тепломасообмінних процесів в контактних повітроохолоджувачах для підвищення енергоефективності шахтних турбокомпресорів. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» – Криворізький національний університет, Кривий Ріг, 2024.

Дисертаційна праця є закінченим науковим дослідженням, у якому вирішено актуальне наукове завдання, що має важливе практичне значення з підвищення ефективності системи контактного охолодження шахтного турбокомпресора шляхом вибору раціональних параметрів системи.

Метою роботи є зниження питомого енергоспоживання шахтної турбокомпресорної установки при обґрунтуванні раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» за рахунок зниження температури стисненого повітря.

Об'єктом дослідження є тепломасообмінні та гідрогазодинамічні процеси, що протікають у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Предметом дослідження є параметри тепломасообмінних та гідрогазодинамічних процесів, що протікають у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Так на підставі проведеного аналізу літературних джерел виявлено, що пневматична енергія широко застосовується в багатьох галузях промисловості. Поряд із парою, електрикою, механічною й гідравлічною енергією стиснене повітря використовується для автоматизації та механізації різних виробничих процесів. Стиснене повітря є одним із найпоширеніших енергоносіїв на промислових підприємствах, а пристрої, пов'язані з його розподіленням і обробленням, є енергоємною складною промисловою енергетичною системою, від рівня досконалості якої залежать показники технологічних процесів, у яких використовується стиснене повітря. Для виробництва стисненого повітря в

промислових масштабах використовують здебільшого турбокомпресори. Обов'язковою умовою нормальної експлуатації яких є охолодження стисненого повітря. Систему охолодження стисненого повітря використовують не тільки для зменшення витрати енергії, але й для осушення. Процеси, які протікають в ідеальному компресорі: ізотермічний, адіабатний та політропічний. Виявлено, що найважливішою особливістю ізотермічного процесу є те, що робота, яка витрачається на стиснення газу менша, ніж в інших процесах стиснення. Ця особливість визначає економічну доцільність охолодження стисненого газу в компресорах і прагнення наблизитися до ізотермічного процесу. Частіше за все для охолодження використовують кожухотрубні теплообмінники, але при експлуатації турбокомпресорів, обладнаних такими охолоджувачами повітря, відбувається швидке погіршення ефективності охолодження повітря, пов'язане з інтенсивним забрудненням теплообмінних поверхонь повітроохолоджувачів. Це призводить до зміни характеристик неохолоджених секцій, що супроводжується зниженням продуктивності турбокомпресорів і збільшенням їх енерговитрат. Перспективними охолоджувачами є контактні теплообмінники. Одним із найбільш перспективних апаратів контактного охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах є «труба Вентурі – відцентровий сепаратор», так як поєднує в собі інтенсивні тепломасообмінні процеси і відносно невеликий гідравлічний опір. Виявлено, що раціональні параметри контактних повітроохолоджувачів визначено тільки для номінального режиму роботи турбокомпресора при нормальних початкових умовах. Оскільки найбільший вплив на ефективність системи контактного охолодження чинить переріз горловини труби Вентурі, щоб підтримувати раціональну швидкість повітря, запропоновано використовувати трубу Вентурі з регульованим перерізом горловини. Це дозволяє підтримувати мінімальну об'ємну витрату на вході в неохолоджувану секцію турбокомпресора при зміні продуктивності турбокомпресора, а також зміні початкових температури та тиску повітря й температури води. Від витрати охолоджувальної води залежить режим

охолодження стисненого повітря, встановлено що для нормальної експлуатації турбокомпресора та пневматичного обладнання необхідний режим охолодження повітря з одночасним його осушенням. Таким чином необхідно також регулювати витрату охолоджувальної води в залежності від початкових параметрів повітря та води.

У процесі досліджень було розроблено математичну модель раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор», одержано аналітичні залежності для визначення раціонального перерізу горловини труби Вентурі та витрати охолоджувальної води.

Для перевірки адекватності було розроблено лабораторну установку контактного охолодження стисненого повітря. Доведено адекватність математичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів залежно від початкових умов і режимів роботи турбокомпресорів.

Шляхом проведення чисельних експериментів визначено раціональні параметри контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор». На підставі чисельних експериментів отримано експериментально-статистичну модель раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів в залежності від початкових умов і режимів роботи турбокомпресора.

У результаті проведених досліджень розроблено конструкцію та методику розрахунку контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Отже, поставлену в роботі мету було досягнуто за рахунок установлення закономірностей тепломасообмінних і газогідродинамічних процесів, які протікають у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор», що дозволяє встановити їхні раціональні параметри.

Ключові слова: математична модель, тепломасообмінні процеси, контактний повітроохолоджувач, стиснене повітря, шахтний турбокомпресор, енергоефективність.

ANNOTATION

Ilchenko O.V. Mathematical modeling of heat and mass exchange processes in contact air coolers to increase the energy efficiency of mine turbocompressors.

The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of philosophy on a specialty 133 "Mechanical engineering" - the Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih, 2024.

The dissertation work is a completed scientific research in which the actual scientific task of increasing the efficiency of the contact cooling system of the mine turbocompressor by choosing rational parameters of the system is solved.

The purpose of the work is to reduce the specific energy consumption of the mine turbocompressor unit during the production of compressed air by substantiating the rational parameters of the contact air cooling system when using contact air coolers "adjustable venturi tube-centrifugal separator".

The object of the study is the heat-mass exchange and hydro-gas dynamic processes occurring in contact air coolers "adjustable venturi tube-centrifugal separator".

The subject of the study is the parameters of heat-mass exchange and hydro-gas dynamic processes occurring in contact air coolers "adjustable Venturi tube-centrifugal separator".

Thus, based on the analysis of literary sources, it was found that pneumatic energy is widely used in many industries. Along with steam, electricity, mechanical and hydraulic energy, compressed air is used to automate and mechanize various production processes. Compressed air is one of the most common energy carriers in industrial enterprises, and the devices related to its distribution and processing are an energy-intensive, complex industrial energy system, the performance of which depends on the level of perfection of technological processes in which compressed air

is used. For the production of compressed air on an industrial scale, turbocompressors are mostly used. Compressed air cooling is a mandatory condition for their normal operation. The compressed air cooling system is used not only to reduce energy consumption, but also for dehumidification. Processes that occur in an ideal compressor: isothermal, adiabatic and polytropic. It was found that the most important feature of the isothermal process is that the work spent on gas compression is less than in other compression processes. This feature determines the economic feasibility of cooling compressed gas in compressors and the desire to approach an isothermal process. Most often, shell and tube heat exchangers are used for cooling, but when operating turbocompressors equipped with such air coolers, there is a rapid deterioration of the air cooling efficiency, which is associated with intensive contamination of the heat exchange surfaces of the air coolers. This leads to a change in the characteristics of uncooled sections, which is accompanied by a decrease in the performance of turbochargers and an increase in their energy consumption. Prospective coolers are contact heat exchangers. One of the most promising devices for contact cooling of compressed air in turbocompressors is the "venturi tube - centrifugal separator", as it combines intensive heat and mass transfer processes and relatively small hydraulic resistance. It was found that the rational parameters of contact air coolers are defined only for the nominal operating mode of the turbocompressor under normal initial conditions. Since the venturi throat section has the greatest influence on the efficiency of the contact cooling system, to maintain a reasonable air velocity, it is suggested to use a venturi with an adjustable throat section. This allows the minimum volumetric flow rate at the inlet to the non-cooled section of the turbocharger to be maintained as the turbocharger performance changes, as well as the initial temperature and pressure of the air and water temperature. The mode of cooling compressed air depends on the consumption of cooling water, it was established that for the normal operation of the turbocompressor and pneumatic equipment, the mode of cooling the air with its simultaneous drying is necessary. Thus, it is also necessary to regulate the flow of cooling water depending on the initial parameters of air and water.

In the process of research, a mathematical model of the rational parameters of contact air coolers "adjustable venturi tube-centrifugal separator" was developed, analytical dependencies were obtained to determine the rational cross-section of the venturi tube neck and cooling water consumption.

To test the adequacy, a laboratory installation of contact cooling of compressed air was developed. The adequacy of the mathematical model of the rational parameters of contact air coolers depending on the initial conditions and modes of operation of the turbocompressors has been proven.

By conducting numerical experiments, the rational parameters of contact air coolers "adjustable venturi pipe-centrifugal separator" were determined. On the basis of numerical experiments, an experimental-statistical model of rational parameters of contact air coolers was obtained, depending on the initial conditions and operating modes of the turbocompressor.

As a result of the conducted research, the design and method of calculation of contact air coolers "adjustable venturi pipe-centrifugal separator" were developed.

Therefore, the goal set in the work was achieved by establishing the regularities of heat-mass exchange and gas-hydrodynamic processes that occur in contact air coolers "adjustable Venturi tube-centrifugal separator", which allows to establish their rational parameters.

Keywords: heat and mass exchange processes, compressed air, contact air cooler, mine turbocompressor, energy efficiency, control, mathematical model, system, air supply, consumer, adequacy analysis, regulation, selection, parameters

Список публікацій здобувача. Основні положення та результати дисертації опубліковано в таких наукових працях:

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Zamytsky, O.V., Ilchenko, O.V., Goliver, N.O., Bondar, N.V. (2023). Optimization Mathematical Model of a Contact Air Cooler for a Mine Turbocompressor. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 5, 85-92 (Входить до переліку міжнародної наукометричної бази Scopus). doi:10.33271/nvngu/2023-5/085;

2. Замицький, О. В., Ільченко, О.В. (2021). Дослідження сучасних методів охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах. *Вісник Криворізького національного університету*, 53, 107-112. doi: 10.31721/2306-5451-2021-1-53-107-112;

3. Замицький, О.В., Громадський, В.А., Ільченко, О.В. (2022). Вибір конструкції змішувача контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора. *Вісник Криворізького національного університету*, 54, 33-37. doi:10.31721/2306-5451-2022-1-54-33-37;

4. Замицький, О. В., Ільченко, О.В. (2024). Розробка рекомендацій по впровадженню контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, 1, 25-31. doi:10.31649/1997-9266-2024-172-1-25-31.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

5. Замицький, О.В., Ільченко, О.В. (2021). Використання стисненого повітря на промислових підприємствах. *Актуальні питання енергоефективності гірничо-металургійного виробництва: всеукраїнська науково-практична конференція студентів та молодих учених*, 53-54. Retrieved from <http://aespt.knu.edu.ua/science/topical-issues-energy-efficiency-mining-metallurgical-production/>;

6. Замицький О.В., Ільченко О.В. (2021). Вимоги до стисненого повітря. *Актуальні питання енергоефективності гірничо-металургійного виробництва: всеукраїнська науково-практична конференція студентів та молодих учених*, 54-55. Retrieved from <http://aespt.knu.edu.ua/science/topical-issues-energy-efficiency-mining-metallurgical-production/>;

7. Zamytsky, O.V., Goliver, N.O., Ilchenko, O.V. (2022). Global energy crisis as the critical scientific problem. *Молодий науковець XXI століття: всеукраїнська науково-практична конференція студентів, магістрантів і молодих*

дослідників із міжнародною участю, 127-129. Retrieved from <https://drive.google.com/file/d/1s36C0xcXMHYZCb7PR-JHjvKHXuLhwbGq/view>;

8. Ільченко, О.В., Сербіна, А.О. (2022). Охолодження газу в турбокомпресорах. *Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення: міжнародна наукова інтернет-конференція*, 73. Retrieved from <http://www.konferenciaonline.org.ua/us/article/id-807/>;

9. Ільченко, О.В., Сербіна, А.О. (2023, травень 26). Дослідження конструкцій скрубєрів Вентурі. *Технологія-2023*, 26, 228-230. Retrieved from <https://dspace.snu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/c0305f36-acf6-4118-98a4-2ee2978b5278/content>

10. Замицький, О.В., Ільченко, О.В. (2023). Контактне охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах. *Проблеми сучасної енергетики і автоматики в системі природокористування*, 10, 147-148. Retrieved from https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u351/zbirnik_2023.pdf;

11. Замицький, О.В., Ільченко, О.В., Сербіна, А.О. (2023, жовтень 19-20). Ефективність роботи шахтних турбокомпресорів. *Modern Movement of Science*, 15, 222-224. Retrieved from <http://www.wayscience.com/wp-content/uploads/2023/10/Conference-Proceedings-October-19-20-2023.pdf>;

12. Замицький, О.В., Ільченко, О.В., Сербіна, А.О. (2023, жовтень 19-20). Конструкція контактних повітроохолоджувачів турбокомпресора з регульованою горловиною. *Modern Movement of Science*, 15, 224-225. Retrieved from <http://www.wayscience.com/wp-content/uploads/2023/10/Conference-Proceedings-October-19-20-2023.pdf>;

13. Замицький, О.В., Ільченко, О.В., Авдюхін О.А. (2023, листопад 16-17). Очищення стисненого повітря для пневмосистем. *Progressive Opportunities and Solutions of Advanced Society*, 79-80. Retrieved from <http://www.wayscience.com/wp-content/uploads/2023/11/Conference-Proceedings-November-16-17-2023-1.pdf>

ЗМІСТ

	ВСТУП	15
1	АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ В ШАХТНИХ ТУРБОКОМПРЕСОРАХ	21
1.1	Вимоги до стисненого повітря	21
1.2	Методи охолодження стисненого повітря в шахтних турбокомпресорах	24
1.2.1	Внутрішнє охолодження	26
1.2.2	Зовнішнє охолодження	30
1.2.3	Комбіноване охолодження	31
1.2.4	Контактне охолодження	32
1.3	Конструкції повітроохолоджувачів турбокомпресорів	33
1.3.1	Конструкції систем внутрішнього охолодження турбокомпресорів	33
1.3.2	Конструкції систем зовнішнього охолодження турбокомпресорів	34
1.3.3	Конструкції систем контактного охолодження турбокомпресорів	36
1.3.4	Конструкції труб Вентурі з регульованою горловиною	43
1.4	Методи розрахунку контактного тепломасообміну в повітроохолоджувачах турбокомпресорів	47
1.5	Особливості експлуатації та режими роботи шахтних турбокомпресорів	48
1.6	Вплив факторів на енергоефективність при експлуатації шахтних турбокомпресорів	50
	Висновки до розділу 1	51
2	РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКТНИХ	

	ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ «РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ-ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР»	54
2.1	Загальна методика подальших досліджень	54
2.2	Модель апарату контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора	57
2.3	Розроблення математичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»	58
2.3.1	Раціональний переріз горловини труби Вентурі	59
2.3.2	Раціональна витрата води	67
2.4	Аналітична перевірка адекватності моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі- відцентровий сепаратор»	69
	Висновки до розділу 2	71
3	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКТНИХ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ «РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ-ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР»	72
3.1	Методика лабораторних експериментів	72
3.2	Результати експериментів та аналіз отриманих даних	78
	Висновки до розділу 3	88
4	ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКТНИХ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ «РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ- ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР»	89
4.1	Проведення чисельних експериментів на математичній моделі раціональних параметрів контактного ППО-1	89
4.2	Проведення чисельних експериментів на математичній	

	моделі раціональних параметрів контактного ППО-2	94
4.3	Побудова експериментально-статистичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»	99
4.3.1	Раціональний переріз горловини труби Вентурі	99
4.3.2	Раціональна витрата води	106
	Висновки до розділу 4	111
5	РОЗРОБЛЕННЯ РЕКОМЕНДАЦІЙ З УПРОВАДЖЕННЯ КОНТАКТНИХ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ «РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ-ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР»	113
5.1	Конструкція контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»	113
5.2.	Система водопостачання	115
5.3	Рекомендації щодо вибору обладнання для контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»	117
5.4	Методика розрахунку контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»	118
5.4.1	Перевірний розрахунок раціонального перерізу горловини труби Вентурі	123
5.4.2	Перевірний розрахунок раціональної витрати води	129
5.5	Обґрунтування економічної ефективності контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»	132
5.5.1	Розрахунок капітальних затрат	132
5.5.2	Визначення річної економії	133
5.5.3	Визначення та аналіз показників економічної	134

ефективності

Висновки до розділу 5 135

ВИСНОВКИ 136

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 139

ДОДАТКИ 146

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. У наш час галузь застосування стисненого повітря досить велика. Стиснене повітря використовується у вугільних шахтах і гірничій справі, в металургії, у машинобудуванні, у нафтовій промисловості, для транспорту і зв'язку, у будівельній справі. Крім того, стиснене повітря застосовується в енергетичній, хімічній, поліграфічній, холодильній та харчовій промисловості, в авіаційній, морській і військовій справі. Стиснене повітря необхідне у вимірювальній техніці і в пристроях автоматичного регулювання [1].

Основним джерелом стисненого повітря на гірничих підприємствах слугують багатоступінчасті турбокомпресори. Від ступеня досконалості компресорного обладнання багато в чому залежить ефективність реалізованих технологічних процесів. Одним із шляхів зниження питомого енергоспоживання при стисканні повітря є наближення процесу стиснення до ізотермічного. Це можливо за рахунок застосування охолоджувачів повітря.

Повітроохолоджувачі поверхневого типу, що застосовуються для цих цілей, не завжди забезпечують необхідне охолодження повітря. Це пов'язано, насамперед, із погіршенням їх ефективності через забруднення теплообмінних поверхонь накипними відкладеннями внаслідок відсутності на компресорних станціях водопідготовки. При цьому зростання температури повітря на виході з проміжних охолоджувачів повітря всього на 10 °C призводить до зниження продуктивності шахтного турбокомпресора на 2-4%, питомі витрати електроенергії зростають на 1,5-2%. Внаслідок цього зменшується тиск стисненого повітря у шахтних пневматичних мережах та на пневмоприводах гірничого обладнання, що значно знижує його продуктивність. Більш ефективним є застосування контактних повітроохолоджувачів «труба Вентурі – відцентровий сепаратор», у яких реалізований режим із охолодженням і осушенням стисненого повітря. Цей метод поєднує переваги внутрішнього й зовнішнього випарного способів та не має недоліків.

Установлено, що раціональні параметри контактного повітроохолоджувача визначено тільки для номінального режиму роботи при нормальних початкових умовах.

Найбільший вплив на ефективність системи контактного охолодження чинить швидкість стисненого повітря та витрата води. Щоб підтримувати раціональну швидкість повітря, запропоновано використовувати як змішувача трубу Вентурі з регульованим перерізом горловини та регульованою подачею води (у подальшому регульовану трубу Вентурі). Це дозволяє при зміні продуктивності турбокомпресора, а також зміні початкових температур і тиску повітря та температури води підтримувати мінімальну об'ємну витрату на вході в неохолоджувану секцію турбокомпресора, що відповідає мінімуму питомих енерговитрат. Регульована витрата води дозволяє підтримувати режим охолодження повітря з одночасним його осушенням, що важливо для нормальної експлуатації турбокомпресора.

Отже, установлення закономірностей тепломасообмінних і газогідродинамічних процесів, які протікають у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор», що дозволяє встановити їх раціональні параметри для зменшення питомих енерговитрат, є **актуальним науковим завданням**.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами. Тематика роботи пов'язана із Законом України № 5460-VI від 16.10.2012 «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні», зокрема зі статтею 4, п.1 «Освоєння нових технологій транспортування енергії, упровадження енергоефективних, ресурсозберігаючих технологій, освоєння альтернативних джерел енергії».

Тема дисертації відповідає науковому напрямку кафедри теплоенергетики Криворізького національного університету, а саме є одним із наукових напрямів науково-дослідної роботи «Обґрунтування та вибір раціональних параметрів проміжних повітроохолоджувачів турбокомпресорів» РК№ 0120U002166, 01.04.2020 - 01.04.2023; «Обґрунтування та вибір параметрів

контактних проміжних повітроохолоджувачів турбокомпресора з регульованим перерізом змішувача» РК № 0123U104313, 20.10.2023 - 31.12.2025.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної праці є зниження питомого енергоспоживання шахтної турбокомпресорної установки при обґрунтуванні раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» за рахунок зниження температури стисненого повітря.

Об'єкт дослідження: тепломасообмінні та гідрогазодинамічні процеси, що протікають у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Предмет дослідження: параметри тепломасообмінних та гідрогазодинамічних процесів, що протікають в контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Відповідно до поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести аналіз сучасних методів охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах.
2. Розробити математичну модель раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».
3. Провести лабораторні дослідження для перевірки адекватності математичної моделі вибору раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».
4. Визначити раціональні параметри контактних повітроохолоджувачів шахтних турбокомпресорів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».
5. Розробити конструкцію та методику розрахунку контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Методи дослідження. У праці використовувалися методи: математичного моделювання для отримання характеристик системи контактного охолодження; теорії подібності та розмірностей при виведенні рівняння для визначення раціонального перерізу горловини труби Вентурі та

витрати води; фізичного моделювання при перевірці теоретичних залежностей, одержаних для визначення раціональних параметрів системи охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах; математичної статистики для оброблення результатів лабораторних і чисельних експериментів.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій забезпечуються: аналітичними та експериментальними дослідженнями, проведеними в лабораторних умовах; багаторазовим дублюванням основних експериментів, усередненням експериментальних даних, використанням теорії ймовірності та математичної статистики; зіставленням розрахункових значень з експериментальними даними, розбіжність між якими не перевищує 12% при інтервалі довірчої ймовірності 0,88.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше доведено, що залежність раціональної швидкості повітря від початкових температури води, тиску та температури повітря у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» має лінійний характер. Встановлено, що для першого проміжного повітроохолоджувача раціональна швидкість повинна збільшуватися на 1 м/с зі збільшенням початкового тиску на 20 кПа, зменшенням початкової температури води на 5,5 °С, збільшенням початкової температури повітря на 2 °С. Для другого проміжного повітроохолоджувача раціональна швидкість повинна збільшуватися на 1 м/с зі збільшенням початкового тиску на 40 кПа, зменшенням початкової температури води на 5 °С, збільшенням початкової температури повітря на 2,5 °С.

2. Вперше встановлено, що залежність раціональної витрати води від початкових температури повітря, води та тиску повітря лінійна. Визначено, що для забезпечення режиму охолодження стисненого повітря з одночасним осушенням коефіцієнт зрошення води у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» для першого проміжного повітроохолоджувача повинен зменшуватись більш ніж на 0,1 кг/кг, зі

збільшенням початкового тиску повітря на 0,033 МПа, зі зменшенням температури повітря на 5,6 °С, зі зменшенням температури води на 0,5 °С для. Для другого проміжного повітроохолоджувача коефіцієнт зрошення води повинен зменшуватись більш ніж на 0,1 кг/кг зі збільшенням початкового тиску повітря на 0,037 МПа, зі зменшенням температури повітря на 7,7 °С, зі зменшенням температури води на 2 °С.

Практичне значення отриманих результатів.

На підставі результатів дисертаційної праці:

- розроблено конструкцію контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»;
- розроблено методику розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів контактних повітроохолоджувачів шахтних турбокомпресорів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»;
- розроблено рекомендації щодо вибору обладнання для контактних повітроохолоджувачів шахтних турбокомпресорів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Результати роботи також використовуються в навчальному процесі Криворізького національного університету на кафедрі теплоенергетики та на кафедрі гірничих машин та обладнання для підготовки фахівців за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування та за спеціальністю 144 – Теплоенергетика.

Особистий внесок здобувача. У друкованих працях, опублікованих у співавторстві, особисто здобувачеві належить: [1] – дослідження сучасних методів охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах; [2] – вибір конструкції змішувача контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора; [3] – розроблення оптимізаційної математичної моделі повітроохолоджувача шахтного турбокомпресора; [4] – розроблення рекомендацій щодо впровадження контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів.

Апробація матеріалів дисертації. Результати й основні положення праці здобувачка доповідала та обговорювала на таких заходах: Всеукраїнська науково-практична конференція студентів та молодих учених «Актуальні питання енергоефективності гірничо-металургійного виробництва» (м. Кривий Ріг, 26 листопада 2021 р.); Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, магістрантів і молодих дослідників із міжнародною участю «Молодий науковець XXI століття» (м. Кривий Ріг, 14 жовтня 2022 р.); Міжнародна наукова інтернет-конференція «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення: міжнародна наукова інтернет-конференція» (м. Тернопіль, Україна – м. Переворськ, Польща, 8-9 грудня 2022 р.); XXVI міжнародна науково-технічна конференція «Технологія-2023» (м. Київ, 26 травня 2023); X міжнародна науково-технічна онлайн-конференція «Проблеми сучасної енергетики і автоматики в системі природокористування» (м. Київ, 19 жовтня 2023); XV Міжнародна науково-практична інтернет-конференція «Modern Movement of Science» (м. Дніпро, 19-20 жовтня 2023 р.).

Публікації. Основні результати праці опубліковано в 3 фахових статтях та 1 статті в міжнародній наукометричній базі Scopus, 8 збірниках праць конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел із 70 найменувань, 10 додатків на 54 сторінках. Загальний обсяг роботи складає 200 сторінок, зокрема 124 сторінки основного тексту, 49 рисунків, 14 таблиць.

Роботу виконано на кафедрі гірничих машини та обладнання Криворізького національного університету.

1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ СТИСНЕНОГО ПОВІТРЯ В ШАХТНИХ ТУРБОКОМПРЕСОРАХ

1.1 Вимоги до стисненого повітря

Стиснене повітря широко застосовується в усіх галузях промисловості. Поряд із парою, електрикою, механічною й гідравлічною енергією стиснене повітря використовується для автоматизації й механізації різних виробничих процесів. Галузь застосування стисненого повітря в наш час досить широка.

Стиснене повітря є одним із найпоширеніших енергоносіїв на промислових підприємствах, а пристрої, пов'язані з його розподіленням і обробленням, є енергоємна складна промислова енергетична система, від рівня її досконалості залежать показники технологічних процесів, у яких використовується стиснене повітря [5].

Система подачі стисненого повітря необхідна для централізованого забезпечення промислових споживачів повітрям із необхідними параметрами (витрата, тиск, вологість, температура) відповідно до заданого графіка.

На виробництво стисненого повітря витрачається на металургійних заводах приблизно 5% загальної витрати електроенергії і до 25 - 30% на машинобудівних підприємствах і з гірничодобувній промисловості. Питома витрата енергії при використанні електричного приводу компресорів на виробництво 1 000 м³ стисненого повітря становить від 80 до 140 кВт·год (залежно від тиску стисненого повітря, умов охолодження, типу компресорних машин тощо). При паровому приводі компресорів на виробництво 1 000 м³ стисненого повітря питома витрата умовного палива становить 17 - 20 кг.

З огляду на свої властивості, стиснене повітря суттєво відрізняється від інших енергоресурсів:

1. Стиснене повітря не має власної калорійності, що характеризує обсяги використання пари та теплофікації.

2. Стиснене повітря не має теплотворної здатності, що є основною характеристикою всіх видів палива.

3. Стиснене повітря не використовується в хімічних реакціях як кисень та тверде паливо.

4. З огляду на свою багатокomпонентність, стиснене повітря не може бути використане для утворення захисного середовища, як азот та аргон.

5. Стиснене повітря не має достатньо високої питомої теплоємності (як вода), що характеризує обсяги перекачування технічної води.

6. Стиснене повітря частково, як і електроенергія, використовується в різних за принципом дії приводах для трансформації в механічну роботу.

7. Відмінною особливістю є можливість перетворення кінетичної енергії струменя енергоносія (струменеві пневмоприймачі) у механічну.

Усі ці відмінності зумовлюють специфіку використання стисненого повітря як енергоресурсу. Основною характеристикою ресурсу є здатність до виконання роботи одиницею об'єму при робочих параметрах. Звідси впливає пряма залежність витрати ресурсу з його густини в стисненому стані. Своєю чергою, щільність повітря залежить від тиску й температури.

У зв'язку з розмаїттям функцій, які виконуються стисненим повітрям на підприємствах, до його якості висуваються певні вимоги. Найважливішими показниками якості стисненого повітря є чистота повітря від забруднень механічними домішками, вологість та тиск.

Номінальний тиск і коливання тиску повітря не повинні виходити за межі певних значень, оскільки тільки при дотриманні їх заводи-виробники гарантують надійну роботу апаратів. До різких коливань тиску в розподільній мережі призводить скидання повітря при відключеннях вимикачів. Установки для стисненого повітря в усіх режимах роботи повинні з необхідною швидкістю відновлювати тиск, створюючи умови для безвідмовної роботи апаратів.

Ступінь вологості стисненого повітря має важливе значення [6], так як при високій вологості можлива конденсація її з повітря на повітропроводах і внутрішніх поверхнях механізмів. У холодну пору року волога на вентилях та

клапанах може замерзнути та стати причиною відмови в роботі. На внутрішніх поверхнях деталей волога викликає зниження їхніх ізоляційних властивостей і стає причиною відмови в роботі. Отже, конструкції пневматичних приводів та повітряних систем розраховані на використання в них сухого повітря.

Вміст води у вигляді пари в стисненому повітрі оцінюється його відносною вологістю, що є відношенням маси водяної пари, яка знаходиться в цьому об'ємі повітря, до маси насиченої водяної пари в тому ж об'ємі повітря й за тієї ж температури. Відносна вологість зазвичай виявляється у відсотках. Вона збільшується як при стисканні повітря, так і при зниженні температури. В обох випадках відносна вологість буде підвищуватися, поки не настане стан насичення, тобто стан рівноваги між випаром рідини та конденсацією пари з повітря. Подальше збільшення тиску або зниження температури повітря (а також одночасна зміна цих параметрів) призводить до подальшої конденсації надлишку водяної пари, а відносна вологість, досягнувши 100%, уже не змінюватиметься.

В основу термодинамічного способу осушення повітря покладено явище конденсації води з повітря при його стисненні та охолодженні. У процесі стиснення повітря кількість води в кожній одиниці його об'єму зростає, настає стан насичення, і водяна пара, що міститься в повітрі, частково перетворюється на рідину. Чим нижча температура, до якої він охолоджується, тим більше води випадає в осад. Температура, коли починається утворення конденсату, називається точкою роси. В експлуатації стиснене повітря осушують настільки, щоб точка роси була недосяжна при можливих змінах температури повітря в розподільних пристроях.

Стиснене повітря очищають від пилу та інших механічних домішок, так як вони, потрапляючи на клапани вимикачів, перешкоджають їх щільному закриванню, викликаючи підвищення витoku та відмову в роботі [7].

1.2 Методи охолодження стисненого повітря в шахтних турбокомпресорах

Систему охолодження стисненого повітря використовують не тільки для осушення, але і для зменшення витрати енергії. У [8] розглянуто процеси, які протікають в ідеальному компресорі: ізотермічний, адіабатний та політропічний. Доведено, що найважливішою особливістю ізотермічного процесу є те, що робота, яка витрачається на стиснення газу, менша, ніж в інших процесах стиснення. Ця особливість визначає економічну доцільність охолодження стисненого газу в компресорах і прагнення наблизитися до ізотермічного процесу.

Це означає те, що більшу частину тепла потрібно відводити при стисненні в робочому колесі. Тому зрозуміло, що у відцентровому компресорі майже неможливо досягти ізотермічного стиснення. Тим меншою буде витрата енергії, чим більшим буде дійсний процес наближення до ізотермічного, тобто чим менша температура газу буде підвищуватися в процесі стиснення [9].

Завдяки охолодженню газу в процесі стиснення можна значно зменшити витрату енергії.

У праці А. В. Мурзіна, Ю. А. Цейтліна [10] наведено залежності питомої витрати електроенергії від температури повітря після проміжних охолоджувачів повітря, також показано, що збільшення температури повітря перед другою й третьою секціями турбокомпресора на 5°C призводить до збільшення питомої витрати електроенергії на 1%. При безперервній роботі протягом доби для турбокомпресорів продуктивністю $500\text{ м}^3/\text{хв}$ перевитрата електроенергії складе приблизно $700\text{ кВт} \cdot \text{год}$ на добу. При ступені стиснення 7-8 для того ж випадку в порівняно з продуктивністю при нормальній роботі продуктивність компресора зменшується на 1-2%, тобто продуктивність компресора знижується на 11000 м^3 на добу.

Існують такі методи охолодження повітря в турбокомпресорах: попереднє, внутрішнє й зовнішнє виносне охолодження [20, 19]. Також може застосовуватися комбінація цих способів.

При попередньому охолодженні охолоджувач установлюється перед компресором, таким чином знижується початкова температура газу. При постійній об'ємній продуктивності це збільшує масову продуктивність і збільшує потужність через втрати тиску в охолоджувачі.

Використання попереднього охолодження доцільно при більшій різниці температур охолоджувального середовища й усмоктуваного газу, що досягається при використанні холодильної машини. Це буде невигідно, так як витрата енергії в холодильній машині буде більшою, ніж економія. Тому в гірничій промисловості нині такий спосіб охолодження як самостійний не застосовують [24].

Зменшення роботи стиснення залежить не тільки від інтенсивності та способу охолодження, але й від інших факторів: величини ступеня підвищення тиску, від фізичних властивостей газу, характеру процесу стиснення (від значення політропічного ККД), а також від величини додаткових втрат, які виникають при введенні охолодження.

У [27] при порівнянні роботи, яка витрачається на стиснення без охолодження газу, з ізотермічною роботою передбачалося, що охолодження стиснення газу не призводить до додаткових втрат. Кожен спосіб охолодження пов'язаний із певними додатковими втратами, тож дійсна економія енергії, що витрачається при охолодженні газу, буде меншою, ніж це впливає з графіків. При використанні зовнішнього охолодження виникають втрати тиску в проміжних холодильниках і трубопроводах між компресором і холодильниками. Внутрішнє охолодження призводить до збільшення розмірів корпусу компресора (необхідного для збільшення поверхні охолодження), при цьому виникають додаткові втрати в зворотному апараті й дифузорі. Упорскування рідини порушує течію потоку газу, а це призводить до зниження газодинамічного ККД.

Крім додаткових втрат тиску, також охолодження стисненого газу також пов'язане з іншими недоліками. Проміжні холодильники ускладнюють конструкцію машини та збільшують масу, тому собівартість виготовлення

оохолоджуваних компресорів буде вищою на 20-30% порівняно з неоохолоджуваними. Збільшення витрати оохолоджувальної води підвищує експлуатаційні витрати. Тож при виборі типу компресора для заданих умов роботи в кожному випадку необхідно виконати економічні порівняльні розрахунки для неоохолоджуваного й оохолоджуваного компресорів. Приблизно можна сказати, що при стисканні повітря у відцентровому компресорі недоцільно застосовувати проміжне оохолодження при ступені підвищення тиску, меншому від 3 [27].

1.2.1 Внутрішнє оохолодження

Внутрішнє оохолодження повітря може бути здійснене двома шляхами: упорскуванням у потік повітря оохолоджувальної рідини або газу між робочими колесами (оохолодження упорскуванням) і відведенням тепла від повітря при його русі за напрямними апаратами ступенів.

У праці [28] розглянуто оохолодження газу упорскуванням кисню або азоту в потік газу, який оохолоджується, на вході у ступінь стиснення. Для оцінки ефективності роботи реального компресора було розглянуто кисневий турбокомпресор КТК-12,5/35.

В першому способі найчастіше використовують рідину. При цьому оохолодженні рідина, яка впорскується зазвичай у місці повороту потоку між дифузоров та зворотним напрямним апаратом, випаровується; газ при цьому оохолоджується за рахунок тепла випаровування рідини. Може впорскуватися, наприклад, вода при стисненні повітря, слабкий розчин азотної кислоти при стисненні нітрозного газу, рідкий аміак при стисненні газоподібного аміаку.

Рідина завжди упорскується через декілька форсунок. Кількість цієї рідини регулюється за рахунок переміщення голки. За допомогою нарізаного на голці різьблення рідина отримує обертальний рух, який допомагає їй розпилюватися. Завдяки досить великій величині теплоти випаровування для значного зниження температури газу достатньо невеликої кількості рідини. Максимальна кількість рідини, що впорскується, визначається відносною вологістю газу, яка не повинна перевищувати 100% після випаровування

рідини. Так, при впорскуванні 10 г води на 1 кг сухого температура повітря знизиться на 25 °С [13, 24]. При розрахунку наступного ступеня треба враховувати збільшення продуктивності за рахунок впорскуванні рідини. Також слід мати на увазі те, що внаслідок збільшення вологості змінюються показник адіабати стиснення газу й газова стала.

Можливість зниження температури стиснутого повітря за рахунок впорскування води не безмежна, так як при досягненні температури точки роси випаровування води, а отже, й охолодження повітря припиняється. Наприклад, при абсолютному тиску 0,75 МПа та впорскуванні води понад 70 г на 1 кг сухого повітря мінімальна досяжна температура його становить 92°C [14].

Ефект охолодження впорскуванням води знижується при збільшенні вологості повітря на вході в турбокомпресор.

Водночас, за певних умов, система охолодження впорскуванням води для середніх ступенів стиснення (2,5-3,0) навіть може виявитися більш ефективною, ніж система зовнішнього охолодження [15].

Перевагами цього способу є висока ефективність, простота, а також спрощення конструкції турбокомпресора [13]. Також, крім економії потужності, охолодження впорскуванням порівняно із зовнішнім і внутрішнім водяним охолодженням має низку таких переваг: краще очищення газу від сторонніх частинок сміття, які відносяться газом, промивання повітряних каналів від відкладень періодичним продуванням та посиленням підводом рідини при відкритих дренажних люках.

Теоретично цей спосіб здається дуже вигідним (при невеликих ступенях підвищення тиску особливо), однак при практичній його реалізації стикаються з багатьма труднощами. Для того щоб уникнути порушення потоку газу краплями рідини, яке призводить до зниження ККД, потрібно швидко випаровування рідини на досить короткому шляху. Можна досягти цього, наприклад, впорскувати рідину під дуже високим тиском (приблизно 10 МН/м²) і застосуванням великої кількості форсунок; але і те, й інше практично важко

здійснюється. Тому при охолодженні впорскуванням дійсні результати завжди гірші, ніж при теоретичних розрахунках.

Цей метод охолодження має ще такі недоліки: підвищується вміст вологи повітря, яке виходить із компресора, причому ця волога конденсується в трубопроводі, посилюючи його корозію, необхідне попереднє ретельне очищення впорскуваної води, щоб усунути можливість утворення накипу в просторах турбокомпресора, а також дозування точної кількості впорскуваної води, адже подача надмірної кількості води в турбокомпресор призводить до неповного її випаровування, а отже, посиленого зносу напрямних апаратів і робочих коліс у результаті ерозії [16-19].

Праці [30-36], які присвячені охолодженню стисненого повітря впорскуванням води в ступінь стиснення, повідомляють, що впорскування води невеликої кількості (1-3% від витрати повітря) на вхід у компресор або в різні його ступені є доволі ефективним і недорогим способом зниження відносної потужності, яка витрачається на привід компресора.

Корисний ефект у цьому способі досягається завдяки зменшенню роботи стиснення за рахунок зниження температури повітря, яке стискається при випаровуванні впорскуваної води. Результатом є збільшення ККД установки. Також при використанні «вологого» стиснення в компресорі збільшується ступінь стиснення і стійкість роботи установки.

Насамперед ефективність «вологого» стиснення залежить від швидкості випаровування й теплообміну крапель води з потоком повітря, яка різко зростає при зменшенні ефективного діаметра крапель до 3 мкм, але навіть найсучасніші пневматичні та механічні форсунки не дають змоги розпилити воду краплями з ефективним діаметром менше 10 мкм.

Випаровування води в потоці головним чином відбувається зі змочених поверхонь корпусу і лопатного апарата компресора. Випаровування з поверхні крапель води незначне через їхню інтенсивну сепарацію на корпус. Високий ступінь сепарації на корпус компресора значно зменшує розміри змочених поверхонь проточної частини. Це знижує кількість вологи, яка випарувалася з

поверхні плівки на лопатках. Та кількість води, яка випарувалася, майже не залежить від діаметра крапель у місці впорскування. Кількість усієї води, яка випарувалася, не перевищує 0,1% від кількості повітря (по масі) через компресор. Однак, якщо кількість води, яка впорскується, буде більшою від 0,1%, то решта води витече з лопатного апарата у вигляді плівки на корпусі компресора.

Впорскування води при температурі доквілля понад 15 °C збільшує продуктивність і тиск на виході порівняно з проміжним [37]. Однак при впорскуванні втрати ексергії вищі [38].

Відомий також спосіб роботи багатоступеневого компресора при якому здійснюється подача рідини в проточну частину компресора, у рідину перед введенням у тракт компресора додають поверхнево-активні речовини (ПАР) і хладон. При цьому хладон вибирається таким, щоб його температура кипіння була вищою від температури рідини після першого або групи перших за місцем подання робочих коліс компресора. Температура рідини перед поданням у компресор має бути нижчою температури кипіння хладону. Сутність запропонованого способу роботи компресора полягає в тому що, рідина з домішками ПАР+хладон і температурою, меншою за температуру кипіння, своїми фізичними властивостями мало відрізняється від вихідної, без домішок. У цьому разі хладон не випаровується, а загальна кількість домішок невелика – 1-3% від ваги рідини. Подання такого розчину в компресор дозволяє отримати рівномірне розподілення крапель у потоці повітря за першим робочим колесом або групою перших робочих коліс після місця подання рідини. Однак, надалі через нагрівання повітря при стисканні його в компресорі і, відповідно, крапель рідини відбувається закипання розчинених у рідині речовин та спінювання крапель. Спінені краплі мають велику поверхню – і тим самим інтенсифікується процес випаровування рідини. Крім того, після спінювання легко здійснюється подальший розпад крапель, внаслідок чого процес випаровування буде інтенсифікуватися більшою мірою.

При другому способі охолодження всередині кожного ступеня для відведення тепла від повітря передбачаються порожнини, де протікає охолоджувальна вода. Для поліпшення тепловідведення зазвичай ці порожнини забезпечені перегородками, а напрямні апарати – великою кількістю тонких лопаток, які виконують роль ребер поверхонь охолодження.

Після перших ступенів ефект від внутрішнього охолодження незначний через малий перепад температур між охолоджувальною водою й повітрям. Зі зростанням температури повітря посилюється вплив охолодження, а процес стиснення наближається до ізотермічного [39].

Донедавна охолодження водою, що рухається по каналах машини, застосовувалося дуже широко. Волога з газу при цьому способі зазвичай не випадає, що важливо при стисненні газів, які агресивні у вологому стані. Але щоб створити достатню поверхню охолодження, осьові й особливо радіальні розміри машини необхідно сильно збільшувати. Через збільшення шляху газу знижується газодинамічний ККД. Необхідну поверхню охолодження особливо важко створити при великій об'ємній продуктивності. Недоліками застосування охолодження за допомогою водяних сорочок є складний їх демонтаж та очищення водяних каналів від відкладень накипу. Для турбокомпресорів із внутрішнім охолодженням такого типу характерні збільшені габарити, значно ускладнена конструкція турбокомпресора. Тому останнім часом цей спосіб охолодження застосовується рідко [14, 15].

1.2.2 Зовнішнє охолодження

У сучасних машинах застосовується зовнішнє охолодження. При цьому охолодженні газ після стиснення в секції надходить у проміжний холодильник, де охолоджується водою, а після холодильника газ знову подається в компресор.

У [39] детально розглянуто проблеми проміжного охолодження відцентрового турбокомпресора. Монографію [40] загалом присвячено системам охолодження.

1.2.3 Комбіноване охолодження

У технічній літературі [41] вказується на доцільність використання комбінованих систем охолодження, що дозволяє істотно скоротити витрату води, яка необхідна на відведення теплоти стиснення, а також підвищити економічність і безпеку виробництва стисненого повітря.

У [42] рекомендуються схеми повітряно-водяного охолодження повітря, а саме: послідовне охолодження спочатку в повітряному, потім у водяному охолоджувачах (називається пряма послідовність) і послідовне охолодження у водяному, а потім у повітряному охолоджувачах (називається зворотна послідовність).

При комбінованому охолодженні можна досягнути більш глибокого охолодження стисненого повітря протягом усього року, ніж при окремому повітряному або водяному охолодженні. Для цього протягом року треба змінювати послідовність охолодження або в певний період експлуатації відключати водяний охолоджувач.

Особливістю комбінованого охолодження, на відміну від звичайного повітряного або водяного, є наявність двох охолоджувальних середовищ і охолоджувачів, які послідовно встановлені по тракту руху стисненого повітря [43].

У патенті [44] описується винахід: спосіб охолодження компресованого газу й компресорна установка. Сутність винаходу: у всмоктувальний патрубок проточної частини ступенів стиснення подають частину конденсату, що виділився, і попередньо охолодженого, а іншу його частину подають на нагнітальний патрубок ступенів стиснення, у холодильники газу між ступенями стиснення з можливістю змочування поверхні охолодження. Компресорна установка для цього додатково забезпечена холодильником для охолодження конденсату, пов'язаного своїм входом з усіма конденсатовідвідниками холодильників газу, а виходом – із всмоктувальними та нагнітальними патрубками кожного ступеня стиснення, а також з верхньою частиною конденсатозбірника. Лінії підведення конденсату з холодильників конденсату

до нагнітальних патрубків пов'язані з міжтрубним простором холодильників газу.

Недоліком цього комбінованого способу охолодження газу є недостатній ступінь охолодження газу після ступенів стиснення через високу температуру конденсату, що впорскується (90°C), а також підвищена витрата конденсату. Крім того, при нагріванні конденсату в ступенях стиснення він, випаровуючись, займає додатковий об'єм. Це призводить до того, що в холодильниках газу витрачається додаткова енергія на охолодження конденсату (пара), що випарувався, і на стискання пароповітряної суміші в ступенях стиснення. І це призводить до зниження ефективності роботи установки.

1.2.4 Контактне охолодження

На окрему увагу заслуговує контактне охолодження. Суть контактного охолодження полягає в безпосередньому контакті стисненого повітря та охолоджуючого середовища. Буває зовнішнє та внутрішнє охолодження. Внутрішнє контактне охолодження було розглянуто вище. Тепер розглянемо зовнішнє контактне охолодження. Публікацій на тему зовнішнього контактного охолодження дуже мало.

У праці [29] вперше обґрунтовано, що більш ефективним є застосування контактних повітроохолоджувачів з охолодженням і осушенням стисненого повітря. Цей метод поєднує переваги внутрішнього й зовнішнього випарного способів, але не має їх недоліків. Вода кількістю 1,6 кг на 1 кг повітря впорскується в повітропровід компресора після кожної секції стиснення й забезпечує охолодження повітря до температури від 135°C до 35°C . Завдяки цьому досягається безвипарний режим роботи охолоджувача з мінімальними втратами води з парою. Вода відділяється в спеціальних краплєвловлювачах, які встановлені перед наступною секцією. При такому способі охолодження вода за цих умов (тиску, температури й вологості повітря) може бути нагріта лише до температури мокрого термометра. Основна перевага цього способу – висока інтенсивність теплообміну, так як відсутні роздільні поверхні, які схильні до забруднення накипом.

У праці [44] описано принцип дії контактного повітроохолоджувача, наведено схему промислової експериментальної установки з повітроохолоджувачем ВКС65/8. Також наведено результати промислових випробувань контактного повітроохолоджувача турбокомпресора. Промислові випробування контактної охолоджувача повітря турбокомпресора виконувалися на спеціально розробленій дослідній установці, яка складається з контактної кінцевої повітроохолоджувача ВКС65/8 з системою водопостачання й засобів вимірювання температур, тисків і краплинного виношення рідини. Установка була змонтована в камері кінцевої повітроохолоджувача турбокомпресора №7 типу К500-61-5 на компресорній станції КСЦВ-4 РУ ім. Кірова (КДГМК) у місті Кривому Розі, Україна. У результаті промислових випробувань контактної повітроохолоджувача була підтверджена адекватність раніше отриманих методик розрахунку й теоретичних залежностей, а також працездатність охолоджувача повітря в реальних умовах експлуатації на шахтних компресорних станціях.

1.3 Конструкції повітроохолоджувачів турбокомпресорів

1.3.1 Конструкції систем внутрішнього охолодження турбокомпресорів

Прагнення до компактності та здійснення охолодження після кожного ступеня при одновальній схемі призвели до виникнення різних конструкцій турбокомпресорів з водяними охолоджувачами газу всередині корпусу. Схема проточної частини ступеня з охолоджувачами показано в праці [46]. При такому розміщенні газоохолоджувачів у проточній частині з'являються специфічні елементи проточної частини для підведення та відведення газу:

- напрямний апарат для перетворення циркуляційної течії після дифузора у два плоскі потоки,
- два плоскі коліна для повороту потоку на 180° з одночасним значним розширенням,
- підвідні канали від газоохолоджувачів до наступного ступеня.

Розрахунково-теоретичні та експериментальні елементи проточної частини було досліджено на кафедрі компресоробудування ЛПІ в 1970-ті рр., проведено

випробування модельного ступеня. За проектом кафедри, Науково-дослідний інститут турбокомпресоробудування збудував експериментальний компресор із вбудованими охолоджувачами продуктивністю $160 \text{ м}^3/\text{хв}$. Згодом більш прогресивною було визнано та реалізовано багатовальну схему. Деякі світові виробники мають такі турбокомпресори у виробничій програмі дотепер. Охолодження після кожного ступеня наближає процес до стиснення з постійною температурою, ось чому в західній літературі їх називають "ізотерм - компресорами". Для отримання прийнятних коефіцієнтів витрати останніх ступенів перші ступені ізотерм - компресорів роблять високовитратними, з просторовими осерадіальними робочими колесами. Спільно з охолодженням після кожного ступеня це забезпечує високу ефективність. Компресори загального призначення при п'яти ступенях і чотирьох газоохолоджувачах мають ізотермний ККД до 72% (дані виробників). Але широкого розповсюдження така конструкція не набула через складний демонтаж та очищення водяних каналів від накипу.

1.3.2 Конструкції систем зовнішнього охолодження турбокомпресорів

Для відведення тепла та збільшення ізотермічного ККД машини стиснених газ проходить через проміжні виносні охолоджувачі, які встановлюють біля компресора або під ним у підвалі. Проміжні охолоджувачі найчастіше встановлюються після кожної пари коліс, але в деяких конструкціях охолодження здійснюється після кожного колеса. Наприклад, компресор Isotherm фірми Brown Boveri з охолоджувачами, розміщеними безпосередньо на корпусі машини. Така конструкція покликана прагненням наблизити процес стиснення до найефективнішого ізотермічного процесу. Однак машина виходить важкою та складною за конструкцією. З метою зниження температури стисненого в турбокомпресорі повітря перед його надходженням до блока поділу встановлюються кінцеві охолоджувачі.

Проміжний холодильник – це найчастіше кожухотрубний апарат, який працює під тиском. У цей апарат, який зварений з котельної сталі, вставлено пучок труб. У трубках протікає охолоджувальна вода, а в міжтрубному

просторі – охолоджуваний газ. Кількість проміжних холодильників залежить від типу машини та її призначення, ступеня підвищення тиску. Основна перевага зовнішнього охолодження перед внутрішнім – більш інтенсивне охолодження газу, так як поверхня охолодження може бути набагато більшою. Якщо засмітиться проміжний холодильник з боку води або газу, то немає потреби в тривалій зупинці компресора. У такому разі пучок труб замінюється запасним, а основний пучок підлягає очищенню. Зовнішня поверхня трубок при очищенні обдувається стисненим повітрям або парою, а внутрішня (з боку води) очищається щітками або протягуванням спеціальної каліброваної кульки; також застосовується хімічне очищення. Розміри охолоджувальної поверхні визначаються за середнім температурним напором та кількістю відведеного тепла [46,47].

Ребристі трубки застосовують для збільшення поверхні теплообміну. Ребра та трубки виготовляють із латуні. Хороший контакт між ними досягається паянням у ванні з оловом. Використання ребер не тільки збільшує поверхню охолодження, зменшує масу й розміри холодильника, а ще знижує втрати тиску газу.

Якщо газ містить багато бруду, то застосовують гладкі латунні трубки без оребріння; такі трубки легко очищуються. При стисненні газів, які викликають корозію, використовують луджені трубки з вуглецевої сталі або гладкі трубки з нержавіючої сталі. Трубки еліпсоподібного або краплеподібного перерізу використовують для зниження втрат тиску; щоправда, внутрішні поверхні таких трубок дуже важко чистити. З обох кінців трубки розвальцьовують у трубних решітках. У водяних камерах холодильників за допомогою перегородок у трубних пучках забезпечується багатоголовий рух води.

При стисненні суміші газу й пари або вологого газу, відносна вологість яких збільшується після охолодження, вода часто конденсується в проміжному холодильнику. Тому для відведення конденсату повинен бути передбачений патрубок у нижчій точці газової порожнини холодильника. Конденсат не

повинен потрапляти в машину, тому що це може стати причиною пошкодження ротора.

Але з часом ефективність таких охолоджувачів знижується через забруднення теплообмінних поверхонь. У результаті цього відбувається постійне погіршення охолодження повітря. Також через забруднення ребра труб зростають втрати тиску в апараті, що позначається на ефективності роботи турбокомпресорів.

1.3.3 Конструкції систем контактного охолодження турбокомпресорів

Перевагами контактних теплообмінників над поверхневими є: відсутність відкладень, зниження корозійно-ерозійного зносу та металомісткості, підвищення надійності та температури нагрівання теплоносіїв тощо. Це все зумовлює широке застосування цих апаратів у промисловості та перспективність використання їх в об'єктах нової техніки. Контактні теплообмінники складаються з таких основних елементів: камер нагрівального та нагрівального середовища, пристроїв для розподілення та взаємодії теплоносіїв в об'ємі апарата, корпусу. Також необхідні пристрої подання та відведення теплоносіїв (газодувки, насоси, транспортери тощо) для функціонування теплообмінника. Контактний теплообмінник є системою взаємодіючих елементів, водночас він взаємодіє з агрегатами, які забезпечують подання та відведення теплоносіїв, та з іншими апаратами технологічних систем, в яких цей апарат функціонує. Отже, контактний теплообмінник, будучи елементом технологічних систем, є системою взаємодіючих елементів (процесів).

За конструктивними ознаками контактні теплообмінники поділяють на порожнисті, з трубою Вентурі, барботажні, занурювального горіння, тарілчасті, з нерухомою, рухомою й регулярною насадкою, із зустрічними струменями, із зовнішнім підведенням енергії.

Порожнисті теплообмінники бувають бризкального, розпилювального та інших типів. Теплоносії рухаються в них прямострумом або протитечією. У порожнистих апаратах на кшталт "газ - рідина" при швидкості газів 1-5м/с

гідравлічний опір становить 3,3-10 кПа; тиск у форсунках дорівнює 0,1-3,5 МПа. Різновидом порожнистих теплообмінників є циклонні, з трубою Вентурі, у яких рідина розпилюється потоком. Потік рідини розпорошується у вузькому місці труби з форсунок або зрошує стінки труби. Вартість труби Вентурі невелика, витрата енергії газу значна $-0,05 \text{ кВт/м}^3$. Гідравлічний опір труб Вентурі складає 4-5 кПа. Одним із різновидів таких апаратів є апарат з розподільним диском (плівкоутворювачем), який встановлено в трубу Вентурі. Потоком газу тонка плівка рідини підхоплюється та дробиться. Диск переміщується по осі труби, що дає можливість при зміні витрати газу підбирати оптимальні умови роботи. Недоліком апаратів із трубою Вентурі є відсутність можливості організації протиструминного руху теплоносіїв, але цей недолік частково усувається, коли використовуються багатоступінчасті схеми.

До бризкальних апаратів належать відкриті апарати. У цих апаратах рідина розподіляється за допомогою форсункових або відцентрових розпилювачів і рухається під дією сили тяжіння у вигляді крапель.

Широкого розповсюдження отримали барботажні контактні теплообмінники на кшталт «рідина – рідина», «пара – рідина», «газ – рідина». Одним із різновидів таких теплообмінних апаратів є апарат занурювального горіння.

У промисловості широко використовують барботажні апарати, які не заповнені насадкою та в нижній частині обладнані пристроєм (сопла, перфоровані ґрати, пористі плити та ін.) для диспергування потоку рідини або газу, що надходить знизу. Над цим пристроєм є шар рідини з постійною висотою та через який барботують краплі рідини чи бульбашки газу. Режим в апаратах барботажного типу практично близький до режиму повного перемішування. Унаслідок поперечного й поздовжнього перемішування рушійна сила процесу їх зменшується, а температури теплоносіїв на виході з цього апарата майже однакові. Для того щоб зменшити поздовжнє перемішування здійснюється секціювання барботажних апаратів проміжними ґратами (при цьому ці апарати перетворюються на тарілчасті). Такі апарати

мають низку недоліків: крапельне винесення, великий опір та маленька швидкість газу.

У тарілчастих апаратах один із теплоносіїв надходить у верхню частину теплообмінника й рухається вниз під впливом сили тяжіння від тарілки до тарілки через отвори в них, а інший теплоносіїв переміщається за допомогою сил тиску чи архімедової сили. Однак для теплообмінного апарата велику роль відіграє його гідравлічний опір, при високому значенні енергетичні витрати на транспортування газу стають неприпустимо великими. Тому високий гідравлічний опір тарілчастих теплообмінників обмежує їх застосування.

У насадкових апаратах теплоносії контактують при проходженні через шар нерегулярних насадок різних розмірів, форми, матеріалів. Здебільшого ці апарати мають вигляд як вертикальних колон, у яких теплоносіїв рухається протитечією. У насадкових апаратах «газ – рідина» низькі втрати тиску (1,0–10 кПа) з щільністю зрошення 1–10 м³/(м²·год). Швидкість газу становить 1,0–2,0 м/с. У таких апаратах необхідно використовувати спеціальні сепаратори різних конструкцій через засмічення між елементами насадки та надмірне спінювання рідини. У насадкових апаратах більші швидкості газів (до 3 м/с) досягаються перехресним потоком. При швидкостях газу понад 2,5–3,0 м/с розробляють спеціальні дистрикції – з регулярною насадкою. Недолік насадкових теплообмінних апаратів – складність відведення тепла від насадок. Зазвичай застосовують циркуляційне відведення тепла, використовуючи виносні холодильники. Запропоновані конструкції з внутрішнім відведенням тепла за допомогою поміщених у насадку охолоджувальних елементів не набули поширення.

Теплообмінники із зовнішнім підведенням енергії також мають широке використання. Найчастіше вони застосовуються для систем «рідина-рідина». Це апарати із механічними мішалками у найпростішому варіанті. Використовують також відцентрові, ротаційно-дискові, барабанні та інші апарати з механічним перемішуванням.

При експлуатації та розробленні контактних теплообмінників вирішуються основні завдання: визначення параметрів апарата, що проектується; визначення ефективних режимів роботи діючих теплообмінників; аналіз перехідних та встановлених процесів при керуванні теплообмінником. Можемо виділити й більш часткові завдання:

а) переведення технологічних систем, що включають поверхневі теплообмінники, на використання (там, де це необхідно) більш ефективних контактних теплообмінних апаратів;

б) інтенсифікація процесів контактного теплообміну, створення компактних апаратів (зменшення їх габаритів);

в) збільшення одиничної теплової потужності теплообмінників;

г) створення теплообмінників для утилізації вторинних енергоресурсів, нагрівання та охолодження агресивних та корозійно-активних середовищ для високо- та низькотемпературної техніки;

д) максимальне використання температурного потенціалу гарячого або холодного джерела та підвищення енергетичної ефективності контактних теплообмінних апаратів та установок;

е) мінімізація винесення теплоносіїв та підвищення екологічної ефективності контактних теплообмінників;

ж) оптимізація режимів роботи [48].

У результаті пошуків поліпшення охолодження стисненого повітря розроблено барботажно-розпилювальний апарат [49]. У цьому апараті охолодження відбувається за новим принципом – безпосереднього контакту гарячого стисненого повітря й охолоджувальної води. Зразок апарата, виготовлений у кафедральній майстерні, досліджувався в лабораторії, а в 1968 році – в напівпромислових умовах. Метою цього дослідження було вивчення процесу теплообміну, а також визначення основних характеристик охолоджувального апарату – витрати охолоджувальної води, коефіцієнта теплопередачі, гідравлічного опору проходженню стисненого повітря, ступеня охолодження та інших показників. Охолодження стисненого повітря за

принципом безпосереднього контакту усуває недоліки, які властиві кожухотрубним холодильникам, і має перед ними інші переваги, а саме: менший майже вдвічі гідравлічний опір, більший у кілька разів коефіцієнт теплопередачі, простіший за конструкцією, високий (на 15-20%) ступінь охолодження повітря.

У праці [50] розглядалося застосування впорскування води на вході в компресор для охолодження повітря за допомогою аеротермопресора. В основі роботи повітряного термопреса лежить процес термогазодинамічної компресії (термопресії). Цей процес характеризується підвищенням тиску внаслідок миттєвого випаровування рідини, що вводиться в потік газу, і прискорюється до швидкості, близької до швидкості звуку. При цьому тепло від газу передається на випаровування води, у результаті чого його температура знижується. Але такий спосіб охолодження не підходить для шахтних турбокомпресорів через підвищений вологовміст повітря, що виходить з компресора, причому ця вода конденсується в трубопроводі, посилюючи його корозію. Необхідно ретельне попереднє очищення впорскуваної води для усунення можливості утворення накипу в робочих просторах турбокомпресора.

Контактний охолоджувач повітря [45] включає змішувальний пристрій у вигляді труби Вентурі, сепаратор крапельної вологи й поплавковий регулятор рівня (рис.1.1). Холодну воду з температурою t_{w1} подають у змішувальний пристрій, де вона розпорошується потоком нагрітого повітря з температурою t_{e1} , t_1 за сухим і мокрим термометром, та змішується з ним. В утвореній повітряно-водяній суміші відбувається інтенсивний тепломасообмін, при якому повітря охолоджується до температури за сухим термометром t_{e2} і вологим t_{m2} , а вода нагрівається до температури t_{w2} . У сепараторі крапельна вода центробіжною силою відкидається до периферії та з частиною повітря надходить через кишеню у вільний простір. Там швидкість повітря, зменшуючись, стає нижчою від величини витання крапель, після цього воно зливається з головним потоком сухого охолодженого повітря. Вода, відокремлена в сепараторі, самопливом потрапляє в регулятор рівня, що

забезпечує відведення її в градирню для охолодження з підтримкою гідравлічного затвора.

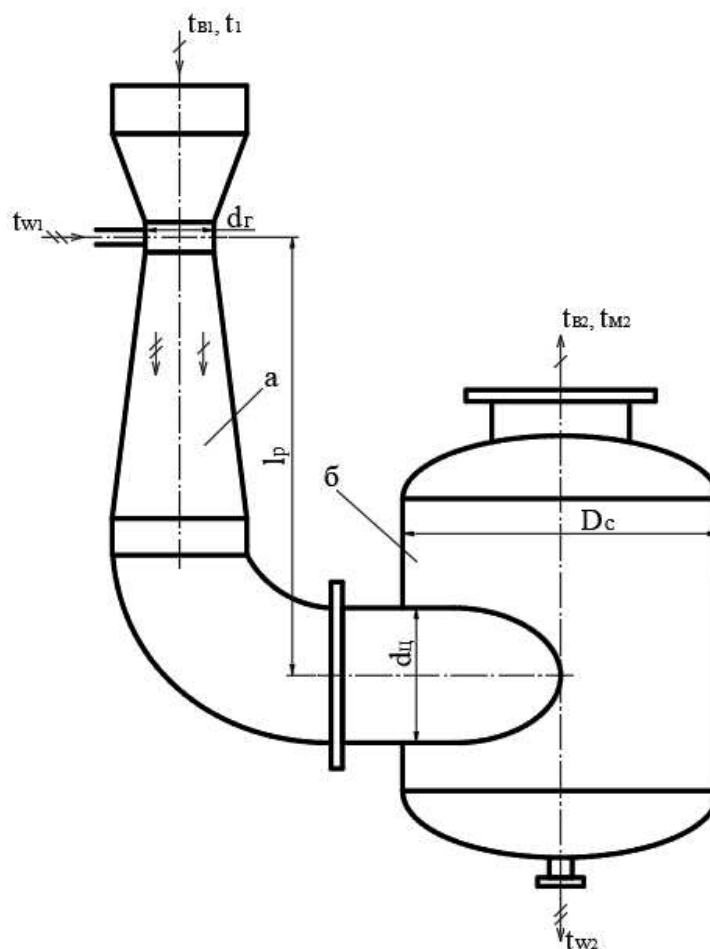


Рис. 1.1 Конструктивні елементи апаратів контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора «труба Вентурі – відцентровий сепаратор» [45]:

а- змішувач «труба Вентурі»;

б-відцентровий сепаратор

У праці [51] виконано зіставлення різних апаратів (форсункова камера, зі зрошувальною насадкою, ударно-пінний, відцентровий) за вказаними показниками ефективності при номінальних режимах роботи апарата кожного типу й однакових початкових параметрах води й повітря. Початкові параметри повітря: температура $t_{B1}=25$ °С, відносна вологість $\phi_1=60\%$. Початкова

температура води $t_{w1} = 5, 15, 85$ °C, що відповідає умовам, характерним для кондиціювання повітря, охолодження конденсаторів холодильних машин і охолодження дизелів.

Для того щоб вибрати найбільш ефективний апарат, було розраховано теплонапруженість перерізу реактивного простору, теплонапруженість об'єму реактивного простору, коефіцієнт ефективності теплообміну та енергетичний коефіцієнт за формулами, представленими в праці [51]. Результати розрахунку наведено в табл. 1.1. Їх аналіз показує, що апарати з відцентровим полем мають кращі, порівняно з іншими, показники інтенсивності та глибини процесів теплообміну, особливо при великих навантаженнях. Так, теплонапруженість об'єму реактивного простору в апаратах з відцентровим полем на 1–2 порядки вища, ніж у більшості апаратів. Причому, в апарата «труба Вентурі-відцентровий сепаратор» нижчі витрати на привід нагнітачів, простіша конструкція, менша металомісткість.

Отже, найбільш перспективним апаратом для системи охолодження турбокомпресорів є апарат «труба Вентурі – відцентровий сепаратор». Такий контактний апарат поєднує досить високу ефективність тепломасообміну із відносно невеликим гідравлічним опором.

Таблиця 1.1

Показники ефективності контактних апаратів [51]

Тип апарату	Показник					
	$t_{w1},$ °C	Е	$Q_f^p,$ кВт/м ²	$Q_v^p,$ кВт/м ³	$Q_v,$ кВт	ε
Форсункова камера	5	0,63	80	30	11	50
	35	0,60	140	60	19	100
	85	0,09	690	280	95	500
З зрошуваною насадкою	5	0,54	60	350	18	35
	35	0,21	60	280	20	40
	85	0,05	370	1900	130	260
Ударно-пінний	5	0,60	90	180	13	12
	35	0,42	120	180	21	13
	85	0,09	700	1200	135	80
Відцентровий	5	0,74	230	2900	27	51
	35	0,64	400	5000	45	84
	85	0,21	4200	52000	480	840

Труба відцентровий сепаратор	Вентурі–	5	0,77	250	2950	29	65
		35	0,68	514	5140	50	98
		85	0,23	4900	53100	510	1100

У результаті аналізу вибрано найбільш ефективний контактний охолоджувач повітря та встановлено, що раціональні параметри контактних охолоджувачів турбокомпресора обґрунтовано для номінального режиму при нормальних початкових умовах, тому потрібні додаткові дослідження для визначення параметрів залежно від режиму роботи та початкових умовах, відмінних від нормальних. До таких параметрів можна віднести переріз горловини труби Вентурі, який визначає швидкість середовища в горловині та крупність подрібнення води й відповідно ступінь охолодження стисненого повітря [2].

1.3.4 Конструкції труб Вентурі з регульованою горловиною

Ефективність контактної системи охолодження «труба Вентурі – відцентровий сепаратор» визначається конструкцією труби Вентурі. Найбільш близькою конструкцією до контактного повітроохолоджувача є скрубери Вентурі. Скрубери Вентурі використовуються для охолодження газів і як високоефективні пиловловлювачі, що забезпечують очищення газу до дуже низької залишкової концентрації пилу.

Існує багато конструкцій труб Вентурі, що відрізняються довжиною горловини й перерізом, компонуванням, способом підведення зрошувальної рідини тощо [2]. Залежно від способу підведення зрошувальної рідини, можна виділити основні типи апаратів: з центральним (форсунковим) підведенням рідини в конфузори (або перед ним); з периферійним зрошенням (у конфузори чи горловині); з плівковим зрошенням; із підведенням рідини за рахунок енергії газового потоку (рис.1.2) [52].

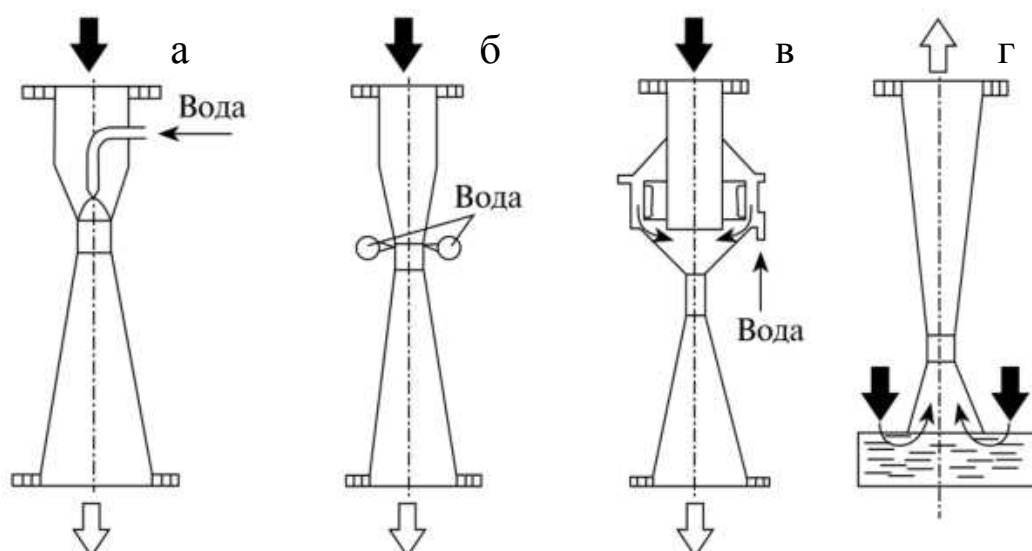


Рис. 1.2. Конструкції труб Вентурі [52]:
а – центральне (форсункове) підведення рідини;
б – периферійне зрошення;
в – плівкове зрошення;
г – безфорсункове зрошення

За видом поперечного перерізу труби Вентурі поділяються на круглі, кільцеві та щілинні. Круглі труби Вентурі застосовують при малих об'ємах газів, які охолоджують. При великих об'ємах газів застосовуються щілинні труби Вентурі з плівковим зрошенням (рис.1.3) або з кільцевою горловиною (рис.1.4) з центральним підведенням зрошення [52].

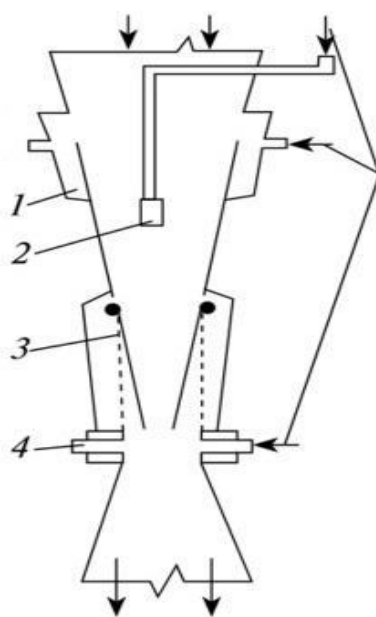


Рис. 1.3. Труба Вентурі з регульованим перерізом щілинної горловини [52]:

1 – кишеня плівкового зрошення; 2 – форсунка; 3 – регулювальні лопаті; 4 – форсунки нижнього ярусу зрошення

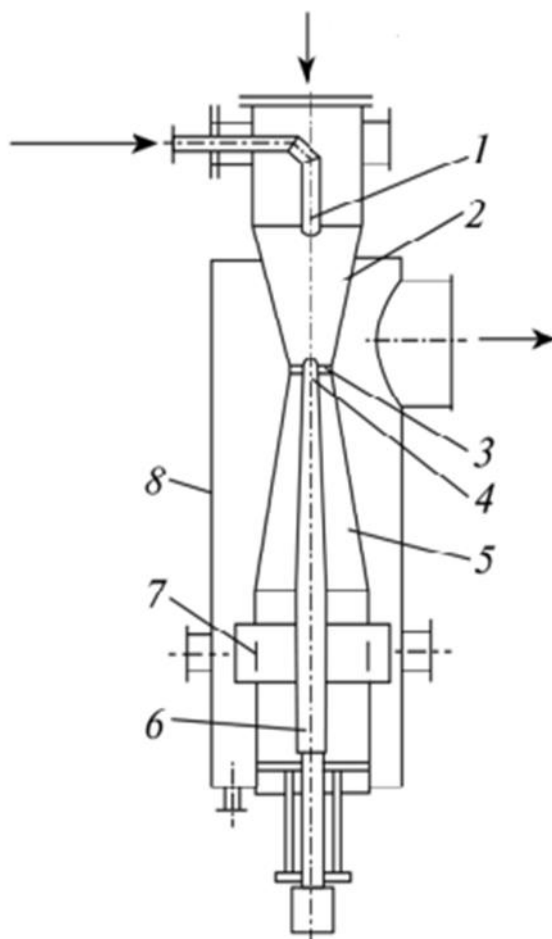


Рис. 1.4. Труба Вентурі з регульованим перерізом кільцевої горловини [52]:

1 – форсунка; 2 – конфузور труби; 3 – горловина; 4 – регулювальний конус; 5 – дифузор; 6 – напрямний шток; 7 – відцентровий краплеуловлювач; 8 – корпус

Так як ефективність контактного охолоджувача «труба Вентурі – відцентровий сепаратор» визначає швидкість газу в горловині, окремий інтерес представляє труба Вентурі з регульованим перерізом горловини. В одному з випадків ідуть шляхом установа в горловині гнучких вставок або шторок із пружно-еластичного матеріалу. ТОВ «Енергосталь», наприклад, розробив конструкцію такої труби з поворотними лопатями. У таких пристроях матеріал

гнучких вставок поступово втрачає свою еластичність – і горловина неадекватно реагує на зміни газового навантаження. При використанні регульованих шторок доводиться використовувати скрубер Вентурі прямокутного перерізу, який менш технологічний у виготовленні, і забезпечувати стійкість конструкції та додаткову жорсткість плоских стінок, оскільки системи газоочищення часто працюють під розрідженням. У праці [53] вибрано трубу Вентурі з прямокутним перерізом і регульованим розміром горловини, регульовальний засіб якої виконано у вигляді поворотних заслонок. Основним недоліком прототипу є ненадійність засобів для регулювання прохідного перерізу горловини труби, що обумовлено конструктивною неможливістю захисту від корозії всіх рухомих деталей механізму регульовального засобу та його приводу, а також складний монтаж при ремонті або їх заміні. Для регулювання площі поперечного перерізу горловини також запропоновано горловини з еластичного матеріалу, що може стискатися під тиском стисненого повітря; труби Вентурі з рухомими стінками, які з'єднані між собою шарнірно, й інші конструкції. Труба Вентурі з еластичною горловиною не набула промислового поширення через значну остаточну деформацію еластичного матеріалу. Регулювання перерізу горловини круглих труб Вентурі в деяких випадках може здійснюватися за допомогою дросельного пристрою.

У конструкції НДІОгаз регулювання перерізу здійснюється в одній площині переміщенням профільних кулачків, насаджених на спеціальні штоки. У цій конструкції регулювання перерізу труби Вентурі здійснюється не тільки в перерізі горловини, але й у початковій ділянці дифузора та в кінці конфузора. Це зроблено для того, щоб винести зрив газового потоку до зони відносно низьких швидкостей. Недоліком конструкції є можливість заклинювання пристрою, що переміщається, у разі утворення відкладень.

В праці [54] наведено схему регульованої труби Вентурі з рухомих конусом, що розташовується по осі труби й може здійснювати зворотно-

поступальний рух за допомогою пневмоциліндра. Така конструкція набула найбільшого поширення та надійніша за всі інші.

1.4 Методи розрахунку контактного тепломасообміну в повітроохолоджувачах турбокомпресорів

У створенні методів розрахунку процесів, що протікають у тепло- та масообмінних апаратах, є два основних напрями. Методи одного з напрямів – визначити сумарну кількість маси й теплоти, передані між середовищами, початкові або кінцеві параметри середовищ, а також витрати в контактному апараті. Методи іншого напрямку дають можливість визначити характеристики середовищ в апараті та локальні показники процесу: діаметри крапель, їх масу, тиск, температуру швидкість та ін. Представлені методи засновані на використанні емпіричних формул, необхідних для розрахунку коефіцієнтів тепло- та масоперенесення та розв'язанні інтегродиференціальних рівнянь балансу маси й теплоти [55]. Як правило, для інженерного розрахунку контактних апаратів використовують методи розрахунку тепло-і масообміну першого напрямку. Цей напрям характеризується великою кількістю різних методів розрахунку контактних апаратів, відображає складність теплофізичної та гідродинамічної обстановки в їх реактивних просторах, відмінність способів формування міжфазової поверхні та її структури, а також неоднорідність її і полідисперсність.

Методи, що стосуються контактних апаратів, можна розбити на п'ять груп.

1. Методи, які використовують коефіцієнти перенесення (коефіцієнти явного теплообміну α , повного теплообміну σ і масообміну β), які віднесені до площі поверхні контакту F і визначені в розмірному вигляді або у складі безрозмірних комплексів [56-59].

2. Методи, які використовують чисельні значення безрозмірних комплексів, що включають як єдину змінну добуток αF , βF , σF [60-62].

3. Методи, які використовують різноманітні коефіцієнти корисної дії або ефективності [63].

4. Методи, що використовують розмірні або безрозмірні величини та не містять коефіцієнтів перенесення α , β , σ , являються відношенням ентальпій, температур або об'ємних показників процесу тепломасообміну [64].

5. Аналітичний метод розрахунку [65].

У праці [51] проаналізовано усі методи та зроблено висновок, що найбільш прийнятними для подальшого розроблення щодо розрахунку контактної системи охолодження є методи розрахунку, які використовують добуток коефіцієнтів перенесення на площу поверхні контакту. Розглянуті методи дають змогу не визначати окремо коефіцієнти перенесення та площі поверхні контакту, що створює великі труднощі при узагальненні експериментальних даних. І в той же час ця група методів дозволяє оперувати реальними, середніми за весь процес значеннями добутку коефіцієнтів переносу на площу поверхні контакту, що дає можливість більш широкого узагальнення даних експерименту порівняно з оперуванням умовними значеннями лінійних розмірів, поверхні контакту, коефіцієнтів перенесення.

1.5 Особливості експлуатації та режими роботи шахтних турбокомпресорів

Освоєні промисловістю турбокомпресори забезпечують продуктивність від 45 до 12000 м³/хв при тиску газу, що стискається від 0,14 до 0,56 МПа. На центральних шахтних компресорних станціях отримали застосування повітряні турбокомпресори К-500-61-5, К-250-61-2 та ЦК-115/9. Продуктивність компресорів відповідно 500, 250 та 115 м³/хв при тиску стисненого повітря до 0,65-0,7 МПа. Як сказано вище, для підвищення енергоефективності шахтних турбокомпресорів використовують системи проміжного охолодження стисненого повітря. Тиск на вході в перший повітроохолоджувач – 0,2-0,25 МПа, на вході в другий повітроохолоджувачів – 0,4-0,55 МПа. Температура стисненого повітря на вході в повітроохолоджувачі складає 100-195 °С в залежності від температури навколишнього середовища.

В умовах шахт повітроохолоджувачі поверхневого типу, що застосовуються для цих цілей, не завжди забезпечують необхідне охолодження

повітря. Це пов'язано з інтенсивним утворенням накипу на внутрішній поверхні труб повітроохолоджувачів (рис.1.5) через високу мінералізацію води в циркуляційній системі водопостачання турбокомпресорів, внаслідок використання відкритої системи охолодження циркуляційної води з градирнею, яка потребує постійного поповнення. А також з утворенням пилово-мастилового пригару на зовнішній поверхні труб та ребер, внаслідок роботи на забрудненому промисловими викидами та кварцитовим пилом повітрі. Наслідком цього є збільшені питомі затрати електроенергії на виробництво стисненого повітря.



Рис. 1.5 Трубний пучок повітроохолоджувача

Зміна коефіцієнта ефективності охолодження повітроохолоджувача η_c представляє собою відношення фактичної кількості тепла, що передається, до максимально можливого, показано на рис. 1.6. Крива 1 отримана в ході промислових випробувань контактного повітроохолоджувача. Крива 2 відповідає даним для повітроохолоджувачів поверхневого типу. Ступенчатий характер кривої 1 пояснюється зниженням ефективності охолодження стисненого повітря внаслідок забруднення накипними відкладеннями внутрішньої поверхні труб повітроохолоджувачів та збільшенням ефективності охолодження внаслідок їх очищення. Термін очистки складає приблизно 1,5-2 місяці. Як видно, середнє за період експлуатації значення коефіцієнта ефективності для охолоджувача повітря поверхневого типу становить не більше 0,47, ефективність контактного повітроохолоджувача при експлуатації практично не змінюється і становить не менше 0,8. Що відповідає зниженню

температури стиснутого повітря в середньому на 40 °С, порівняно з повітроохолоджувачем поверхневого типу.

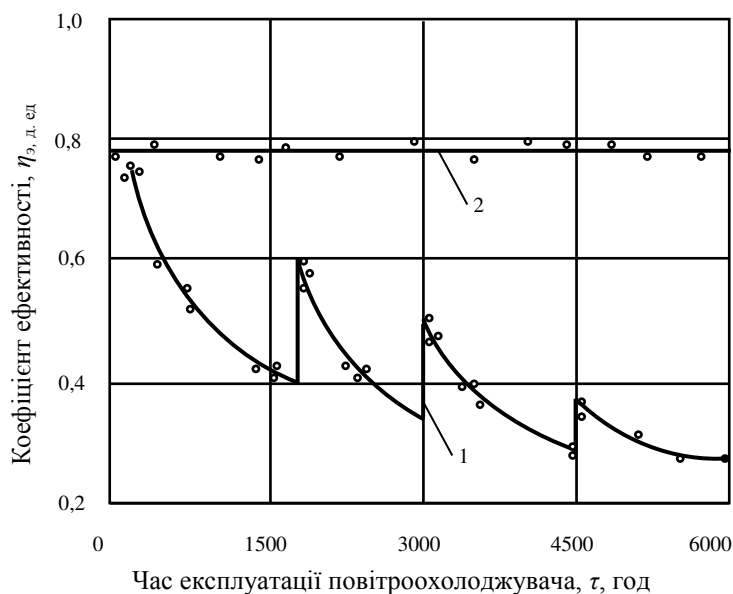


Рис. 1.6. Зміна ефективності повітроохолоджувачів шахтних турбокомпресорів під час експлуатації [50]:

- 1 – контактного типу;
- 2 – поверхневого типу

1.6 Вплив факторів на енергоефективність при експлуатації шахтних турбокомпресорів

Чинники, що визначають ефективність виробництва стиснутого повітря, можна поділити на зовнішні та внутрішні. Так, температуру навколишнього середовища та атмосферний тиск можна назвати зовнішніми факторами, а ефективність охолодження повітря в проміжному охолоджувачі, стан повітряного фільтра (перепад тиску) та витоків в ступенях – внутрішніми [66]. При відхиленні кожного з цих факторів від номінальних (паспортних) значень неминуче змінюються параметри турбокомпресора та витрата енергії на виробництво стисненого повітря.

Сезонні коливання температури навколишнього середовища мають значний вплив на роботу компресорних станцій у шахтах. Підвищення температури навколишнього середовища призводить до підвищення температури повітря на вході та зниження його щільності. Температура повітря

на виході з проміжного повітроохолоджувача компресора також зростає через підвищення температури охолоджувальної води (вищі температури навколишнього повітря призводять до погіршення умов охолодження в градирні). Це призводить до збільшення об'ємної витрати між ступенями компресора, що сприяє зміні режиму роботи та енергоспоживання.

За даними різних джерел, підвищення початкової температури повітря на 10 °C збільшує питому витрату енергії на 1,5-2 %, а підвищення температури повітря на 10 °C після повітроохолоджувача збільшує питому витрату енергії на 0,6-2 %. Зниження тиску повітря на вході на 15 мм рт. ст. збільшує питому витрату електроенергії на 0,56-0,68%. Ці дані наведені для діапазону абсолютних тисків 0,7-0,8 МПа, що для компресорних станцій гірничодобувної промисловості.

Ці явища характерні для відцентрових турбокомпресорів і пов'язані в першу чергу зі збільшенням втрат у проточній частині через імпульси, викликані невідповідністю кутів впуску та випуску, і втрат через гідравлічний опір. Початкові втрати також збільшуються у разі відхилення витрати від оптимального значення. У реальних умовах під час роботи компресорної станції відбувається відхилення відразу кількох чинників (комбіновані чинники).

Таким чином, при дослідженні виявлено [66], що режим роботи турбокомпресора змінюється при накладенні несприятливих факторів, що перевищує сумарний ефект від впливу окремих факторів. Це пов'язано з поступовим погіршенням температурного режиму турбокомпресора. Це необхідно враховувати при проектуванні або модернізації компресорних станцій.

Висновки до розділу 1

Аналіз сучасних методів охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах дозволив зробити такі висновки:

1. В умовах шахт повітроохолоджувачі поверхневого типу, що застосовуються для цих цілей, не завжди забезпечують необхідне охолодження

повітря. Це пов'язано з інтенсивним утворенням накипу на внутрішній поверхні труб повітроохолоджувачів через високу мінералізацію води в циркуляційній системі водопостачання турбокомпресорів, внаслідок використання відкритої системи охолодження циркуляційної води з градирнею, яка потребує постійного поповнення. А також з утворенням пилово-мастилового пригару на зовнішній поверхні труб та ребер, внаслідок роботи на забрудненому промисловими викидами та кварцитовим пилом повітрі.

2. Підвищення початкової температури повітря на 10 °С збільшує питому витрату енергії на 1,5-2 %, а підвищення температури стисненого повітря на 10 °С після повітроохолоджувача збільшує питому витрату енергії на 0,6-2 %.

3. Установлено, що найбільш ефективними в умовах шахт є застосування контактних повітроохолоджувачів з охолодженням і осушенням стисненого повітря, оскільки вони мають, порівняно з іншими, такі переваги: кращі показники інтенсивності та глибини процесів теплообміну, особливо при великих навантаженнях; удвічі вищу теплонапруженість об'єму реактивного простору ніж в у більшості апаратів; нижчі витрати на привід нагнітачів; простіша конструкція; менша металомісткість.

4. Установлено, що раціональні параметри контактного повітроохолоджувача «труба Вентурі – відцентровий сепаратор» визначено тільки для номінального режиму роботи шахтних турбокомпресорів.

5. Переріз горловини труби Вентурі визначає швидкість середовища в горловині й відповідно ступінь охолодження стисненого повітря. Для забезпечення мінімізації питомих енерговитрат за рахунок зменшення об'ємної витрати повітря переріз потрібно змінювати залежно від початкових умов та режимів роботи шахтних турбокомпресорів. Виходячи з цього обрано конструкцію регульованої рухомим конусом горловини труби Вентурі.

6. Для розроблення моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» найбільш прийнятним є метод з використанням добутку коефіцієнтів

перенесення на площу поверхні контакту, оскільки цей метод має переваги при узагальненні експериментальних даних.

2 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКНИХ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ-ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР

2.1 Загальна методика подальших досліджень

Охолодження повітря (проміжне та кінцеве у компресорних установках) в основному здійснюється поверхневими апаратами кожухотрубного типу. Такі апарати мають ряд недоліків найбільш важливі з яких є:

- недостатнє охолодження стисненого повітря;
- утворення відкладень на робочих поверхнях апаратів;
- підвищений вміст в стисненому повітрі парів води та олії.

Вказані недоліки погано впливають на якість стисненого повітря і підвищують небезпеку використання пневматичної енергії (можливість гідравлічних ударів, вибухів та пожеж і внутрішнього обмерзання в пневматичних мережах).

В результаті аналізу в 1 розділі в якості повітроохолоджувачів обрано контактний апарат «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

Охолодження турбокомпресора є головною умовою для його нормальної роботи. Крім того за рахунок охолодження стисненого повітря перед неохолоджувальною секцією турбокомпресору зменшується теоретична подача секції в наслідок чого зменшуються питомі витрати енергії. На рисунку 2.1 представлено схему турбокомпресора з 6 ступенями стиснення та проміжним охолодженням повітря після кожної секції. Охолодження здійснюється контактним охолоджувачем «труба Вентурі - відцентровий сепаратор-краплевловлювач». Найбільший вплив на ефективність системи контактного охолодження чине швидкість повітря в горловині труби Вентурі та витрата води.

Оскільки найбільший вплив на ефективність системи контактного охолодження чине переріз горловини труби Вентурі [3], щоб підтримувати раціональну швидкість повітря запропоновано використовувати трубу Вентурі,

з регульованим за допомогою спеціального конуса перерізом горловини (рис.2.2). Це дозволяє підтримувати мінімальну об'ємну витрату на вході в неохолоджувану секцію турбокомпресора при зміні продуктивності турбокомпресора, а також зміні початкових температур та тиску повітря, і температури води. При зменшенні перерізу горловини збільшується швидкість повітря, як наслідок покращується подрібненість крапель води, інтенсифікується теплообмін, при цьому зменшується температура повітря та об'ємна витрата на виході з апарату, але при цьому збільшується гідравлічний опір, в наслідок чого зменшується тиск, що призводить до збільшення об'ємної витрати, тому існує раціональний переріз, при якому об'ємна витрата буде мінімальна.

Також важливо підтримувати раціональну витрату води. Раціональною буде та кількість води, яка забезпечує режим охолодження повітря з одночасним його осушенням, що значно кращий за режим зволоження.

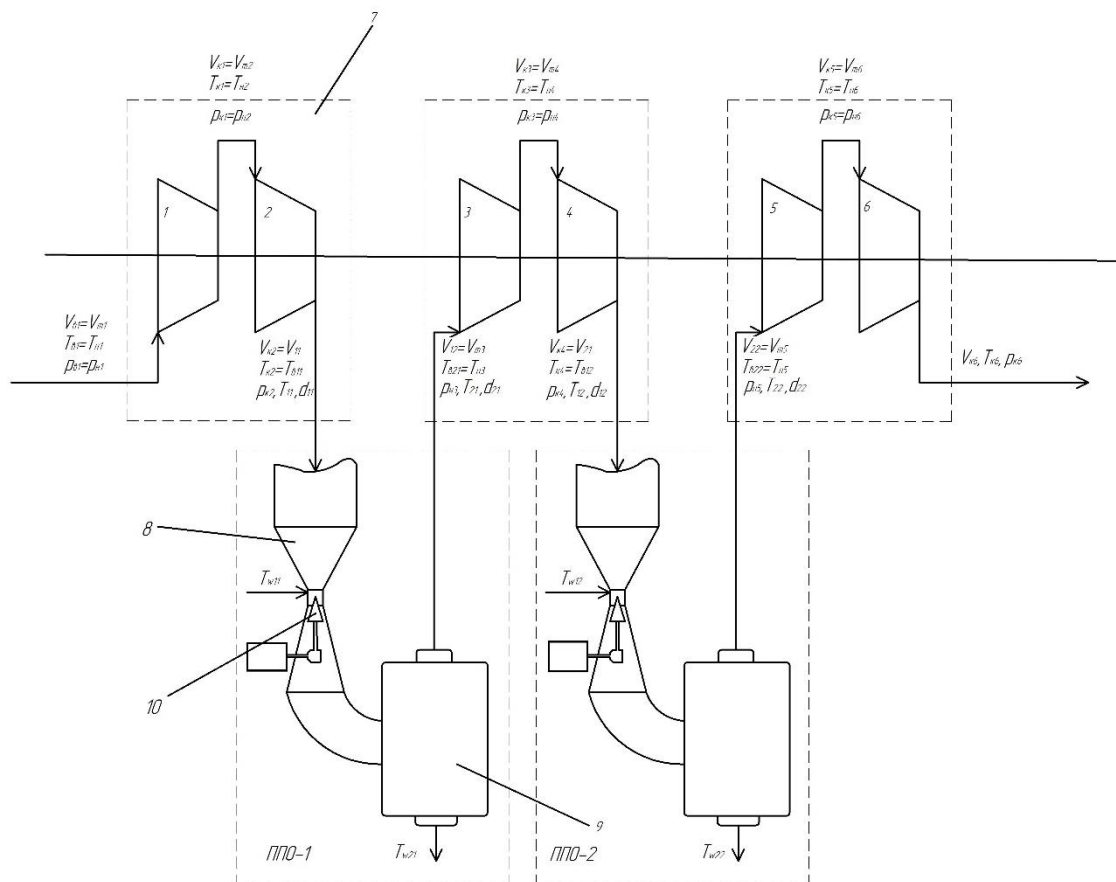


Рис. 2.1 Принципова схема охолодження стисненого повітря між ступенями турбокомпресора компресора контактним повітроохолоджувачем «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»:

1-6 – ступень турбокомпресора; 7–секція турбокомпресора; 8 – регульована труба Вентурі; 9 – відцентровий сепаратор-краплевловлювач; 10 – керуючий пристрій

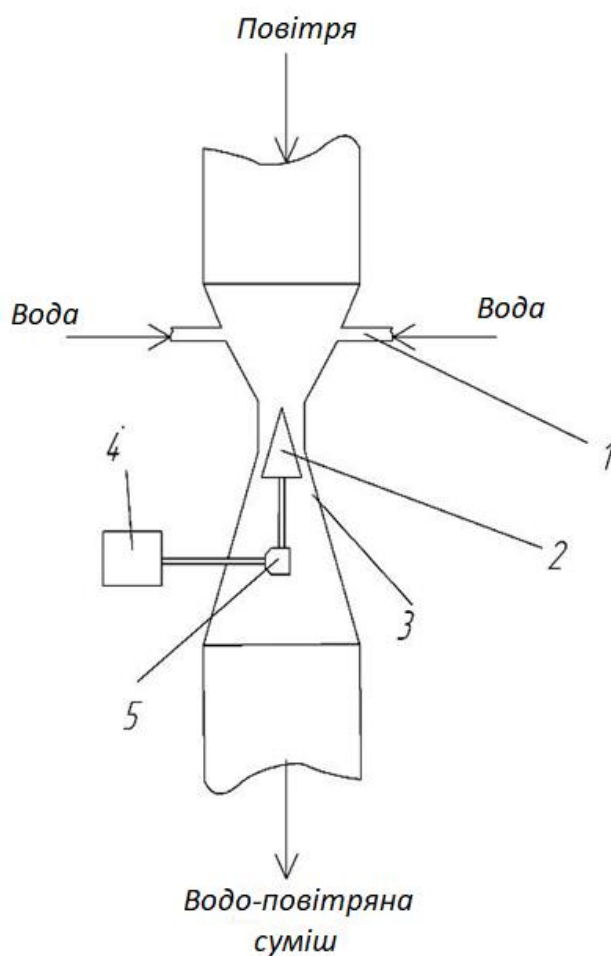


Рис. 2.2 Конструкція труби Вентурі з регульованим перерізом горловини:

1 – патрубок; 2 – регулювальний конус; 3 – корпус труби Вентурі; 4 – електродвигун; 5 – керуючий механізм.

2.2 Модель апарату контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора

В якості вихідної моделі для контактного повітроохолоджувача труба Вентурі-відцентровий сепаратор [68] прийнята фізична модель контактного тепломасообміну, запропонована у роботі [67].

Особливістю цієї моделі є наявність двох прикордонних шарів (насиченого і ненасиченого газу), що істотно відрізняються між собою своїми властивостями. У першому з них відбувається зміна ентальпії газу, у другому - зміна абсолютного вмісту води газу при постійній ентальпії. Іншою особливістю є наявність локального потоку газу, що циркулює через прикордонний шар.

Приймаємо також, що тепломасообмінні процеси в системі труба Вентурі — відцентровий сепаратор протікають від моменту розпилення рідини у горловині змішувача до повного поділу суміші в сепараторі. Задача тепломасообміну в контактному повітроохолоджувачі може бути вирішена з допомогою двох рівнянь – рівняння інтенсивності тепломасообміну та рівняння відносної інтенсивності тепломасообміну, тобто:

$$\begin{cases} \Delta_T = \Delta_d \\ Km = f(Re_k, Bm_1, LD) \end{cases}$$

де Km – коефіцієнт інтенсивності тепломасообміну; Re_k - комбіноване число Рейнольдса Фруда; Bm_1 – число подібності теплових еквівалентів; Δ_i – коефіцієнт інтенсивності теплообміну; LD – параметричне число подібності; Δ_d – коефіцієнт інтенсивності масообміну.

Критеріальне рівняння інтенсивності тепломасообміну може бути представлене у вигляді степеневої функції [68]:

$$Km = 3,9 Re_k^{-0,1} Bm_1^{-0,45} LD^{-0,01}$$

Гідродинамічний опір апарату контактної системи охолодження (контактного охолоджувача повітря або охолоджувача циркуляційної води) є сума гідродинамічного опору труби Вентурі і сепаратора-каплеуловлювача:

$$\Delta p_k = \Delta p_T + \Delta p_c, \text{ Па,}$$

де Δp_k – гідравлічний опір апарату, Па; Δp_m – гідравлічний опір труби Вентурі, Па; Δp_c – гідравлічний опір сепаратора, Па.

Для гідравлічного опору апарату контактної системи охолодження остаточно отримаємо [68]:

$$\Delta p_k = 0,5(\zeta_T v_T^2 (\rho_T + 0,63 \rho_w m^{0,7}) + \zeta_c \rho_T U_c^2),$$

де ζ_T – коефіцієнт гідравлічного опору «сухої» труби Вентурі; v_T – швидкість газу в горловині змішувача; ρ_{b2i} – густина повітря на виході із змішувача, кг/м³; ρ_w – густина рідини, кг/м³; ρ_c – густина повітря, кг/м³; m – питоме зрошення, м³/м³; ζ_c – коефіцієнт гідравлічного опору сепаратора; U_c – швидкість повітря у відцентровому просторі сепаратора, м/с.

Остаточно математична модель контактного повітроохолоджувача «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» буде мати вигляд:

$$\begin{cases} \Delta_T = \Delta_d \\ Km = 3,9 Re_K^{-0,1} B m_1^{-0,45} L D^{-0,01} \\ \Delta p_k = 0,5(\zeta_T v_T^2 (\rho_T + 0,63 \rho_w m^{0,7}) + \zeta_c \rho_T U_c^2) \end{cases} \quad \begin{matrix} (2.1) \\ 2.1) \end{matrix}$$

Запропонована модель (2.1) не дозволяє вибрати раціональні параметри при зміні продуктивності турбокомпресора, температури, тиску повітря та температури води. Це вимагає проведення додаткових досліджень для розробки моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів турбокомпресорів.

2.3 Розробка моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»

Для розробки моделі для вибору раціональних параметрів контактних охолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» була використана модель апарату контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора, яка описана вище.

Математична модель для визначення раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» буде мати вигляд:

$$\begin{cases} V_{tn} = f(V_{b1}, p_{h1}, T_{h1}, t_{w1i}, t_{m1i}, U_{ci}, v_{gi}, Bm_{1i}, LD_i, \zeta_{gi}, \zeta_{wi}, \zeta_{ci}, \rho_{b2i}, \rho_{wi}, \\ r_0, m_i, c_{pgi}, c_p, c_{pwi}, \Delta d_{0i}, p_{hn}, G_{bi}, G_{wi}, \Delta t_{m0i}, I_{1i}) \\ G_{wi} = f(p_{b1i}, \Delta d_{0i}, t_{m1i}, t_{w1i}, G_{bi}, c_p, c_{pgi}, c_{pwi}, I_{1i}, r_0, \Delta t_{m0i}, Re_{ki}, \\ Ke_i, LD_i) \\ \Delta p_{ki} = 0,5(\zeta_{gi} v_{gi}^2 (\rho_{b2i} + 0,63 \rho_{wi} m_i^{0,7}) + \zeta_{ci} \rho_{b2i} U_{ci}^2) \end{cases} \quad (2.2)$$

де V_{mn} – теоретична подача повітря в n ступень, $\text{м}^3/\text{с}$; n – номер ступені ($n=3$, для ППО-1, $n=5$, для ППО-2); p_{hn} – тиск повітря на вході в n ступень, Па; p_{h1} – початковий тиск повітря на вході в турбокомпресор, Па; T_{h1} – початкова температура повітря на вході в турбокомпресор, К; p_{b1i} – початковий тиск повітря на вході в охолоджувач, Па; V_{bi} – подача компресора, $\text{м}^3/\text{с}$; i – номер повітроохолоджувача ($i=1$, для ППО-1, $i=2$, для ППО-2); Δp_{ki} – гідравлічний опір i повітроохолоджувача, Па; r_0 – прихована теплота пароутворення, що відповідає точці відліку ентальпії, Дж / кг; ζ_{wi} – коефіцієнт гідравлічного опору двофазного газорідинного потоку; c_n – середня питома теплоємність пари, Дж/(кг·К); c_{pgi} – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К); c_{pwi} – питома теплоємність води; t_{w1i} – початкова температура охолоджуючої води; t_{m1i} – початкова температура повітря по мокрому термометру (на межі двох прикордонних шарів насиченого і ненасиченого газу); Bm_{1i} – число подібності (критерій) теплових еквівалентів; де G_{wi} – масова витрата води, кг/с, G_{bi} – масова витрата повітря, кг/с; Δd_{0i} – максимально можливий концентраційний напір, кг/кг; Δt_{m0i} – максимально можливий температурний напір, °С; I_{1i} – ентальпія повітря на вході в апарат, Дж/кг.

2.3.1 Раціональний переріз горловини труби Вентурі

Швидкість повітря в горловині повітроохолоджувача визначає температуру та тиск повітря на виході з апарату.

Для оптимізації технологічних режимів роботи повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» за критерієм мінімізації

витрати повітря на виході з повітроохолоджувача необхідно дослідити цільову функцію:

$$V_{tn} = V_{b1} \cdot \frac{p_{h1}}{T_{h1}} \cdot \frac{T_{hn}}{p_{hn}} \quad (2.3)$$

де T_{hn} – температура повітря на вході в n ступень, К;

Розглянемо вплив швидкості повітря в горловині труби Вентурі v_z на подачу компресора після повітроохолоджувача.

Аналізуючи залежність (2.3) можна зробити висновок:

$$V_{b1} \cdot \frac{p_{h1}}{T_{h1}} = const,$$

$$T_{hn} = f_1(v_z),$$

$$p_{hn} = f_2(v_z),$$

$$T_{hn} = f_3(v_z).$$

Очевидно, що теоретична подача компресора визначатиметься характером зміни T_{hn} та p_{hn} . При цьому при зменшенні T_{hn} , або збільшенні p_{hn} теоретична подача зменшується (рис. 2.3).

Проаналізуємо, як T_{hn} та p_{hn} , залежать від швидкості в горловині.

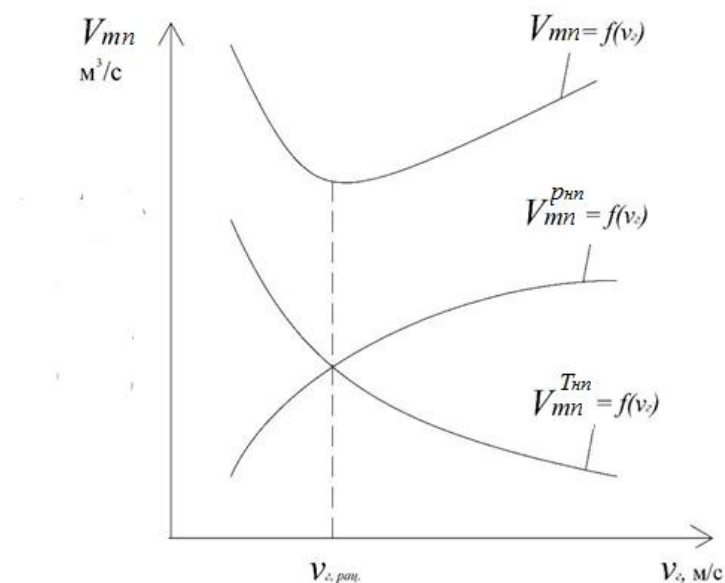


Рис. 2.3 Графік залежності V_{mn} , $V_{tn}^{T_{hn}}$ та $V_{tn}^{p_{hn}}$ від v_{zi}

З урахуванням того, що тиск повітря на вході в n ступень (на виході з повітроохолоджувача) описується залежністю:

$$p_{nn} = p_{k(n-1)} - \Delta p_{ki}, \quad (2.4)$$

де $p_{k(n-1)}$ – тиск повітря на виході з попередньої ступені, Па;

Гідравлічний опір апарату за повітрям:

$$\Delta p_{ki} = 0,5(\zeta_{\Gamma} v_{\Gamma i}^2 (\rho_{B2i} + 0,63 \rho_w m_i^{0.7}) + \zeta_{cj} \rho_{B2i} U_{cj}^2) \quad (2.5)$$

Швидкість повітря у відцентровому просторі сепаратора:

$$U_{ci} = \frac{4V_{1i}}{\pi D_{ci}^2},$$

де D_{ci} – діаметр відцентрового простору сепаратора, м;

V_{1i} – об'ємна витрата повітря на вході в повітроохолоджувач, м³/с.

Температура повітря на вході в i ступень:

$$T_{B2i} = t_{B2i} + 273. \quad (2.6)$$

Температура газу на виході з охолоджувача:

$$t_{B2i} = \frac{I_{2i} - r_0 d_{2i}}{c_{p\Gamma} + c_{\Pi} d_{2i}}, \quad (2.7)$$

Ентальпія повітря на виході з апарату:

$$I_{2i} = c_{p\Gamma i} t_{M2i} + (r_0 + c_{\Pi} t_{M2i}) d_{M2i}. \quad (2.8)$$

Кінцева температура повітря (на виході з теплообмінника) за змоченим термометром (на межі двох прикордонних шарів насиченого і ненасиченого газу):

$$t_{M2i} = t_{w1j} + (t_{M1} - t_{w1i}) \cdot K m_i, \quad (2.9)$$

Ентальпія повітря:

$$\begin{aligned} I_{1i} &= c_{p\Gamma} t_{M1i} + (r_0 + c_{\Pi} t_{M1i}) d_{M1i} = \\ &= 1005 t_{M1i} + (2500 \cdot 10^3 + 1884 t_{M1i}) d_{M1i}. \end{aligned}$$

Абсолютний вологовміст:

$$d_{M1i} = \frac{0.622 p_{M1i}}{p_{B1i} - p_{M1i}}.$$

Парціальний тиск пари, що відповідає температурі насичення $t_{м1}$ визначається за формулою:

$$\lg p_{м1i} = \frac{8.12t_{м1i} + 156}{t_{м1i} + 236};$$

$$p_{м1i} = 133.32 \cdot 10^{\lg p_{м1i}}$$

Коефіцієнт інтенсивності тепломасообміну:

$$Km_i = 3.9 Re_{ki}^{-0.1} Bm_{1i}^{-0.45} LD_i^{-0.01}. \quad (2.1)$$

Комбіноване число Рейнольдса – Фруда з урахуванням прискорення у полі відцентрових сил:

$$Re_{ki} = \frac{v_{\Gamma i}^3 D_{ci}}{2U_{ci}^2 v_{1i}}. \quad (2.11)$$

кінематична в'язкість повітря при температурі від -20 до $+140^\circ\text{C}$:

$$v_{1i} = (0.101t_{B1i} + 13.7) \frac{p_0}{p_{B1i}} \cdot 10^{-6};$$

$$p_0 = 0.98 \cdot 10^5;$$

та від 140 до 400°C :

$$v_{1i} = (0.1455t_{B1i} + 6.7) \frac{p_0}{p_{B1i}} \cdot 10^{-6};$$

Число подібності (критерій) теплових еквівалентів:

$$Bm_{1i} = Bm_i + 1.$$

Наведене відношення теплових еквівалентів:

$$Bm_i = \frac{Bw_{Hi}}{1 + Ke_i}.$$

Коефіцієнт зрошення:

$$B_{Hi} = \frac{G_{wi}}{G_{Bi}},$$

Відношення теплових еквівалентів:

$$Bw_{Hi} = \frac{G_{wi} c_{pwi}}{G_{Bi} c_{pBi}},$$

Коефіцієнт випаровування:

$$Ke_i = \frac{r_0(d_{MR1i} - d_{M1i})}{c_{pBi}}.$$

Розрахунковий абсолютний вологовміст:

$$d_{MR1i} = \frac{0.622p_{MR1i}}{p_{B1i} - p_{MR1i}}.$$

Розрахунковий парціальний тиск:

$$lgp_{MR1i} = \frac{8.12t_{MR1i} + 156}{t_{MR1i} + 236},$$

$$p_{MR1i} = 133.32 \cdot 10^{lgp_{MR1i}}.$$

Розрахункова температура:

$$t_{MR1i} = t_{M1i} + 1, ^\circ\text{C};$$

Абсолютний вологовміст повітря при кінцевій температурі газу за змоченим термометром t_{M2i} :

$$d_{M2i} = \frac{0.622p_{M2i}}{p_{B1i} - p_{Mi}}. \quad (2.12)$$

якщо $\Delta_i < 0,5$, то $d_{2i} = d_{M2i}$.

Парціальний тиск пари при t_{M2i} :

$$lgp_{M2i} = \frac{8.12t_{M2i} + 156}{t_{M2i} + 236}, \quad (2.31)$$

$$p_{M2i} = 133,32 \cdot 10^{lgp_{M2i}}.$$

Абсолютний вологовміст на виході з апарату:

$$d_{2i} = d_{M2i} - \Delta d_{0i}(2\Delta_{ti} - 1), \quad (2.14)$$

Максимально можливий концентраційний напір:

$$\Delta d_{0i} = d_{M1i} - d_{1i}.$$

Абсолютний вологовміст повітря:

$$d_{1i} = \frac{I_{1i} + c_{pi}t_{B1i}}{r_0 + c_{pi}t_{B1i}},$$

де t_{B1i} – температура повітря по сухому термометру на вході в апарат, $^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт інтенсивності теплообміну:

$$\Delta_t = \frac{\Delta t_{Tmi}}{\Delta t_{M0i}}. \quad (2.15)$$

Максимально можливий температурний напір:

$$\Delta t_{M0i} = t_{M1i} - t_{w1j}.$$

Средний арифметичний температурний напір:

$$\Delta t_{Tmi} = \frac{t_{M1i} - t_{M2i}}{2} - \frac{t_{w1j} + t_{w2j}}{2}. \quad (2.16)$$

Кінцева температура води:

$$t_{w2i} = t_{w1i} \pm \frac{Q_i}{c_{pwi} G_{wi}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.17)$$

де c_{pwi} – питома ізобарна теплоємність рідини, Дж/(кг·К).

Тепловий потік від одного середовища до іншого:

$$Q_i = G_{bi}(I_{2i} - I_{1i}), \quad (2.18)$$

Масова витрата повітря:

$$G_{bi} = \frac{V_{b1i} \cdot p_{h1}}{R \cdot t_{b1}},$$

де R – газова стала сухого повітря, Дж/(кг·К)

Проаналізувавши формули (2.3-2.18), з урахуванням того, що переріз горловини однозначно визначає швидкість повітря в горловині, можна зробити висновок, що зі збільшенням швидкості в горловині T_{hn} буде зменшуватись, а $1/p_{hn}$ буде збільшуватись. Зміну V_{tn} , T_{hn} та p_{hn} від v_{zi} показано на рисунку 3.

Таким чином при певному значенні v_{zj} цільова функція (2.3) має мінімум.

Щоб з'ясувати, як буде змінюватися V_{tn} при зміні v_{zi} , досліджуємо V_{tn} , як функцію v_{zi} . Для цього спочатку виразимо V_{tn} через v_{zi} , скориставшись формулами (2.3-2.18). Отримаємо вираз [3]:

$$V_{tn} = V_{b1} \cdot \frac{p_{h1}}{T_{h1}} \cdot \frac{\frac{c_{pri} \cdot W + (r_0 + c_p \cdot W) \cdot B - r_0 \cdot Z}{c_{pri} + c_p \cdot Z} + 273}{p_{hn} - 0.5(v_{rj}^2 \cdot J + N)}, \quad (2.19)$$

де

$$\begin{aligned} W &= t_{w1i} + H \cdot v_{ri}^{-0.3}, \\ Z &= B - \Delta d_{oi} \cdot \left[\frac{t_{m1i} + H \cdot v_{ri}^{-0.3} - t_{w1i}}{\Delta t_{m0i}} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{G_{bi} \cdot [c_{pri} \cdot W + (r_0 + c_p \cdot W) \cdot B - I_{1i}]}{c_{pv} \cdot G_{wi}} - 1 \right], \end{aligned}$$

$$B = \frac{0,622 \cdot 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12 \cdot W + 156}{W + 236}}}{p_{\text{Hn}} - 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12 \cdot W + 156}{W + 236}}},$$

$$H = (t_{\text{M1i}} - t_{\text{W1i}}) \cdot \left[3,9 \cdot \left(\frac{R_{\text{ci}}}{U_{\text{ci}}^2 v_{1i}} \right)^{-0,1} B m_{1i}^{-0,45} \cdot L D_i^{-0,01} L D_i^{-0,01} \right],$$

$$J = \zeta_{\Gamma} \cdot \rho_{\text{B2i}} + \zeta_{\text{wi}} \cdot m_i \cdot \rho_{\text{wi}},$$

$$N = \zeta_{\text{ci}} \cdot \rho_{\text{B2}} \cdot U_{\text{ci}}^2,$$

Для знаходження мінімуму цільової функції візьмемо похідну від V_{tn} по v_{ci} і прирівняємо її нулю.

$$\begin{aligned} \frac{dV_{\text{tn}}}{dv_{\Gamma}} = & \frac{V_{\text{B1}} \cdot p_{\text{H1}} \cdot \left[\frac{r_0 \cdot M + E}{c_{\text{pri}} - c_{\text{п}} \cdot D} + \frac{c_{\text{п}} \cdot M \cdot P}{c_{\text{pri}} - c_{\text{п}} \cdot D^2} \right]}{T_{\text{H1}} \cdot (p_{\text{Hn}} - 0,5 \cdot N - 0,5 \cdot J \cdot v_{\text{ri}}^2)} + \\ & + \frac{J \cdot v_{\text{ri}} \cdot V_{\text{B1}} \cdot p_{\text{H1}} \cdot \left(\frac{P}{c_{\text{pri}} - c_{\text{п}} \cdot D} + 273 \right)}{T_1 \cdot (0,5 \cdot N - p_{\text{Hn}} + 0,5 \cdot J \cdot v_{\text{ri}}^2)^2} = 0, \end{aligned} \quad (2.20)$$

де

$$\begin{aligned} M = & \frac{\Delta d_{0i} \left(\frac{G_{\text{Bi}} \cdot E}{G_{\text{wi}} \cdot c_{\text{pwi}}} - \frac{0,3 \cdot H}{v_{\text{ri}}^{1,3}} \right)}{\Delta t_{\text{M0}}} + \\ & + \frac{11055,57 \cdot 10^{2Y} \cdot C}{(p_{\text{Hn}} - 133,32 \cdot 10^Y)^2} + \frac{82,93 \cdot 10^Y \cdot C}{p_{\text{Hn}} - 133,32 \cdot 10^Y}, \\ Y = & \frac{8,12 \cdot t_{\text{W1i}} + \frac{8,12 \cdot H}{v_{\text{ri}}^{0,3}} + 156}{t_{\text{W1i}} + \frac{8,12 \cdot a}{v_{\text{ri}}^{0,3}} + 236}, \\ E = & - \frac{0,3 \cdot H \cdot c_{\text{pri}}}{v_{\Gamma}^{1,3}} - \\ & - \frac{82,93 \cdot 10^Y \cdot C \cdot \left[r_0 + c_{\text{п}} \cdot \left(t_{\text{W1i}} + \frac{H}{v_{\text{ri}}^{0,3}} \right) \right]}{p_{\text{Hn}} - 133,32 \cdot 10^Y} - \\ & - \frac{24,88 \cdot 10^Y \cdot H \cdot c_{\text{п}}}{v_{\text{ri}}^{1,3} \cdot (p_{\text{Hn}} - 133,32 \cdot 10^Y)}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C &= \ln 10 \cdot \left(\frac{2.44 \cdot H}{v_{ri}^{1.3} \cdot \left(t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} + 236 \right)} - \right. \\
&\quad \left. - \frac{0.3 \cdot H \cdot \left(8.12 \cdot t_{w1i} + \frac{8.12 \cdot H}{v_{ri}^{0.3}} + 156 \right)}{v_{ri}^{1.3} \cdot \left(t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} + 236 \right)^2} \right), \\
D &= \Delta d_{0i} \cdot \\
&\quad \cdot \left[\frac{t_{m1i} - t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} + G_{Bi} \cdot \frac{c_{pr} \cdot \left(t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} \right)}{G_{wi} \cdot c_{pwi}}}{\Delta t_{m0i}} + \right. \\
&\quad \left. - I_1 + \frac{82.93 \cdot 10^Y \cdot \left[r_0 + c_{\pi} \cdot \left(t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} \right) \right]}{p_{\text{нн}} - 133.32 \cdot 10^Y} \right] \\
&\quad + \frac{G_{Bi} \cdot \frac{82.93 \cdot 10^Y \cdot \left[r_0 + c_{\pi} \cdot \left(t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} \right) \right]}{p_{\text{нн}} - 133.32 \cdot 10^Y}}{\Delta t_{m0i}} - \\
&\quad - 1] - \frac{82.93 \cdot 10^Y}{p_{B1i} + 133.32 \cdot 10^Y}, \\
P &= c_{pri} \cdot \left(t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} \right) + r_0 \cdot D + \\
&\quad + \frac{82.93 \cdot 10^Y \cdot \left[r_0 + c_{\pi} \cdot \left(t_{w1i} + \frac{H}{v_{ri}^{0.3}} \right) \right]}{p_{\text{нн}} - 133.32 \cdot 10^Y}.
\end{aligned}$$

Знайдемо корінь рівняння (2.20) за допомогою чисельних методів функцією root в програмі Mathcad 15.

Значення відповідає екстремальній точці кривої $V_{\text{тн}} = f(v_{ri})$. При дослідженні видно, що у екстремальній точці має місце мінімум. Таким чином при отриманому значенні швидкості теоретична подача не охолоджувальної секції турбокомпресора буде мінімальною, тому можна сказати що дане значення швидкості буде раціональним, так як при мінімальній витраті повітря

на виході з повітроохолоджувача будуть спостерігатись мінімальні енерговитрати.

Тоді раціональне значення перерізу труби Вентурі може бути знайдено по залежності:

$$S_{\Gamma i} = \frac{V_{\Gamma n}}{V_{\Gamma i}}. \quad (2.21)$$

2.3.2 Раціональна витрата води

Для забезпечення нормальної експлуатації турбокомпресора, режим охолодження повітря з одночасним його осушенням значно кращий за режим зволоження, тому вологовміст на виході з повітроохолоджувача повинен бути менше вологовмісту на вході $d_2 < d_1$ та дорівнювати регламентованій величині вологовмісту d_p , тому для знаходження раціональної витрати води приймаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} d_2 < d_1 \\ d_2 - d_p = 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Абсолютний вологовміст на виході з апарату:

$$d_{2i} = d_{m2i} - \Delta d_{0i}(2\Delta t_i - 1),$$

Абсолютний вологовміст повітря при кінцевій температурі газу за змоченим термометром t_{m2i} :

$$d_{m2i} = \frac{0.622p_{m2i}}{p_{B1i} - p_{mi}}.$$

Парціальний тиск пари при t_{m2i} :

$$\lg p_{m2i} = \frac{8.12t_{m2i} + 156}{t_{m2i} + 236},$$

$$p_{m2i} = 133,32 \cdot 10^{\lg p_{m2i}}.$$

Кінцева температура повітря (на виході з теплообмінника) за змоченим термометром (на межі двох прикордонних шарів насиченого і ненасиченого газу):

$$t_{m2i} = t_{w1j} + (t_{m1} - t_{w1i}) \cdot Km_i,$$

Коефіцієнт інтенсивності тепломасообміну:

$$Km_i = 3,9 Re_{ki}^{-0,1} Bm_{1i}^{-0,45} LD_i^{-0,01}.$$

Число подібності (критерій) теплових еквівалентів:

$$Bm_{1i} = Bm_i + 1. \quad (2.23)$$

Наведене відношення теплових еквівалентів:

$$Bm_i = \frac{Bw_{Hi}}{1 + Ke_i}. \quad (2.24)$$

Відношення теплових еквівалентів:

$$Bw_{Hi} = \frac{G_{wi} c_{pwi}}{G_{Bi} c_{pBi}}, \quad (2.25)$$

Коефіцієнт інтенсивності теплообміну:

$$\Delta_t = \frac{\Delta t_{Tmi}}{\Delta t_{M0i}}.$$

Средний арифметичний температурний напір:

$$\Delta t_{Tmi} = \frac{t_{M1i} - t_{M2i}}{2} - \frac{t_{w1j} + t_{w2j}}{2}.$$

Кінцева температура води:

$$t_{w2i} = t_{w1i} \pm \frac{Q_i}{c_{pwi} G_{wi}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

Тепловий потік від одного середовища до іншого:

$$Q_i = G_{Bi} (I_{2i} - I_{1i}),$$

Ентальпія повітря на виході з апарату:

$$I_{2i} = c_{pgi} t_{M2i} + (r_0 + c_{pi} t_{M2i}) d_{M2i}.$$

Представимо рівність (2.22) через витрату води G_w підставивши формули (2.8-2.10, 2.12-2.18, 2.23-2.25). Отримаємо:

$$K - \Delta d_0 \cdot \left[2 \cdot \frac{q - \frac{2 \cdot t_{w1} - \frac{G_B \cdot [c_{pg} \cdot U + (r_0 + c_{pi} \cdot U) \cdot K - I_1]}{c_{pw} \cdot G_w}}{2}}{\Delta t_{M0}} - 1 \right] = d_H \quad (2.26)$$

де

$$K = \frac{0,622 \cdot 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12 \cdot U + 156}{U + 236}}}{p_{B1i} - 133,32 \cdot 10^{\frac{8,12 \cdot U + 156}{U + 236}}},$$

$$U = t_{w1} + (t_{m1} - t_{w1}) \cdot 3,9 \cdot Re_K^{-0,1} \cdot \left(\frac{\frac{G_w \cdot c_{pw}}{G_B \cdot c_{pw}}}{1 + Ke} + 1 \right)^{-0,45} \cdot LD^{-0,01},$$

$$q = \frac{t_{m1} + U}{2}$$

Розв'яжемо рівняння (2.26) для G_w за допомогою чисельних методів функцією solve в програмі Mathcad 15. Для осушення приймаємо G_w більше отриманого значення.

2.4 Аналітична перевірка адекватності моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»

Проаналізувавши літературні джерела виявлено, що раціональні параметри контактного охолоджувача повітря вибрані тільки для номінального режиму роботи. Розроблена вище модель раціональних параметрів враховує зміну початкових параметрів та режимів роботи трубокомпресорів. Перевірка адекватності запропонованої моделі проводиться шляхом порівняння результатів прямого моделювання з результатами з літературних джерел для номінального режиму роботи [68].

Початкові умови та витрати середовищ вибираються, виходячи з номінального режиму роботи турбокомпресора K500-61-5 за нормальних початкових умов ($p_{e1} = 0,98 \cdot 10^5$, Па, $t_{w1} = 20$ °C, $d_I = 10,0$ г/кг, $G_e = 10,2$ кг/с, $t_I = 20$ °C, $G_w = 22,33$ кг/с, $R_c = 0,75$ м, $d_{ц} = 0,55$ м) та за початкових умов характерних для першого повітроохолоджувача (ППО-1) ($p_{к2} = 0,26$ МПа, $t_{e1} = 126$ °C; $d_{к2} = d_I = 10,0$ г/кг) і другого повітроохолоджувача (ППО-2) ($p_{к4} = 0,474$ МПа; $t_{e1} = 152$ °C; $d_{к4} = 9,6$ г/кг). З літературних джерел раціональний діаметр горловини становить 0,33 м для першого повітроохолоджувача і 0,19 м для другого повітроохолоджувача. В результаті моделювання отримано раціональний діаметр горловини труби Вентурі 0,3 м для ППО-1. Розбіжність між даними отриманими моделюванням і з літературних джерел складає 9 %. Для ППО-2 раціональний діаметр становить 0,2 м і розбіжність – 5 %. Також в результаті

моделювання отримана раціональна витрата води для ППО-1 23,8 кг/с та 14,1 кг/с для ППО-2. В літературних джерелах раціональна витрата для ППО-1 та ППО-2 – 24,5 та 15,3 кг/с відповідно. Розбіжність 2,8 % та 7,8 % для ППО-1 та ППО-2 відповідно. Порівняння отриманих результатів зображено на рис. 2.4 та 2.5. Отримані результати доводять адекватність моделі.

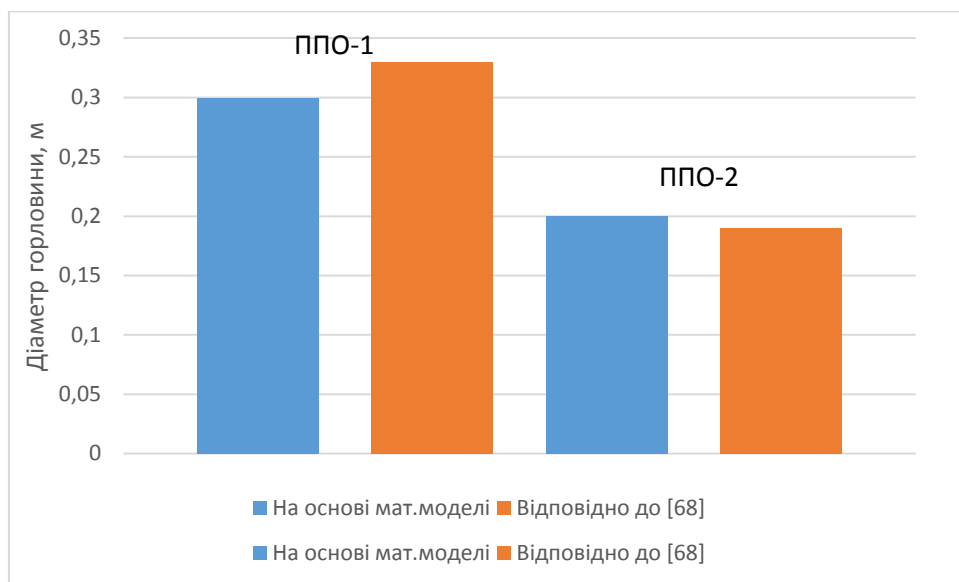


Рис. 2.4 Порівняння результатів прямого моделювання вибору раціонального діаметра горловини труби Вентурі з результатами з літературних джерел

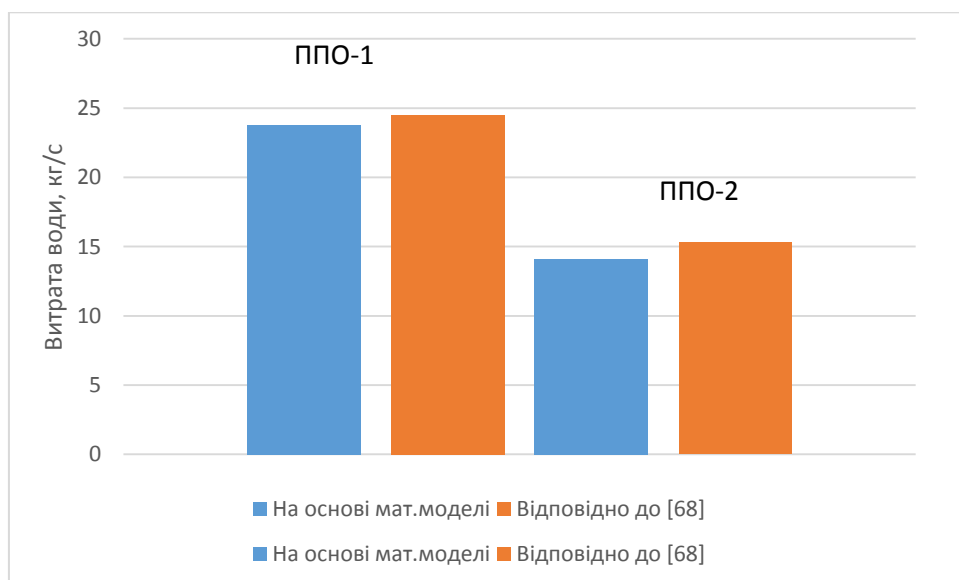


Рис. 2.4 Порівняння результатів прямого моделювання вибору раціональної витрати води з результатами з літературних джерел

Висновки до розділу 2

1. Відома модель апарату контактної системи охолодження не дозволяє вибрати раціональні параметри при зміні продуктивності турбокомпресора, початкової температури, тиску повітря та температури води.

2. Вперше розроблено математичну модель раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів шахтних турбокомпресорів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

3. Доведено адекватність розробленої моделі визначення раціонального перерізу горловини повітроохолоджувача «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» в залежності від початкових умов та режимів роботи турбокомпресорів. Розбіжність між даними отриманими моделюванням і з літературних джерел складає 9 % для ППО-1 і 5 % для ППО-2.

4. Доведено адекватність розробленої моделі для визначення раціональної витрати води в залежності від початкових умов та режимів роботи турбокомпресорів. Розбіжність між даними отриманими моделюванням і з літературних джерел складає 2,8 % для ППО-1 та 7,8 % для ППО-2.

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКНИХ ПОВІТРООХОЛДЖУВАЧІВ РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ-ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР

Лабораторні дослідження проводяться з метою перевірки адекватності аналітичних залежностей, покладених в основу математичної моделі, отриманої у розділі 2 для початкових умов, що характерні при проміжному охолодженні стисненого повітря в турбокомпресорах, які працюють в умовах шахт (2.1).

3.1 Методика лабораторних досліджень

Лабораторні дослідження контактного охолоджувача проводяться на спеціальній дослідній установці (рис. 3.1). Після компресора стиснене повітря надходить в повітронагрівач 1, де нагрівається до необхідної температури. Після цього в змішувальному пристрої, що включає трубу Вентурі 2 і дистанційні труби 3, змішується з холодною водою, яка подається з бака 11, і дробиться, а потім суміш води та повітря надходить у колінний сепаратор-каплеуловлювач 4. Трубу Вентурі 2 виконано у вигляді вставки із текстоліту. Всі інші елементи сепаратора та змішувального пристрою зроблено із поліетилену високого тиску. Дана конструкція дозволяє проводити експерименти з високою точністю, оскільки дає можливість помістити термопари в потоки середовищ безпосередньо після їх поділу. Також використання неметалічних матеріалів знижує втрати тепла у навколишнє середовище і теплову інерційність установки. У вологовідділювачі 5 остаточно поділяються потоки води і повітря. Нагріта вода прямує в збірний бак 16, а охолоджене повітря – в вимірювальний колектор 7, а далі в атмосферу. Зміною напруги на повітронагрівачі за допомогою лабораторного автотрансформатора регулюється температура повітря. Вентилем 6 підтримується необхідний робочий тиск повітря. Вентилем 15 регулюється витрата повітря. За допомогою вимірювального колектора 7 з витратомірним пристроєм типу труба Вентурі і цифровим диференціальним манометром 9 визначається витрата повітря. Витрата води, яка подається з бака 11, регулюється голчастим краном 12.

До параметрів, що підлягають реєстрації в дослідженнях, відносяться: перепад тиску на витратомірному пристрої Δp , тиск $p_{\epsilon 1}$ і початкова (після повітрянагрівача) температура повітря $T_{\epsilon 1}$, початкова температура повітря по мокрому термометру T_1 , початкова температура води T_{w1} , кінцева температура повітря $T_{\epsilon 2}$, кінцевий тиск повітря $p_{\kappa 2}$, кінцева температура повітря по мокрому термометру T_2 , і кінцева температура води T_{w2} , об'єм води, що пройшла через установку протягом досліду V , а також тривалість експерименту τ .

Засоби вимірювань. Витрата повітря визначається завдяки витратомірного пристрою труба Вентурі 8 вимірюванням на ньому перепаду тиску цифровим диференціальним манометром 9 НТ-1890 з класом точності 0,3% (Додаток Е).

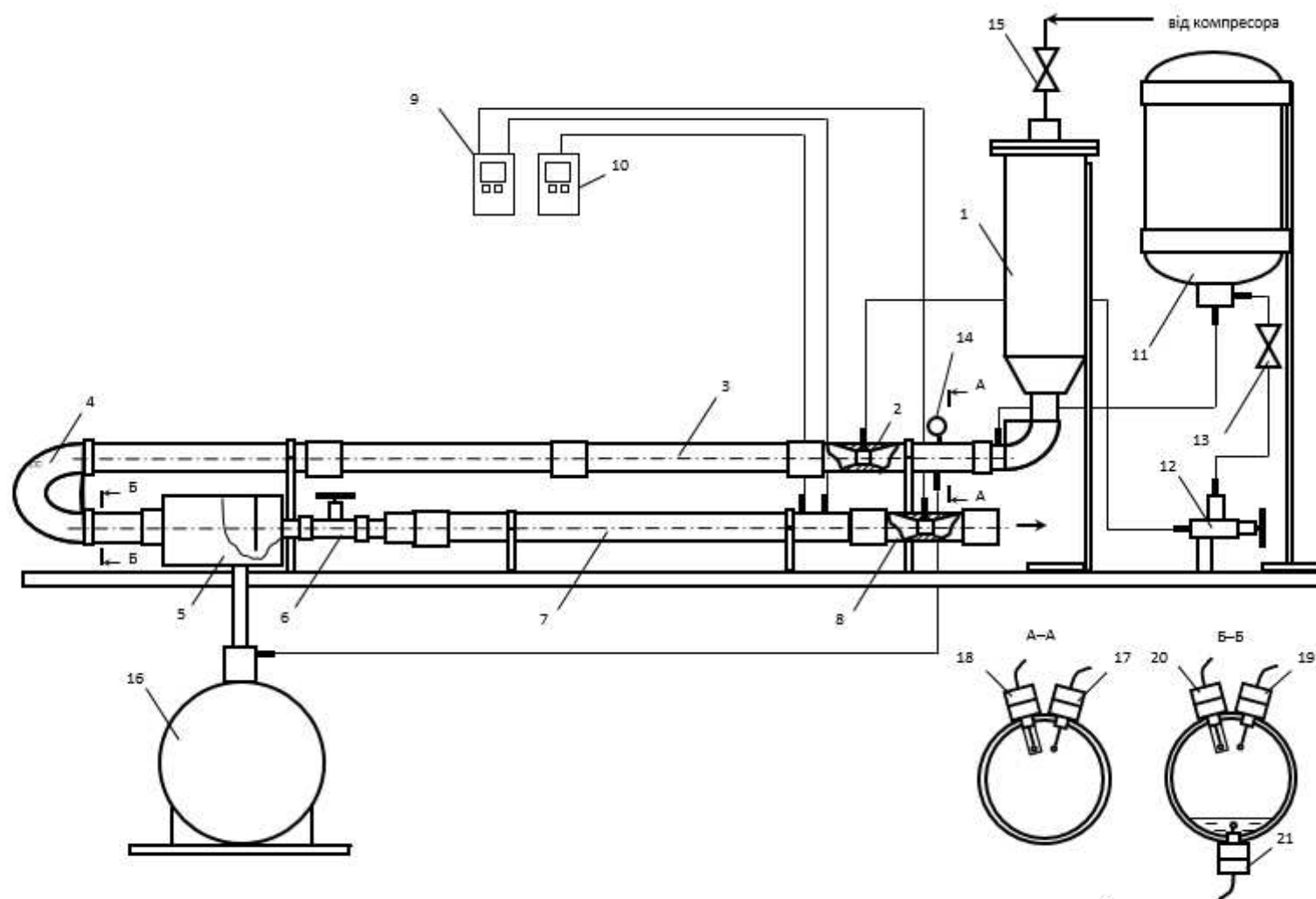


Рис. 3.1. Схема лабораторного контактного повітроохолоджувача

Перерахунок показань диференційного манометра в одиниці витрати за робочих умов проводиться відповідно до залежності:

$$V_B = \alpha \omega_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_B}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.1)$$

де V_B – об'ємна витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$;

α – коефіцієнт витрати звужуючого пристрою;

ω_0 – площа отвору звужувального пристрою, м^2 ;

Δp – перепад тиску на диференційному манометрі, МПа;

ρ_B – щільність повітря за робочих умов, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Приведення об'ємної витрати до нормальних умов проводиться відповідно до залежності:

$$V_{B, \text{н}} = V_B \frac{p_n T_B}{p_B T_n}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.2)$$

де p_B и T_B – тиск та температура повітря на виході з установки;

p_n и T_n – нормальний тиск і температура повітря ($p_n=0,98 \cdot 10^5$ Па, $T_n=293\text{К}$).

На вході в охолоджувач тиск стисненого повітря вимірюється пружинним манометром ДМ 05-01 14, клас точності якого 1,5% (Додаток Є).

Для вимірювання температури води та повітря використовуються відкриті низько інерційні термоперетворювачі типу ТХК-0188 з класом точності 2,5% у спеціально розробленому корпусі, які встановлені у потоці, що підвищило точність експериментів та зменшило тривалість досліду. В якості вторинного приладу використовувався багатоточковий самописний потенціометр типу ПС1, клас якого точності 1,0%. Термопари 17 і 19 (див. рис. 3.1) необхідні для вимірювання початкової T_{e1} і кінцевої T_{e2} температури повітря відповідно. Термопари 18 і 20 забезпечені батистовим чохлом, який попередньо змочен водою, і служать для вимірювання температури повітря по мокрому термометру початкової T_1 і кінцевої T_2 відповідно. Термопара 21 визначає кінцеву температуру води T_{w2} Початкова температура води у баку 11

вимірюється ртутним термометром. Тривалість досліду контролювалася за секундоміром.

Для перевірки адекватності математичної моделі для визначення раціональних параметрів експерименти будуть проводитись в 2 етапи. В першому етапі буде визначатись раціональна швидкість повітря в горловині труби Вентурі, в другому – раціональна витрата води.

Перший етап складається з трьох серій експериментів. В кожній серії буде змінюватись один з параметрів: початкова температура повітря t_{el} (від 105 °C до 165°C), тиск повітря на вході p_{el} (від 0,2 МПа до 0,4 МПа), температура води t_{wl} (від 10 °C до 30 °C). Всі інші параметри будуть взяті для номінального режиму роботи турбокомпресора. При зміні кожного з параметрів буде змінюватись діаметр горловини труби Вентурі d_e в межах від 0,014 м до 0,02 м.

Другий етап також складається з трьох серій експериментів. В кожній серії буде змінюватись один з параметрів: початкова температура повітря t_{el} (від 105 °C до 165°C), тиск повітря на вході p_{el} (від 0,2 МПа до 0,4 МПа), температура води t_{wl} (від 10 °C до 30 °C). Всі інші параметри будуть взяті для номінального режиму роботи турбокомпресора. При зміні кожного з параметрів буде змінюватись витрата води для охолодження повітря G_w в межах від 0,01 кг/с до 0,05 кг/с, діаметр горловини труби Вентурі d_r при цьому буде фіксованим та дорівнюватиме 0,016 м.

Усі експерименти включають виконання наступних операцій. Вмикається компресор. За допомогою вентилів 15 і 6 встановлюються витрата та тиск повітря відповідно. Початкова температура повітря регулюється лабораторним автотрансформатором. Голчастим краном 12 встановлюється витрата води. Відкривається кран подачі води 13 і одночасно вмикається секундомір. Реєстрація показань диференціального манометра і потенціометрів проводиться після досягнення температурної стабілізації на кожному режимі - визначається за незмінністю показань потенціометрів протягом 30 с. Потім кран подачі води 13 перекривається і вмикається секундомір. Зливається вода з баків 11 і 16 і визначається її об'єм за допомогою мірного циліндра.

Об'ємна витрата повітря визначається за показаннями диференціального манометра відповідно до залежності (3.1) і наводиться до нормальних початкових умов за формулою (3.2).

Масова витрата повітря визначається за формулою

$$G_B = \rho_B V_{BНУ}, \text{ кг/с},$$

де G_B – масова витрата повітря, кг/с;

ρ_B – щільність повітря за нормальних умов, кг/м³.

Об'єм води, що пройшла через установку протягом дослідів, визначається різницею початкового і кінцевого об'єму води в баку 11:

$$V_w = V_{H11} - V_{K11}, \text{ м}^3$$

де V_{H11} – початковий об'єм води залитий у бак 11;

V_{K11} – об'єм води зливої з бака 11 після проведення дослідів, м³.

Об'ємна витрата води визначається за формулою

$$V_w = \frac{V_w}{\tau}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де V_w – об'ємна витрата води, м³/с;

V_w – об'єм води, що пройшов через установку протягом дослідів, м³/с;

τ – тривалість дослідів, с.

Масова витрата води визначається за формулою

$$G_w = \rho_w V_w, \text{ кг/с},$$

де G_w – масова витрата води, кг/с;

ρ_w – щільність води, кг/м³.

Швидкість повітря у горловині змішувального пристрою

$$v_\Gamma = \frac{4V_B}{\pi d_\Gamma^2} \frac{p_B T_1}{p_1 T_B}, \text{ м/с}.$$

Парціальний тиск пари, що відповідає температурі насичення t_l , за формулою [70]:

$$\lg p_1 = \frac{8,12t_1 + 156}{t_1 + 236}; p_1 = 133,32 \cdot 10^{\lg p_1},$$

де p_1 - парціальний тиск водяної пари, що міститься в повітрі, визначається за температурою повітря по мокрому термометру T_1 на вході в установку, Па.

Об'ємна витрата повітря після повітроохолоджувача:

$$V_K = V_B \cdot \frac{p_{B1}}{T_{B1}} \cdot \frac{T_K}{p_K}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де T_K - кінцева температура після повітроохолоджувача, К;

p_K - кінцевий тиск після повітроохолоджувача, Па.

Початковий і кінцевий вологовміст визначаються за формулами (2.26) та (2.14) відповідно.

3.2 Результати експериментів та аналіз отриманих даних

В результаті проведених лабораторних досліджень на спеціально створеній лабораторній установці (фото рис. 3.2, рис. 3.3) визначено значення раціонального перерізу горловини труби Вентурі та витрати води. Перевірено адекватність теоретичних залежностей, отриманих у розділі 2, для початкових умов, характерних при проміжному охолодженні стисненого повітря в турбокомпресорах.

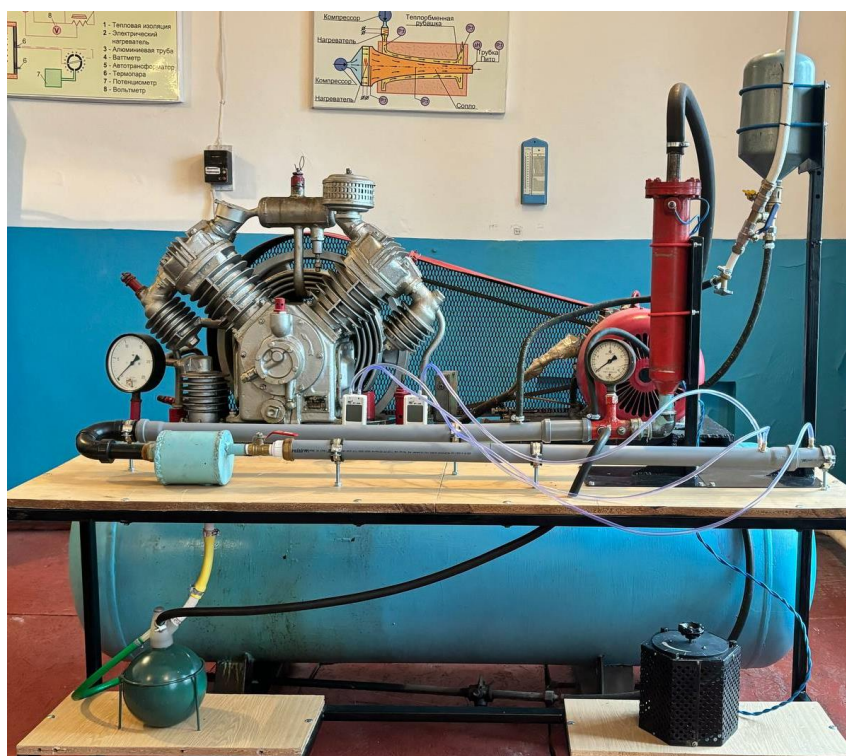


Рис. 3.2. Лабораторний повітроохолоджувач з колінним сепаратором



Рис. 3.3. Колінний сепаратор

Результати експериментів на рис. 3.4 – 3.16 та в таблицях А.1 – А.3, Б.2 – Б.3 (Додаток А, Б).

Для перевірки адекватності математичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульвана труба Вентурі – відцентровий сепаратор» результати математичного моделювання розраховані по формулам 2.20, 2.26 порівнювались з результатами лабораторних досліджень (рис. 3.4-3.16). При перевірці математичної моделі для раціонального перерізу горловини результати математичного моделювання порівнювались з екстремальними точками на кривих (рис.3.4-3.6). При перевірці математичної моделі для раціональної витрати води результати математичного моделювання для режиму без зміни вологовмісту (приймалось $d_1=d_2=0,02$ кг/кг) порівнювались з перетином кривих, отриманих експериментальним шляхом, з лінією $d_1=d_2=0,02$ кг/кг (рис. 3.10-3.12). Результати перевірки адекватності наведено на рис. 3.7-3.9 та 3.13-3.16.

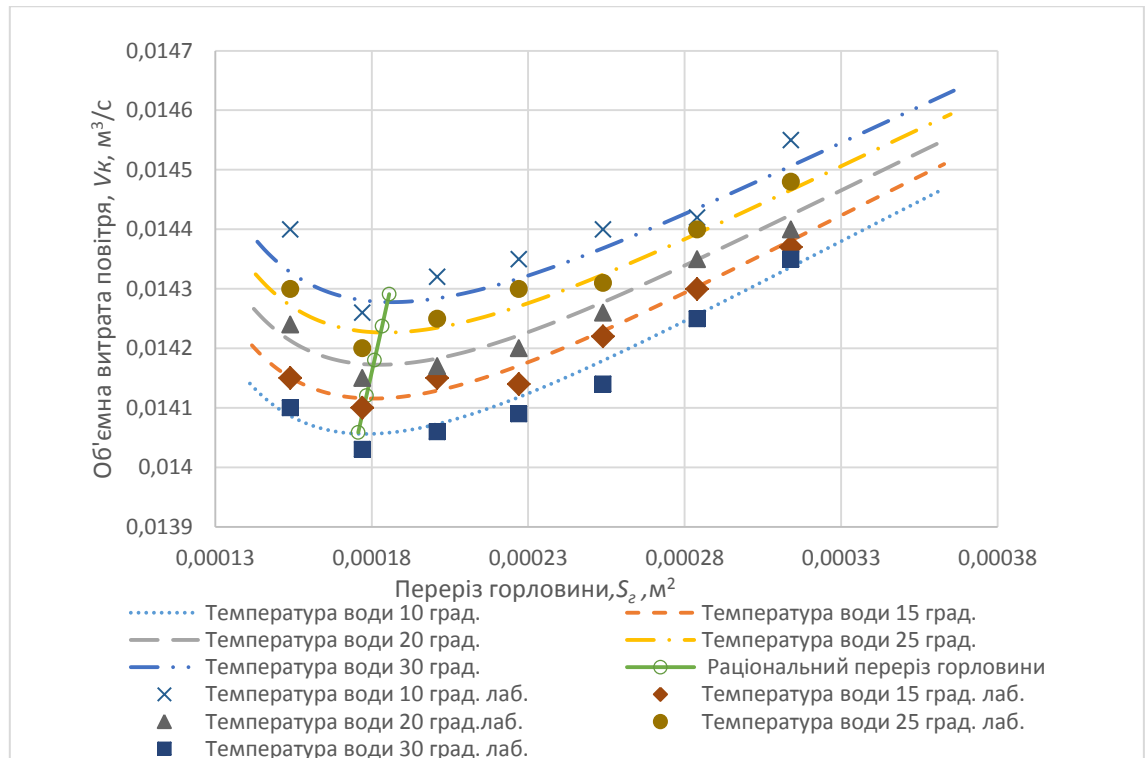


Рис. 3.4. Залежність об'ємної витрати повітря на виході з повітроохолоджувача від перерізу горловини труби Вентурі при зміні температури води ($p_l=0,2$ МПа, $G_w=0,05$ кг/с, $G_g=0,0188$ кг/с, $t_{g1}=135$ °С, $t_l = 37,5$ °С)

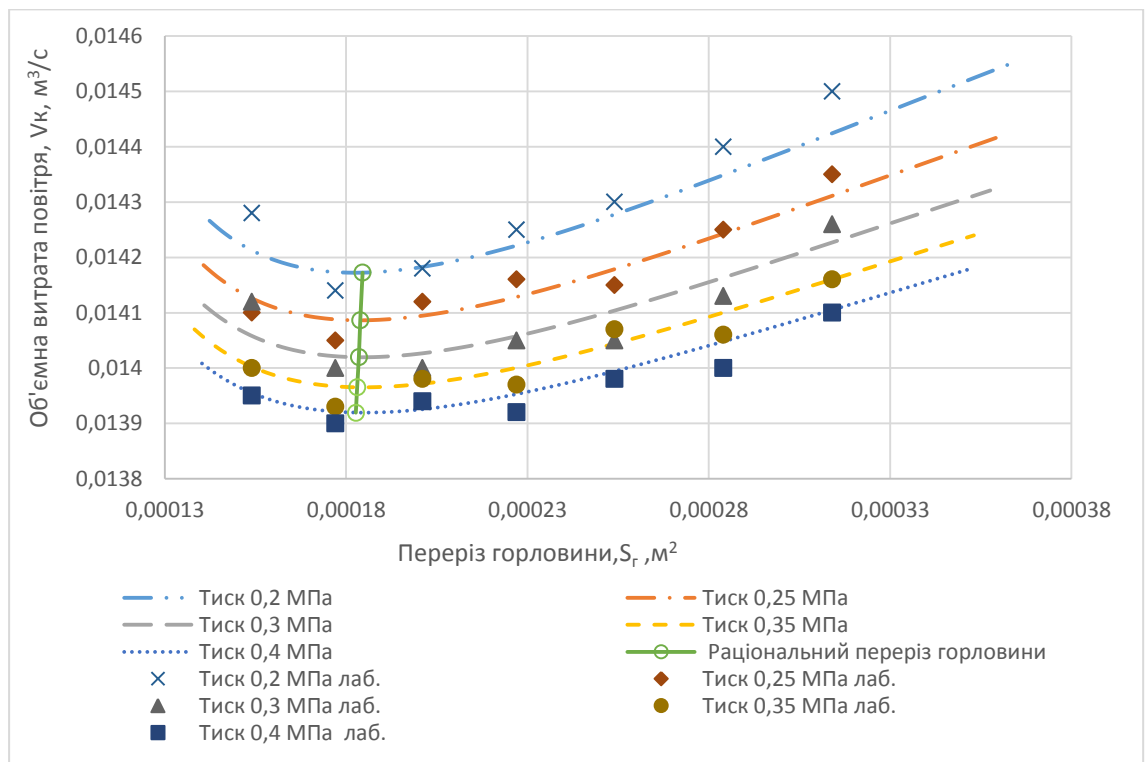


Рис. 3.5. Залежність об'ємної витрати повітря на виході з повітроохолоджувача від перерізу горловини труби Вентурі при зміні початкового тиску повітря ($t_{wI} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_w=0,05\text{ кг/с}$, $G_g=0,0188\text{ кг/с}$, $t_{gI}=135\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_I = 37,5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

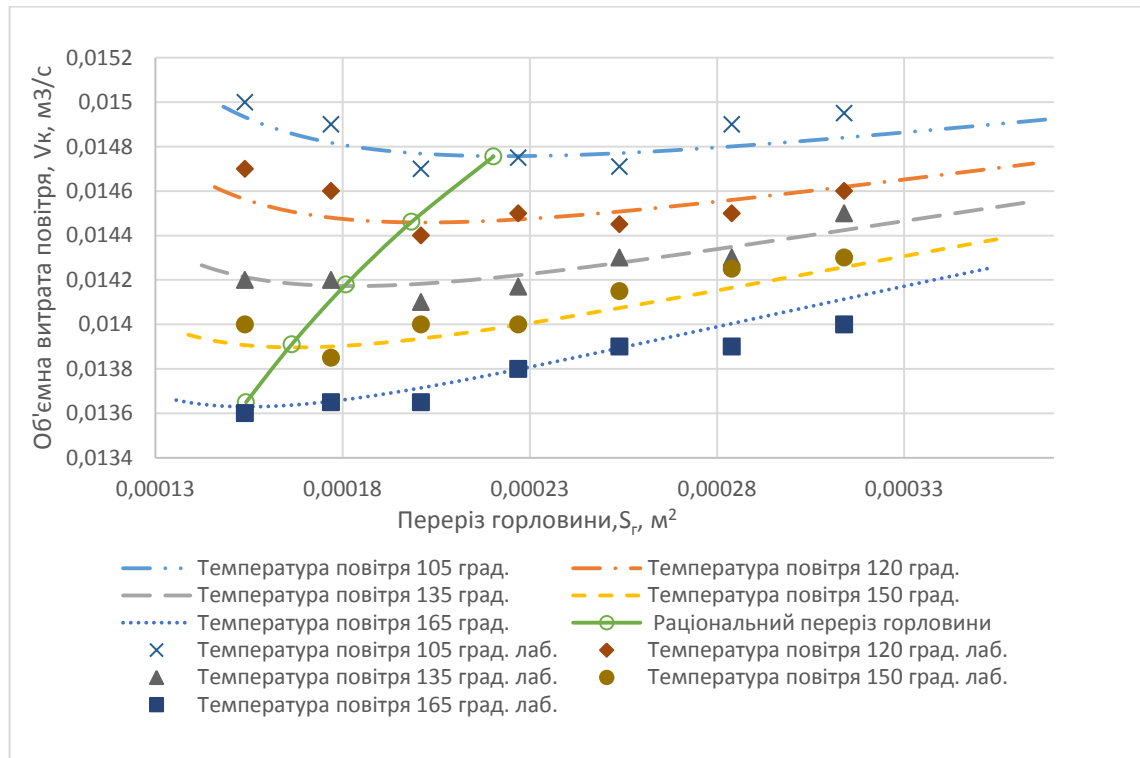


Рис. 3.6. Залежність об'ємної витрати повітря на виході з повітроохолоджувача від перерізу горловини труби Вентурі при зміні початкової температури повітря ($p_I=0,2\text{ МПа}$, $t_{wI} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_w=0,05\text{ кг/с}$, $G_g=0,0188\text{ кг/с}$, $t_I = 37,5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Встановлено, що раціональний переріз горловини буде в діапазоні $0,153-0,226 \cdot 10^{-3}\text{ м}^2$

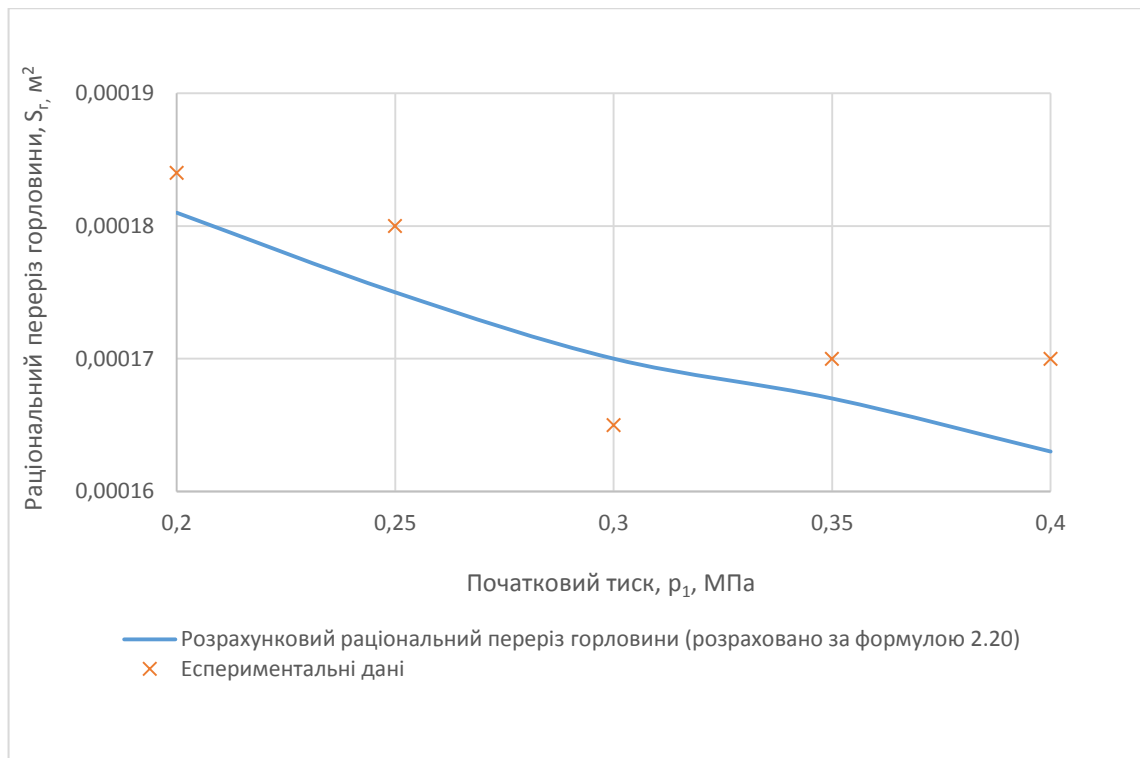


Рис. 3.7. Залежність раціонального перерізу горловини від початкового тиску повітря

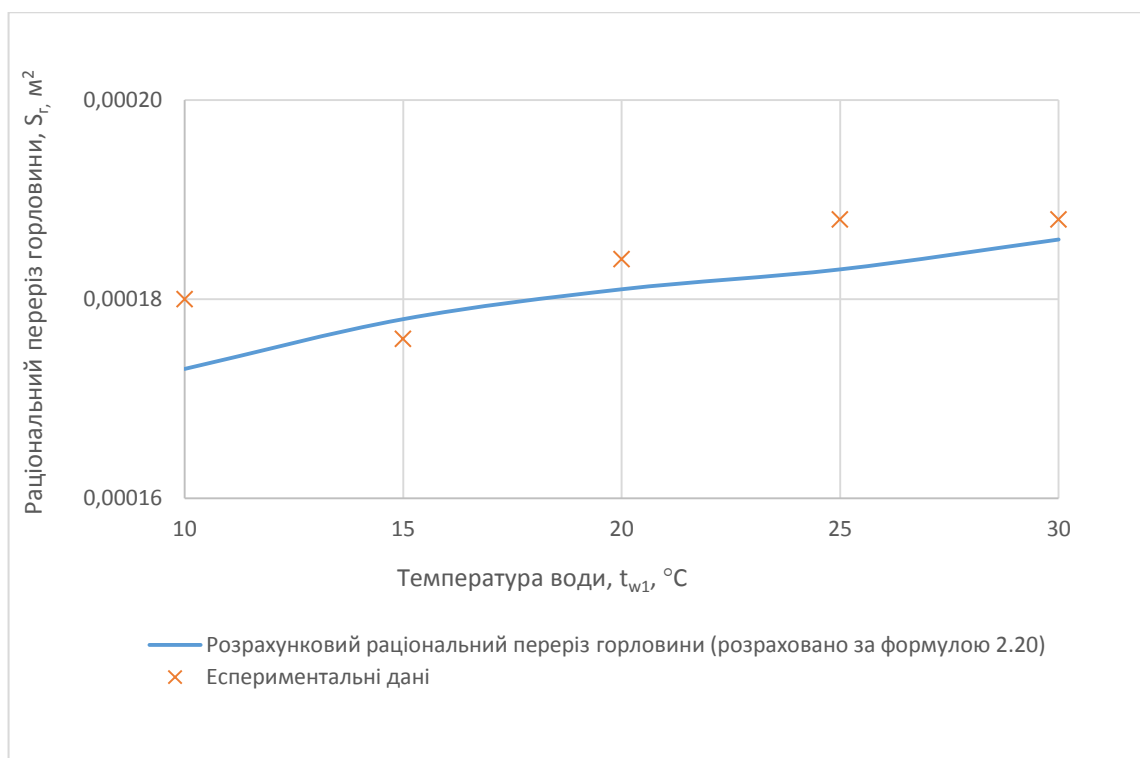


Рис. 3.8. Залежність раціонального перерізу горловини від початкової температури води

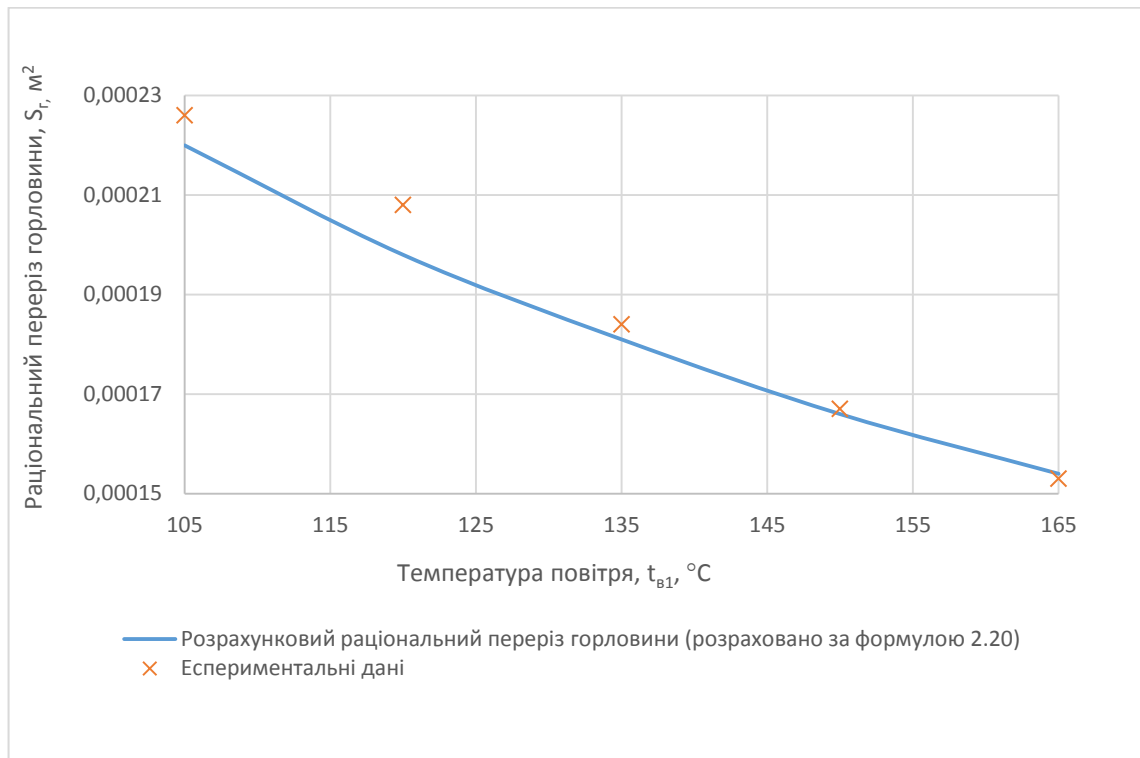


Рис. 3.9. Залежність раціонального перерізу горловини від початкової температури повітря

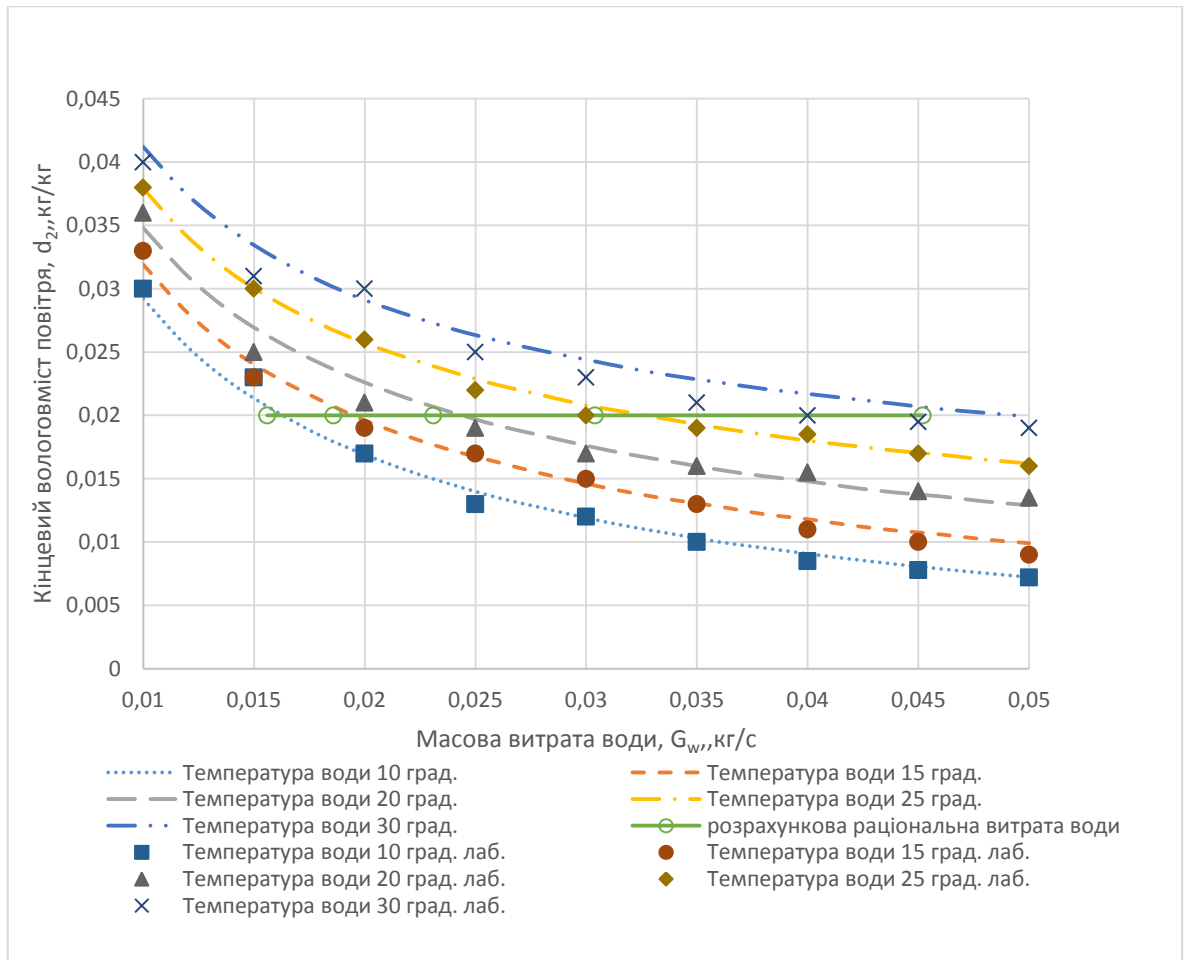


Рис. 3.10. Залежність кінцевого вологовмісту повітря від масової витрати води при зміні температури води ($p_1=0,2$ МПа, $G_с=0,0188$ кг/с, $t_{сl}=135$ °С, $d_r=0,016$ м, $d_l = 0,02$ кг/кг)

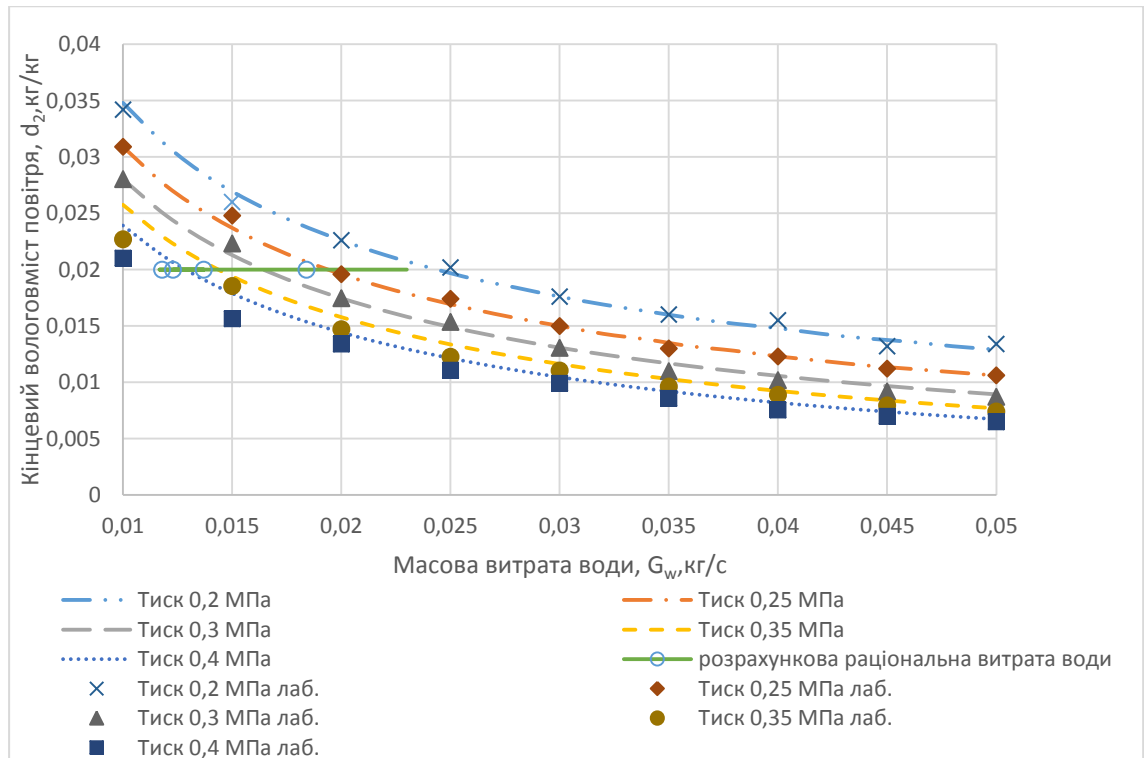


Рис. 3.11. Залежність кінцевого вологовмісту повітря від масової витрати води при зміні початкового тиску повітря ($t_{wl} = 20^\circ\text{C}$, $G_e = 0,0188 \text{ кг/с}$, $t_{el} = 135^\circ\text{C}$, $d_e = 0,016 \text{ м}$, $d_l = 0,02 \text{ кг/кг}$)

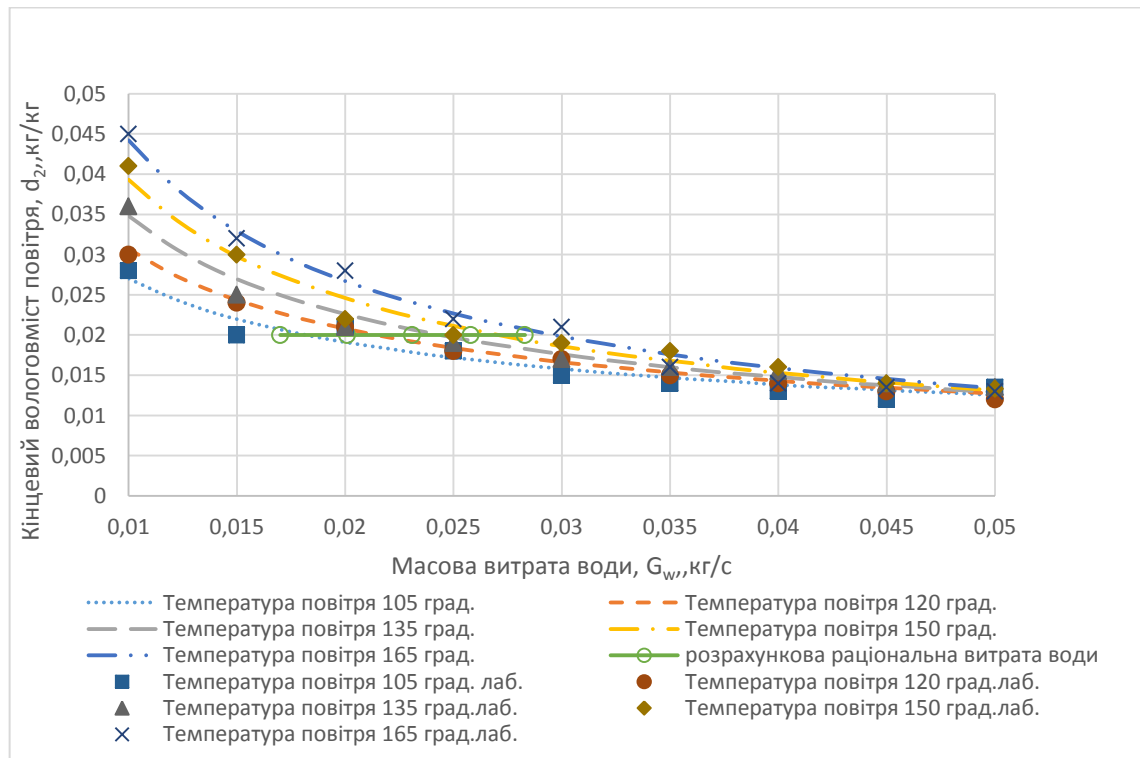


Рис. 3.12. Залежність кінцевого вологовмісту повітря від масової витрати води при зміні початкової температури повітря ($p_1=0,2$ МПа, $G_6=0,0188$ кг/с, $t_{w1} = 20$ °C, $d_e=0,016$ м, $d_l = 0,02$ кг/кг)

Встановлено, що раціональна витрата води буде в діапазоні 0,015-0,046 кг/с.

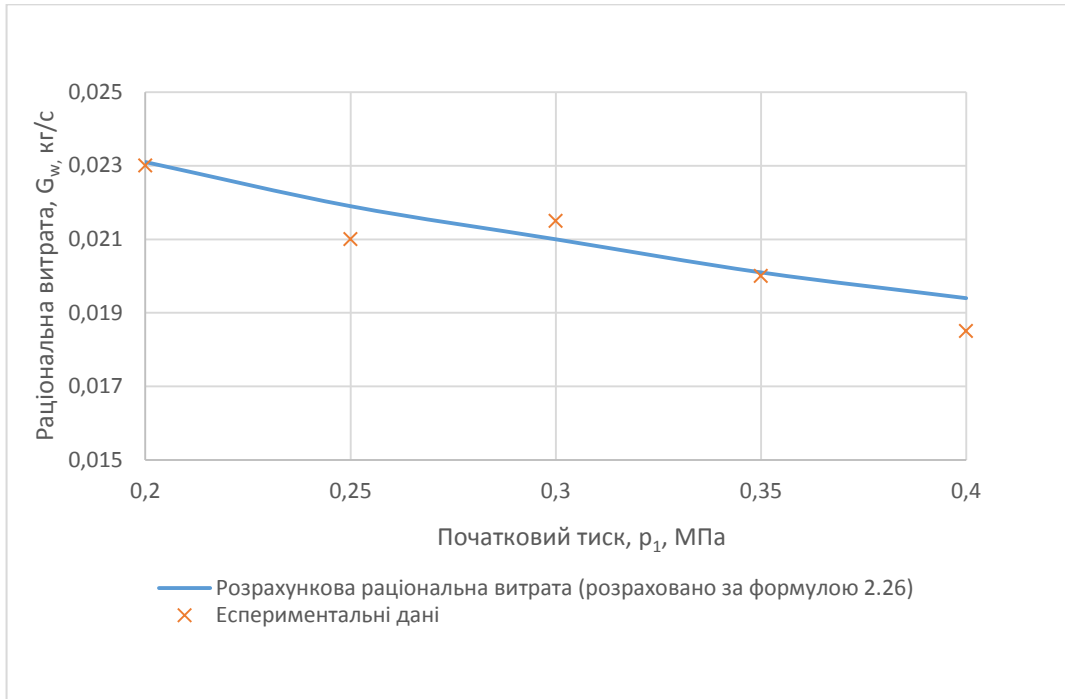


Рис. 3.14. Залежність раціональної витрати води від початкового тиску повітря

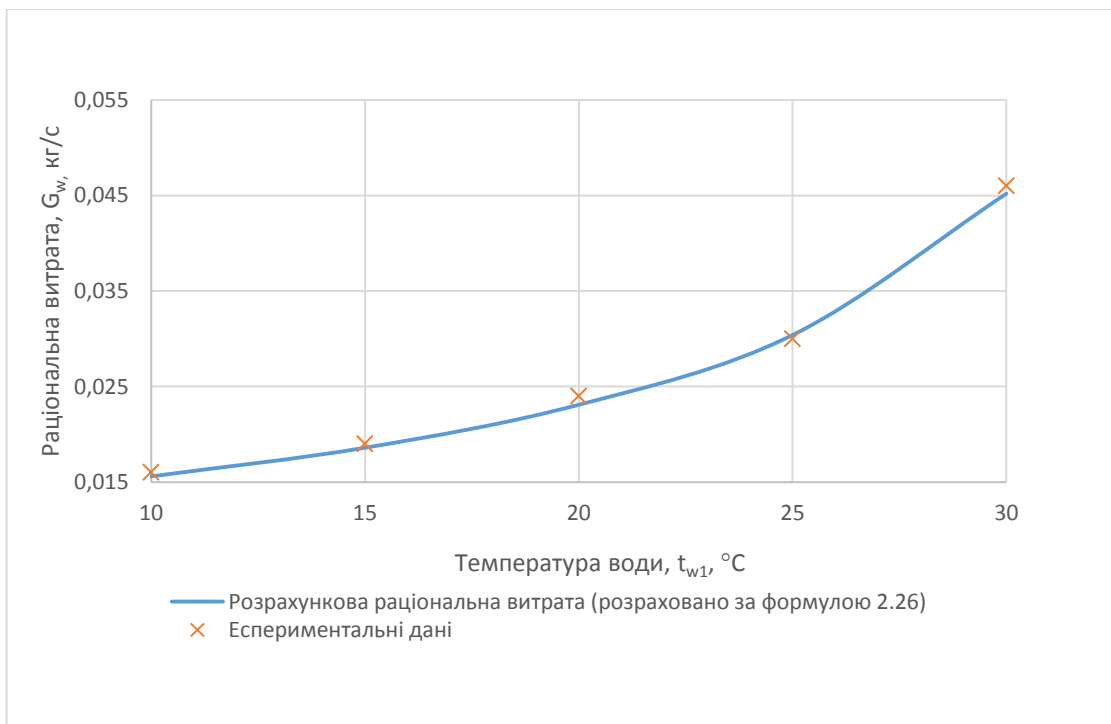


Рис. 3.15. Залежність раціональної витрати води від початкової температури води

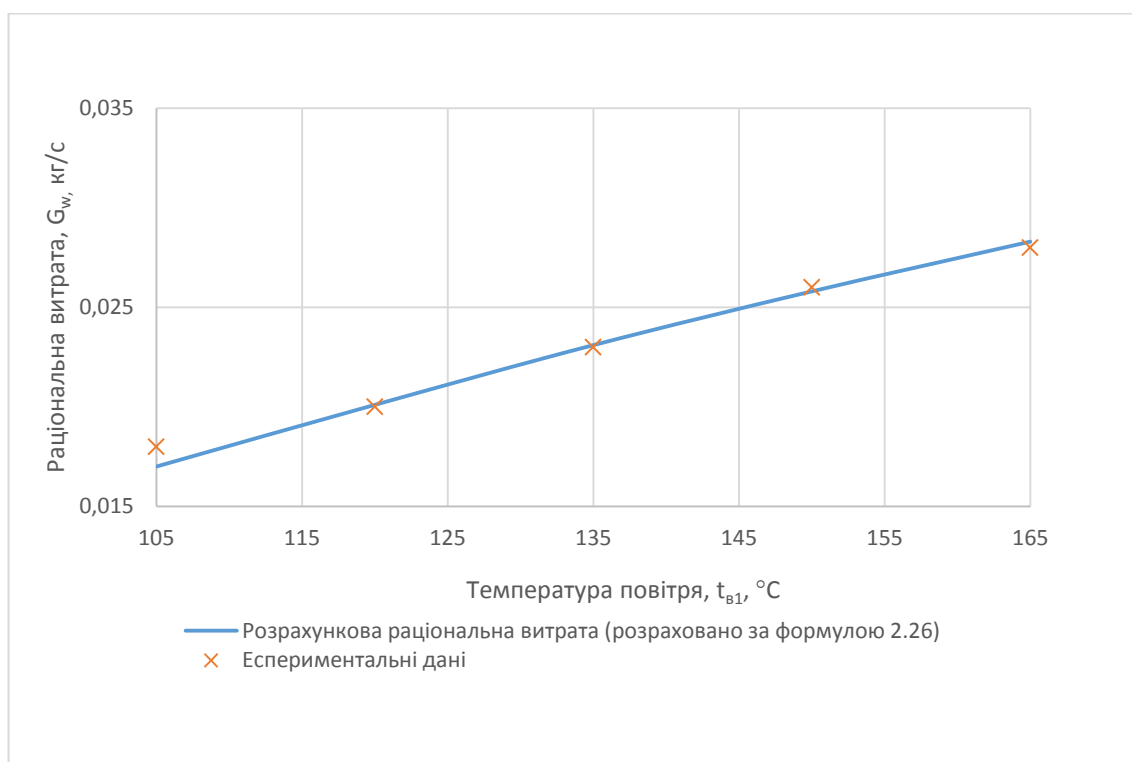


Рис. 3.16. Залежність раціональної витрати води від початкової температури повітря

Відносні похибки розрахунку визначені за формулою:

$$\Delta_1 = \frac{S_{г.рац.лаб} - S_{г.рац.}}{S_{г.рац.лаб}}$$

Середнє відхилення розрахункових і дослідних даних для діапазону S_e та G_w становить 6 % та 4,5 % відповідно; максимальне – 10,6 % та 4,6 %, що не перевищує 12 %.

Це пояснюється похибками вимірів, зокрема інструментальними, суб'єктивними і методичними. Основною інструментальною похибкою є абсолютна похибка засобів вимірювання температури, що застосовуються для вимірювання температури повітря. Вони мають клас точності 0,5 і відповідно абсолютну похибку $\pm 0,4$ °C.

Тож в результаті лабораторних експериментів доведено адекватність математичної моделі для визначення раціональних параметрів повітроохолоджувача турбокомпресора.

Висновки до розділу 3

1. Створено лабораторну установку для перевірки адекватності математичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

2. В результаті лабораторних експериментів доведено адекватність математичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор». Середнє відхилення розрахункових і дослідних значень раціонального перерізу та витрати води становить 6 % та 4,5% відповідно, що не перевищує 12%.

4 ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКНИХ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ- ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР

4.1 Проведення чисельних експериментів на математичній моделі раціональних параметрів контактного ППО-1

Для проведення чисельних експериментів використовувалась модель раціональних параметрів контактного повітроохолоджувача «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор», яка описана в розділі 2. Експерименти проводились в 2 етапи. В першому етапі визначалась раціональна швидкість повітря в горловині труби Вентурі і раціональний переріз горловини в залежності від температури води, температури води та тиску повітря на вході в охолоджувач, в другому – раціональна витрата води для ППО-1.

Параметри експерименту відповідали початковим умовам та режимам роботи шахтного турбокомпресора компресора К-500-61-5.

Кожний етап складався з 5 серій експериментів для об'ємної продуктивності турбокомпресора V_{el} від 4 м³/с до 10 м³/с з шагом 1,5. В кожній серії буде змінюватись один з вхідних параметрів: початкова температура повітря t_{el} (від 60 °С до 160°С), тиск повітря на вході p_{el} (від 0,18 МПа до 0,26 МПа), температура води t_{wl} (від 10 °С до 25 °С). Всі інші параметри будуть взяті для номінального режиму роботи турбокомпресора К500-61-5.

Результати чисельних експериментів наведено на рис. 4.1. - 4.9 та в таблицях В.1-В.4, Г.1-Г.4 (додаток В і Г).

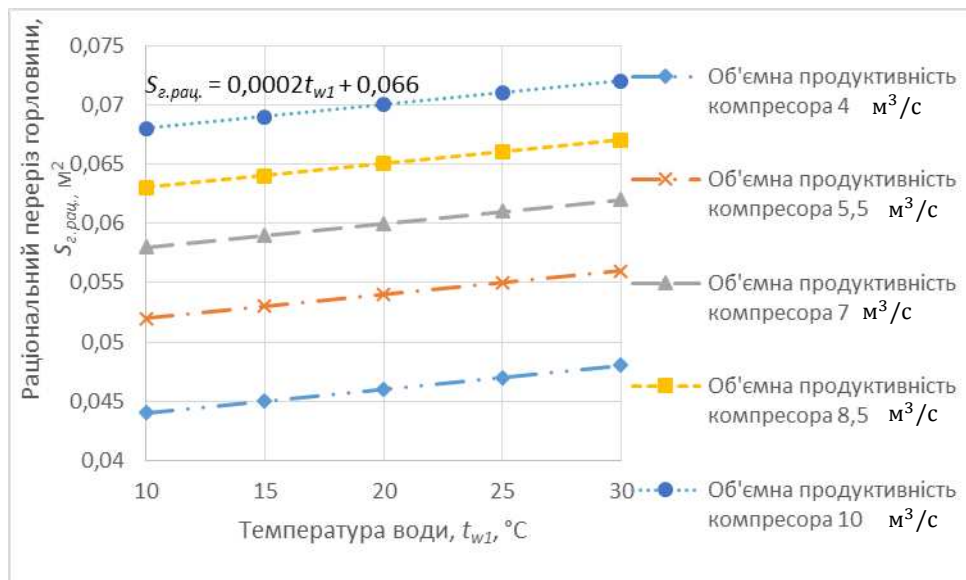


Рис. 4.1. Залежність раціонального перерізу горловини труби Вентурі від температури води для ППО-1 ($V_e = 8,75 m^3/c$, $p_l = 0,26 MPa$, $G_w = 25,5 kg/c$, $t_{el} = 126 ^\circ C$, $t_l = 27,3 ^\circ C$)

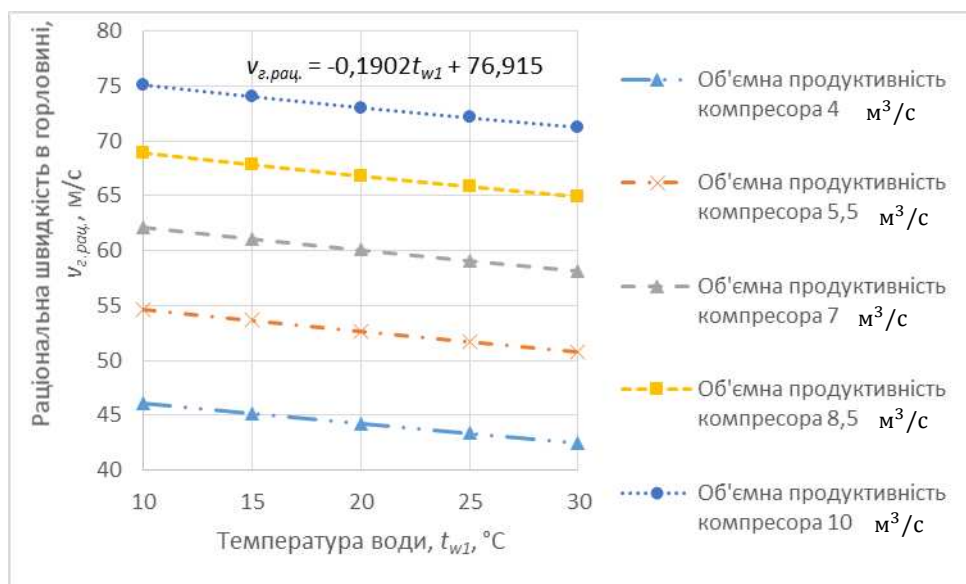


Рис. 4.2. Залежність раціональної швидкості повітря в горловині труби Вентурі від температури води для ППО-1 ($V_e = 8,75 m^3/c$, $p_l = 0,26 MPa$, $G_w = 25,5 kg/c$, $t_{el} = 126 ^\circ C$, $t_l = 27,3 ^\circ C$)

Встановлено, що раціональна швидкість в горловині змішувача ППО-1 знижується зі збільшенням температури води. Це пояснюється тим, що при збільшенні температури води відбувається погіршення осушення повітря, внаслідок чого зменшується підведення скритої теплоти. Приймаємо, що

залежність раціональної швидкості в горловині від температури води має лінійний характер.

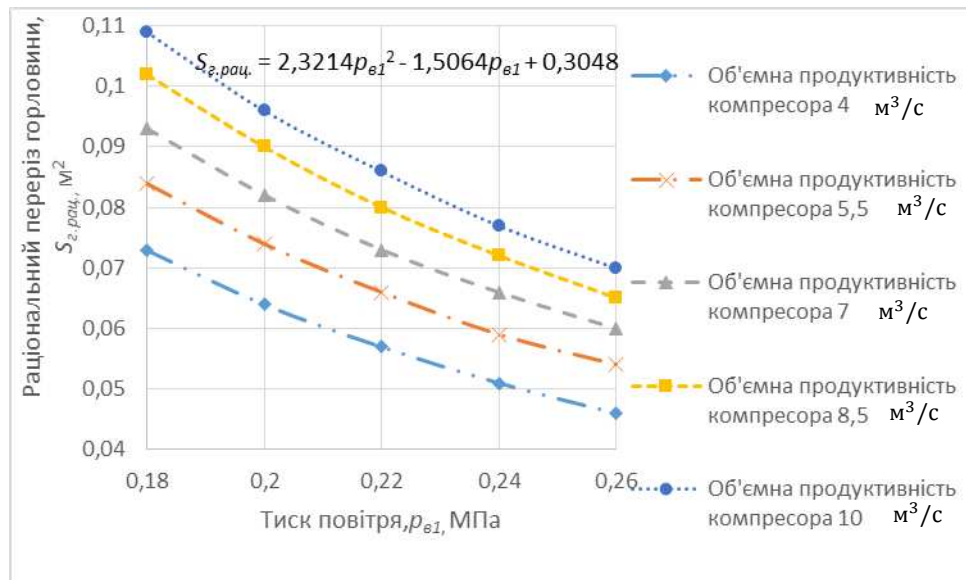


Рис. 4.3. Залежність раціонального перерізу горловини труби Вентурі від початкового тиску повітря для ППО-1 ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{wl} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 25,5 \text{ кг/с}$, $t_{el} = 126 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_l = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}$)

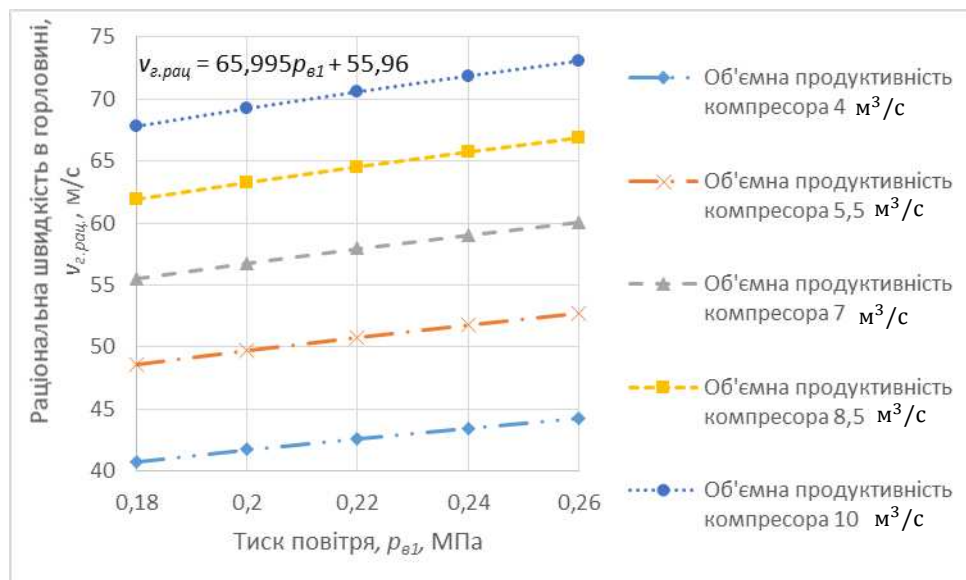


Рис. 4.4. Залежність раціональної швидкості повітря в горловині труби Вентурі від початкового тиску повітря для ППО-1 ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{wl} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 25,5 \text{ кг/с}$, $t_{el} = 126 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_l = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}$)

Приймаємо, що залежність раціональної швидкості в горловині від початкового тиску повітря має лінійний характер.

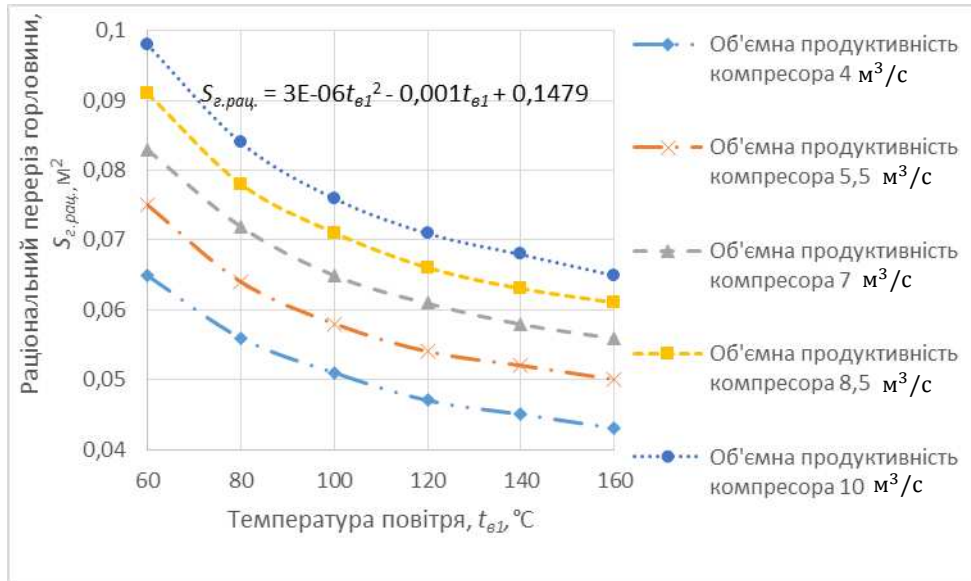


Рис. 4.5. Залежність раціонального перерізу горловини труби Вентурі від початкової температури повітря для ППО-1 ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,26 \text{ МПа}$, $t_{wl} = 20 ^\circ\text{C}$, $G_w = 25,5 \text{ кг/с}$, $t_l = 27,3 ^\circ\text{C}$)

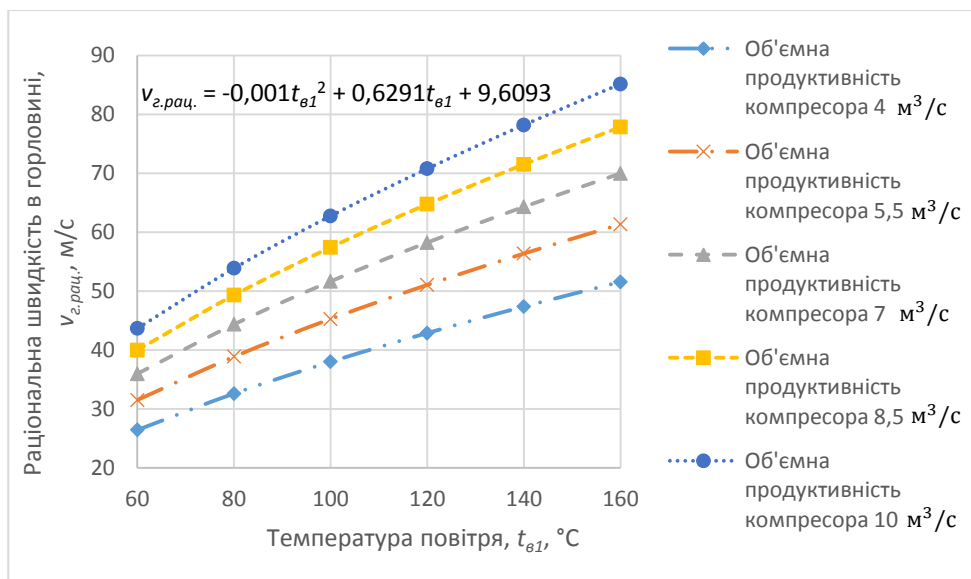


Рис. 4.6. Залежність раціональної швидкості повітря в горловині труби Вентурі від початкової температури повітря для ППО-1 ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,26 \text{ МПа}$, $t_{wl} = 20 ^\circ\text{C}$, $G_w = 25,5 \text{ кг/с}$, $t_l = 27,3 ^\circ\text{C}$)

Приймаємо, що залежність раціональної швидкості в горловині від початкової температури повітря має лінійний характер. Похибка апроксимації складає не більше 7%.

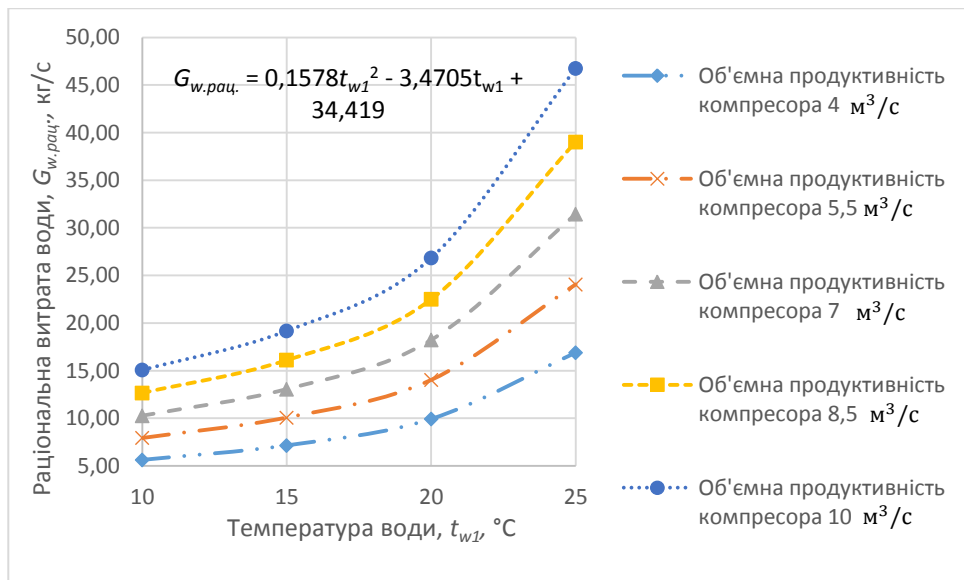


Рис. 4.7. Залежність раціональної витрати води від температури води для ППО-1 ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,26 \text{ МПа}$, $t_{el} = 126 \text{ °C}$, $d_r = 0,3 \text{ м}$, $d_l = 0,0137 \text{ кг/кг}$)

Принимается, что зависимость рациональной витрати воды от начатковой температуры воды имеет линейный характер. Похибка аппроксимации складає не більше 10%.

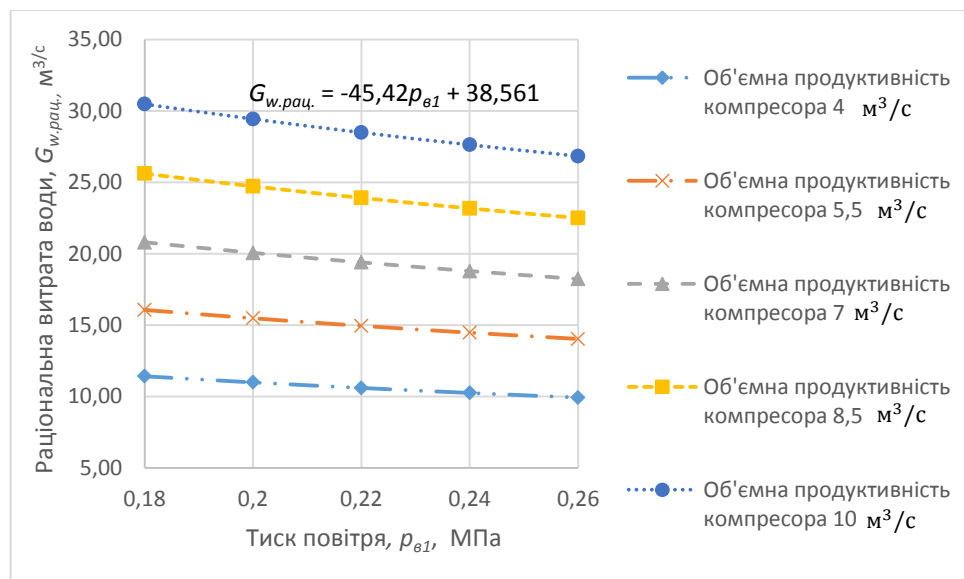


Рис. 4.8. Залежність раціональної витрати води від початкового тиску повітря для ППО-1 ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{w1} = 20 \text{ °C}$, $t_{el} = 126 \text{ °C}$, $d_r = 0,3 \text{ м}$)

Принимается, что зависимость рациональной витрати воды от начаткового тиску повітря имеет линейный характер.

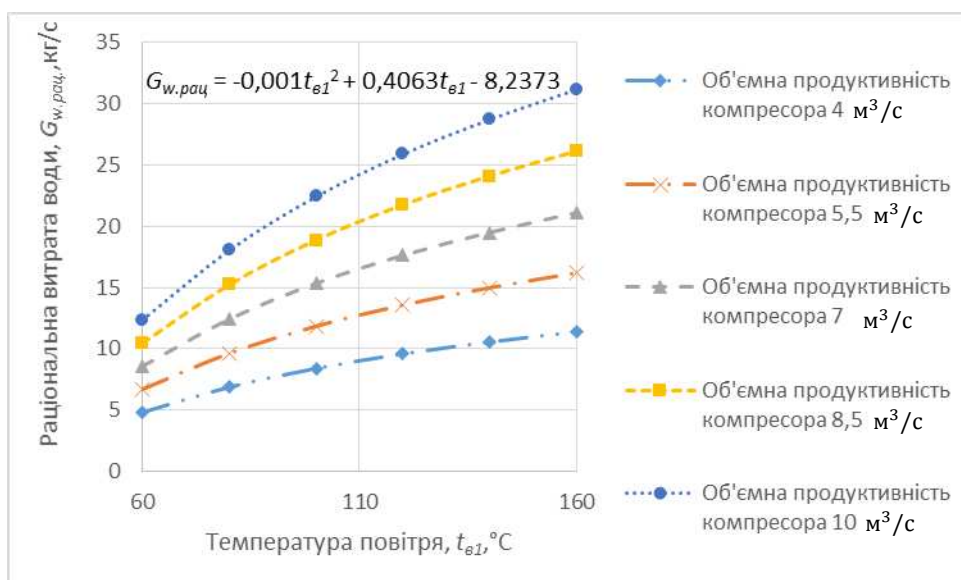


Рис. 4.9. Залежність раціональної витрати води від початкової температури повітря для ППО-1 ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,26 \text{ МПа}$, $t_{wl} = 20 \text{ °C}$, $d_e = 0,3 \text{ м}$, $d_l = 0,0088 \text{ кг/кг}$)

Приймаємо, що залежність раціональної витрати води від початкової температури повітря має лінійний характер. Похибка апроксимації складає не більше 2%.

4.2 Проведення чисельних експериментів на математичній моделі раціональних параметрів контактного ППО-2

Для проведення чисельних експериментів використовувалась модель для визначення раціональних параметрів від початкових умов та режимів роботи турбокомпресору К-500-61-5, яка описана в розділі 2. Експерименти проводились в 2 етапи. В першому етапі визначалась раціональна швидкість повітря в горловині труби Вентурі і раціональний переріз горловини в залежності від температури води, температури води та тиску повітря на вході в охолоджувач, в другому – раціональна витрата води для ППО-2

Кожний етап складався з 5 серій експериментів для об'ємної продуктивності турбокомпресора V_{e1} від $4 \text{ м}^3/\text{с}$ до $10 \text{ м}^3/\text{с}$ з шагом 1,5. В кожній серії буде змінюватись один з вхідних параметрів: початкова температура повітря t_{e1} (від 60 °C до 160 °C), тиск повітря на вході p_{e1} (від $0,4 \text{ МПа}$ до $0,56 \text{ МПа}$), температура води t_{wl} (від 10 °C до 25 °C). Всі інші параметри будуть взяті для номінального режиму роботи турбокомпресора К500-61-5.

Результати чисельних експериментів наведено на рис. 4.10.-4.18 та в таблицях Г.1- Г.4 та Д.1-Д.4 (додаток Г і Д).

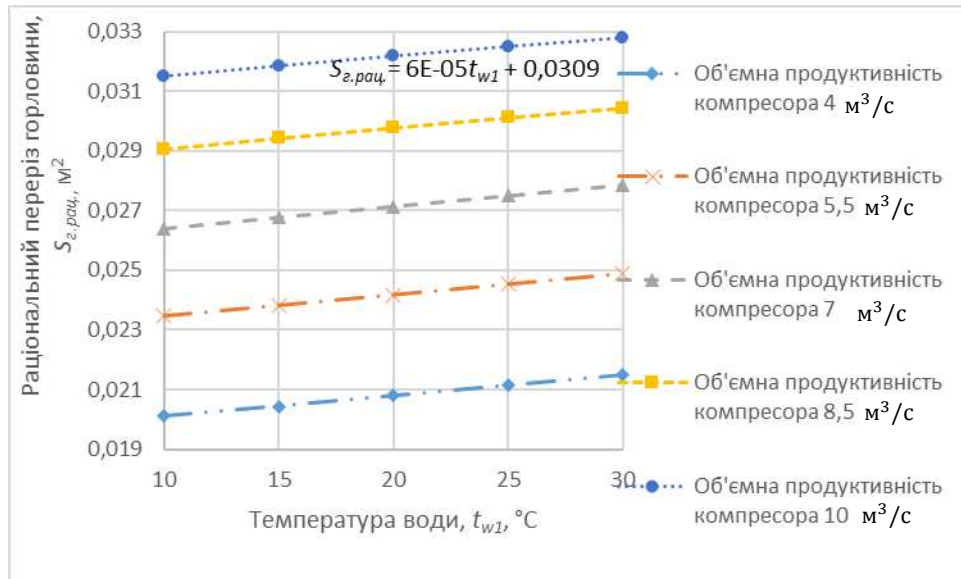


Рис. 4.10. Залежність раціонального перерізу горловини труби Вентурі від температури води для ППО-2 ($V_e = 8,75$ м³/с, $p_I = 0,474$ МПа, $G_w = 18,5$ кг/с, $t_{eI} = 152$ °C, $t_I = 39,5$ °C)

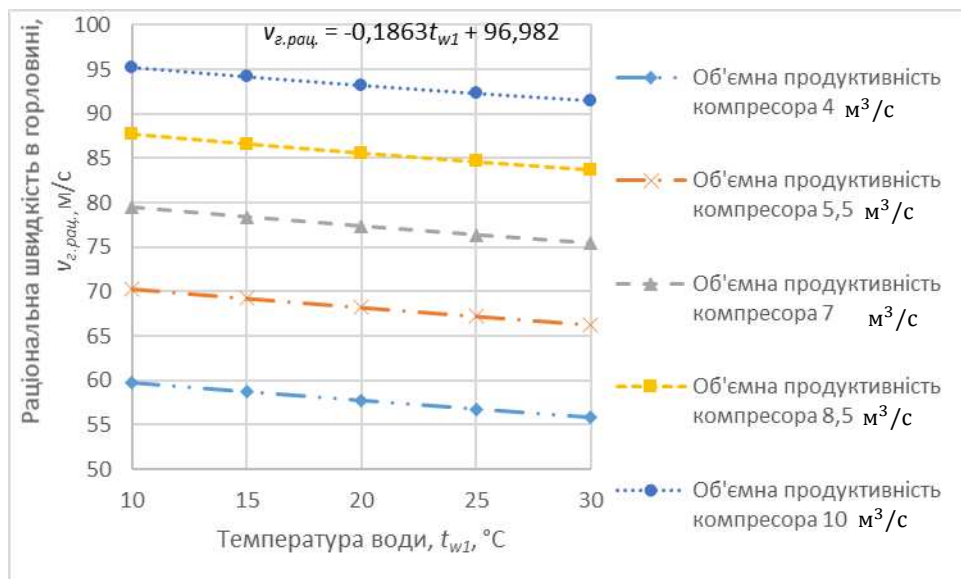


Рис. 4.11. Залежність раціональної швидкості повітря в горловині труби Вентурі від температури води для ППО-2 ($V_e = 8,75$ м³/с, $p_I = 0,474$ МПа, $G_w = 18,5$ кг/с, $t_{eI} = 152$ °C, $t_I = 39,5$ °C)

Приймаємо, що залежність раціональної швидкості в горловині від температури води має лінійний характер.

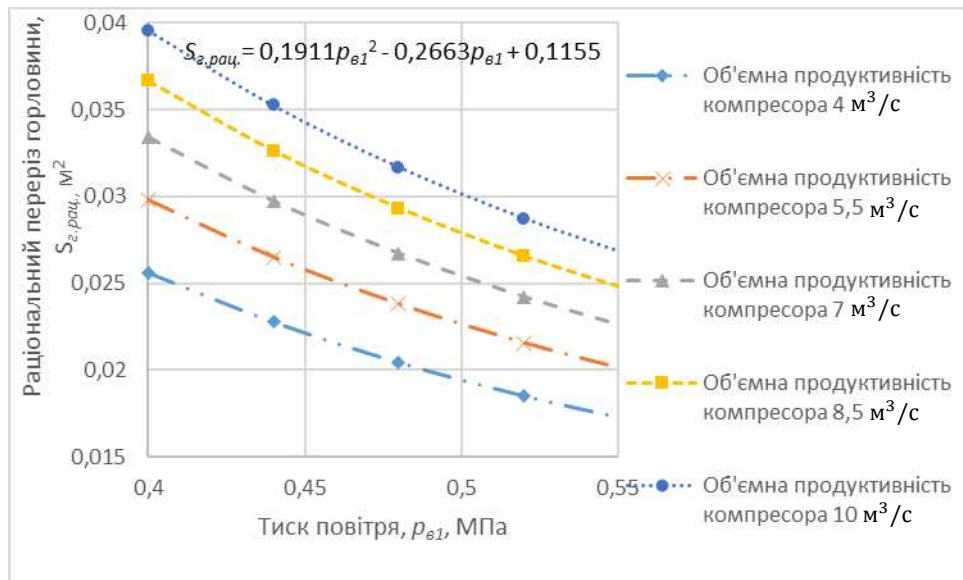


Рис. 4.12. Залежність раціонального перерізу горловини труби Вентурі від початкового тиску повітря для ППО-2 ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/с$, $t_{wl} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 18,5 \text{ кг/с}$, $t_{el} = 152 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_l = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

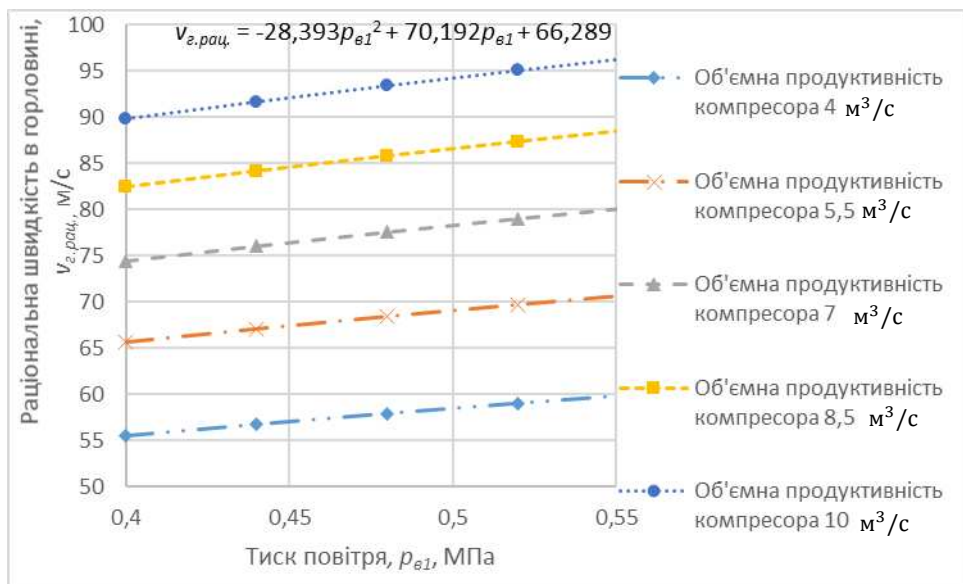


Рис. 4.13. Залежність раціональної швидкості повітря в горловині труби Вентурі від початкового тиску повітря для ППО-2 ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/с$, $t_{wl} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 18,5 \text{ кг/с}$, $t_{el} = 152 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_l = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Приймаємо, що залежність раціональної швидкості в горловині від початкового тиску повітря має лінійний характер.

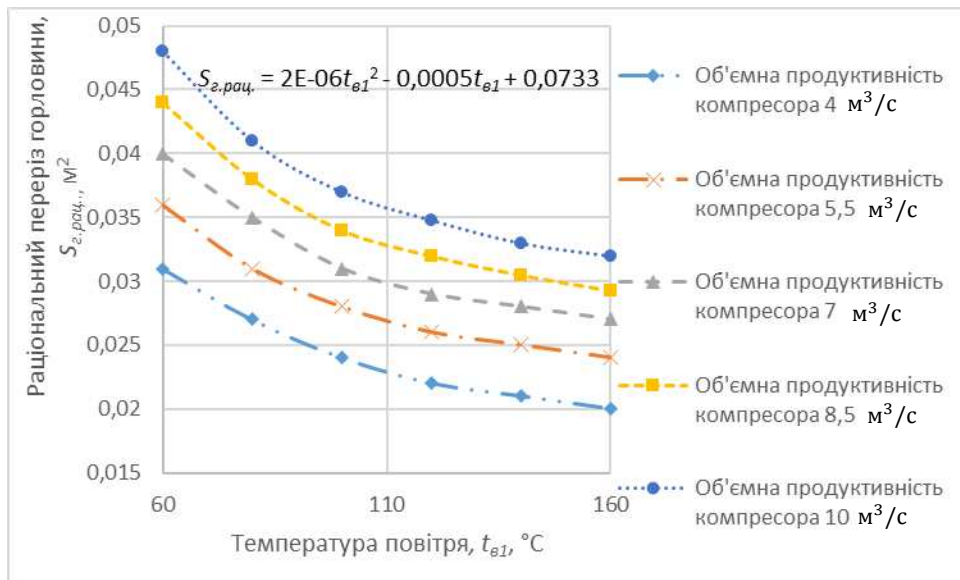


Рис. 4.14 Залежність раціонального перерізу горловини труби Вентурі від початкової температури повітря для ППО-2 ($V_e = 8,75 \text{ m}^3/\text{c}$, $p_l = 0,474 \text{ МПа}$, $t_{w1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 18,5 \text{ кг/с}$, $t_l = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

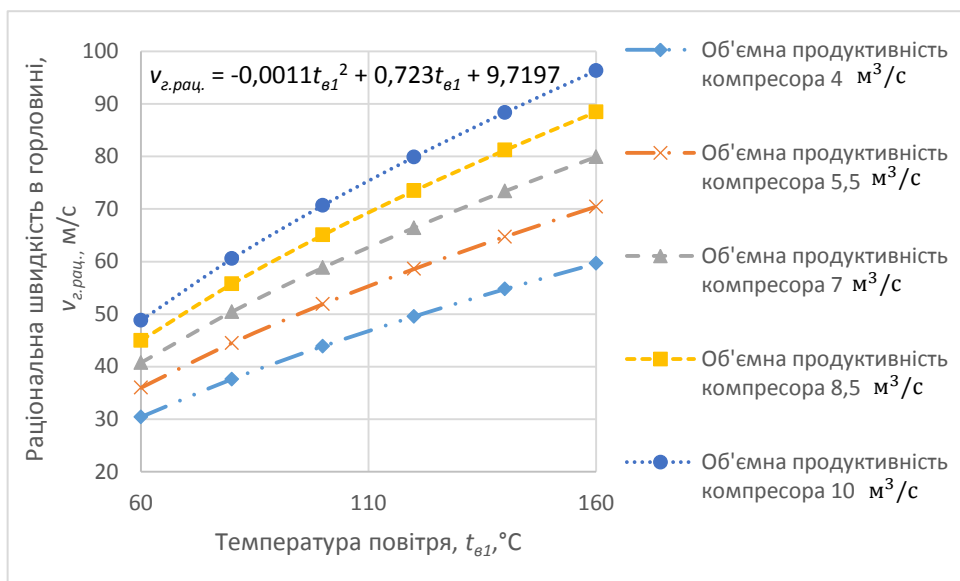


Рис. 4.15. Залежність раціональної швидкості повітря в горловині труби Вентурі від початкової температури повітря для ППО-2 ($V_e = 8,75 \text{ m}^3/\text{c}$, $p_l = 0,474 \text{ МПа}$, $t_{w1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 18,5 \text{ кг/с}$, $t_l = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Приймаємо, що залежність раціональної швидкості в горловині від початкової температури повітря має лінійний характер. Похибка апроксимації складає не більше 1%.

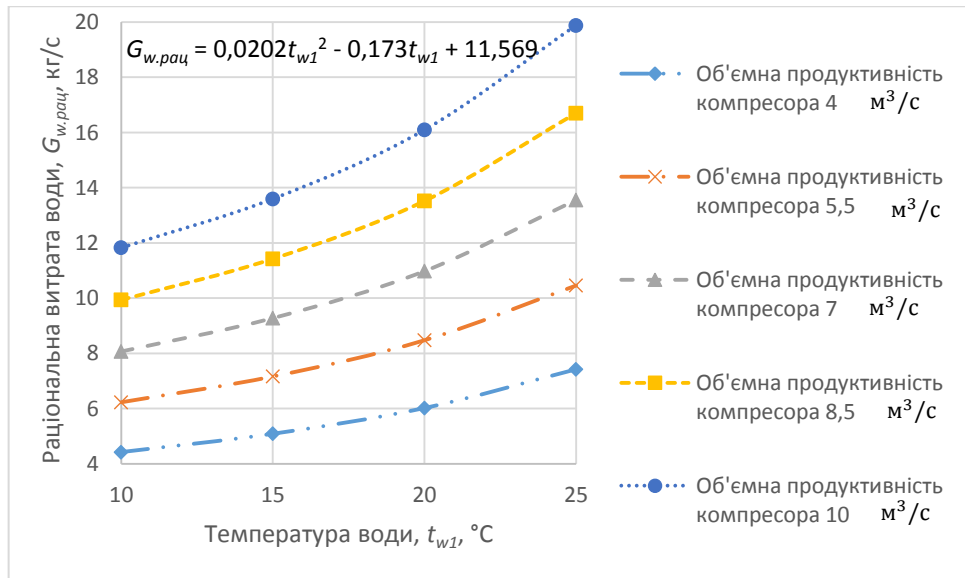


Рис. 4.16. Залежність раціональної витрати води від температури води для ППО-2 ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,474 \text{ МПа}$, $t_{el} = 152 \text{ °C}$, $d_r = 0,2 \text{ м}$, $d_l = 0,0095 \text{ кг/кг}$)

Приймаємо, що залежність раціональної витрати води від початкової температури води має лінійний характер. Похибка апроксимації складає не більше 3,5 %.

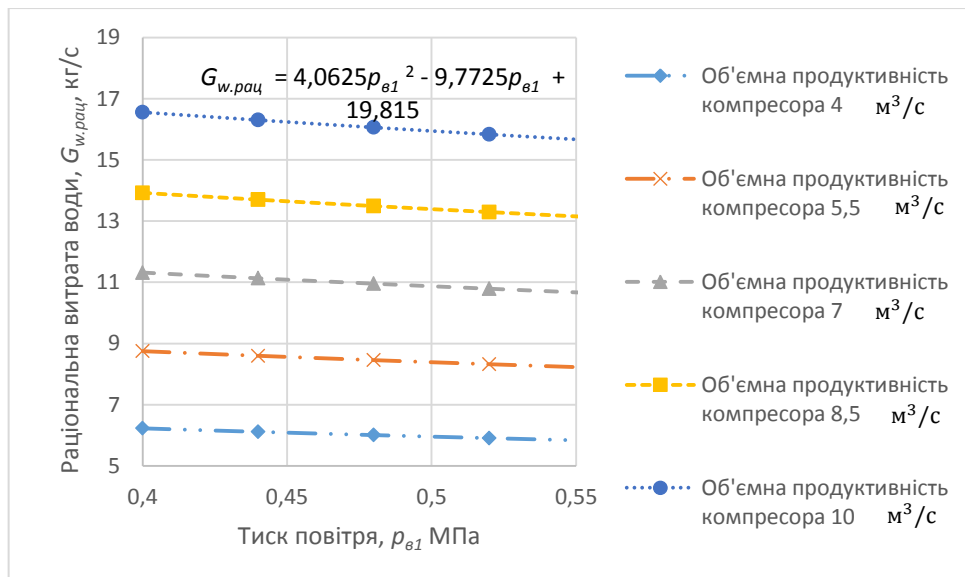


Рис. 4.17. Залежність раціональної витрати води від початкового тиску повітря для ППО-2 ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{w1} = 20 \text{ °C}$, $t_{el} = 152 \text{ °C}$, $d_r = 0,2 \text{ м}$)

Приймаємо, що залежність раціональної витрати води від початкового тиску повітря має лінійний характер.

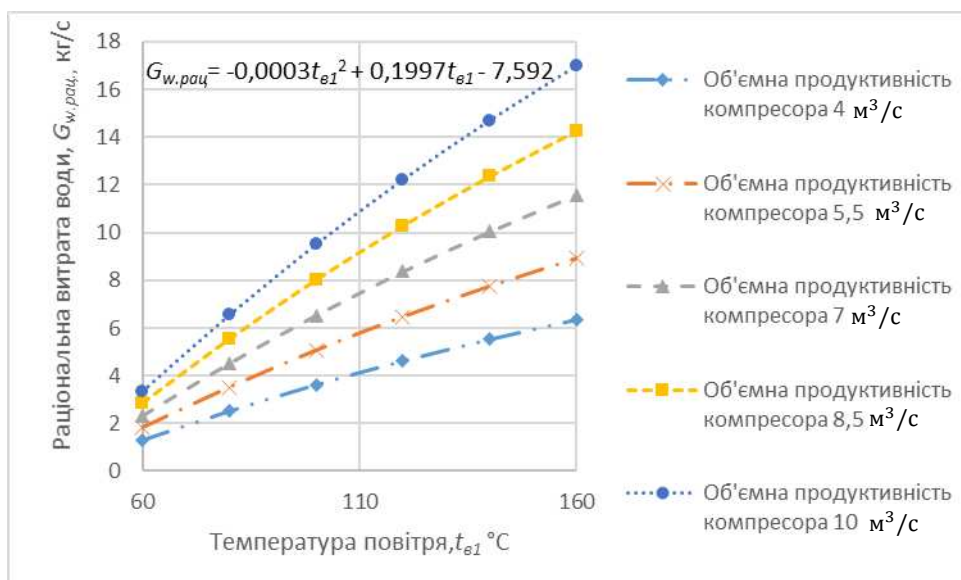


Рис. 4.18. Залежність раціональної витрати води від початкової температури повітря для ППО-2 ($V_e = 8,75$ м³/с, $p_l = 0,474$ МПа, $t_{wl} = 20$ °C, $d_e = 0,2$ м, $d_l = 0,0095$ кг/кг)

Приймаємо, що залежність раціональної витрати води від початкової температури повітря має лінійний характер. Похибка апроксимації складає не більше 1%.

4.3 Побудова експериментально-статистичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»

Експерименти проводились для встановлення багатofакторної залежності раціональних параметрів від початкових умов та режимів роботи турбокомпресорів. Для цього можуть бути застосовані експериментально-статистичні моделі.

4.3.1 Раціональний переріз горловини труби Вентурі

Залежності раціональних параметрів від початкових умов, які отримані вище, можна з високою рівнем достовірності 0,9-1 апроксимувати прямою лінією. Похибка складає при цьому не більше 10 %, тому для подальшої розробки візьмемо за основу експериментально-статистичну модель першого порядку. Такі моделі мають ряд очевидних переваг: простота побудови та інтерпретації, також вони потребують відносно невеликої кількості дослідів для

визначення коефіцієнтів, а також дозволяють однозначно визначити вплив кожного з досліджуваних факторів на параметр оптимізації.

Для побудови експериментально-статистичної моделі першого порядку, скористаємось плануванням експерименту, що передбачає варіацію всіх факторів на двох рівнях. Для повного охоплення області варіювання кожного з факторів, оберемо для цього верхній та нижній рівень фактора. Найбільш повний спосіб охоплення всієї області варіювання факторів той, в якому передбачаються всі можливі комбінації нижніх і верхніх рівнів кожного досліджуваного фактора. З математичної точки зору це будуть всі можливі в n -мірному факторному просторі комбінації точок, кожна з координат яких в кодованій формі має значення тільки “+1” або “-1”.

Запис 2^n означає, що в план вводяться n факторів, які варіюються на двох рівнях. Загальна кількість точок у такому плані експерименту буде визначатися за формулою:

$$N = 2^n \quad (4.1)$$

Таблиця 4.1

Основні фактори процесу

Фактор	Визначення	Нульовий рівень		Інтервал варіювання	
		ППО-1	ППО-2	ППО-1	ППО-2
x_1	Початкова температура води $t_{w1}, ^\circ\text{C}$	20	20	10	10
x_2	Початковий тиск повітря $p_1, \text{МПа}$	0,22	0,48	0,04	0,08
x_3	Початкова температура повітря $t_{e1}, ^\circ\text{C}$	130	155	10	15
x_4	Об’ємна продуктивність компресора $V_6, \text{м}^3/\text{с}$	7	7	3	3

Функцією відгуку процесу (y) прийнято раціональний переріз горловини труби Вентурі.

За формулою 4.1 визначаємо кількість точок в плані експерименту:

$$N=2^4 = 16$$

Побудуємо план експерименту та результати його реалізації для ППО-1 та ППО-2. Дані занесено в таблицю 4.2 та 4.3

Таблиця 4.2

План експерименту та результати його реалізації для ППО-1

№ досліджу	Фактори				Функції відгуку
	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
1	30	0,26	140	10	0,069
2	10	0,26	140	10	0,066
3	30	0,18	140	10	0,107
4	10	0,18	140	10	0,104
5	30	0,26	120	10	0,073
6	10	0,26	120	10	0,069
7	30	0,18	120	10	0,113
8	10	0,18	120	10	0,109
9	30	0,26	140	4	0,047
10	10	0,26	140	4	0,043
11	30	0,18	140	4	0,073
12	10	0,18	140	4	0,068
13	30	0,26	120	4	0,049
14	10	0,26	120	4	0,045
15	30	0,18	120	4	0,077
16	10	0,18	120	4	0,071

Таблиця 4.3

План експерименту та результати його реалізації для ППО-2

№ досліджу	Фактори				Функції відгуку
	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
1	30	0,56	170	10	0,026
2	10	0,56	170	10	0,025
3	30	0,4	170	10	0,039
4	10	0,4	170	10	0,038
5	30	0,56	140	10	0,028
6	10	0,56	140	10	0,026
7	30	0,4	140	10	0,041
8	10	0,4	140	10	0,04
9	30	0,56	170	4	0,017
10	10	0,56	170	4	0,016
11	30	0,4	170	4	0,026
12	10	0,4	170	4	0,024

13	30	0,56	140	4	0,018
14	10	0,56	140	4	0,017
15	30	0,4	140	4	0,027
16	10	0,4	140	4	0,025

В даному випадку розглядається задача з чотирма факторами. Модель першого порядку у з парними ефектами взаємодії виду (4.2) для цього випадку набуває вигляду[71]:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 \quad (4.2)$$

Переведення натуральних значень факторів в кодовані здійснюється за формулою:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (4.3)$$

де x_i – кодоване значення i -го фактора; X_i – натуральне значення i -го фактору; X_{i0} – нульовий (основний) рівень фактора; ΔX_i – інтервал варіювання фактору.

При обробці результатів повного факторного експерименту 2^n можна скористатися спрощеними формулами розрахунку значень коефіцієнтів, виведеними на основі методу найменших квадратів:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \bar{y}_u; b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u; b_{ij} = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u; i, j = 1, 2, \dots, n; \quad (4.4)$$

де x_{iu} – значення i -го фактора в u -му досліді.

Побудуємо розширену матрицю плану експерименту для експериментально–статистичної моделі (4.2) та занесемо дані в таблицю 4.4.

Таблиця 4.4

Розширена матриця плану експерименту для ППО-1 та ППО-2

x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_1 x_4$	$x_2 x_3$	$x_2 x_4$	$x_3 x_4$
1	+1	+1	+1	+1	1	1	1	1	1	1
1	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	1
1	+1	-1	+1	+1	-1	1	1	-1	-1	1

1	-1	-1	+1	+1	1	-1	-1	-1	-1	1
1	+1	+1	-1	+1	1	-1	1	-1	1	-1
1	-1	+1	-1	+1	-1	1	-1	-1	1	-1
1	+1	-1	-1	+1	-1	-1	1	1	-1	-1
1	-1	-1	-1	+1	1	1	-1	1	-1	-1
1	+1	+1	+1	-1	1	1	-1	1	-1	-1
1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1
1	+1	-1	+1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1
1	-1	-1	+1	-1	1	-1	1	-1	1	-1
1	+1	+1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1
1	-1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1
1	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1
1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1

Таблиця 4.5

Допоміжна таблиця для розрахунку коефіцієнтів моделі для ППО-1

№	$\overline{y_u}$	$x_1\overline{y_u}$	$x_2\overline{y_u}$	$x_3\overline{y_u}$	$x_4\overline{y_u}$	$x_1x_2\overline{y_u}$	$x_1x_3\overline{y_u}$	$x_1x_4\overline{y_u}$	$x_2x_3\overline{y_u}$	$x_2x_4\overline{y_u}$	$x_3x_4\overline{y_u}$
1	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069	0,069
2	0,066	-0,066	0,066	0,066	0,066	-0,066	-0,066	-0,066	0,066	0,066	0,066
3	0,107	0,107	-0,107	0,107	0,107	-0,107	0,107	0,107	-0,107	-0,107	0,107
4	0,104	-0,104	-0,104	0,104	0,104	0,104	-0,104	-0,104	-0,104	-0,104	0,104
5	0,073	0,073	0,073	-0,073	0,073	0,073	-0,073	0,073	-0,073	0,073	-0,073
6	0,069	-0,069	0,069	-0,069	0,069	-0,069	0,069	-0,069	-0,069	0,069	-0,069
7	0,113	0,113	-0,113	-0,113	0,113	-0,113	-0,113	0,113	0,113	-0,113	-0,113
8	0,109	-0,109	-0,109	-0,109	0,109	0,109	0,109	-0,109	0,109	-0,109	-0,109
9	0,047	0,047	0,047	0,047	-0,047	0,047	0,047	-0,047	0,047	-0,047	-0,047
10	0,043	-0,043	0,043	0,043	-0,043	-0,043	-0,043	0,043	0,043	-0,043	-0,043
11	0,073	0,073	-0,073	0,073	-0,073	-0,073	0,073	-0,073	-0,073	0,073	-0,073
12	0,068	-0,068	-0,068	0,068	-0,068	0,068	-0,068	0,068	-0,068	0,068	-0,068
13	0,049	0,049	0,049	-0,049	-0,049	0,049	-0,049	-0,049	-0,049	-0,049	0,049
14	0,045	-0,045	0,045	-0,045	-0,045	-0,045	0,045	0,045	-0,045	-0,045	0,045
15	0,077	0,077	-0,077	-0,077	-0,077	-0,077	-0,077	-0,077	0,077	0,077	0,077
16	0,071	-0,071	-0,071	-0,071	-0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071	0,071

Сума	1,183	0,033	-0,261	-0,029	0,237	-0,003	-0,003	-0,005	0,007	-0,051	-0,007
------	-------	-------	--------	--------	-------	--------	--------	--------	-------	--------	--------

Таблиця 4.6

Допоміжна таблиця для розрахунку коефіцієнтів моделі для ППО-2

№	$\overline{y_u}$	$x_1\overline{y_u}$	$x_2\overline{y_u}$	$x_3\overline{y_u}$	$x_4\overline{y_u}$	$x_1x_2\overline{y_u}$	$x_1x_3\overline{y_u}$	$x_1x_4\overline{y_u}$	$x_2x_3\overline{y_u}$	$x_2x_4\overline{y_u}$	$x_3x_4\overline{y_u}$
1	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026
2	0,025	-0,025	0,025	0,025	0,025	-0,025	-0,025	-0,025	0,025	0,025	0,025
3	0,039	0,039	-0,039	0,039	0,039	-0,039	0,039	0,039	-0,039	-0,039	0,039
4	0,038	-0,038	-0,038	0,038	0,038	0,038	-0,038	-0,038	-0,038	-0,038	0,038
5	0,028	0,028	0,028	-0,028	0,028	0,028	-0,028	0,028	-0,028	0,028	-0,028
6	0,026	-0,026	0,026	-0,026	0,026	-0,026	0,026	-0,026	-0,026	0,026	-0,026
7	0,041	0,041	-0,041	-0,041	0,041	-0,041	-0,041	0,041	0,041	-0,041	-0,041
8	0,04	-0,04	-0,04	-0,04	0,04	0,04	0,04	-0,04	0,04	-0,04	-0,04
9	0,017	0,017	0,017	0,017	-0,017	0,017	0,017	-0,017	0,017	-0,017	-0,017
10	0,016	-0,016	0,016	0,016	-0,016	-0,016	-0,016	0,016	0,016	-0,016	-0,016
11	0,026	0,026	-0,026	0,026	-0,026	-0,026	0,026	-0,026	-0,026	0,026	-0,026
12	0,024	-0,024	-0,024	0,024	-0,024	0,024	-0,024	0,024	-0,024	0,024	-0,024
13	0,018	0,018	0,018	-0,018	-0,018	0,018	-0,018	-0,018	-0,018	-0,018	0,018
14	0,017	-0,017	0,017	-0,017	-0,017	-0,017	0,017	0,017	-0,017	-0,017	0,017
15	0,027	0,027	-0,027	-0,027	-0,027	-0,027	-0,027	-0,027	0,027	0,027	0,027
16	0,025	-0,025	-0,025	-0,025	-0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Сума	0,433	0,011	-0,087	-0,011	0,093	-0,001	-0,001	-0,001	0,001	-0,019	-0,003

За формулами (4.4) одержуємо значення коефіцієнтів. Експериментально-статистична модель для ППО-1 набуде вигляду:

$$\begin{aligned}
 y = & 0,0739 + 0,0021 \frac{X_1 - 20}{10} - 0,0163 \frac{X_2 - 0,22}{0,04} - \\
 & - 0,0018 \frac{X_3 - 130}{10} + 0,0148 \frac{X_4 - 7}{3} - 0,0002 \frac{X_1 - 20}{10} \cdot \frac{X_2 - 0,22}{0,04} - \\
 & - 0,0002 \frac{X_1 - 20}{10} \cdot \frac{X_3 - 130}{10} - 0,0003 \frac{X_1 - 20}{10} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} + \\
 & + 0,0004 \frac{X_2 - 0,22}{0,04} \cdot \frac{X_3 - 130}{10} - 0,0032 \frac{X_2 - 0,22}{0,04} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} -
 \end{aligned}$$

$$-0,0004 \frac{X_3 - 130}{10} \cdot \frac{X_4 - 7}{3}$$

В результаті отримаємо:

$$\begin{aligned} y = & 0,0739 + 0,00021 \cdot (X_1 - 20) - 0,408 \cdot (X_2 - 0,22) - \\ & -0,00018 \cdot (X_3 - 130) + 0,0049 \cdot (X_4 - 7) - 0,0005 \cdot (X_1 - 20) \cdot \\ & \cdot (X_2 - 0,22) - 0,000002 \cdot (X_1 - 20) \cdot (X_3 - 130) - \\ & -0,00001 \cdot (X_1 - 20) \cdot (X_4 - 7) + 0,001 \cdot (X_2 - 0,22) \cdot \\ & \cdot (X_3 - 130) - 0,027 \cdot (X_2 - 0,22) \cdot (X_4 - 7) - \\ & -0,000013 \cdot (X_3 - 130) \cdot (X_4 - 7) \end{aligned} \quad (4.5)$$

для ППО-2:

$$\begin{aligned} y = & 0,0271 + 0,00069 \frac{X_1 - 20}{10} - 0,0054 \frac{X_2 - 0,48}{0,08} - \\ & -0,00069 \frac{X_3 - 155}{15} + 0,0058 \frac{X_4 - 7}{3} - \\ & -0,000063 \frac{X_1 - 20}{10} \cdot \frac{X_2 - 0,48}{0,08} - 0,000063 \frac{X_1 - 20}{10} \cdot \frac{X_3 - 155}{15} - \\ & 0,000062 \frac{X_1 - 20}{10} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} + 0,000063 \frac{X_2 - 0,48}{0,08} \cdot \frac{X_3 - 155}{15} - \\ & -0,00119 \frac{X_2 - 0,48}{0,08} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} - 0,00019 \frac{X_3 - 155}{15} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} \end{aligned}$$

В результаті отримаємо:

$$\begin{aligned} y = & 0,0271 + 0,00069 \cdot (X_1 - 20) - 0,0054 \cdot (X_2 - 0,48) - \\ & -0,000046 \cdot (X_3 - 155) + 0,0019 \cdot (X_4 - 7) - \\ & -0,000079 \cdot (X_1 - 20) \cdot (X_2 - 0,48) - 0,00000042 \cdot (X_1 - 20) \cdot \\ & \cdot (X_3 - 155) - 0,0000021 \cdot (X_1 - 20) \cdot (X_4 - 7) - \\ & -0,000053 \cdot (X_2 - 0,48) \cdot (X_3 - 155) - 0,005 \cdot (X_2 - 0,48) \cdot (X_4 - 7) - \\ & -0,0000042 \cdot (X_3 - 155) \cdot (X_4 - 7) \end{aligned} \quad (4.6)$$

Попередньо можна оцінити якість рівняння регресії за допомогою похибки абсолютної апроксимації:

$$\bar{A} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{Y_i - y_i}{y_i} \right| \cdot 100\% \quad (4.7)$$

Якщо модель розрахована з високою точністю $\bar{A} < 10\%$, хорошою – $10\% < \bar{A} < 20\%$, задовільною – $20\% < \bar{A} < 50\%$, незадовільною $> 50\%$.

Для ППО-1 похибка складає 0,27 %, для ППО-2 – 0,7 %.

Експериментально–статистична модель раціонального перерізу горловини труби Вентурі для ППО-1 та ППО-2 розрахована з достатньою точністю.

4.3.2 Раціональна витрата води

Для побудови математичної моделі раціональної витрати води візьмемо за основу експериментально–статистичну модель першого порядку. Скористаємось плануванням експерименту, що передбачає варіацію всіх факторів на двох рівнях.

Таблиця 4.7

Основні фактори процесу

Фактор	Визначення	Нульовий рівень		Інтервал варіювання	
		ППО-1	ППО-2	ППО-1	ППО-2
x_1	Початкова температура води $t_{w1}, ^\circ\text{C}$	15	15	10	10
x_2	Початковий тиск повітря $p_1, \text{МПа}$	0,22	0,48	0,04	0,08
x_3	Початкова температура повітря $t_{e1}, ^\circ\text{C}$	130	155	10	15
x_4	Об'ємна продуктивність компресора $V_6, \text{м}^3/\text{с}$	7	7	3	3

Функцією відгуку процесу (y) прийнято раціональну витрату води.

За формулою 4.1 визначаємо кількість точок в плані експерименту:

$$N=2^4 = 16$$

Побудуємо план експерименту та результати його реалізації для ППО-1 та ППО-2. Дані занесено в таблицю 4.8 та 4.9

Таблиця 4.8

План експерименту та результати його реалізації для ППО-1

№ досліду	Фактори				Функції відгуку
	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
1	25	0,26	140	10	47,6
2	5	0,26	140	10	13,9
3	25	0,18	140	10	60,8
4	5	0,18	140	10	14,7
5	25	0,26	120	10	46,3
6	5	0,26	120	10	11,9
7	25	0,18	120	10	58,1
8	5	0,18	120	10	12,4
9	25	0,26	140	4	17,1
10	5	0,26	140	4	5,2
11	25	0,18	140	4	22,1
12	5	0,18	140	4	5,6
13	25	0,26	120	4	16,8
14	5	0,26	120	4	4,4
15	25	0,18	120	4	21,3
16	5	0,18	120	4	4,7

Таблиця 4.9

План експерименту та результати його реалізації для ППО-2

№ досліду	Фактори				Функції відгуку
	X_1	X_2	X_3	X_4	Y
1	25	0,56	170	10	21,2
2	5	0,56	170	10	11,7
3	25	0,4	170	10	23,1
4	5	0,4	170	10	12,2
5	25	0,56	140	10	17,7
6	5	0,56	140	10	9,4
7	25	0,4	140	10	18,9
8	5	0,4	140	10	9,6
9	25	0,56	170	4	7,8
10	5	0,56	170	4	4,4
11	25	0,4	170	4	8,6
12	5	0,4	170	4	4,6

13	25	0,56	140	4	6,6
14	5	0,56	140	4	3,5
15	25	0,4	140	4	7,1
16	5	0,4	140	4	3,6

Для побудови експериментально–статистичної моделі раціональної витрати скористаємось розширеною матрицею плану експерименту в таблиці 4.4. На основі цього побудуємо допоміжну таблицю для розрахунку коефіцієнтів моделі для ППО-1 та ППО-2.

Таблиця 4.10

Допоміжна таблиця для розрахунку коефіцієнтів моделі для ППО-1

№	$\overline{y_u}$	$x_1\overline{y_u}$	$x_2\overline{y_u}$	$x_3\overline{y_u}$	$x_4\overline{y_u}$	$x_1x_2\overline{y_u}$	$x_1x_3\overline{y_u}$	$x_1x_4\overline{y_u}$	$x_2x_3\overline{y_u}$	$x_2x_4\overline{y_u}$	$x_3x_4\overline{y_u}$
1	47,6	47,6	47,6	47,6	47,6	47,6	47,6	47,6	47,6	47,6	47,6
2	13,9	-13,9	13,9	13,9	13,9	-13,9	-13,9	-13,9	13,9	13,9	13,9
3	60,8	60,8	-60,8	60,8	60,8	-60,8	60,8	60,8	-60,8	-60,8	60,8
4	14,7	-14,7	-14,7	14,7	14,7	14,7	-14,7	-14,7	-14,7	-14,7	14,7
5	46,3	46,3	46,3	-46,3	46,3	46,3	-46,3	46,3	-46,3	46,3	-46,3
6	11,9	-11,9	11,9	-11,9	11,9	-11,9	11,9	-11,9	-11,9	11,9	-11,9
7	58,1	58,1	-58,1	-58,1	58,1	-58,1	-58,1	58,1	58,1	-58,1	-58,1
8	12,4	-12,4	-12,4	-12,4	12,4	12,4	12,4	-12,4	12,4	-12,4	-12,4
9	17,1	17,1	17,1	17,1	-17,1	17,1	17,1	-17,1	17,1	-17,1	-17,1
10	5,2	-5,2	5,2	5,2	-5,2	-5,2	-5,2	5,2	5,2	-5,2	-5,2
11	22,1	22,1	-22,1	22,1	-22,1	-22,1	22,1	-22,1	-22,1	22,1	-22,1
12	5,6	-5,6	-5,6	5,6	-5,6	5,6	-5,6	5,6	-5,6	5,6	-5,6
13	16,8	16,8	16,8	-16,8	-16,8	16,8	-16,8	-16,8	-16,8	-16,8	16,8
14	4,4	-4,4	4,4	-4,4	-4,4	-4,4	4,4	4,4	-4,4	-4,4	4,4
15	21,3	21,3	-21,3	-21,3	-21,3	-21,3	-21,3	-21,3	21,3	21,3	21,3
16	4,7	-4,7	-4,7	-4,7	-4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7
Сума	362,9	217,3	-36,5	11,1	168,5	-32,5	-0,9	102,5	-2,3	-16,1	5,5

Таблиця 4.6

Допоміжна таблиця для розрахунку коефіцієнтів моделі для ППО-2

№	$\overline{y_u}$	$x_1\overline{y_u}$	$x_2\overline{y_u}$	$x_3\overline{y_u}$	$x_4\overline{y_u}$	$x_1x_2\overline{y_u}$	$x_1x_3\overline{y_u}$	$x_1x_4\overline{y_u}$	$x_2x_3\overline{y_u}$	$x_2x_4\overline{y_u}$	$x_3x_4\overline{y_u}$
---	------------------	---------------------	---------------------	---------------------	---------------------	------------------------	------------------------	------------------------	------------------------	------------------------	------------------------

1	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2
2	11,7	-11,7	11,7	11,7	11,7	-11,7	-11,7	-11,7	11,7	11,7	11,7
3	23,1	23,1	-23,1	23,1	23,1	-23,1	23,1	23,1	-23,1	-23,1	23,1
4	12,2	-12,2	-12,2	12,2	12,2	12,2	-12,2	-12,2	-12,2	-12,2	12,2
5	17,7	17,7	17,7	-17,7	17,7	17,7	-17,7	17,7	-17,7	17,7	-17,7
6	9,4	-9,4	9,4	-9,4	9,4	-9,4	9,4	-9,4	-9,4	9,4	-9,4
7	18,9	18,9	-18,9	-18,9	18,9	-18,9	-18,9	18,9	18,9	-18,9	-18,9
8	9,6	-9,6	-9,6	-9,6	9,6	9,6	9,6	-9,6	9,6	-9,6	-9,6
9	7,8	7,8	7,8	7,8	-7,8	7,8	7,8	-7,8	7,8	-7,8	-7,8
10	4,4	-4,4	4,4	4,4	-4,4	-4,4	-4,4	4,4	4,4	-4,4	-4,4
11	8,6	8,6	-8,6	8,6	-8,6	-8,6	8,6	-8,6	-8,6	8,6	-8,6
12	4,6	-4,6	-4,6	4,6	-4,6	4,6	-4,6	4,6	-4,6	4,6	-4,6
13	6,6	6,6	6,6	-6,6	-6,6	6,6	-6,6	-6,6	-6,6	-6,6	6,6
14	3,5	-3,5	3,5	-3,5	-3,5	-3,5	3,5	3,5	-3,5	-3,5	3,5
15	7,1	7,1	-7,1	-7,1	-7,1	-7,1	-7,1	-7,1	7,1	7,1	7,1
16	3,6	-3,6	-3,6	-3,6	-3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Сума	170	52	-5,4	17,2	77,6	-3,4	3,6	24	-1,4	-2,2	8

Для побудови експериментально–статистичної моделі скористаємось формулою 4.2. За формулою (4.4) одержуємо значення коефіцієнтів. Експериментально–статистична модель для ППО-1 набуде вигляду:

$$\begin{aligned}
 y = & 22,68 + 13,58 \frac{X_1 - 15}{10} - 2,28 \frac{X_2 - 0,22}{0,04} + \\
 & + 0,69 \frac{X_3 - 130}{10} + 10,53 \frac{X_4 - 7}{3} - 2,03 \frac{X_1 - 15}{10} \cdot \frac{X_2 - 0,22}{0,04} - \\
 & - 0,06 \frac{X_1 - 15}{10} \cdot \frac{X_3 - 130}{10} + 6,4 \frac{X_1 - 15}{10} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} - \\
 & - 0,14 \frac{X_2 - 0,22}{0,04} \cdot \frac{X_3 - 130}{10} - \frac{X_2 - 0,22}{0,04} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} + \\
 & + 0,34 \frac{X_3 - 130}{10} \cdot \frac{X_4 - 7}{3}
 \end{aligned}$$

В результаті отримаємо:

$$\begin{aligned}
y = & 22,68 + 1,358 \cdot (X_1 - 15) - 57 \cdot (X_2 - 0,22) + 00,69 \cdot (X_3 - 130) + \\
& + 3,51 \cdot (X_4 - 7) - 5,075 \cdot (X_1 - 15) \cdot (X_2 - 0,22) - 0,0006 \cdot (X_1 - 15) \cdot \\
& (X_3 - 130) + 0,033(X_1 - 15)(X_4 - 7) - \\
& - 0,35 \cdot (X_2 - 0,22) \cdot (X_3 - 130) - 8,3 \cdot (X_2 - 0,22) \cdot \\
& \cdot (X_4 - 7) + 0,011(X_3 - 130) \cdot (X_4 - 7)
\end{aligned} \tag{4.8}$$

для ППО-2:

$$\begin{aligned}
y = & 10,63 + 3,25 \frac{X_1 - 15}{10} - 0,34 \frac{X_2 - 0,48}{0,08} + \\
& + 1,08 \frac{X_3 - 155}{15} + 4,85 \frac{X_4 - 7}{3} - \\
& - 0,21 \frac{X_1 - 15}{10} \cdot \frac{X_2 - 0,48}{0,08} + 0,23 \frac{X_1 - 15}{10} \cdot \frac{X_3 - 155}{15} + \\
& + 1,5 \frac{X_1 - 15}{10} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} - 0,09 \frac{X_2 - 0,48}{0,08} \cdot \frac{X_3 - 155}{15} - \\
& - 0,14 \frac{X_2 - 0,48}{0,08} \cdot \frac{X_4 - 7}{3} + 0,5 \frac{X_3 - 155}{15} \cdot \frac{X_4 - 7}{3}
\end{aligned}$$

В результаті отримаємо:

$$\begin{aligned}
y = & 10,63 + 0,325 \cdot (X_1 - 15) - 4,25 \cdot (X_2 - 0,48) + 0,072 \cdot (X_3 - \\
& - 155) + 1,6 \cdot (X_4 - 7) - 0,26 \cdot (X_1 - 15) \cdot (X_2 - 0,48) + 0,0015 \cdot (X_1 - \\
& - 15) \cdot (X_3 - 155) + 0,05 \cdot (X_1 - 15) \cdot (X_4 - 7) - 0,075 \cdot (X_2 - 0,48) \\
& \cdot (X_3 - 155) - 0,58 \cdot (X_2 - 0,48) \cdot (X_4 - 7) + 0,01 \cdot (X_3 - 155) \cdot \\
& \cdot (X_4 - 7)
\end{aligned} \tag{4.9}$$

Якщо модель розрахована з високою точністю $\bar{A} < 10\%$, хорошою – $10\% < \bar{A} < 20\%$, задовільною – $20\% < \bar{A} < 50\%$, незадовільною $> 50\%$.

Для ППО-1 похибка складає 8,3 %, для ППО-2 – 1,8 %.

Експериментально–статистична модель раціональної витрати води для ППО-1 та ППО-2 розрахована з достатньою точністю.

Висновки до розділу 4

1. Вперше встановлено, що залежність раціональної швидкості повітря від початкової температури води у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» має лінійний характер, а від температури та тиску повітря на вході – параболічний. Залежність раціональної витрати води від початкової температури повітря та води на вході має параболічний характер, а від тиску повітря – лінійний.

2. Вперше встановлено, що раціональна швидкість в горловині змішувача контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» збільшується на 1 м/с зі зменшенням температури води на 5,5 °С для ППО-2 і на 5 °С для ППО-2.

3. Вперше встановлено, що коефіцієнт зрошення води у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» збільшується на 1 кг/кг зі збільшенням початкового тиску повітря на 0,33 МПа для ППО-1 і на 0,37 МПа для ППО-2.

4. Вперше встановлено, що раціональна швидкість повітря в горловині контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» пропорційна квадрату початкової температури повітря та тиску, та прямопропорційна температурі води. Раціональна витрата води в горловині змішувача пропорційна квадрату початкової температури повітря та води, та прямопропорційна тиску повітря на вході.

5. В результаті проведених чисельних експериментів отримано експериментально-статистичну модель вибору раціональних параметрів контактного ППО-1 та ППО-2. Експериментально-статистична модель для ППО-1 та ППО-2 розрахована з достатньою точністю.

5 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З ВПРОВАДЖЕННЯ КОНТАКТНИХ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІВ «РЕГУЛЬОВАНА ТРУБА ВЕНТУРІ-ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕПАРАТОР «

5.1 Конструкція контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»

Конструктивна схема контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» є послідовно включені змішувач типу труба Вентурі і відцентровий сепаратор-краплеуловлювач (рис. 5.1).

Труба Вентурі є трубою, що складається з вхідного конуса конфузора 1, горловини 2 та дифузора 3, також є патрубки для вприску рідини 4. В ній здійснюється інтенсивне дроблення зрошуючої рідини газовим потоком, що рухається з високою швидкістю (порядку 40-150 м/с). Зміна діаметру горловини здійснюється за рахунок регулюючого конусу 5, який переміщається уздовж осі за допомогою керуючого механізму 6 та електродвигуна 21. Для фіксації валу конуса, використовуємо траверси 22.

Сепаратор крапельної вологи контактного повітроохолоджувача має циліндричний корпус 7 з вихідними патрубками відповідно для газу 8 і води 9 на його кришці 10 і днище 11. В корпус вміщена перегородка 12, що утворює у верхній її частині камеру розриву. У перегородці 12 співвісно закріплений внутрішній патрубок 14 з бічним вікном 15 і зливна труба 13. До корпусу під перегородкою тангенціально приєднаний вхідний патрубок 16, який пов'язан з горизонтальним кільцевим каналом і закінчується біля бокового вікна 15. Канал утворений дном 17 та торцевою стінкою 18.

Дно 17 нахилене у бік корпусу і має поздовжню по периметру корпусу щілину, до якої прилягає кишеня 19 зі зливною трубою 20. Торцева стінка 18 примикає одним кінцем по дотичній до внутрішнього патрубку 14 в кінці вікна 15, а іншим кінцем утворює з корпусом вертикальну щілину.

Сепаратор крапельної вологи працює таким чином. Через вхідний патрубок 16 водогазовий потік надходить у кільцевий канал, де він під дією відцентрових сил розшаровується. При цьому вода, яка стікає під дією сили

тяжіння зі стінки корпусу 7 і похилого дна 17 через поздовжню щілину, йде в кишеню 19 і по трубі 20 на днище сепаратора.

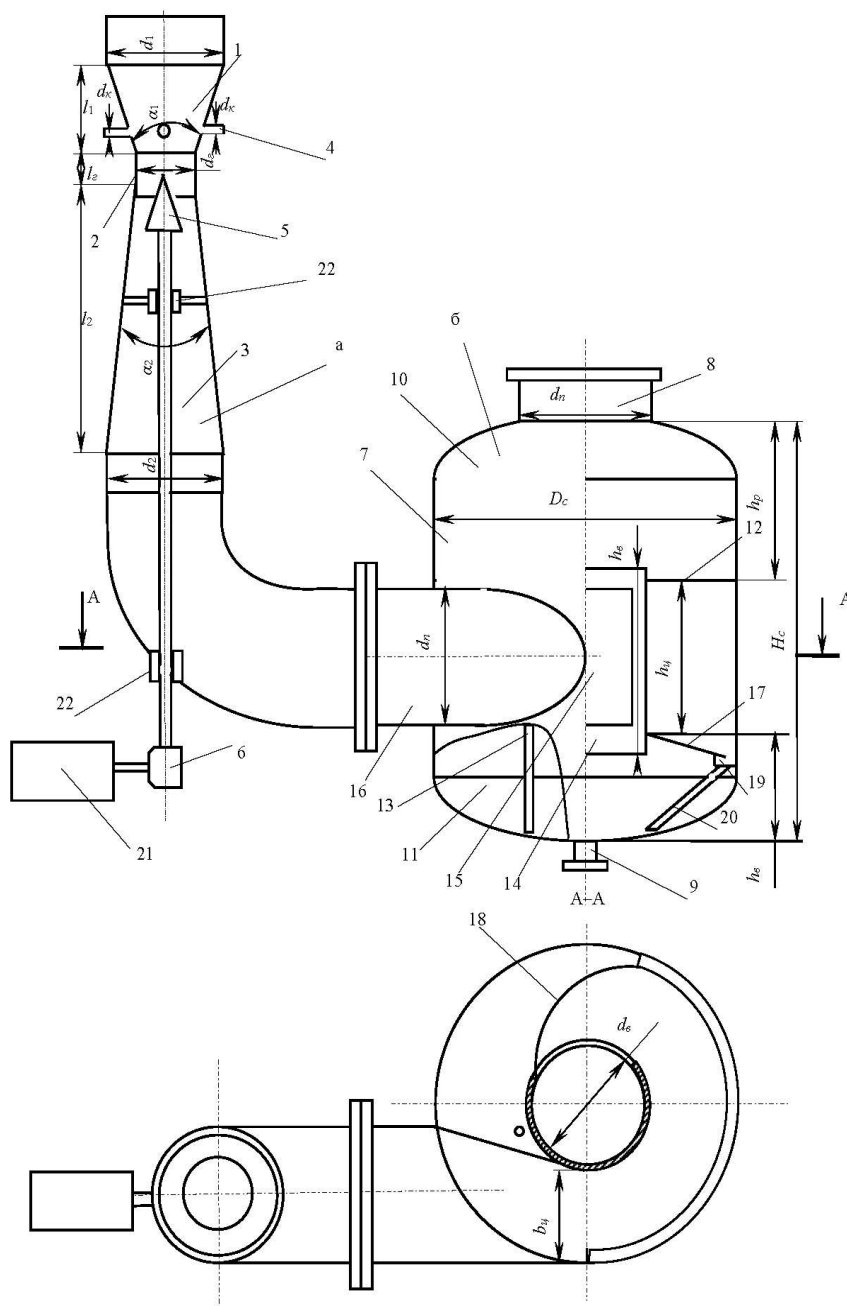


Рис. 5.1. Конструктивні елементи контактних повітроохолоджувачів
«регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»:

а– змішувач типу труба Вентурі;

б–відцентровий сепаратор

У вертикальному зазорі відбувається розділення потоку: основна частина зневодненого газу проходить через вікно 9, а вода, притиснута відцентровою силою з частиною газу, йде у вільний простір сепаратора. У вільному просторі швидкість газу зменшується до величини невиносу крапель, і він проходить через внутрішній патрубок 8 з основним газовим потоком, а відокремлена вода стікає в днище 5 сепаратора.

Якщо окремі краплі води потрапляють у внутрішній патрубок 8, вони вловлюються в камері розриву завдяки виходу закрученого потоку. При цьому уловлена вода накопичується на перегородці 6 і стікає по трубі 7. Остаточно відокремлений від води газ йде через вихідний патрубок 2, а вода – через патрубок 3 в регулятор рівня (на рис. 5.1 не показаний). Регулятор рівня підтримує гідрозатвор на днищі 5 сепаратора, що перешкоджає газу рух по трубах 7 і 14 і патрубку 3 [51].

5.2 Система водопостачання

Особливістю контактних охолоджувачів повітря є необхідність подачі циркуляційної води під тиском, що перевищує тиск стисненого повітря і необхідності відведення нагрітої води при тиску, що дорівнює тиску стисненого повітря. Це не дозволяє використовувати штатну насосну установку компресорних станцій у зв'язку з недостатнього, для живлення кінцевого та другого проміжних ступеней охолодження, напором води. Відсутні умови для відведення в охолоджувач води з проміжних ступенів.

Для задоволення вищезазначених вимог турбокомпресор K500-61-5 обладнується спеціальною системою водопостачання.

Система водопостачання, схема якої наведено на рис. 5.2, містить дожимний насос 1, що забезпечує подачу води від напірної магістралі до змішувачів і лінії відведення води від регуляторів рівня, замкнуті для проміжних охолоджувачів повітря на зливну безнапірну магістраль, а для кінцевого - на поворотну магістраль.

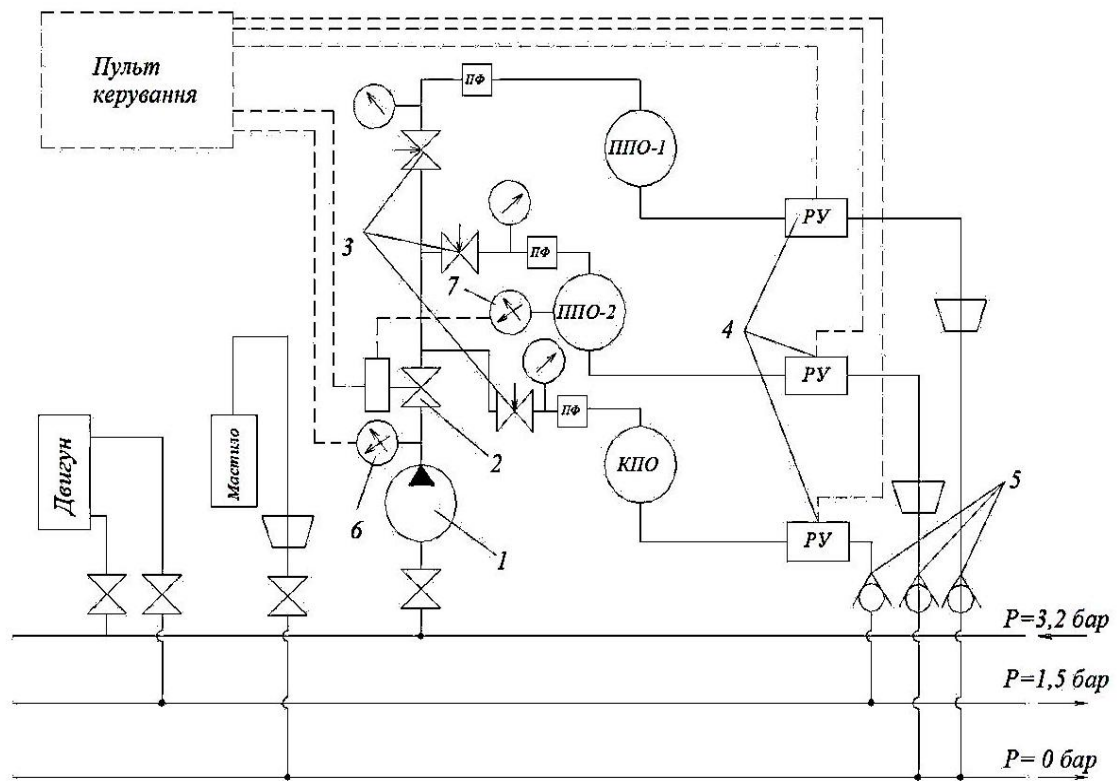


Рис. 5.2. Схема водопостачання контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів

Крім того, система містить запірно-регулюючу арматуру та засоби автоматики.

Запірно-регулююча арматура включає пневмокеровані клапани 2, автоматичні клапани 3 з манометрами перед форсунками і зворотні клапани 5 на лініях повернення води.

Засоби автоматики системи водопостачання включають сигналізуючий манометр 7 стисненого повітря другого ступеня, що взаємодіє з клапаном 2, а також включені в систему управління компресором датчики рівнів 4, сигналізуючий манометр 6 дожимного насоса і кінцеві вимикачі клапана 2.

При роботі системи водопостачання здійснюється включення дожимного насоса 1 на закритий клапан 2, після чого відкривається засувка з'єднання компресора з магістральним повітроводом і тиск на кінцевому охолоджувачі повітря приймає номінальне значення.

У процесі запуску і завантаження компресора при досягненні стисненим повітрям на другому ступені заданого контрольного тиску ($p = 0,15$ МПа) за сигналом манометра 7 відкривається керований клапан 2 і вода, що охолоджує, надходить до пневматичних форсунок повітроохолоджувачів. При цьому нагріта вода від регуляторів рівня проміжних ступеней, що має малий тиск, відводиться через зливні воронки у безнапірну магістраль, а вода від кінцевого ступеня – у поворотну магістраль.

У разі появи збоїв у роботі системи водопостачання автоматичний захист компресора від перегріву або попадання крапельної вологи забезпечується такими первинними приладами: сигналізуючим манометром 6, що контролює роботу дожимного насоса 1; датчиками рівня 4, що контролюють відведення нагрітої води; кінцевими вимикачами, що контролюють положення керованого клапана 2.

5.3 Рекомендації щодо вибору обладнання для контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»

Ефективність контактної системи охолодження «регульована труба Вентурі – відцентровий сепаратор» більшою мірою залежить від конструкції труби Вентурі. Існує багато видів конструкцій труб Вентурі, що відрізняються між собою компонуванням, довжиною і перетином горловини, способом підведення зрошуючої рідини тощо.

На ефективність системи контактного охолодження найбільше впливає діаметр горловини, так як при зміні вхідних параметрів змінюється його оптимальність. Завдяки дослідженням обрано трубу Вентурі з регульованим перерізом кільцевої горловини рухомим конусом з центральним підведенням зрошуючої рідини (рис.5.3).

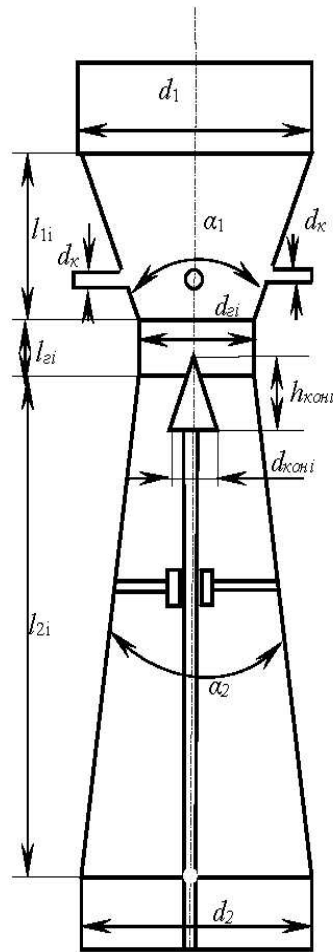


Рис. 5.3. Конструкція труби Вентурі з регульованим перерізом горловини

5.4 Методика розрахунку контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»

Вихідні дані: мінімальні та максимальні можливі початкова температура повітря $t_{\theta 1 \min}$, $t_{\theta 1 \max}$ °С; тиск повітря $p_{1 \min}$, $p_{1 \max}$, Па; температура води $t_{w1 \min}$, $t_{w1 \max}$, °С; об'ємна витрата повітря в охолоджувачі $V_{\theta 1 \min}$, $V_{\theta 1 \max}$, м³/с.

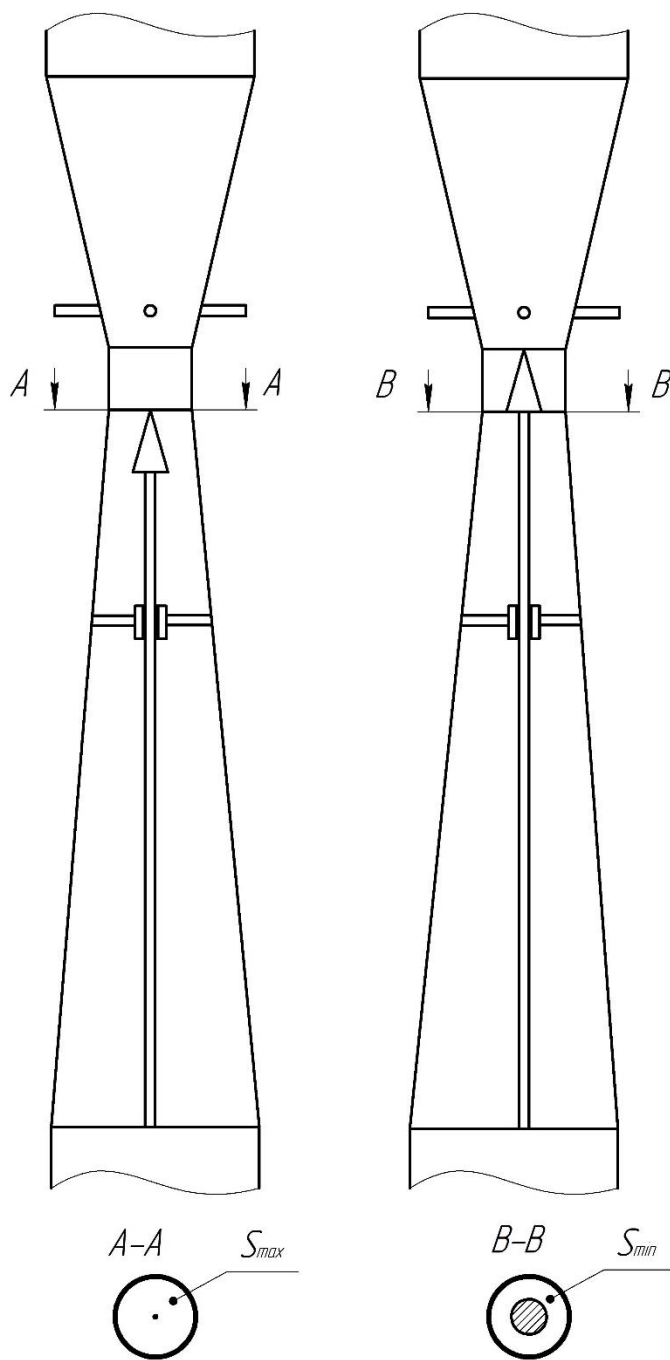


Рис. 5.4. Труба Вентурі з мінімальним та максимальним значенням перерізу горловини

Розраховуються такі параметри:

1. Максимальне та мінімальне раціональне значення площі перерізу горловини труби Вентурі для ППО-1:

$$\begin{aligned}
S_{max1} = & 0,0739 + 0,00021 \cdot (t_{w1\ max} - 20) - 0,408 \cdot (p_{1\ min} - 0,22) - 0,00018 \cdot \\
& \cdot (t_{B1\ min} - 130) + 0,0049 \cdot (V_{B1\ max} - 7) - 0,0005 \cdot (t_{w1\ max} - 20) \cdot \\
& \cdot (p_{1\ min} - 0,22) - 0,000002 \cdot (t_{w1\ max} - 20) \cdot (t_{B1\ min} - 130) - \\
& - 0,00001 \cdot (t_{w1\ max} - 20) \cdot (V_{B1\ max} - 7) + 0,001 \cdot (p_{1\ min} - 0,22) \cdot \\
& (t_{B1\ min} - 130) - 0,027 \cdot (p_{1\ min} - 0,22) \cdot (V_{B1\ max} - 7) - 0,000013 \cdot \\
& \cdot (t_{B1\ min} - 130) \cdot (V_{B1\ max} - 7)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_{min1} = & 0,0739 + 0,00021 \cdot (t_{w1\ min} - 20) - 0,408 \cdot (p_{1\ max} - 0,22) - 0,00018 \cdot \\
& \cdot (t_{B1\ max} - 130) + 0,0049 \cdot (V_{B1\ min} - 7) - 0,0005 \cdot (t_{w1\ min} - 20) \cdot \\
& \cdot (p_{1\ max} - 0,22) - 0,000002 \cdot (t_{w1\ min} - 20) \cdot (t_{B1\ max} - 130) - \\
& - 0,00001 \cdot (t_{w1\ min} - 20) \cdot (V_{B1\ min} - 7) + 0,001 \cdot (p_{1\ max} - 0,22) \cdot (t_{B1\ max} - \\
& - 130) - 0,027 \cdot (p_{1\ max} - 0,22) \cdot (V_{B1\ min} - 7) - 0,000013 \cdot (t_{B1\ max} - 130) \cdot \\
& \cdot (V_{B1\ min} - 7), \text{ M}^2;
\end{aligned}$$

для ППО-2:

$$\begin{aligned}
S_{max2} = & 0,0271 + 0,000069 \cdot (t_{w1\ max} - 20) - 0,0054 \cdot (p_{1\ min} - 0,48) - \\
& - 0,000046 \cdot (t_{B1\ min} - 155) + 0,0019 \cdot (V_{B1\ max} - 7) - 0,000079 \cdot \\
& \cdot (t_{w1\ max} - 20) \cdot (p_{1\ min} - 0,48) - 0,00000042 \cdot (t_{w1\ max} - 20) \cdot \\
& \cdot (t_{B1\ min} - 155) - 0,0000021 \cdot (t_{w1\ max} - 20) \cdot (V_{B1\ max} - 7) - \\
& - 0,000053 \cdot (p_{1\ min} - 0,48) \cdot (t_{B1\ min} - 155) - 0,005 \cdot (p_{1\ min} - 0,48) \cdot \\
& \cdot (V_{B1\ max} - 7) - 0,0000042 \cdot (p_{1\ min} - 155) \cdot \\
& \cdot (V_{B1\ max} - 7)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_{min2} = & 0,0271 + 0,000069 \cdot (t_{w1\ min} - 20) - 0,0054 \cdot (p_{1\ max} - 0,48) - \\
& - 0,000046 \cdot (t_{B1\ max} - 155) + 0,0019 \cdot (V_{B1\ min} - 7) - \\
& - 0,000079 \cdot (t_{w1\ min} - 20) \cdot (p_{1\ max} - 0,48) - 0,00000042 \cdot (t_{w1\ min} - 20) \cdot \\
& \cdot (p_{1\ max} - 155) - 0,0000021 \cdot (t_{w1\ min} - 20) \cdot (V_{B1\ min} - 7) - \\
& - 0,000053 \cdot (p_{1\ max} - 0,48) \cdot (t_{B1\ max} - 155) - 0,005 \cdot (p_{1\ max} - 0,48) \cdot \\
& \cdot (V_{B1\ min} - 7) - 0,0000042 \cdot (t_{B1\ max} - 155) \cdot (V_{B1\ min} - 7)
\end{aligned}$$

де індекси *max* і *min* - максимальне і мінімальне значення параметрів;

2. Діаметр горловини змішувача

$$d_{gi} = \sqrt{\frac{4S_{max i}}{\pi}}, \text{ м.}$$

3. Довжина горловини змішувача

$$l_{gi} = 0,15d_{gi}, \text{ м.}$$

6. Діаметр регулюючого конуса

$$d_{coni} = d_{gi} - \sqrt{\frac{4S_{mini}}{\pi}}, \text{ м.}$$

7. Висота регулюючого конуса

$$h_{coni} = l_{gi}, \text{ м.}$$

8. Хід регулюючого конуса в залежності від раціонального перерізу горловини

$$l_{хидi} = h_{coni} - \frac{2 \cdot h_{coni} \cdot \sqrt{\frac{S_{max i} - S_{рац i}}{\pi}}}{d_{coni}}, \text{ м.}$$

де $S_{рац i}$ – раціональне значення перерізу розраховане за формулою 4.5 або 4.6 в залежності від номеру ППО.

9. Довжина конфузора змішувача

$$l_{1i} = (d_1 - d_{gi}) / 2tg \frac{\alpha_1}{2}, \text{ м.}$$

де d_1 – діаметр конфузора, м;

α_1 – центральний кут конфузора, град. (приймається $\alpha_1=25-28^\circ$).

10. Довжина дифузора змішувача

$$l_{2i} = (d_2 - d_{gi}) / 2tg \frac{\alpha_2}{2}, \text{ м,}$$

де d_2 – діаметр дифузора, м;

α_2 – центральний кут дифузора, град. (приймається $\alpha_2=6-7^\circ$).

11. Критична швидкість у сепараторі

$$U_{c,кр} = \frac{Ku_{кр} \sqrt[4]{\sigma_w \rho_w g}}{\sqrt{\rho_b}}, \text{ м/с.}$$

12. Площа поперечного перерізу відцентрового каналу сепаратора

$$S_{\text{ц}} = k_3 \frac{V_{\text{в}}}{U_{\text{с,кр}}}, \text{ м}^2,$$

де $k_3 = 0,15-0,20$ – коефіцієнт запасу.

13. Діаметр внутрішнього каналу сепаратора

$$d_{\text{в}} = 2 \sqrt{\frac{S_{\text{ц}}}{\pi}}, \text{ м.}$$

14. Висота внутрішнього каналу сепаратора

$$h_{\text{в}} = d_{\text{в}}, \text{ м.}$$

15. Висота відцентрового каналу сепаратора

$$h_{\text{ц}} = d_{\text{в}} - \Delta_{\text{п}}, \text{ м.}$$

16. Ширина відцентрового каналу сепаратора

$$b_{\text{ц}} = \frac{S_{\text{ц}}}{h_{\text{ц}}}, \text{ м.}$$

17. Внутрішній діаметр сепаратора

$$D_{\text{с}} = d_{\text{в}} + 2(\Delta_{\text{в}} + b_{\text{ц}}), \text{ м.}$$

18. Висота камери розриву сепаратора

$$h_{\text{р}} = 1,2d_{\text{в}}, \text{ м;}$$

19. Висота водо-повітряної камери

$$h_{\text{в}} = 0,5d_{\text{в}}, \text{ м.}$$

20. Висота сепаратора

$$H_{\text{с}} = 2,7 + 2\Delta_{\text{с}}, \text{ м.}$$

21. Діаметр патрубків сепаратора

$$d_{\text{п}} = d_{\text{в}}, \text{ м.}$$

22. Діаметр водяного каналу змішувача

$$d_{\text{к}} = 2 \left(\frac{(2\Delta p_{\text{в}}/\rho_{\text{в}})^{0,5}}{\pi} \right)^{0,5}, \text{ м.}$$

де $\Delta p_{\text{в}}$ – перепад тиску в каналі, Па, (приймається $\Delta p_{\text{в}} = 0,2$ МПа).

23. Раціональне значення масової витрати води для ППО-1:

$$G_{\text{w1}} = 22,68 + 1,358 \cdot (t_{\text{w1}} - 15) - 57 \cdot (p_1 - 0,22) + 00,69 \cdot (t_{\text{в1}} - 130) +$$

$$\begin{aligned}
& +3,51 \cdot (V_{B1} - 7) - 5,075 \cdot (t_{w1} - 15) \cdot (p_1 - 0,22) - 0,0006 \cdot \\
& (t_{w1} - 15) \cdot \\
& \cdot (t_{B1} - 130) + 0,033(t_{w1} - 15) \cdot (V_{B1} - 7) - 0,35 \cdot (p_1 - 0,22) \cdot \\
& \cdot (t_{B1} - 130) - 8,3 \cdot (p_1 - 0,22) \cdot (V_{B1} - 7) + 0,011(t_{B1} - 130) \cdot \\
& \cdot (V_{B1} - 7)
\end{aligned}$$

для ППО-2:

$$\begin{aligned}
G_{w2} = & 10,63 + 0,325 \cdot (t_{w1} - 15) - 4,25 \cdot (p_1 - 0,48) + 0,072 \cdot (t_{B1} - 155) + \\
& + 1,6 \cdot (X_4 - 7) - 0,26 \cdot (t_{w1} - 15) \cdot (p_1 - 0,48) + 0,0015 \cdot (t_{w1} - 15) \cdot \\
& \cdot (t_{B1} - 155) + 0,05 \cdot (t_{w1} - 15) \cdot \\
& \cdot (V_{B1} - 7) - 0,075 \cdot (p_1 - 0,48) \cdot (t_{B1} - 155) - 0,58 \cdot (p_1 - 0,48) \cdot (V_{B1} - 7) + \\
& + 0,01 \cdot (t_{B1} - 155) \cdot (V_{B1} - 7)
\end{aligned}$$

24. Вибір дожимного насоса здійснюється за відповідністю індивідуальної характеристики робочої точки з параметрами

$$p_p = p_B + \Delta p_w - p_c, \text{ Па,}$$

де p_c – тиск води в мережі компресорної станції, Па,

а також

$$V_p = n_m V_w + V_{m,d}, \text{ м}^3/\text{с.}$$

де $V_w = G_{wi} / \rho_{B1i}$ – об'ємна раціональна витрата циркуляційної води, $\text{м}^3/\text{с}$.

$V_{m,d}$ – об'ємна витрата води на охолодження олії та електродвигуна компресора, $\text{м}^3/\text{с}$;

Усі розрахункові геометричні параметри округляються до найближчих стандартних значень.

5.4.1 Перевірочний розрахунок раціонального перерізу горловини труби Вентурі

Для перевірки розрахунку раціонального перерізу горловини труби Вентурі використовуємо такий алгоритм:

Початкові дані для перевірки максимального перерізу горловини: переріз горловини $S_{ci} = S_{maxi}$, м; температура повітря на вході в турбокомпресор t_{n1} , °С; тиск повітря на вході в турбокомпресор p_{n1} , Па; тиск повітря на вході в

охолоджувач $p_{\text{є}1\text{i}} = p_{1\text{min}}$, Па; температура повітря на вході в охолоджувач по сухому ($t_{\text{є}1\text{i}} = t_{\text{є}1\text{min}}$) і по змоченому ($t_{\text{м}1\text{i}}$) термометру, °С; температура води на вході $t_{\text{w}1} = t_{\text{w}1\text{max}}$, °С; теоретична подача компресора $V_{\text{є}1} = V_{\text{є}1\text{max}}$, м³/с; витрата води в апараті G_{wi} , кг/с.

Початкові дані для перевірки мінімального перерізу горловини: гереріз горловини $S_{\text{є}1} = S_{\text{min}}$, м; температура повітря на вході в турбокомпресор $t_{\text{н}1}$, °С; тиск повітря на вході в турбокомпресор $p_{\text{н}1}$, Па; тиск повітря на вході в охолоджувач $p_{\text{є}1\text{i}} = p_{1\text{max}}$, Па; температура повітря на вході в охолоджувач по сухому ($t_{\text{є}1\text{i}} = t_{\text{є}1\text{max}}$) і по змоченому ($t_{\text{м}1\text{i}}$) термометру, °С; температура води на вході $t_{\text{w}1} = t_{\text{w}1\text{min}}$, °С; теоретична подача компресора $V_{\text{є}1} = V_{\text{є}1\text{min}}$, м³/с; витрата води в апараті G_{wi} , кг/с.

У результаті розрахунку визначається витрата повітря на виході з апарату.

1. Розрахунковий парціальний тиск:

$$\lg p_{\text{м}1\text{i}} = \frac{8.12t_{\text{м}1\text{i}} + 156}{t_{\text{м}1\text{i}} + 236}, p_{\text{м}1\text{i}} = 133.32 \cdot 10^{\lg p_{\text{м}1\text{i}}}, \text{Па.}$$

2. Розрахунковий абсолютний вологовміст:

$$d_{\text{м}1\text{i}} = \frac{0.622p_{\text{м}1\text{i}}}{p_{\text{в}1\text{i}} - p_{\text{м}1\text{i}}}, \text{кг/кг.}$$

3. Ентальпія повітря:

$$I_{1\text{i}} = c_{\text{п}1}t_{\text{м}1\text{i}} + (r_0 + c_{\text{п}1}t_{\text{м}1\text{i}})d_{\text{м}1\text{i}} = 1005t_{\text{м}1\text{i}} + (2500 \cdot 10^3 + 1884t_{\text{м}1\text{i}})d_{\text{м}1\text{i}}, \text{Дж/кг.}$$

4. Абсолютний вологовміст повітря:

$$d_{1\text{i}} = \frac{I_{1\text{i}} + c_{\text{п}1}t_{\text{в}1\text{i}}}{r_0 + c_{\text{п}1}t_{\text{в}1\text{i}}}, \text{кг/кг.}$$

7. Кінематична в'язкість повітря при температурі від -20 до + 140°С:

$$\nu_{1\text{i}} = (0,101t_{\text{в}1\text{i}} + 13,7) \frac{p_0}{p_{\text{в}1\text{i}}} \cdot 10^{-6}, \text{Па} \cdot \text{с}$$

$$p_0 = 0,98 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

та від 140 до 400 °С :

$$\nu_{1i} = (0,1455t_{B1i} + 6,7) \frac{p_0}{p_{B1i}} \cdot 10^{-6}, \text{Па} \cdot \text{с}$$

8. Густина повітря (вологого) на вході в змішувач:

$$\rho_{B1i} = 2,17 \cdot 10^{-3} \frac{p_{B1i}}{t_{H1} + 273} \frac{1 + d_{1i}}{0,622 + d_{1i}}, \text{кг/м}^3.$$

9. Розрахункова температура:

$$t_{MR1i} = t_{M1i} + 1, ^\circ\text{C}.$$

10. Розрахунковий парціальний тиск:

$$\lg p_{MR1i} = \frac{8,12t_{MR1i} + 156}{t_{MR1i} + 236}; p_{MR1i} = 133,32 \cdot 10^{\lg p_{MR1i}}, \text{Па}.$$

11. Розрахунковий абсолютний вологовміст:

$$d_{MR1i} = \frac{0,622p_{MR1i}}{p_{B1i} - p_{MR1i}}, \text{кг/кг}.$$

10. Швидкість повітря у горловині змішувача:

$$v_{Gi} = \frac{V_{B1i}}{S_{Gi}}, \text{м/с}.$$

11. Швидкість повітря у відцентровому просторі сепаратора:

$$U_{ci} = \frac{4V_{B1i}}{\pi D_{ci}^2}, \text{м/с}.$$

12. Комбіноване число Рейнольдса – Фруда з урахуванням прискорення у полі відцентрових сил:

$$\text{Re}_{ki} = \frac{v_{Gi}^3 D_{ci}}{2U_{ci}^2 \nu_{1i}}.$$

Визначаються змінні для числа Bm_1 .

13. Питома теплоємність насиченого повітря:

$$c_{pvi} = c_{pGi} + c_p d_{M1i}, \text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

14. Масова витрата повітря:

$$G_{Bi} = V_{B1i} \cdot \rho_{B1i}, \text{кг/с}.$$

15. Коефіцієнт зрошення:

$$B_{Hi} = \frac{G_{wi}}{G_{Bi}}, \text{кг/кг}.$$

16. Відношення теплових еквівалентів:

$$B_{W_{Hi}} = \frac{G_{wi} c_{pwi}}{G_{Bi} c_{pvi}}$$

17. Коефіцієнт випаровування:

$$Ke_i = \frac{r_0(d_{MR1i} - d_{M1i})}{c_{pvi}}$$

18. Наведене відношення теплових еквівалентів:

$$Bm_i = \frac{Bw_{Hi}}{1 + Ke_i}$$

19. Число подібності (критерій) теплових еквівалентів:

$$Bm_{1i} = Bm_i + 1.$$

20. Коефіцієнт інтенсивності тепломасообміну:

$$Km_i = 3,9Re_{ki}^{-0,1} Bm_{1i}^{-0,45} LD_i^{-0,01}$$

21. Кінцева температура повітря (на виході з теплообмінника) за змоченим термометром:

$$t_{M2i} = t_{w1i} + (t_{M1i} - t_{w1i})Km_i, ^\circ C$$

22. Парціальний тиск пари при t_{M2i} :

$$\lg p_{M2i} = \frac{8,12t_{M2i} + 156}{t_{M2i} + 236}; p_{M2i} = 133,32 \cdot 10^{\lg p_{M2i}}, \text{ Па.}$$

23. Абсолютний вологовміст повітря при t_{M2i} :

$$d_{M2i} = \frac{0,622p_{M2i}}{p_{B1i} - p_{M2i}}, \text{ кг/кг.}$$

24. Ентальпія повітря на виході з апарату:

$$I_{2i} = c_{pvi}t_{M2i} + (r_0 + c_{pi}t_{M2i})d_{M2i}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

25. Тепловий потік від одного середовища до іншого:

$$Q_i = G_{bi}(I_{2i} - I_{1i}), \text{ Вт.}$$

26. Кінцева температура води:

$$t_{w2i} = t_{w1i} \pm \frac{Q_i}{c_{pwi}G_{wi}}, ^\circ C.$$

27. Максимально можливий температурний напір:

$$\Delta t_{M0i} = t_{M1i} - t_{w1i}, ^\circ C.$$

28. Средний арифметичний температурний напір:

$$\Delta t_{TMi} = \frac{t_{M1i} - t_{M2i}}{2} - \frac{t_{w1i} + t_{w2i}}{2}, ^\circ C.$$

29. Коефіцієнт інтенсивності теплообміну:

$$\Delta_{ti} = \frac{\Delta t_{\text{ТМ}i}}{\Delta t_{\text{М0}i}}.$$

30. Максимально можливий концентраційний тиск:

$$\Delta d_{0i} = d_{\text{М1}i} - d_{1i}, \text{ кг/кг.}$$

31. Абсолютний вологовміст на виході з апарату:

$$d_{2i} = d_{\text{М2}i} - \Delta d_{0i}(2\Delta_{ti} - 1), \text{ кг/кг.}$$

якщо $\Delta_t < 0,5$, то $d_{2i} = d_{\text{М2}i}$.

32. Температура газу на виході з апарату (за сухим термометром):

$$t_{\text{В2}i} = \frac{I_{2i} - r_0 d_{2i}}{c_{\text{рг}i} + c_{\text{п}} d_{2i}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

33. Гідрравлічний опір апарату за повітрям:

$$\Delta p_{\text{к}i} = 0,5(\zeta_{\text{Г}} v_{\text{Г}i}^2 (\rho_{\text{В2}i} + 0,63 \rho_{\text{в}} m_i^{0.7}) + \zeta_{\text{с}j} \rho_{\text{В2}i} U_{\text{с}j}^2)$$

34. Тиск повітря на вході в n ступень (на виході з повітроохолоджувача):

$$p_{\text{н}n} = p_{\text{В1}i} - \Delta p_{\text{к}i}, \text{ Па.}$$

35. Температура повітря на вході в n ступень (на виході з повітроохолоджувача):

$$T_{\text{н}n} = t_{\text{В2}i} + 273, \text{ К.}$$

36. Витрата повітря на вході в n ступень (на виході з повітроохолоджувача):

$$V_{\text{т}n} = V_{\text{В1}} \cdot \frac{p_{\text{н1}}}{T_{\text{н1}}} \cdot \frac{T_{\text{н}n}}{p_{\text{н}n}}$$

Повторюємо розрахунки для значень d_2 в межах $0,5d_2 < d_2 < 1,5d_2$.
Змінюємо d_2 з шагом 0,1. Побудуємо графік (рис.5.5).

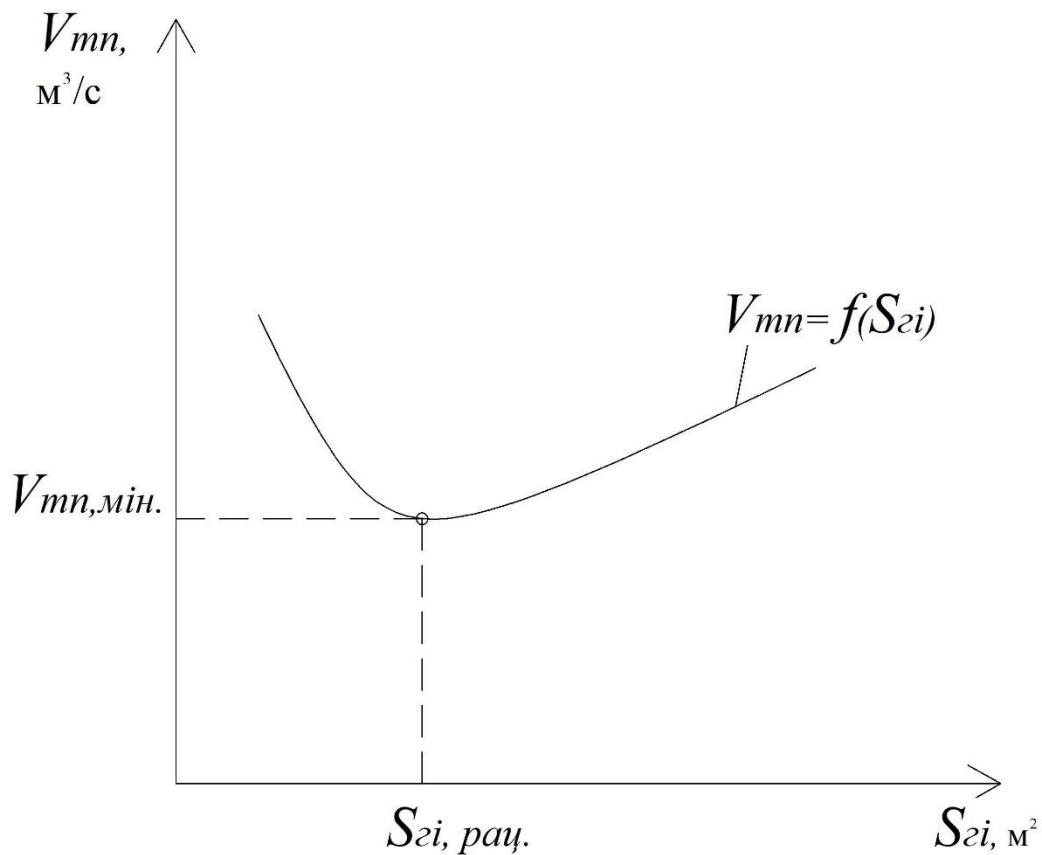


Рис. 5.5. Загальний вид графіку залежності витрати повітря на виході з труби Вентурі з регульованим перерізом від раціонального діаметру

Порівнюємо розрахунковий раціональний діаметр з отриманим значенням діаметру з графіку, який відповідає мінімальній витраті повітря на виході з труби Вентурі з регульованим перерізом. Середнє відхилення розрахункових і дослідних даних не повинне перевищувати 12%. Якщо відхилення буде більше 12%, то корегуємо значення перерізу горловини збільшуючи або зменшуючи на 5 % і розрахунок повторюємо.

Розрахунок проводиться для кожного повітроохолоджувача.

5.4.2 Перевірочний розрахунок раціональної витрати води

Для перевірки розрахунку раціональної витрати води використовуємо такий алгоритм:

Початкові дані: температура повітря на вході в турбокомпресор t_{n1} , °C; тиск повітря на вході в турбокомпресор p_{n1} , Па; тиск повітря на вході в охолоджувач p_{e1i} , Па; температура повітря на вході в охолоджувач по сухому (t_{e1i}) і по змоченому (t_{m1i}) термометру, °C; температура води на вході t_{w1} , °C; теоретична подача компресора V_{e1} , м³/с; переріз горловини S_{e1} , м; раціональна витрата води в апараті G_{wi} , кг/с.

У результаті розрахунку визначається кінцевий вологовміст.

1. Розрахунковий парціальний тиск:

$$l g p_{mR1i} = \frac{8.12 t_{mR1i} + 156}{t_{mR1i} + 236}, p_{mR1i} = 133.32 \cdot 10^{l g p_{mR1i}}, \text{Па.}$$

2. Розрахунковий абсолютний вологовміст:

$$d_{mR1i} = \frac{0.622 p_{mR1i}}{p_{B1i} - p_{mR1i}}, \text{кг/кг.}$$

3. Ентальпія повітря:

$$I_{1i} = c_{pг} t_{m1i} + (r_0 + c_{п} t_{m1i}) d_{m1i} = 1005 t_{m1i} + (2500 \cdot 10^3 + 1884 t_{m1i}) d_{m1i}, \text{Дж/кг.}$$

4. Абсолютний вологовміст повітря:

$$d_{1i} = \frac{I_{1i} + c_{pгi} t_{B1i}}{r_0 + c_{п} t_{B1i}}, \text{кг/кг.}$$

12. Кінематична в'язкість повітря при температурі від -20 до + 140°C:

$$\nu_{1i} = (0,101 t_{B1i} + 13,7) \frac{p_0}{p_{B1i}} \cdot 10^{-6}, \text{Па} \cdot \text{с}$$

$$p_0 = 0,98 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

та від 140 до 400 °C :

$$\nu_{1i} = (0,1455 t_{B1i} + 6,7) \frac{p_0}{p_{B1i}} \cdot 10^{-6}, \text{Па} \cdot \text{с}$$

13. Густина повітря (вологого) на вході в змішувач:

$$\rho_{B1i} = 2,17 \cdot 10^{-3} \frac{p_{B1i}}{t_{H1} + 273} \frac{1 + d_{1i}}{0,622 + d_{1i}}, \text{ кг/м}^3.$$

14. Розрахункова температура:

$$t_{MR1i} = t_{M1i} + 1, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

15. Розрахунковий парціальний тиск:

$$\lg p_{MR1i} = \frac{8,12t_{MR1i} + 156}{t_{MR1i} + 236}; p_{MR1i} = 133,32 \cdot 10^{\lg p_{MR1i}}, \text{ Па}.$$

16. Розрахунковий абсолютний вологовміст:

$$d_{MR1i} = \frac{0,622p_{MR1i}}{p_{B1i} - p_{MR1i}}, \text{ кг/кг}.$$

10. Швидкість повітря у горловині змішувача:

$$v_{\Gamma i} = \frac{V_{B1i}}{S_{\Gamma i}}, \text{ м/с}.$$

11. Швидкість повітря у відцентровому просторі сепаратора:

$$U_{ci} = \frac{4V_{B1i}}{\pi D_{ci}^2}, \text{ м/с}.$$

12. Комбіноване число Рейнольдса – Фруда з урахуванням прискорення у полі відцентрових сил:

$$\text{Re}_{ki} = \frac{v_{\Gamma i}^3 D_{ci}}{2U_{ci}^2 v_{1i}}.$$

Визначаються змінні для числа Vn_1 .

13. Питома теплоємність насиченого повітря:

$$c_{pBi} = c_{p\Gamma i} + c_{\Pi} d_{M1i}, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

14. Масова витрата повітря:

$$G_{Bi} = V_{B1i} \cdot \rho_{B1i}, \text{ кг/с}.$$

15. Коефіцієнт зрошення:

$$B_{Hi} = \frac{G_{wi}}{G_{Bi}}, \text{ кг/кг}.$$

16. Відношення теплових еквівалентів:

$$Bw_{Hi} = \frac{G_{wi} c_{pwi}}{G_{Bi} c_{pBi}}$$

17. Коефіцієнт випаровування:

$$Ke_i = \frac{r_0(d_{MR1i} - d_{M1i})}{c_{pBi}}.$$

18. Наведене відношення теплових еквівалентів:

$$Bm_i = \frac{Bw_{hi}}{1 + Ke_i}.$$

19. Число подібності (критерій) теплових еквівалентів:

$$Bm_{1i} = Bm_i + 1.$$

20. Коефіцієнт інтенсивності тепломасообміну:

$$Km_i = 3,9 Re_{ki}^{-0,1} Bm_{1i}^{-0,45} LD_i^{-0,01}$$

21. Кінцева температура повітря (на виході з теплообмінника) за змоченим термометром:

$$t_{m2i} = t_{w1i} + (t_{m1i} - t_{w1i}) Km_i, ^\circ C$$

22. Парціальний тиск пари при t_{m2i} :

$$\lg p_{m2i} = \frac{8,12 t_{m2i} + 156}{t_{m2i} + 236}; p_{m2i} = 133,32 \cdot 10^{\lg p_{m2i}}, \text{ Па.}$$

23. Абсолютний вологовміст повітря при t_{m2i} :

$$d_{m2i} = \frac{0,622 p_{m2i}}{p_{b1i} - p_{m2i}}, \text{ кг/кг.}$$

24. Ентальпія повітря на виході з апарату:

$$I_{2i} = c_{pri} t_{m2i} + (r_0 + c_{pi} t_{m2i}) d_{m2i}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K).}$$

25. Тепловий потік від одного середовища до іншого:

$$Q_i = G_{bi} (I_{2i} - I_{1i}), \text{ Вт.}$$

26. Кінцева температура води:

$$t_{w2i} = t_{w1i} \pm \frac{Q_i}{c_{pwi} G_{wi}}, ^\circ C.$$

27. Максимально можливий температурний напір:

$$\Delta t_{m0i} = t_{m1i} - t_{w1i}, ^\circ C.$$

28. Средний арифметичний температурний напір:

$$\Delta t_{Tmi} = \frac{t_{m1i} - t_{m2i}}{2} - \frac{t_{w1i} + t_{w2i}}{2}, ^\circ C.$$

29. Коефіцієнт інтенсивності теплообміну:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta t_{Tmi}}{\Delta t_{m0i}}.$$

30. Максимально можливий концентраційний тиск:

$$\Delta d_{0i} = d_{m1i} - d_{1i}, \text{ кг/кг.}$$

31. Абсолютний вологовміст на виході з апарату:

$$d_{2i} = d_{m2i} - \Delta d_{0i}(2\Delta t_i - 1), \text{ кг/кг.}$$

В результаті розрахунку отримуємо $d_{1i} > d_{2i}$. Якщо отримали $d_{1i} \leq d_{2i}$, то збільшуємо G_{wi} на 10 % та повторюємо розрахунок.

5.5 Обґрунтування економічної ефективності контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор»

5.5.1 Розрахунок капітальних затрат

Капітальні вкладення - це кошти, призначені для створення і придбання основних фондів та нематеріальних активів які підлягають амортизації. Капітальні вкладення, необхідні для впровадження запропонованої системи, є одним з найважливіших показників що застосовуються для економічної оцінки ефективності заходів.

Сумарна вартість переобладнання системи охолодження компресора K500-61-5 складається з наступних витрат: складання проекту; виготовлення повітроохолоджувачів; монтажно-демонтажні роботи; модернізація системи водопостачання; пуско-налагоджувальні роботи.

Необхідність у проекті переобладнання обумовлена індивідуальними особливостями компресорних станцій, що експлуатуються, зокрема, трасуванням трубопроводів, розташуванням фундаментів, насосним обладнанням та ін. Витрати на проектні роботи не перевищують 3-5% сумарної вартості.

Виготовлення повітроохолоджувачів потребує витрат у розмірі 120000 грн, охолоджувача циркуляційної води – 160000 грн. Це відповідає заводським розцінкам на подібну металопродукцію.

Монтажно-демонтажні роботи, що включають в основному електрогазозварювання та такелаж, оцінюються в 16000 грн. на кожну операцію демонтажу штатного та встановлення нового охолоджувача повітря.

Модернізація водопостачання викликається необхідністю підвищення напору. Це, залежно від конкретних умов, забезпечується або на основі існуючих

насосних агрегатів або шляхом повної або часткової їх заміни. Відповідно, частка витрат на модернізацію водопостачання у сумарній вартості може становити від 5 до 20%.

Пуско-налагоджувальні роботи включають випробування системи охолодження компресора на різних режимах, усунення виявлених дефектів, апаратні вимірювання робочих параметрів на відповідність їх паспортним значенням. Вартість цих робіт становить 16 000 грн.

Таблиця 5.1

Капітальні витрати

Назва витрат	Вартість, грн
Проектні роботи	16000
Виготовлення повітроохолоджувачів	120000
Виготовлення охолоджувача циркуляційної води	160000
Монтажно-демонтажні роботи	30000
Модернізація водопостачання	90000
Пуско-налагоджувальні роботи	16000
Всього	442000

5.5.2 Визначення річної економії

З урахуванням того, що підвищення температури повітря після проміжних охолоджувачів повітря на 10 °С С, в діапазоні тисків 0,7-0,8 МПа, призводить до збільшення питомої витрати електроенергії в середньому на 2% [57], з перевитратою електроенергії на один турбокомпресор при цьому 1400 кВт·год на добу, економія на кожному компресорі К-500-61-5 за рік становитиме:

$$1400 \cdot 365 = 511000 \text{ кВт} \cdot \text{рік},$$

тобто 511 МВт·рік вартістю:

$$511 \cdot 1258,71 = 643\,200,8 \text{ грн.},$$

де 1258,71 вартість 1 МВт·год, грн.

5.5.3 Визначення та аналіз показників економічної ефективності

Оцінка економічної ефективності розглянутих в роботі технічних і організаційних рішень здійснюється на основі визначення та аналізу наступних показників:

а) розрахункового коефіцієнта ефективності (прибутковості) капітальних витрат E_p . Проект капітальних вкладень, що розглядається, буде ефективним за умови якщо $E_p > E_n$. Нормативний коефіцієнт $E_n = 0,15$ встановлюється централізовано Міністерством економіки України.

б) терміну окупності капітальних витрат T_p .

Коефіцієнт ефективності (прибутковості) капітальних витрат E_p показує, скільки гривень додаткового прибутку (економії) приносить одна гривня капітальних витрат:

$$E_p = \frac{E_{\text{кп}}}{K_{\text{пр}}}, \quad (5.6)$$

де $E_{\text{кп}}$ – загальна річна економія від впровадження об'єкта проектування, грн.;

$K_{\text{пр}}$ – капітальні витрати, грн

$$E_p = \frac{643200,8}{442000} = 1,45.$$

Отже $1,45 > 0,15$, що доводить ефективність впроваджуваної системи.

Термін окупності капітальних витрат T_p показує, за скільки років вони окупляться за рахунок загальної економії від впровадження прийнятого технічного рішення:

$$T_p = \frac{K_{\text{пр}}}{E_{\text{кп}}} \quad (5.7)$$

$$E_p = \frac{442000}{643200,8} = 0,7 \text{ року}$$

Таблиця 5.2

Зведена таблиця техніко-економічних показників

№ п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Значення
1	Капітальні витрати	грн.	442000
2	Річна економія	грн.	643 200,8
3	Коефіцієнт ефективності	-	1,45

4	Термін окупності капітальних витрат	років	0,7
---	-------------------------------------	-------	-----

Висновки до розділу 5

1. Розроблено конструкцію контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».
2. Розроблено методику розрахунку контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор», що забезпечить зниження питомих витрат електроенергії на виробництво стисненого повітря.
3. В результаті проведеного техніко-економічного обґрунтування встановлено, що застосування контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» дозволяє отримати економію близько 643 200,8 грн за рік на один турбокомпресор К-500-61-5. Термін окупності капітальних витрат складає 0,7 року.

ВИСНОВКИ

У результаті виконаних аналітичних та експериментальних досліджень одержано нове вирішення **актуального наукового завдання** встановлення закономірностей тепломасообмінних і газогідродинамічних процесів, які протікають у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор», що дозволяє встановити їх раціональні параметри для зменшення питомих енерговитрат. На основі цього можна зробити висновки:

1. В умовах шахт повітроохолоджувачі поверхневого типу, що застосовуються для цих цілей, не завжди забезпечують необхідне охолодження повітря. Це пов'язано з інтенсивним утворенням накипу на внутрішній поверхні труб повітроохолоджувачів через високу мінералізацію води в циркуляційній системі водопостачання турбокомпресорів, внаслідок використання відкритої системи охолодження циркуляційної води з градирнею, яка потребує постійного поповнення. А також з утворенням пилово-мастилового пригару на зовнішній поверхні труб та ребер, внаслідок роботи на забрудненому промисловими викидами та кварцитовим пилом повітрі.

2. У результаті аналітичних досліджень встановлено, що більш ефективним є застосування контактних повітроохолоджувачів з охолодженням і осушенням стисненого повітря, оскільки вони мають, порівняно з іншими, наступні переваги: кращі показники інтенсивності та глибини процесів теплообміну, особливо при великих навантаженнях; у 2 рази вищу теплонапруженість об'єму реактивного простору ніж в інших апаратів; нижчі витрати на привод нагнітачів; простіша конструкція; менша металоємність.

3. Встановлено, що попередніми дослідженнями раціональні параметри контактного охолоджувача «труба Вентурі – відцентровий сепаратор» визначено тільки для номінального режиму роботи шахтних турбокомпресорів.

4. Найбільший вплив на ефективність системи контактного охолодження чине швидкість стисненого повітря та витрата води. Щоб підтримувати раціональну швидкість повітря запропоновано використовувати в якості змішувача трубу Вентурі з регульованим перерізом горловини та регульованою

подачею води (в подальшому регульовану трубу Вентурі). Це дозволяє при зміні продуктивності турбокомпресора, а також зміні початкових температур та тиску повітря, і температури води підтримувати мінімальну об'ємну витрату на вході в неохолоджувану секцію турбокомпресора, що відповідає мінімуму питомих енерговитрат. Регульована витрата води дозволяє підтримувати режим охолодження повітря з одночасним його осушенням, що важливо для нормальної експлуатації турбокомпресора.

5. Для визначення раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «труба Вентурі-відцентровий сепаратор» прийняті методи розрахунку, які використовують добуток коефіцієнтів перенесення на площу поверхні контакту.

6. Розроблено математичну модель раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» для турбокомпресорів, які працюють в умовах шахт.

7. В результаті лабораторних експериментів доведено адекватність математичної моделі раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор». Середнє відхилення розрахункових і дослідних значень не перевищує 12%.

8. Доведено, що залежність раціональної швидкості повітря від початкової температури води, тиску та температури повітря у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» має лінійний характер. Встановлено, що для першого проміжного повітроохолоджувача раціональна швидкість повинна збільшуватися на 1 м/с зі збільшенням початкового тиску на 20 кПа, зменшенням початкової температури води на 5,5 °С, збільшенням початкової температури повітря на 2 °С. Для другого проміжного повітроохолоджувача раціональна швидкість повинна збільшуватися на 1 м/с зі збільшенням початкового тиску на 40 кПа, зменшенням початкової температури води на 5 °С, збільшенням початкової температури повітря на 2,5 °С.

9. Залежність раціональної витрати води від початкових температури повітря, води та тиску повітря лінійна. Встановлено, що для забезпечення режиму охолодження стисненого повітря з одночасним осушенням коефіцієнт зрошення води у контактних повітроохолоджувачах «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» для першого проміжного повітроохолоджувача повинен зменшуватись більш ніж на 0,1 кг/кг, зі збільшенням початкового тиску повітря на 0,033 МПа, зі зменшенням температури повітря на 5,6 °С, зі зменшенням температури води на 0,5 °С для. Для другого проміжного повітроохолоджувача коефіцієнт зрошення води повинен зменшуватись більш ніж на 0,1 кг/кг зі збільшенням початкового тиску повітря на 0,037 МПа, зі зменшенням температури повітря на 7,7 °С, зі зменшенням температури води на 2 °С.

10. В результаті проведених чисельних експериментів отримано експериментально-статистичну модель раціональних параметрів контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» для турбокомпресорів які працюють в умовах шахт.

11. Розроблено конструкцію контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» зі змінним перерізом кільцевої горловини рухомим конусом та з переферійним підведенням зрошуючої рідини.

12. На основі експериментально-статистичної моделі розроблено методику розрахунку контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор».

13. Впровадження запропонованих заходів дозволяє знизити питому витрату енергії на 1,5-2 % при зниженні початкової температури повітря на 10 °С.

14. В результаті проведеного техніко-економічного обґрунтування встановлено, що застосування контактних повітроохолоджувачів «регульована труба Вентурі-відцентровий сепаратор» дозволяє отримати економію близько

643 200,8 грн за рік на один турбокомпресор К-500-61-5. Термін окупності капітальних витрат складає 0,7 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Замицький, О. В., Ільченко, О.В. (2023). Дослідження сучасних методів охолодження стисненого повітря в турбокомпресорах. *Вісник Криворізького національного університету*, 53, 107-112.
2. Замицький, О.В., Громадський В.А., Ільченко О.В. (2022). Вибір конструкції змішувача контактної системи охолодження шахтного турбокомпресора. *Вісник Криворізького національного університету*, 54, 33-37.
3. Zamytsky, O.V., Ilchenko, O.V., Goliver, N.O., Bondar, N.V. (2023). Optimization Mathematical Model of a Contact Air Cooler for a Mine Turbocompressor. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 5, 85-92.
4. Замицький, О. В., Ільченко, О.В. (2024). Розробка рекомендацій по впровадженню контактної системи охолодження шахтних турбокомпресорів. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, 1, 25-31.
5. Mousavi, S., Kara S., Kornfeld B. (2014) Energy Efficiency of Compressed Air Systems. *Procedia CIRP*, 15, 313-318. doi: 10.1016/j.procir.2014.06.026
6. Mahoney, J.(1998). Methods for Removing Moisture and Oil from Compressed-Air Lines in Paint Facilities. *Metal finishing*, 42-44. Retrieved from <https://p2infohouse.org/ref/25/24651.pdf>
7. Давидкова, Н.С.(2006). *Горное оборудование: Курс лекций для студентов 3 курса специальности (7.090216) дневной и заочной форм обучения*. Алчевськ: ДонГТУ.
8. Мисарек, Д.М. (1968) *Турбокомпрессоры*. Машиностроение.
9. Бондаренко, Г. А., Бага, В. М. (2022). *Основи проєктування турбокомпресорів*. Суми : Сумський державний університет.
10. Мурзин, В. А., Цейтлин, Ю. А. (1965). *Рудничные пневматические установки*. Недра.
11. Abduazizov, N., Juraev R., Xatamova, D. (2023). Improving the efficiency of mine compressor units based on the improvement of their cooling

system. *GEOTECH-2023*, 414. Retrieved from
<https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85171187018&origin=resultslist&sort=plf-f&src=s&sid=443022d342be7e5eb08a5b0e735aa301&sot=b&sdt=b&s=TITLE-ABS-KEY%28compressed+AND+air+AND+compressor%2C+cooling%29&sl=42&sessionSearchId=443022d342be7e5eb08a5b0e735aa301#abstract>

12. Peng, B., Zhuang, L. Chen, G., Luo, W., Yan, G., Xin, L., Tang, S. (1996). An experimental study on heat transfer enhancement of air compressor aftercooler. *Huaxue Gongcheng/Chemical Engineering*, 5, 24, 13-16.

13. Zeng, W., Lin, P., Wang, S., Zhang, Z. (2000). Heat transfer and pressure drop investigation of plate heat exchanger as inter-stage cooler of air compressor. *Petroleum Refinery Engineering*, 2,30, 55-56.

14. Степанов, А. И. (1960). *Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы*. Машгиз.

15. Борохович, А. И., Закиров, Д. Г. (1984). Теоретическая оценка эффективности охлаждения сжатого воздуха в промежуточном холодильнике пленочного типа. *Изв. вузов. Горный журнал*, 4, 82–84.

16. Замицький, О. В., Гладун, Є.Р. (2017). Аналіз методів охолодження та утилізації тепла шахтних компресорних установок. *Гірничий вісник*, 102, 143–148 .

17. Замыцкий, О. В., Литовко Б.М. (2005) Контактное охлаждение сжатого воздуха в турбокомпрессорах. *Вісник Криворізького технічного університету*, 10, 45-49.

18. Замицький, О. В., Лідер М.Ю. (2017) Дослідження шляхів підвищення енергетичної ефективності виробництва стисненого повітря в шахтних компресорних установках. *Гірничий вісник*, 102, 35-39.

19. Рис, В. Ф. (1951). *Центробежные компрессорные машины*. Машгиз.

20. Замицький, О. В., Трегубов, В. А., Литовко, Б. М. (2002). Исследование смесительного охлаждения сжатого воздуха турбокомпрессора. *Разработка рудных месторождений*, 80, 92–95.
21. Замицький, О. В., Лідер М.Ю., Літовко Б.М. (2017) Обґрунтування та вибір раціональних параметрів першого проміжного повітроохолоджувача шахтного турбокомпресор. *Якість мінерального сировини*, 41-41.
22. Замицький, О. В., Лідер М.Ю., Літовко Б.М., Шепеленко М.І. (2019). Mathematical modeling of the process of compressed air flowing through the pipeline as an element of the pneumatic network. *Науковий Вісник Національного гірничого університету*, 3, 54-60
23. Замицький, О. В., Лідер М.Ю. (2016). Аналіз енергетичної ефективності використання тепла стисненого повітря. *Розвиток промисловості та суспільства*, 244-245
24. Берман, Я. А., Маньковский, О. Н., Марр, Ю. Н., Рафалович, А. П. *Системы охлаждения компрессорных установок*. Машиностроение.
25. Замицький, О. В., Лідер М.Ю. (2017). Дослідження систем охолодження шахтних компресорних установок. *Розвиток промисловості та суспільства*, 307-308
26. Шерстюк, А. И. (1959). *Компрессоры*. Госэнергоиздат.
27. Рыбин, А.А. (2004). Сокращение потерь энергии при производстве сжатого воздуха. *Промышленная энергетика*, 7, 33-36.
28. Замыцкий, О.В. (2001). Анализ способов охлаждения при производстве сжатого воздуха для горных машин. *Горный информационно-аналитический бюллетень*, 10, 67-70
29. Ануров, Ю.М., Пеганов, А.Ю., Скворцов, А.В., Беркович, А.Л., Полищук, В.Г. (2006). Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009. *Теплоэнергетика*, 12, 19-24.
30. Григорьянц, Р.Р., Залкинд, В.И., Зейгарник, Ю.А, Иванов, П.П., Мурахин, С.А., Низовски, В.Л. (2007). Особенности поведения жидкой фазы в

высокооборотных компрессорах конверсионных газотурбинных установок и их влияние на характеристики и эффективность «влажного» сжатия. *Теплоэнергетика*, 4, 55-62.

31. Полежаев, Ю.В., Григорьянц, Р.Р., Воронина, И.В. (2009). Концепция ОИВТ РАН энергетических ГТУ. *Энергетика Татарстана*, 2, 11-21.

32. Середа, С.О., Гельмедов, Ф.Ш., Мунтянов, И.Г. (2004). Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики. *Теплоэнергетика*, 4, 66-71.

33. Фаворский, О.Н., Алексеев, В.Б., Залкинд, В.И. (2014). Экспериментальное исследование характеристик ГТУ типа ТВ3-117 при впрыске перегретой воды в компрессор. *Теплоэнергетика*, 5, 60-68.

34. Iglesias, A. Favrat, D. (2014, September). Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor-expander for energy storage with first expander tests. *Energy Conversion & Management*, 85, 565-572

35. Khaitan, S.K., Raju, M., McCalley, J.D. (2015, January). Design of a novel and efficient hydrogen compressor for wind energy based storage systems. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40, 1379-1387.

36. Ritchey, I., Fisher, E.H., Agnew, G.D. (2000, June). Water Spray Cooling of Gas Turbine Cycles. *Power & Energy*, 3, 214, 203-211.

37. Padilla, R.V., Soo Too, Y.Ch., Benito, R., Stein, W. (2015, June). Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers. *Applied Energy* 3, 148, 348-365.

38. Замыцкий, О.В. (2002). Влияние начального давления воздуха на эффективность производства сжатого воздуха для горных машин. *Горный информационно-аналитический бюллетень*, 2, 49-51.

39. Берман, Я.А., Маньковский, О.И., Марр Ю.И., Рафалович, А.П. (1984). *Системы охлаждения компрессорных установок*. Машиностроение.

40. Храпач, Г.К. (1973). *Эксплуатация компрессорных установок*. Недра

41. Рыбин, А.И. Закиров, Д.Г. (1988). *Экономия электроэнергии при эксплуатации воздушных компрессоров*. Энергоатомиздат
42. Парфенов, В.П. Январев, И.А. (1996). О выборе компоновки стационарных компрессорных установок с комбинированной системой охлаждения. *Известия РАН Энергетика*, 3, 42-44.
43. Замицкий, О. В. (2001). Анализ способов охлаждения при производстве сжатого воздуха для горных машин. *Горные машины*, 10, 67–71 .
44. Замицкий, О. В. (2005). Контактное охлаждение сжатого воздуха в турбокомпрессорах. *Вісник Криворізького технічного університету*, 17, 285-288
45. Замицкий, О. В., Трегубов, В. А, Литовко, Б. М. (2006). Выбор параметров смесительного воздухоохладителя турбокомпрессора. *Разработка рудных месторождений*, 90, 145–149.
46. Thulukkanam, K. (2017). *Heat Exchanger Design Handbook*. CRC Press
47. Василенко, С.М., Шутюк, В.В. (2000). *Теплообмінні апарати. Основи розрахунку та вибору*. УДУХТ
48. Куцепаленко, В.Ф., Кабаков, А.И., Тихонов, Б.А. (1972). Повышение эффективности охлаждения сжатого воздуха в компрессорах. *Известия Томского ордена октябрьской революции и ордена трудового красного знамени политехнического института имени С.М. Кирова*, 227, 119-124
49. Коновалов, Д.В., Кобалава, Г.О. (2018). Застосування контактної охолодження повітря аеротермопресором в циклі газотурбінної установки. *Холодильна техніка та технологія*, 54(5), 62-67.
50. Замицкий, О.В. (2007). *Научное обоснование технических решений по совершенствованию системы пневмоснабжения горного оборудования*. [Неопубл.дис. д-ра технических наук]. Криворожский технический университет.
51. Сандуляк, А.В. (1989). *Новое в технике и технологии физических методов очистки жидкостей и газов*. Вища школа

52. Григорьев, В.П., Нечкин, Ю.М., Егоров, А.В., Никольский, Л.Е. (1995). *Конструирование и проектирование агрегатов сталеплавильного производства*. МИСиС.
53. Юдашкин, М.Я., Карлов, М.П. (1979). *Механическое оборудование установок очистки газов*. Металлургия.
54. Динцин, В. А. (1974). *Исследование тепломассообмена и оптимизация конструкции камеры орошения кондиционеров воздуха* [Автореф. дис. канд. техн. наук]. ЛВВИСКУ.
55. Хоблер, Т. (1961). *Теплопередача и теплообменники*. Госхимиздат.
56. Мухленов, И. П. (1955). *Пенный способ обработки газов и жидкостей*. Госхимиздат.
57. Кокорин, О. Я. (1970). *Установки кондиционирования воздуха*. Машиностроение.
58. Нестеренко, А. В. (1974). *Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха*. Высшая школа.
59. Андреев, Е. И., Коркин, В. Д. (1976). Расчет процессов в центробежном теплообменном аппарате. *Изв. вузов. Строительство и архитектура*, 11, 104–110.
60. Андреев, Е. И., Коркин, В. Д., Рудаков, Н. С. (1983). Тепломассообмен в процессах кондиционирования воздуха. *Изв. вузов. Строительство и архитектура*, 9, 97–99.
61. Андреев, Е. И., Коркин, В. Д. (1973). Методика расчета процессов в тепло- и массообменных аппаратах. *Изв. вузов. Строительство и архитектура*, 12, 116–118.
62. Карпис, Е. Е. (1967). Инженерный теплотехнический расчет форсуночных камер. *Водоснабжение и санитарная техника*, 5, 27–29.
63. Богатых, С. А. (1978). *Циклонно-пенные аппараты*. Машиностроение.
64. Зусманович, Л. М. (1967). *Оросительные камеры установок искусственного климата*. Машиностроение.

65. Андреев, Е. И. (1985). *Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах*. Энергоатомиздат.
66. Замыцкий, О. В., Хруцкий, В.Л., Копейка А.В. (2004). Влияние комплексного фактора на режимы турбокомпрессоров. *Разработка рудных месторождений*, 81, 111-115.
67. Замыцкий, О. В. (2002). Тепломассообмен в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора. *Горный информационно-аналитический бюллетень*, 9, 327–330.
68. Замыцкий, О.В. (2005). Выбор параметров контактных воздухоохладителей рудничных турбокомпрессоров. *Вісник Криворізького технічного університету*, 6, 85-88.
69. Нестеренко, А. В. (1974). *Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха*. Высшая школа.
70. Статюха, Г.О., Складанний, Д.М., Бонаренко О.С. (2011). *Вступ до планування оптимального експерименту*. Політехніка.

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А.1

Результати лабораторних досліджень контактного повітроохолоджувача турбокомпресора з колінним сепаратором при зміні температури води ($p_I=0,2$ МПа, $G_w=0,05$ кг/с, $G_e=0,0188$ кг/с, $t_{eI}=135$ °С, $t_I = 37,5$ °С)

Переріз гоорловини, S_2 , м ²	Початкова температура води t_{w1} , °С	Кінцева температура води, t_{w2} , °С	Кінцева температура повітря, t_{e2} , °С	Об'ємна витрата повітря на виході з охолоджувача, V_k , м ³ /с	Рациональний переріз лабораторна, $S_{2,рац.лаб.}$ м ²	Рациональний переріз розрахунквий, $S_{2,рац.}$ м ²
0,000133	10	20	61,6	0,01406	0,00018	0,000173
0,000154		19,7	65,1	0,0141		
0,000177		19,3	68,7	0,01417		
0,000201		19	72,1	0,01426		
0,000227		18,6	75,5	0,01436		
0,000254		18,2	78,9	0,01447		
0,000284		17,9	82,2	0,01458		
0,000133	15	24,3	63	0,01412	0,000176	0,000178
0,000154		23,9	66,5	0,01416		
0,000177		23,6	69,9	0,01423		
0,000201		23,3	73,3	0,01431		
0,000227		22,9	76,7	0,01441		
0,000254		22,6	79,9	0,01451		
0,000284		22,2	83,2	0,01462		
0,000133	20	28,4	28,4	0,01418	0,000184	0,000181
0,000154		28,1	28,1	0,01421		
0,000177		27,8	27,8	0,01428		
0,000201		27,5	27,5	0,01436		
0,000227		27,2	27,2	0,01445		
0,000254		26,8	26,8	0,01455		
0,000284		26,5	26,5	0,01466		

Продовження додатку А

0,000133	25	32,5	65,7	0,01423	0,000188	0,000183
0,000154		32,2	69,1	0,01426		
0,000177		31,9	72,4	0,01432		
0,000201		31,6	75,6	0,0144		
0,000227		31,3	78,8	0,01449		
0,000254		31	82	0,01459		
0,000284		30,7	85,1	0,0147		
0,000133	30	36,6	66,9	0,01428	0,000188	0,000186
0,000154		36,3	70,2	0,01431		
0,000177		36	73,5	0,01437		
0,000201		35,7	76,7	0,01445		
0,000227		35,5	79,9	0,01454		
0,000254		35,2	83	0,01463		
0,000284		34,9	86	0,01473		

Джерело: розраховано автором

Таблиця А.2

Результати лабораторних досліджень контактного повітроохолоджувача турбокомпресора з колінним сепаратором при зміні початкового тиску повітря ($t_{w1} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_w=0,05\text{ кг/с}$, $G_g=0,0188\text{ кг/с}$, $t_{e1}=135\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_l = 37,5\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Переріз гоорловини, $S_z, \text{м}^2$	Початковий тиск повітря $p_l, \text{МПа}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, ^{\circ}\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{e2},$	Об'ємна витрата повітря на виході з охолоджувача, $V_k, \text{м}^3/\text{с}$	Рациональний переріз лабораторна, $S_{z, \text{рац. лаб.}}, \text{м}^2$	Рациональний переріз розрахунквий, $S_{z, \text{рац.}}, \text{м}^2$
0,000133	0,2	28,4	28,4	0,01418	0,000184	0,000181
0,000154		28,1	28,1	0,01421		
0,000177		27,8	27,8	0,01428		
0,000201		27,5	27,5	0,01436		
0,000227		27,2	27,2	0,01445		

Продовження додатку А

0,000254		26,8	26,8	0,01455		
0,000284		26,5	26,5	0,01466		
0,000133	0,25	27,9	68,1	0,01415	0,00018	0,000175
0,000154		27,6	71,5	0,01423		
0,000177		27,3	74,8	0,01432		
0,000201		27	78,1	0,01442		
0,000227		26,7	81,3	0,01453		
0,000254		26,4	84,4	0,01464		
0,000284		26	87,5	0,01475		
0,000133	0,3	27,6	70,8	0,01417	0,00065	0,000170
0,000154		27,3	74,2	0,01427		
0,000177		27	77,5	0,01437		
0,000201		26,6	80,7	0,01448		
0,000227		26,3	83,8	0,0146		
0,000254		26	87	0,01471		
0,000284		25,7	90	0,01483		
0,000133	0,35	27,3	72,9	0,01421	0,00017	0,000167
0,000154		27	76,3	0,01432		
0,000177		26,7	79,5	0,01443		
0,000201		26,4	82,7	0,01454		
0,000227		26,1	85,9	0,01466		
0,000254		25,8	89	0,01478		
0,000284		25,5	92	0,0149		
0,000133	0,4	27,1	74,7	0,01425	0,00017	0,000163
0,000154		26,8	78	0,01436		
0,000177		26,5	81,2	0,01448		
0,000201		26,2	84,4	0,0146		
0,000227		25,9	87,6	0,01472		
0,000254		25,6	90,6	0,01484		
0,000284		25,3	93,7	0,01496		

Таблиця А.3

Результати лабораторних досліджень контактного повітроохолоджувача турбокомпресора з колінним сепаратором при зміні початкової температури повітря ($p_I=0,2$ МПа, $t_{wI} = 20$ °С, $G_w=0,05$ кг/с, $G_g=0,0188$ кг/с, $t_I = 37,5$ °С)

Переріз гоорловини, S_z , м ²	Початкова температура повітря t_{e1} , °С	Кінцева температура води, t_{w2} , °С	Кінцева температура повітря, t_{e2} ,	Об'ємна витрата повітря на виході з охолоджувача, V_k , м ³ /с	Раціональний переріз лабораторна, $S_{z,рац.лаб.}$ м ²	Раціональний переріз розрахунквий, $S_{z,рац.}$ м ²
0,000133	105	26,7	53,6	0,01476	0,000226	0,000220
0,000154		26,5	56	0,01477		
0,000177		26,2	58,3	0,0148		
0,000201		26	60,6	0,01485		
0,000227		25,7	62,8	0,01491		
0,000254		25,5	64,9	0,01498		
0,000284		25,2	67,1	0,01505		
0,000133	120	27,6	59,1	0,01446	0,000208	0,000198
0,000154		27,3	62	0,01448		
0,000177		27	64,8	0,01453		
0,000201		26,7	67,6	0,0146		
0,000227		26,4	70,3	0,01467		
0,000254		26,2	73	0,01476		
0,000284		25,9	75,6	0,01485		
0,000133	135	28,4	28,4	0,01418	0,000184	0,000181
0,000154		28,1	28,1	0,01421		
0,000177		27,8	27,8	0,01428		
0,000201		27,5	27,5	0,01436		
0,000227		27,2	27,2	0,01445		

Продовження додатку А

0,000254		26,8	26,8	0,01455		
0,000284		26,5	26,5	0,01466		
0,000133	150	29,3	69,4	0,01391	0,000167	0,000166
0,000154		29	73,4	0,01396		
0,000177		28,6	77,4	0,01403		
0,000201		28,2	81,3	0,01413		
0,000227		27,9	85,1	0,01424		
0,000254		27,5	88,9	0,01436		
0,000284		27,1	92,6	0,01448		
0,000133	165	30,2	74,2	0,01365	0,000153	0,000154
0,000154		29,8	78,9	0,01371		
0,000177		29,4	83,4	0,0138		
0,000201		29	87,9	0,01391		
0,000227		28,6	92,3	0,01404		
0,000254		28,2	96,7	0,01417		
0,000284		27,7	101	0,01431		

Джерело: розраховано автором

Додаток Б

Таблиця Б.1

Результати лабораторних досліджень контактного повітроохолоджувача турбокомпресора з колінним сепаратором при зміні температури води ($p_1=0,2$ МПа, $G_e=0,0188$ кг/с, $t_{e1}=135$ °С, $d_e=0,016$ м, $d_1 = 0,0207$ кг/кг)

Витрата води, G_w , кг/с	Початкова температура води t_{w1} , °С	Кінцева температура води, t_{w2} , °С	Кінцева температура повітря, t_{e2} ,	Кінцевий вологовміст т., d_2 , кг/кг	Рациональна витрата води лабораторна, $G_{w,рац.лаб}$ кг/с	Рациональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.}$ кг/с
0,01	10	44,6	40,3	0,03	0,015	0,0156
0,015		35,2	52,7	0,023		
0,02		30,2	58	0,017		
0,025		27	60,6	0,013		
0,03		24,9	61,8	0,012		
0,035		23,2	62,3	0,01		
0,04		21,9	62,4	0,009		
0,045		20,9	62,2	0,008		
0,05		20	61,9	0,0072		
0,01	15	46,5	40,1	0,033	0,019	0,0186
0,015		38	52,9	0,023		
0,02		33,5	58,5	0,019		
0,025		30,7	61,2	0,017		
0,03		28,7	62,6487	0,015		
0,035		27,2	63,308	0,013		
0,04		26	63,5341	0,011		
0,045		25	63,4953	0,01		
0,05		24,2	63,29	0,009		

Продовження додатку Б

0,01	20	48,3	39,8	0,036	0,023	0,0231
0,015		40,7	53	0,025		
0,02		36,7	58,9	0,021		
0,025		34,2	61,9	0,019		
0,03		32,4	63,5	0,017		
0,035		31	64,2	0,016		
0,04		30	64,7	0,016		
0,045		29,1	64,7	0,014		
0,05		28,4	64,7	0,014		
0,01	25	49,9	39,5	0,038	0,03	0,0304
0,015		43,3	53,1	0,03		
0,02		39,8	59,2	0,026		
0,025		37,6	62,5	0,022		
0,03		36	64,2	0,02		
0,035		34,8	65,2	0,019		
0,04		33,9	65,7	0,019		
0,045		33,1	65,9	0,017		
0,05		32,5	66	0,016		
0,01	30	51,3	39,2	0,04	0,046	0,0452
0,015		45,7	53,1	0,031		
0,02		42,7	59,5	0,03		
0,025		40,8	63	0,025		
0,03		39,5	64,9	0,023		
0,035		38,5	66,1	0,021		
0,04		37,7	66,7	0,02		

Продовження додатку Б

0,045		37,1	67,1	0,02		
0,05		36,5	67,2	0,019		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Б.2

Результати лабораторних досліджень контактного повітроохолоджувача турбокомпресора з колінним сепаратором при зміні початкового тиску повітря

($t_{w1} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_6=0,0188\text{ кг/с}$, $t_{6l}=135\text{ }^{\circ}\text{C}$, $d_2=0,016\text{ м}$)

Витрата води, G_w , кг/с	Початковий тиск повітря p_1 , МПа	Кінцева температура води, t_{w2} , $^{\circ}\text{C}$	Кінцева температура повітря, t_{62} ,	Початковий вологовміст, d_1 , кг/кг	Кінцевий вологовміст, d_2 , кг/кг	Рациональна витрата води лабораторна, $G_{w,рац.лаб}$ кг/с	Рациональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.}$ кг/с
0,01	0,2	48,3	39,8	0,0207	0,036	0,023	0,0231
0,015		40,7	53		0,025		
0,02		36,7	58,9		0,021		
0,025		34,2	61,9		0,019		
0,03		32,4	63,5		0,017		
0,035		31	64,2		0,016		
0,04		30	64,7		0,0155		
0,045		29,1	64,7		0,014		
0,05		28,4	64,7		0,0135		
0,01	0,25	47,6	46,3	0,0106	0,03	0,022	0,0219
0,015		40,3	57,2		0,022		
0,02		36,4	61,8		0,019		
0,025		33,9	63,9		0,015		

Продовження додатку Б

0,03		32,1	65		0,0134		
0,035		30,8	65,3		0,014		
0,04		29,8	65,4		0,01		
0,045		28,9	65,2		0,0098		
0,05		28,2	64,9		0,0088		
0,01	0,3	47,3	50,8	0,0136	0,025	0,0215	0,021
0,015		40,1	60		0,016		
0,02		36,2	63,7		0,015		
0,025		33,7	65,3		0,011		
0,03		32	65,9		0,01		
0,035		30,6	66		0,009		
0,04		29,6	65,8		0,008		
0,045		28,8	65,4		0,0071		
0,05		28,1	64,9		0,0065		
0,01	0,35	47	54,2	0,0117	0,02	0,02	0,0201
0,015		39,9	62,1		0,0144		
0,02		36,1	65,1		0,012		
0,025		33,6	66,3		0,01		
0,03		31,9	66,5		0,0074		
0,035		30,5	66,4		0,0065		
0,04		29,5	66		0,006		
0,045		28,7	65,5		0,005		
0,05		28	64,9		0,0045		
0,01	0,4	46,9	56,8	0,0102	0,015	0,0185	0,0194
0,015		39,8	63,7		0,013		
0,02		36	66,1		0,0096		

Продовження додатку Б

0,025		33,5	67		0,007		
0,03		31,8	67		0,0065		
0,035		30,5	66,6		0,005		
0,04		29,4	66,1		0,0044		
0,045		28,6	65,5		0,0037		
0,05		27,9	64,8		0,0035		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Б.3

Результати лабораторних досліджень контактного повітроохолоджувача турбокомпресора з колінним сепаратором при зміні початкової температури повітря ($p_l=0,2$ МПа, $G_g=0,0188$ кг/с, $t_{wl} = 20$ °С, $d_2=0,016$ м, $d_l = 0,0207$ кг/кг)

Витрата води, G_w , кг/с	Початкова температура повітря t_{g1} , °С	Кінцева температура води, t_{w2} , °С	Кінцева температура повітря, t_{g2} ,	Кінцевий вологовміст т., d_2 , кг/кг	Рациональна витрата води лабораторна, $G_{w,рац.лаб}$ кг/с	Рациональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.}$ кг/с
0,01	105	42,5	41,5	0,028	0,0174	0,017
0,015		36,6	48,7	0,02		
0,02		33,4	51,6	0,021		
0,025		31,4	52,9	0,018		
0,03		29,9	53,5	0,015		
0,035		28,9	53,6	0,014		
0,04		28	53,5	0,013		
0,045		27,3	53,2	0,012		
0,05		26,8	53	0,014		
0,01	120	45,4	41,1	0,03	0,02	0,0201

Продовження додатку Б

0,015		38,7	51,1	0,024		
0,02		35,1	55,5	0,021		
0,025		32,8	57,5	0,018		
0,03		31,2	58,6	0,017		
0,035		30	59	0,015		
0,04		29	59,1	0,014		
0,045		28,2	59	0,013		
0,05		27,6	58,8	0,012		
0,01	135	48,3	39,8	0,036	0,023	0,0231
0,015		40,7	53	0,025		
0,02		36,7	58,9	0,021		
0,025		34,2	61,9	0,019		
0,03		32,4	63,5	0,017		
0,035		31	64,2	0,016		
0,04		30	64,7	0,016		
0,045		29,1	64,7	0,014		
0,05		28,4	64,7	0,014		
0,01	150	51,2	37,6	0,041	0,026	0,0258
0,015		42,8	54,2	0,03		
0,02		38,4	61,9	0,022		
0,025		35,6	65,9	0,02		
0,03		33,6	68,1	0,019		
0,035		32,1	69,4	0,018		
0,04		30,9	70,1	0,016		
0,045		30	70,4	0,014		
0,05		29,2	70,5	0,013		

Продовження додатку Б

0,01	165	54,2	34,5	0,045	0,028	0,0283
0,015		44,9	54,8	0,032		
0,02		40	64,4	0,028		
0,025		36,9	69,6	0,022		
0,03		34,8	72,6	0,021		
0,035		33,1	74,3	0,016		
0,04		31,9	75,4	0,014		
0,045		30,9	75,9	0,014		
0,05		30,1	76,2	0,013		

Джерело: розраховано автором

Додаток В

Таблиця В.1

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціонального перерізу горловини при зміні температури води ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,26 \text{ МПа}$, $G_w = 25,5 \text{ кг/с}$, $t_{g1} = 126 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_l = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}$)

Переріз горловини, $S_z, \text{ м}^2$	Початкова температура води $t_{w1}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{g2},$	Об'ємна витрата повітря на виході з охолоджувача, $V_k,$	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{ м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{ м}^2$
0,025	10	20,7	25,1	4,055	0,054	0,051
0,035		20,4	28,7	3,745		
0,045		20,2	32,1	3,634		
0,057		20	35,3	3,596		
0,071		19,7	38,4	3,59		
0,086		19,5	41,4	3,599		
0,102		19,3	44,3	3,617		
0,119		19,1	47,1	3,639		
0,139		18,9	49,9	3,663		
0,159		18,6	52,5	3,688		
0,181		18,4	55,2	3,715		
0,204		18,2	57,7	3,741		
0,025	15	24,9	27,8	4,085	0,056	0,052
0,035		24,7	31,3	3,775		
0,045		24,5	34,5	3,663		
0,057		24,3	37,7	3,624		
0,071		24	40,7	3,616		
0,086		23,8	43,6	3,625		
0,102		23,6	46,4	3,641		

Продовження додатку В

0,119		23,4	49,2	3,662		
0,139		23,2	51,9	3,685		
0,159		23	54,5	3,71		
0,181		22,8	57	3,736		
0,204		22,5	59,5	3,762		
0,025	20	24,9	27,8	4,085	0,056	0,054
0,035		24,7	31,3	3,775		
0,045		24,5	34,5	3,663		
0,057		24,3	37,7	3,624		
0,071		24	40,7	3,616		
0,086		23,8	43,6	3,625		
0,102		23,6	46,4	3,641		
0,119		23,4	49,2	3,662		
0,139		23,2	51,9	3,685		
0,159		23	54,5	3,71		
0,181		22,8	57	3,736		
0,204		22,5	59,5	3,762		
0,025	25	33,2	32,9	4,142	0,057	0,055
0,035		33	36,2	3,83		
0,045		32,8	39,3	3,717		
0,057		32,6	42,3	3,675		
0,071		32,4	45,1	3,666		
0,086		32,2	47,9	3,673		
0,102		32	50,6	3,688		
0,119		31,8	53,2	3,707		
0,139		31,6	55,7	3,729		
0,159		31,4	58,2	3,752		
0,181		31,2	60,6	3,776		
0,204		31	63	3,801		
0,025	30	37,2	35,3	4,169	0,059	0,056

Продовження додатку В

0,035		37	38,5	3,856		
0,045		36,8	41,5	3,742		
0,057		36,6	44,4	3,7		
0,071		36,4	47,2	3,69		
0,086		36,2	49,9	3,696		
0,102		36	52,5	3,71		
0,119		35,9	55,1	3,729		
0,139		35,7	57,5	3,75		
0,159		35,5	60	3,772		
0,181		35,4	62,3	3,796		
0,204		35,2	64,6	3,819		

Джерело: розраховано автором

Таблиця В.2

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціонального перерізу горловини при зміні початкового тиску повітря ($V_e = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{w1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 25,5 \text{ кг/с}$, $t_{e1} = 126 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_l = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}$)

Переріз горловини, $S_z, \text{ м}^2$	Початковий тиск повітря $p_1, \text{ МПа}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{e2},$	Об'ємна витрата повітря., $V_k,$	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{ м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{ м}^2$
0,025	0,18	29,3	26,8	8,025	0,08	0,085
0,035		29,1	30,4	6,263		
0,045		28,8	33,9	5,706		
0,057		28,6	37,3	5,481		
0,071		28,3	40,5	5,386		
0,086		28,1	43,6	5,351		
0,102		27,9	46,6	5,347		

Продовження додатку В

0,119		27,6	49,6	5,361		
0,139		27,4	52,5	5,385		
0,159		27,2	55,3	5,415		
0,181		27	58	5,449		
0,204		26,7	60,7	5,485		
0,025	0,2	29,3	27,9	6,371	0,072	0,075
0,035		29	31,5	5,35		
0,045		28,8	34,9	5		
0,057		28,5	38,2	4,858		
0,071		28,3	41,3	4,802		
0,086		28,1	44,3	4,787		
0,102		27,9	47,3	4,793		
0,119		27,6	50,1	4,811		
0,139		27,4	52,9	4,836		
0,159		27,2	55,6	4,865		
0,181		27	58,3	4,896		
0,204		26,8	60,9	4,929		
0,025	0,22	29,2	28,9	5,344	0,066	0,066
0,035		29	32,4	4,694		
0,045		28,7	35,7	4,462		
0,057		28,5	38,9	4,37		
0,071		28,3	42	4,338		
0,086		28,1	44,9	4,334		
0,102		27,8	47,8	4,345		
0,119		27,6	50,6	4,365		
0,139		27,4	53,3	4,39		
0,159		27,2	55,9	4,417		
0,181		27	58,5	4,446		
0,204		26,8	61,1	4,476		
0,025	0,24	29,2	29,7	4,636	0,061	0,059

Продовження додатку В

0,035		28,9	33,1	4,196		
0,045		28,7	36,4	4,037		
0,057		28,5	39,5	3,976		
0,071		28,3	42,5	3,958		
0,086		28	45,4	3,961		
0,102		27,8	48,2	3,976		
0,119		27,6	50,9	3,996		
0,139		27,4	53,6	4,02		
0,159		27,2	56,2	4,045		
0,181		27	58,7	4,072		
0,204		26,8	61,2	4,099		
0,025	0,26	29,1	30,4	4,114	0,055	0,054
0,035		28,9	33,8	3,803		
0,045		28,7	37	3,69		
0,057		28,5	40	3,65		
0,071		28,2	42,9	3,642		
0,086		28	45,8	3,649		
0,102		27,8	48,5	3,665		
0,119		27,6	51,2	3,685		
0,139		27,4	53,8	3,707		
0,159		27,2	56,4	3,731		
0,181		27	58,8	3,756		
0,204		26,8	61,3	3,781		

Джерело: розраховано автором

Продовження додатку В

Таблиця В.3

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціонального перерізу горловини при зміні початкової температури повітря ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,26 \text{ МПа}$, $t_{w1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 25,5 \text{ кг/с}$, $t_l = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}$)

Переріз горловини, $S_z, \text{ м}^2$	Початкова температура повітря $t_{\theta 1}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{\theta 2},$	Об'ємна витрата повітря., $V_k,$	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{ м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{ м}^2$
0,025	120	28,6	30,2	4,087	0,06	0,055
0,035		28,4	33,3	3,787		
0,045		28,2	36,3	3,677		
0,057		28	39,1	3,636		
0,071		27,8	41,9	3,627		
0,086		27,6	44,5	3,633		
0,102		27,4	47,1	3,647		
0,119		27,2	49,5	3,665		
0,139		27	52	3,686		
0,159		26,8	54,3	3,708		
0,181		26,7	56,6	3,731		
0,204		26,5	58,9	3,754		
0,025	125	29	30,4	4,11	0,059	0,054
0,035		28,8	33,7	3,8		
0,045		28,6	36,8	3,688		
0,057		28,4	39,9	3,648		
0,071		28,2	42,8	3,639		
0,086		28	45,6	3,646		
0,102		27,8	48,3	3,662		
0,119		27,6	50,9	3,682		

Продовження додатку В

0,139		27,4	53,5	3,704		
0,159		27,2	56	3,728		
0,181		27	58,5	3,752		
0,204		26,8	60,9	3,777		
0,025	130	29,4	30,5	4,132	0,057	0,053
0,035		29,2	34	3,814		
0,045		29	37,4	3,699		
0,057		28,8	40,6	3,659		
0,071		28,5	43,6	3,651		
0,086		28,3	46,6	3,66		
0,102		28,1	49,5	3,676		
0,119		27,9	52,3	3,698		
0,139		27,7	55	3,722		
0,159		27,5	57,7	3,747		
0,181		27,3	60,3	3,773		
0,204		27,1	62,9	3,799		
0,025	135	29,9	30,6	4,155	0,056	0,051
0,035		29,6	34,3	3,827		
0,045		29,4	37,9	3,71		
0,057		29,1	41,2	3,669		
0,071		28,9	44,5	3,663		
0,086		28,7	47,6	3,673		
0,102		28,5	50,7	3,691		
0,119		28,2	53,6	3,714		
0,139		28	56,5	3,739		
0,159		27,8	59,4	3,766		
0,181		27,6	62,1	3,794		
0,204		27,4	64,8	3,822		
0,025	140	30,3	30,7	4,177	0,055	0,05
0,035		30	34,6	3,84		

Продовження додатку В

0,045		29,8	38,3	3,72		
0,057		29,5	41,9	3,68		
0,071		29,3	45,3	3,674		
0,086		29,1	48,6	3,685		
0,102		28,8	51,8	3,705		
0,119		28,6	55	3,729		
0,139		28,4	58	3,757		
0,159		28,1	61	3,785		
0,181		27,9	63,9	3,815		
0,204		27,7	66,8	3,844		

Джерело: розраховано автором

Таблиця В.4

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціонального перерізу горловини при зміні об'ємної продуктивності компресора ($p_l=0,26$ МПа, $t_{wl} = 20$ °C, $G_w=25,5$ кг/с, $t_{el}=126$ °C, $t_l = 27,3$ °C)

Переріз горловини, $S_z, \text{м}^2$	Об'ємна продуктивність компресора $V_{\theta}, \text{м}^3/\text{с}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{°C}$	Кінцева температура повітря, $t_{\theta 2},$	Об'ємна витрата повітря, $V_k,$	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{м}^2$
0,025	4	24,3	35,8	1,685	0,04	0,037
0,035		24,2	38,4	1,654		
0,045		24,2	40,9	1,645		
0,057		24,1	43,2	1,646		
0,071		24	45,5	1,652		
0,086		23,9	47,7	1,659		
0,102		23,9	49,8	1,667		
0,119		23,8	51,8	1,676		
0,139		23,7	53,8	1,686		

Продовження додатку В

0,159		23,7	55,7	1,695		
0,181		23,6	57,6	1,704		
0,204		23,5	59,5	1,713		
0,025	5,5	25,9	34,6	2,388	0,046	0,043
0,035		25,7	37,4	2,307		
0,045		25,6	40,2	2,28		
0,057		25,5	42,8	2,275		
0,071		25,4	45,3	2,28		
0,086		25,3	47,7	2,289		
0,102		25,2	50,1	2,3		
0,119		25	52,4	2,313		
0,139		24,9	54,6	2,327		
0,159		24,8	56,7	2,34		
0,181		24,7	58,8	2,354		
0,204		24,6	60,9	2,368		
0,025	7	27,4	32,8	3,144	0,05	0,048
0,035		27,2	35,9	2,982		
0,045		27	38,9	2,925		
0,057		26,9	41,7	2,908		
0,071		26,7	44,5	2,908		
0,086		26,6	47,1	2,918		
0,102		26,4	49,6	2,931		
0,119		26,3	52,1	2,948		
0,139		26,1	54,5	2,966		
0,159		26	56,9	2,984		
0,181		25,8	59,2	3,003		
0,204		25,7	61,4	3,022		
0,025	8,5	28,9	30,8	3,969	0,055	0,052
0,035		28,6	34,1	3,683		
0,045		28,4	37,3	3,58		

Продовження додатку В

0,057		28,2	40,3	3,544		
0,071		28	43,2	3,537		
0,086		27,8	46	3,545		
0,102		27,6	48,7	3,56		
0,119		27,4	51,4	3,58		
0,139		27,2	53,9	3,602		
0,159		27	56,5	3,625		
0,181		26,9	58,9	3,649		
0,204		26,7	61,3	3,673		
0,025	10	30,4	28,5	4,883	0,06	0,057
0,035		30,1	32	4,416		
0,045		29,8	35,4	4,248		
0,057		29,6	38,5	4,184		
0,071		29,3	41,6	4,166		
0,086		29,1	44,6	4,17		
0,102		28,8	47,5	4,186		
0,119		28,6	50,3	4,209		
0,139		28,4	53	4,235		
0,159		28,1	55,7	4,263		
0,181		27,9	58,3	4,292		
0,204		27,6	60,9	4,322		

Джерело: розраховано автором

Додаток Г

Таблиця Г.1

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні температури води ($V_{\text{в}} = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_I = 0,26 \text{ МПа}$, $t_{\text{в}I} = 126 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_I = 0,3 \text{ м}$, $d_I = 0,0137 \text{ кг/кг}$)

Витрата води, G_w , кг/с	Початкова температура води t_{w1} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, t_{w2} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{\text{в}2}$,	Кінцевий вологовміст т., d_2 , кг/кг	Раціональна витрата води з графіків, $G_{w,\text{рац.гр}}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w,\text{рац.}}$ кг/с
10	10	34,7	28,9	0,013	10	9,7
12,5		30,2	33,4	0,01		
15		27,2	36	0,009		
17,5		25	37,6	0,007		
20		23,3	38,5	0,006		
22,5		22	39,1	0,005		
25		20,9	39,4	0,005		
27,5		20	39,6	0,004		
30		19,3	39,6	0,004		
32,5		18,6	39,6	0,004		
35		18,1	39,5	0,003		
10	15	37,9	30	0,016	11,5	11,6
12,5		33,8	34,8	0,013		
15		31	37,6	0,011		
17,5		28,9	39,4	0,009		
20		27,4	40,5	0,008		
22,5		26,2	41,2	0,008		
25		25,2	41,6	0,007		
27,5		24,4	41,9	0,006		
30		23,7	42	0,006		
32,5		23,1	42,1	0,006		

Продовження додатку Г

35		22,5	42	0,005		
10	20	40,9	30,9	0,018	14,5	14,7
12,5		37,2	36	0,015		
15		34,6	39,1	0,013		
17,5		32,8	41,1	0,012		
20		31,4	42,4	0,011		
22,5		30,3	43,2	0,01		
25		29,4	43,8	0,009		
27,5		28,6	44,2	0,009		
30		28	44,4	0,008		
32,5		27,4	44,5	0,008		
35		27	44,6	0,008		
10	25	43,8	31,8	0,022	20	20,1
12,5		40,4	37,2	0,018		
15		38,2	40,5	0,016		
17,5		36,5	42,7	0,015		
20		35,3	44,2	0,014		
22,5		34,3	45,2	0,013		
25		33,4	45,9	0,012		
27,5		32,8	46,3	0,012		
30		32,2	46,7	0,011		
32,5		31,7	46,9	0,011		
35		31,3	47	0,01		
10	30	46,4	32,5	0,025	33	32,8
12,5		43,5	38,3	0,022		
15		41,6	41,9	0,02		
17,5		40,1	44,3	0,018		
20		39	45,9	0,017		
22,5		38,1	47	0,016		
25		37,4	47,9	0,015		

Продовження додатку Г

27,5		36,8	48,5	0,015		
30		36,4	48,9	0,014		
32,5		35,9	49,2	0,014		
35		35,6	49,4	0,013		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Г.2

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні початкового тиску повітря ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{wl} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{gl}=126 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_r=0,3 \text{ м}$)

Витрата води, G_w , кг/с	Початковий тиск повітря p_l , МПа	Кінцева температура води, t_{w2} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, t_{g2} ,	Початковий вологовміст, d_l , кг/кг	Кінцевий вологовміст, d_2 , кг/кг	Раціональна витрата водиз графіків, $G_{w,рац.гр}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.}$ кг/с
10	0,18	38,9	22,6	0,0128	0,024	26,5	26,4
12,5		35,5	29,2		0,021		
15		33,3	33,4		0,018		
17,5		31,6	36,2		0,016		
20		30,3	38		0,015		
22,5		29,3	39,4		0,014		
25		28,5	40,3		0,013		
27,5		27,8	41		0,012		
30		27,2	41,6		0,012		
32,5		26,7	41,9		0,011		
35		26,3	42,2		0,011		
10	0,2	38,8	25,2	0,0115	0,022	25,5	25,5
12,5		35,5	31,3		0,018		
15		33,2	35		0,016		
17,5		31,5	37,5		0,015		

Продовження додатку Г

20		30,3	39,2		0,013		
22,5		29,3	40,3		0,012		
25		28,5	41,2		0,012		
27,5		27,8	41,8		0,011		
30		27,2	42,2		0,01		
32,5		26,7	42,4		0,01		
35		26,3	42,6		0,01		
10	0,22	38,8	25,2	0,0104	0,022	24,5	24,7
12,5		35,5	31,3		0,018		
15		33,2	35		0,016		
17,5		31,5	37,5		0,015		
20		30,3	39,2		0,013		
22,5		29,3	40,3		0,012		
25		28,5	41,2		0,011		
27,5		27,8	41,8		0,01		
30		27,2	42,2		0,009		
32,5		26,7	42,4		0,009		
35		26,3	42,6		0,009		
10	0,24	38,7	29,2	0,0095	0,018	24	23,9
12,5		35,4	34,4		0,015		
15		33,1	37,5		0,013		
17,5		31,5	39,5		0,012		
20		30,2	40,9		0,011		
22,5		29,2	41,8		0,01		
25		28,4	42,4		0,009		
27,5		27,7	42,8		0,008		
30		27,2	43,1		0,008		
32,5		26,7	43,2		0,008		
35		26,2	43,3		0,008		

Продовження додатку Г

10	0,26	38,7	30,7	0,0088	0,017	23,5	23,2
12,5		35,4	35,6		0,014		
15		33,1	38,5		0,012		
17,5		31,5	40,3		0,011		
20		30,2	41,6		0,01		
22,5		29,2	42,3		0,009		
25		28,4	42,9		0,008		
27,5		27,7	43,2		0,008		
30		27,1	43,4		0,007		
32,5		26,7	43,5		0,007		
35		26,2	43,5		0,007		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Г.3

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні початкової температури повітря ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_I = 0,26 \text{ МПа}$, $t_{wI} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_2 = 0,3 \text{ м}$, $d_I = 0,0088 \text{ кг/кг}$)

Витрата води, G_w , кг/с	Початкова температура повітря t_{g1} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, t_{w2} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, t_{g2} ,	Кінцевий вологовміст, d_2 , кг/кг	Раціональна витрата води з графіків, $G_{w, \text{рац. гр}}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w, \text{рац. ора}}$ кг/с
10	120	37,7	31,3	0,016	22,5	22,4
12,5		34,5	35,5	0,013		
15		32,4	38,1	0,012		
17,5		30,8	39,7	0,01		
20		29,6	40,7	0,01		
22,5		28,7	41,4	0,009		
25		27,9	41,8	0,008		
27,5		27,3	42,1	0,008		
30		26,8	42,2	0,007		
32,5		26,3	42,3	0,007		

Продовження додатку Г

35		25,9	42,3	0,007		
10	125	38,5	30,8	0,017	23	23,1
12,5		35,2	35,6	0,014		
15		33	38,4	0,012		
17,5		31,4	40,2	0,011		
20		30,1	41,4	0,01		
22,5		29,1	42,2	0,009		
25		28,3	42,7	0,008		
27,5		27,6	43	0,008		
30		27,1	43,2	0,007		
32,5		26,6	43,3	0,007		
35		26,2	43,3	0,007		
10	130	39,4	30,3	0,017	23,5	23,7
12,5		36	35,5	0,014		
15		33,6	38,7	0,012		
17,5		31,9	40,7	0,011		
20		30,6	42,1	0,01		
22,5		29,5	43	0,009		
25		28,7	43,5	0,008		
27,5		28	43,9	0,008		
30		27,4	44,2	0,007		
32,5		26,9	44,3	0,007		
35		26,5	44,4	0,007		
10	135	40,3	29,7	0,018	24,5	24,3
12,5		36,7	35,4	0,015		
15		34,2	38,9	0,013		
17,5		32,4	41,2	0,011		
20		31	42,7	0,01		
22,5		30	43,7	0,009		
25		29,1	44,4	0,009		

Продовження додатку Г

27,5		28,3	44,8	0,008		
30		27,7	45,1	0,008		
32,5		27,2	45,3	0,007		
35		26,7	45,4	0,007		
10	140	41,2	29	0,019	25	24,9
12,5		37,4	35,2	0,016		
15		34,8	39,1	0,013		
17,5		32,9	41,6	0,012		
20		31,5	43,3	0,01		
22,5		30,4	44,4	0,01		
25		29,5	45,2	0,009		
27,5		28,7	45,7	0,008		
30		28	46,1	0,008		
32,5		27,5	46,3	0,007		
35		27	46,4	0,007		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Г.4

Результати чисельних експериментів для першого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні об'ємної продуктивності компресора ($p_1=0,26$ МПа, $t_{w1} = 20$ °С, $t_{s1}=126$ °С, $d_2=0,3$ м, $d_1 = 0,0088$ кг/кг)

Витрата води, G_w , кг/с	Об'ємна продуктивність компресора V_0 , м ³ /с	Кінцева температура води, t_{w2} , °С	Кінцева температура повітря, t_{s2} ,	Кінцевий вологовміст, d_2 , кг/кг	Раціональна витрата води з графіків, $G_{w,рац.гр}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.}$ кг/с
10	4	29,1	46,4	0,009	10	9,9
12,5		27,5	47	0,007		
15		26,4	47	0,007		
17,5		25,6	46,8	0,006		
20		25	46,4	0,006		

Продовження додатку Г

22,5		24,5	46	0,005		
25		24,1	45,6	0,005		
27,5		23,8	45,1	0,005		
30		23,5	44,7	0,005		
32,5		23,2	44,3	0,005		
35		23	43,9	0,004		
10	5,5	32,1	42,1	0,011	14	14
12,5		30	44,1	0,01		
15		28,6	45	0,008		
17,5		27,5	45,4	0,008		
20		26,7	45,6	0,007		
22,5		26	45,5	0,006		
25		25,5	45,4	0,006		
27,5		25	45,1	0,006		
30		24,7	44,9	0,006		
32,5		24,3	44,6	0,005		
35		24,1	44,3	0,005		
10	7	35,2	37,1	0,014	18	18,2
12,5		32,5	40,4	0,012		
15		30,7	42,3	0,01		
17,5		29,3	43,3	0,009		
20		28,3	44	0,008		
22,5		27,5	44,3	0,008		
25		26,8	44,5	0,007		
27,5		26,3	44,5	0,007		
30		25,8	44,4	0,006		
32,5		25,4	44,3	0,006		
35		25,1	44,2	0,006		
10	8,5	38,2	31,7	0,016	22,5	22,5
12,5		35	36,3	0,014		

Продовження додатку Г

15		32,8	39,1	0,012		
17,5		31,2	40,8	0,011		
20		29,9	41,9	0,01		
22,5		29	42,7	0,009		
25		28,2	43,1	0,008		
27,5		27,5	43,4	0,008		
30		27	43,6	0,007		
32,5		26,5	43,7	0,007		
35		26,1	43,7	0,007		
10	10	41,2	26	0,019	27	26,8
12,5		37,4	31,9	0,016		
15		34,9	35,6	0,014		
17,5		33	38	0,012		
20		31,5	39,6	0,011		
22,5		30,4	40,7	0,01		
25		29,5	41,5	0,01		
27,5		28,7	42	0,009		
30		28,1	42,4	0,008		
32,5		27,5	42,7	0,008		
35		27,1	42,8	0,007		

Джерело: розраховано автором

Додаток Г

Таблиця Г.1

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціонального перерізу горловини при зміні температури води ($V_6 = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_1 = 0,474 \text{ МПа}$, $G_w = 18,5 \text{ кг/с}$, $t_{6I} = 152 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_I = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Переріз горловини, $S_z, \text{ м}^2$	Початкова температура води $t_{w1}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{62},$	Об'ємна витрата повітря., $V_k,$	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{ м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{ м}^2$
0,018	10	27,9	31,6	2,059	0,025	0,022
0,023		27,5	35,7	2,013		
0,028		27,2	39,7	2		
0,035		26,8	43,5	2,002		
0,042		26,4	47,2	2,012		
0,049		26,1	50,8	2,026		
0,057		25,7	54,3	2,042		
0,066		25,3	57,8	2,059		
0,075		25	61,1	2,077		
0,086		24,6	64,4	2,096		
0,096		24,2	67,7	2,115		
0,108		23,9	70,8	2,133		
0,018	15	2,073	2,073	2,073	0,025	0,023
0,023		2,027	2,027	2,027		
0,028		2,013	2,013	2,013		
0,035		2,015	2,015	2,015		
0,042		2,024	2,024	2,024		
0,049		2,038	2,038	2,038		
0,057		2,053	2,053	2,053		
0,066		2,07	2,07	2,07		

Продовження додатку Г

0,075		2.088	2.088	2.088		
0,086		2.106	2.106	2.106		
0,096		2.124	2.124	2.124		
0,108		2.143	2.143	2.143		
0,018	20	36,1	36,2	2,087	0,025	0,023
0,023		35,8	40,1	2,04		
0,028		35,4	43,9	2,026		
0,035		35,1	47,6	2,027		
0,042		34,7	51,2	2,036		
0,049		34,4	54,6	2,049		
0,057		34	58	2,065		
0,066		33,7	61,3	2,081		
0,075		33,3	64,5	2,099		
0,086		33	67,7	2,116		
0,096		32,6	70,8	2,134		
0,108		32,3	73,9	2,152		
0,018	25	40,2	38,3	2,101	0,027	0,024
0,023		39,8	42,2	2,053		
0,028		39,4	45,9	2,039		
0,035		39,1	49,5	2,039		
0,042		38,8	53	2,048		
0,049		38,4	56,4	2,061		
0,057		38,1	59,7	2,075		
0,066		37,7	63	2,092		
0,075		37,4	66,1	2,109		
0,086		37	69,3	2,126		
0,096		36,7	72,3	2,143		
0,108		36,4	75,3	2,161		
0,018	30	44,1	40,4	2,114	0,026	0,024
0,023		43,7	44,2	2,066		

Продовження додатку Г

0,028		43,4	47,9	2,051		
0,035		43	51,4	2,051		
0,042		42,7	54,8	2,059		
0,049		42,4	58,2	2,071		
0,057		42	61,4	2,086		
0,066		41,7	64,6	2,102		
0,075		41,4	67,7	2,118		
0,086		41,1	70,8	2,135		
0,096		40,7	73,8	2,153		
0,108		40,4	76,7	2,17		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Г.2

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для раціонального перерізу горловини при зміні початкового тиску повітря ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{w1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 18,5 \text{ кг/с}$, $t_{g1} = 152 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_l = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Переріз горловини, $S_z, \text{ м}^2$	Початковий тиск повітря $p_l, \text{ МПа}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{g2},$	Об'ємна витрата повітря, $V_k,$	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{ м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{ м}^2$
0,018	0,4	36,5	34,2	2,57	0,03	0,029
0,023		36,1	38,3	2,467		
0,028		35,7	42,2	2,428		
0,035		35,3	46	2,417		
0,042		35	49,7	2,421		
0,049		34,6	53,3	2,433		
0,057		34,2	56,8	2,449		
0,066		33,8	60,3	2,468		
0,075		33,5	63,6	2,488		

Продовження додатку Г

0,086		33,1	66,9	2,509		
0,096		32,7	70,2	2,53		
0,108		32,3	73,4	2,552		
0,018	0,44	36,3	35,3	2,282	0,027	0,026
0,023		35,9	39,3	2,215		
0,028		35,5	43,2	2,192		
0,035		35,2	46,9	2,189		
0,042		34,8	50,6	2,196		
0,049		34,5	54,1	2,209		
0,057		34,1	57,5	2,225		
0,066		33,7	60,9	2,242		
0,075		33,4	64,1	2,261		
0,086		33	67,4	2,28		
0,096		32,7	70,5	2,299		
0,108		32,3	73,7	2,319		
0,018	0,48	36,1	36,3	2,057	0,024	0,023
0,023		35,8	40,3	2,012		
0,028		35,4	44	2		
0,035		35,1	47,7	2,001		
0,042		34,7	51,3	2,01		
0,049		34,4	54,7	2,023		
0,057		34	58,1	2,039		
0,066		33,7	61,4	2,055		
0,075		33,3	64,6	2,072		
0,086		33	67,7	2,09		
0,096		32,6	70,8	2,107		
0,108		32,2	73,9	2,125		
0,018	0,52	36	37,1	1,876	0,021	0,021
0,023		35,6	41	1,846		
0,028		35,3	44,8	1,84		

Продовження додатку Г

0,035		34,9	48,4	1,844		
0,042		34,6	51,8	1,854		
0,049		34,3	55,2	1,867		
0,057		33,9	58,5	1,882		
0,066		33,6	61,8	1,897		
0,075		33,2	64,9	1,913		
0,086		32,9	68	1,929		
0,096		32,6	71,1	1,945		
0,108		32,2	74,1	1,961		
0,018	0,56	35,9	37,9	1,726	0,02	0,019
0,023		35,5	41,7	1,706		
0,028		35,2	45,4	1,704		
0,035		34,9	48,9	1,71		
0,042		34,5	52,4	1,721		
0,049		34,2	55,7	1,733		
0,057		33,9	58,9	1,747		
0,066		33,5	62,1	1,762		
0,075		33,2	65,2	1,776		
0,086		32,9	68,3	1,791		
0,096		32,5	71,3	1,806		
0,108		32,2	74,2	1,821		

Джерело: розраховано автором

Продовження додатку Г

Таблиця Г.3

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціонального перерізу горловини при зміні початкової температури повітря ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_l = 0,474 \text{ МПа}$, $t_{wl} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w = 18,5 \text{ кг/с}$, $t_l = 39,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Переріз горловини, $S_z, \text{ м}^2$	Початкова температура повітря $t_{\theta 1}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, $t_{\theta 2}, \text{ }^\circ\text{C}$	Об'ємна витрата повітря., V_k	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{ м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{ м}^2$
0,018	140	34,8	35,9	2,075	0,024	0,024
0,023		34,5	39,4	2,03		
0,028		34,1	42,8	2,015		
0,035		33,8	46,1	2,015		
0,042		33,5	49,2	2,023		
0,049		33,2	52,3	2,034		
0,057		32,8	55,3	2,047		
0,066		32,5	58,2	2,061		
0,075		32,2	61	2,076		
0,086		31,9	63,8	2,092		
0,096		31,6	66,6	2,108		
0,108		31,2	69,3	2,123		
0,018	147,5	35,6	36,1	2,083	0,025	0,024
0,023		35,3	39,9	2,037		
0,028		34,9	43,5	2,022		
0,035		34,6	47,1	2,023		
0,042		34,3	50,5	2,031		
0,049		33,9	53,8	2,044		
0,057		33,6	57	2,058		
0,066		33,2	60,1	2,074		

Продовження додатку Г

0,075		32,9	63,2	2,09		
0,086		32,6	66,3	2,107		
0,096		32,2	69,2	2,124		
0,108		31,9	72,2	2,141		
0,018	155	36,5	36,2	2,09	0,023	0,023
0,023		36,1	40,3	2,043		
0,028		35,8	44,2	2,029		
0,035		35,4	47,9	2,03		
0,042		35	51,6	2,039		
0,049		34,7	55,2	2,053		
0,057		34,3	58,6	2,069		
0,066		34	62	2,086		
0,075		33,6	65,4	2,104		
0,086		33,2	68,6	2,122		
0,096		32,9	71,8	2,141		
0,108		32,5	75	2,159		
0,018	162,5	37,3	36,2	2,097	0,023	0,022
0,023		37	40,5	2,048		
0,028		36,6	44,7	2,034		
0,035		36,2	48,7	2,037		
0,042		35,8	52,7	2,047		
0,049		35,4	56,5	2,062		
0,057		35,1	60,2	2,079		
0,066		34,7	63,8	2,098		
0,075		34,3	67,4	2,117		
0,086		33,9	70,9	2,137		
0,096		33,5	74,4	2,157		
0,108		33,1	77,8	2,176		
0,018	170	38,2	36	2,103	0,022	0,022
0,023		37,8	40,7	2,053		

Продовження додатку Г

0,028		37,4	45,1	2,039		
0,035		37	49,4	2,043		
0,042		36,6	53,6	2,054		
0,049		36,2	57,7	2,07		
0,057		35,8	61,7	2,089		
0,066		35,4	65,6	2,109		
0,075		35	69,4	2,13		
0,086		34,6	73,1	2,151		
0,096		34,2	76,8	2,172		
0,108		33,8	80,5	2,193		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Г.4

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціонального перерізу горловини при зміні при зміні об'ємної продуктивності компресора ($p_l=0,474$ МПа, $t_{wl} = 20$ °С, $G_w=18,5$ кг/с, $t_{el}=152$ °С, $t_l = 39,5$ °С)

Переріз горловини, $S_z, \text{м}^2$	Об'ємна продуктивність компресора $V_e, \text{м}^3/\text{с}$	Кінцева температура води, $t_{w2}, \text{°C}$	Кінцева температура повітря, $t_{e2},$	Об'ємна витрата повітря, $V_k,$	Раціональний переріз горловини з графіків, $S_{z, \text{рац. гр.}}, \text{м}^2$	Раціональний переріз горловини розрахунковий. $S_{z, \text{рац. розрах.}}, \text{м}^2$
0,018	4	27,7	44,3	0,921	0,017	0,016
0,023		27,5	47,5	0,92		
0,028		27,4	50,5	0,923		
0,035		27,3	53,4	0,928		
0,042		27,1	56,2	0,934		
0,049		27	58,9	0,94		
0,057		26,9	61,5	0,947		
0,066		26,8	64	0,954		
0,075		26,6	66,5	0,96		

Продовження додатку Г

0,086		26,5	69	0,967		
0,096		26,4	71,4	0,973		
0,108		26,3	73,7	0,98		
0,018	5,5	30,4	42,4	1,28	0,02	0,019
0,023		30,2	45,9	1,271		
0,028		30	49,2	1,272		
0,035		29,8	52,4	1,278		
0,042		29,6	55,5	1,286		
0,049		29,4	58,4	1,295		
0,057		29,2	61,3	1,304		
0,066		29	64,2	1,314		
0,075		28,8	66,9	1,324		
0,086		28,6	69,7	1,334		
0,096		28,4	72,3	1,343		
0,108		28,2	74,9	1,353		
0,018	7	33	39,8	1,647	0,023	0,021
0,023		32,8	43,5	1,625		
0,028		32,5	47	1,621		
0,035		32,2	50,5	1,625		
0,042		32	53,8	1,634		
0,049		31,7	57	1,645		
0,057		31,4	60,2	1,658		
0,066		31,2	63,2	1,67		
0,075		30,9	66,2	1,684		
0,086		30,6	69,2	1,697		
0,096		30,4	72	1,711		
0,108		30,1	74,9	1,724		
0,018	8,5	35,7	36,7	2,023	0,025	0,023
0,023		35,4	40,6	1,981		
0,028		35	44,4	1,968		

Продовження додатку Г

0,035		34,7	48	1,97		
0,042		34,3	51,6	1,979		
0,049		34	55	1,992		
0,057		33,7	58,3	2,007		
0,066		33,3	61,6	2,023		
0,075		33	64,8	2,04		
0,086		32,6	67,9	2,057		
0,096		32,3	71	2,074		
0,108		32	74,1	2,091		
0,018	10	38,4	33,3	2,414	0,026	0,025
0,023		37,9	37,5	2,34		
0,028		37,5	41,4	2,316		
0,035		37,1	45,2	2,313		
0,042		36,7	49	2,321		
0,049		36,3	52,6	2,334		
0,057		35,8	56,1	2,352		
0,066		35,4	59,5	2,371		
0,075		35	62,9	2,391		
0,086		34,6	66,2	2,412		
0,096		34,2	69,5	2,433		
0,108		33,8	72,7	2,455		

Джерело: розраховано автором

Додаток Д

Таблиця Д.1

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні температури води ($V_6 = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_1=0,474 \text{ МПа}$, $t_{61}=152 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_r=0,2 \text{ м}$, $d_l = 0,0095 \text{ кг/кг}$)

Витрата води, G_w , кг/с	Початкова температура води t_{w1} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, t_{w2} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, t_{e2} ,	Кінцевий вологовміст т., d_2 , кг/кг	Раціональна витрата води з графіків, $G_{w,рац.гр}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.}$ кг/с
10	10	39,8	31,8	0,01	10,4	10,3
12,5		34,3	36,7	0,007		
15		30,6	39,5	0,005		
17,5		27,9	41,1	0,004		
20		25,8	42,1	0,003		
22,5		24,2	42,7	0,002		
25		22,9	43	0,001		
27,5		21,8	43,1	0,001		
30		20,9	43,1	0,001		
32,5		20,1	43	0,0003		
35		19,5	42,9	0,00003		
10	15	43,2	33,1	0,012	12	11,8
12,5		38	38,3	0,009		
15		34,5	41,3	0,007		
17,5		32	43,2	0,005		
20		30	44,4	0,004		
22,5		28,5	45,1	0,004		
25		27,3	45,5	0,003		
27,5		26,3	45,7	0,002		
30		25,4	45,8	0,002		
32,5		24,7	45,8	0,002		

Продовження додатку Д

35		24	45,7	0,001		
10	20	46,6	34,2	0,014	14	13,9
12,5		41,7	39,8	0,011		
15		38,4	43,1	0,009		
17,5		36	45,2	0,007		
20		34,2	46,5	0,006		
22,5		32,8	47,4	0,005		
25		31,6	47,9	0,005		
27,5		30,7	48,2	0,004		
30		29,8	48,4	0,004		
32,5		29,2	48,5	0,003		
35		28,6	48,5	0,003		
10	25	49,8	35,3	0,016	17	17,2
12,5		45,3	41,2	0,013		
15		42,2	44,8	0,011		
17,5		40	47,1	0,009		
20		38,3	48,6	0,008		
22,5		37	49,6	0,007		
25		35,9	50,2	0,007		
27,5		35	50,7	0,006		
30		34,2	51	0,006		
32,5		33,6	51,1	0,005		
35		33	51,2	0,005		
10	30	52,9	36,3	0,019	23	22,8
12,5		48,7	42,6	0,016		
15		45,9	46,4	0,013		
17,5		43,9	48,9	0,012		
20		42,3	50,6	0,011		
22,5		41,1	51,7	0,01		
25		40,1	52,5	0,009		

Продовження додатку Д

27,5		39,3	53,1	0,008		
30		38,6	53,5	0,008		
32,5		38	53,7	0,007		
35		37,5	53,9	0,007		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Д.2

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні початкового тиску повітря ($V_g = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_{wl} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{gl}=152 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_r=0,2 \text{ м}$)

Витрата води, G_w , кг/с	Початковий тиск повітря p_l , МПа	Кінцева температура води, t_{w2} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, t_{g2} ,	Початковий вологовміст., d_l , кг/кг	Кінцевий вологовміст., d_2 , кг/кг	Раціональна витрата води з графіків, $G_{w,рац.гр}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.}$ кг/с
10	0,4	47,1	30,5	0,011	0,017	14,5	14,4
12,5		42,1	36,9		0,013		
15		38,8	40,9		0,011		
17,5		36,3	43,4		0,009		
20		34,5	45		0,008		
22,5		33	46,2		0,007		
25		31,8	46,9		0,006		
27,5		30,8	47,4		0,006		
30		30	47,7		0,005		
32,5		29,3	47,9		0,005		
35		28,7	48		0,004		
10	0,44	46,8	32,7	0,010	0,015	14	14,1
12,5		41,9	38,6		0,012		
15		38,6	42,2		0,01		
17,5		36,2	44,4		0,008		

Продовження додатку Д

20		34,3	45,9		0,007		
22,5		32,9	46,9		0,006		
25		31,7	47,5		0,005		
27,5		30,7	47,9		0,005		
30		29,9	48,1		0,004		
32,5		29,2	48,3		0,004		
35		28,6	48,3		0,003		
10	0,48	46,6	34,5	0,009	0,014	14	13,9
12,5		41,7	40		0,011		
15		38,4	43,3		0,008		
17,5		36	45,3		0,007		
20		34,2	46,6		0,006		
22,5		32,8	47,4		0,005		
5		31,6	48		0,005		
27,5		30,6	48,3		0,004		
30		29,8	48,5		0,004		
32,5		29,1	48,5		0,003		
35		28,5	48,5		0,003		
10	0,52	46,4	36,1	0,009	0,013	13,8	13,7
12,5		41,5	41,2		0,01		
15		38,3	44,2		0,008		
17,5		35,9	46		0,006		
20		34,1	47,2		0,005		
22,5		32,7	47,9		0,005		
25		31,5	48,4		0,004		
27,5		30,6	48,6		0,003		
30		29,8	48,7		0,003		
32,5		29,1	48,7		0,003		
35		28,5	48,7		0,002		
10	0,56	46,2	37,5	0,008	0,012	13,5	13,5

Продовження додатку Д

12,5		41,4	42,2		0,009		
15		38,2	45		0,007		
17,5		35,8	46,7		0,006		
20		34	47,7		0,005		
22,5		32,6	48,3		0,004		
25		31,4	48,7		0,003		
27,5		30,5	48,9		0,003		
30		29,7	48,9		0,003		
32,5		29	48,9		0,002		
35		28,4	48,8		0,002		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Д.3

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні початкової температури повітря ($V_6 = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_1 = 0,474 \text{ МПа}$, $t_{w1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_2 = 0,2 \text{ м}$ $d_1 = 0,0095 \text{ кг/кг}$)

Витрата води, G_w , кг/с	Початкова температура повітря t_{61} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура води, t_{w2} , $^\circ\text{C}$	Кінцева температура повітря, t_{62} ,	Кінцевий вологовміст т., d_2 , кг/кг	Раціональна витрата води з графіків, $G_{w,paц.гp}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w,paц.}$ кг/с
10	140	44,3	35,5	0,012	12,6	12,7
12,5		39,9	39,9	0,01		
15		36,9	42,4	0,008		
17,5		34,7	44	0,007		
20		33	45	0,006		
22,5		31,7	45,6	0,005		
25		30,6	45,9	0,005		
27,5		29,8	46,1	0,004		
30		29	46,2	0,004		
32,5		28,4	46,1	0,003		

Продовження додатку Д

35		27,8	46,1	0,003		
10	147,5	45,7	34,8	0,013	13,5	13,5
12,5		41	39,9	0,01		
15		37,8	42,9	0,008		
17,5		35,5	44,8	0,007		
20		33,8	46	0,006		
22,5		32,4	46,7	0,005		
25		31,3	47,2	0,005		
27,5		30,3	47,4	0,004		
30		29,5	47,6	0,004		
32,5		28,9	47,6	0,003		
35		28,3	47,6	0,003		
10	155	47,2	33,9	0,014	14	14,2
12,5		42,2	39,7	0,011		
15		38,8	43,2	0,009		
17,5		36,4	45,4	0,007		
20		34,5	46,8	0,006		
22,5		33	47,8	0,005		
25		31,9	48,4	0,005		
27,5		30,9	48,7	0,004		
30		30,1	49	0,004		
32,5		29,3	49,1	0,003		
35		28,7	49,1	0,003		
10	162,5	48,6	32,8	0,015	15	15
12,5		43,4	39,4	0,012		
15		39,8	43,4	0,01		
17,5		37,2	46	0,008		
20		35,3	47,7	0,007		
22,5		33,7	48,8	0,006		
25		32,5	49,5	0,005		

Продовження додатку Д

27,5		31,4	50	0,004		
30		30,6	50,3	0,004		
32,5		29,8	50,5	0,003		
35		29,2	50,5	0,003		
10	170	50,1	31,5	0,017	15,5	15,7
12,5		44,5	38,9	0,013		
15		40,8	43,5	0,01		
17,5		38,1	46,4	0,008		
20		36	48,4	0,007		
22,5		34,4	49,7	0,006		
25		33,1	50,6	0,005		
27,5		32	51,2	0,004		
30		31,1	51,6	0,004		
32,5		30,3	51,8	0,003		
35		29,6	52	0,003		

Джерело: розраховано автором

Таблиця Д.4

Результати чисельних експериментів для другого проміжного контактного повітроохолоджувача турбокомпресора для визначення раціональної витрати води при зміні об'ємної продуктивності компресора ($p_1=0,26$ МПа, $t_{w1} = 20$ °С, $t_{e1}=126$ °С, $d_e=0,3$ м, $d_1 = 0,0095$ кг/кг)

Витрата води, G_w , кг/с	Об'ємна продуктивність компресора V_6 , м ³ /с	Кінцева температура води, t_{w2} , °С	Кінцева температура повітря, t_{e2} ,	Кінцевий вологовміст, d_2 , кг/кг	Раціональна витрата води з графіків, $G_{w,рац.гр}$ кг/с	Раціональна витрата води розрахункова, $G_{w,рац.к}$ кг/с
5	4	43,5	43	0,012	6	6
7,5		36,4	49,6	0,007		
10		32,7	51,8	0,005		
12,5		30,4	52,5	0,004		
15		28,9	52,4	0,003		

Продовження додатку Д

17,5		27,7	52,1	0,002		
20		26,8	51,6	0,002		
22,5		26,1	51,1	0,002		
25		25,6	50,5	0,001		
27,5		25,1	50	0,001		
30		24,7	49,4	0,001		
5	5,5	51,9	30,8	0,017	8,5	8,5
7,5		42,1	42,3	0,011		
10		37,1	47,1	0,008		
12,5		34	49,3	0,006		
15		31,9	50,3	0,005		
17,5		30,4	50,7	0,004		
20		29,2	50,8	0,003		
22,5		28,3	50,7	0,003		
25		27,5	50,5	0,002		
27,5		26,9	50,2	0,002		
30		26,4	49,8	0,002		
5	7	60,3	17,9	0,023	11	11
7,5		47,9	34,2	0,015		
10		41,5	41,4	0,011		
12,5		37,6	45,2	0,008		
15		34,9	47,3	0,007		
17,5		33	48,5	0,005		
20		31,5	49,1	0,005		
22,5		30,4	49,5	0,004		
25		29,4	49,6	0,003		
27,5		28,6	49,6	0,003		
30		28	49,5	0,003		
5	8,5	68,8	4,9	0,028	13,5	13,5
7,5		53,6	25,6	0,019		

Продовження додатку Д

10		45,9	35,3	0,013		
12,5		41,1	40,6	0,01		
15		37,9	43,7	0,008		
17,5		35,6	45,7	0,007		
20		33,8	46,9	0,006		
22,5		32,4	47,7	0,005		
25		31,3	48,2	0,004		
27,5		30,4	48,5	0,004		
30		29,6	48,6	0,004		
7,5	10	59,4	16,8	0,022	16	16,1
10		50,2	28,9	0,016		
12,5		44,7	35,7	0,013		
15		40,9	39,8	0,01		
17,5		38,2	42,5	0,009		
20		36,1	44,3	0,007		
22,5		34,5	45,6	0,006		
25		33,2	46,4	0,006		
27,5		32,1	47	0,005		
30		31,2	47,4	0,004		
32,5		30,4	47,6	0,004		

Джерело: розраховано автором



E. BAT – разряд батареи.

F. MAX, MIN, AVG – максимальные, минимальные и средние значения.

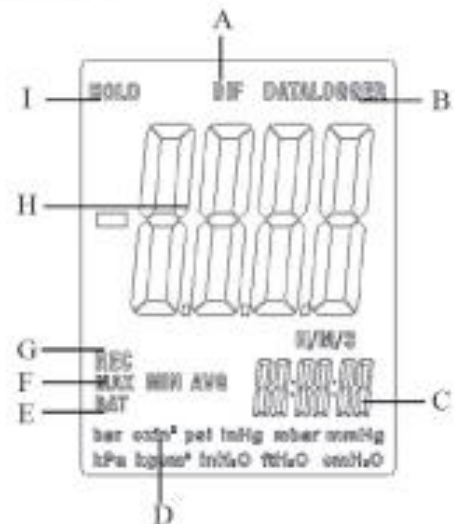
G. REC – аналитический режим.

H. – значение давления (основной индикатор).

I. HOLD – удержание показаний на дисплее.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Дисплей	Двойной ЖК-дисплей
Точность	$\pm 0,3\%$ (25°C)
Повторяемость	$\pm 0,2\%$ (макс. $\pm 0,5\%$)
Линейность/гистерезис	$\pm 0,29\%$
Максимальное давление, кПа	68,9 кПа
Время отклика, с	0,5 с (стандартное)
Температура эксплуатации, $^{\circ}\text{C}$	0...50
Температура хранения, $^{\circ}\text{C}$	-1...60
Питание	Батарея 9В
Диапазон измерений/разрешение	$\pm 13,79$ кПа / 0,01 кПа $\pm 0,137$ бар / 0,001 бар $\pm 137,8$ мбар / 0,1 мбар $\pm 103,4$ мм рт.ст. / 0,1 мм рт.ст. $\pm 140,6$ см вод.ст. / 0,1 см вод.ст. $\pm 0,140$ кг/см ² / 0,001 кг/см ²



МАНОМЕТРИ ДМ 05-01

загального призначення

ТУ 33.2-14307481-031.2005

Використовуються для вимірювання тиску газу, пари та рідин неагресивних по відношенню до латуні.



Міжповерочний інтервал всіх манометрів 1 рік.

На склі нанесено регульований показник тиску.

Корпус: сталь, пофарбована в чорний колір

Скло: технічне

Механізм: латунь

Експлуатація в температурному діапазоні від -40 до +150 °C

Діаметр корпусу, мм	Ступінь захисту	Діапазон вимірювань		Клас точності	Різьба штуцера
63	IP40	60 кПа	2,5 МПа	2,5	M12x1,5 G1/4
100	IP53	100 кПа	4 МПа	1,0 1,5	M20x1,5 G1/2
160		160 кПа	6 МПа		
		250 кПа	10 МПа		
		0,4 МПа	16 МПа		
		0,6 МПа	25 МПа		
		1 МПа	40 МПа		
		1,6 МПа	60 МПа		
			100 МПа		
63 (осьові)	IP40	0,6 МПа	2,5 МПа	2,5	M12x1,5 G 1/4
		1 МПа	4 МПа		
		1,6 МПа			

Приклад позначення: Манометр ДМ 05100 1МПа-1,5

Порядок роботи:

При монтажі манометр повинен надійно закріплюватися. Монтаж приладу здійснюється тільки впливом на штуцер, при цьому слід використовувати спеціальні ключі. Категорично забороняється при установці манометра прикладати механічні зусилля до корпусу.

На замовлення манометри можуть виготовлятися з одиницею виміру кгс/см², bar, атм.



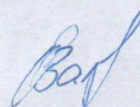
Манометри можуть комплектуватися фланцем.

Фланець кріпиться до приладу без розбирання манометра, не порушуючи цілісності механізму.



ЗАТВЕРДЖУЮПерший проректор
Криворізького
національного університету Чубаров В.А.
«10» жовтня 2024 р.**ДОВІДКА****про використання результатів дисертаційної роботи аспірантки
Ільченко О.В. у навчальному процесі**

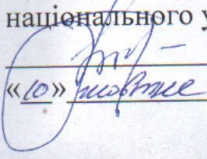
Результати дисертаційної роботи аспірантки Ільченко Ольги Віталіївни використовуються у навчальному процесі Криворізького національного університету на кафедрі Теплоенергетики при підготовці здобувачів за спеціальністю 144 – Теплоенергетика при викладанні дисципліни «Основи наукових досліджень та інноваційної діяльності».

Завідувач кафедри теплоенергетики,
д.т.н., проф.

Замицький О.В.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
Криворізького
національного університету

 Бровко Д.В.
«10» жовтня 2024 р.

ДОВІДКА

**про використання результатів дисертаційної роботи аспірантки
Ільченко О.В. у навчальному процесі**

Результати дисертаційної роботи аспіранта Ільченко Ольги Віталіївни використовуються у навчальному процесі Криворізького національного університету на кафедрі Гірничих машин та обладнання при підготовці здобувачів 3-го рівня за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування при викладанні дисципліни «Основи теорії подібності робочих процесів гірничих машин».

Завідувач кафедри гірничих
машин та обладнання,
к.т.н., доц.



Хруцький А.О.