

**Міністерство освіти і науки України**  
**Український державний університет науки і технологій**  
**Управління енергетичними та економічними процесами**

---

Інтелектуальні системи енергопостачання

---

Пояснювальна записка  
до кваліфікаційної роботи  
магістра

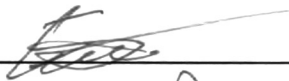
на тему: Дослідження охолоджувальної спроможності контактних теплообмінних апаратів

за освітньою програмою Енергетичні та електромеханічні системи на транспорті

зі спеціальності: 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка


---

Виконав: студент \_\_\_\_\_ групи ЕЕ2421:



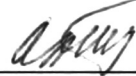
/ Дмитро ЄМЧЕНКО /

Керівник:



/доцент Олександр ЖЕВЖИК/

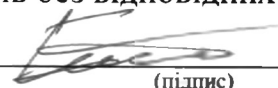
Нормоконтролер:



/ доцент Ірина ПОТАПЧУК /

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

  
\_\_\_\_\_  
(підпис)

Дніпро – 2026 рік

**Ministry of Education and Science of Ukraine**  
**Ukrainian State University of Science and Technologies**

Energy and economic processes management

---

Intellectual power supply systems

---

Explanatory Note  
to Master's Thesis

on the topic: Research on the cooling capacity of contact heat exchangers.  
according to educational curriculum Energy and electromechanical systems in transport  
in the Speciality: 141 Power engineering, electrical engineering and  
electromechanics

---

Done by the student of the group EE2421: / Dmytro Yemchenko /

Scientific Supervisor: / Ass. Prof. Oleksandr Zhevzhyk /

Normative controller : / Ass. Prof. Iryna Potapchuk /

**Міністерство освіти і науки України**  
**Український державний університет науки і технологій**

Факультет: Управління енергетичними та економічними процесами  
Кафедра: Інтелектуальні системи постачання  
Рівень вищої освіти: Другий (магістерський)  
Освітня програма: Енергетичні та електромеханічні системи на транспорті  
Спеціальність: 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри ІСЕ  
Дмитро БОСИЙ  
(підпис) (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)  
Дата \_\_\_\_\_

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу

магістр з електроенергетики,  
електротехніки та електромеханіки  
(ступінь вищої освіти)

студенту Ємченку Дмитру Сергійовичу  
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: “ Дослідження охолоджувальної спроможності контактних теплообмінних апаратів”.

Керівник роботи: Жевжик Олександр Владиславович, к.т.н, доцент  
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від "02" 10 2025 р. № 1401ст

2. Строк подання студентом роботи: 15.01.2026 р.

3. Вихідні дані до роботи: Дисперсна характеристика, висота розпилювачів, швидкість руху краплин, кут розкриття факелу

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: Визначення методів розрахунку тепломасообміну в контактних теплообмінних апаратах

4.2 Основна частина: Математичне моделювання охолодження краплинного потоку

4.3 Охорона праці та захист навколишнього середовища:

4.4 Економічна частина:

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

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури	15.11.2025	
2	Вибір напрямку досліджень	15.12.2025	
3	Математичне моделювання охолодження води	20.12.2025	
4	Висновки та рекомендації	29.12.2025	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	15.01.2026	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	20.01.2026	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Дмитро ЄМЧЕНКО

\_\_\_\_\_ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

Олександр ЖЕВЖИК

\_\_\_\_\_ (Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

## ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

другого (магістерського) рівня вищої освіти Ємченка Д.С. на тему:  
«Дослідження охолоджувальної спроможності контактних теплообмінних апаратів»

Складова кваліфікаційної роботи	Кількість	Обсяг
Пояснювальна записка	1	62 стор.
Графічна частина (за наявності)	-	-.
Демонстраційний матеріал	1	14 слайдів
Електронна частина (за наявності): назва файлу з розширенням	-	-

Керівник: \_\_\_\_\_ / Олександр ЖЕВЖИК /

Нормоконтролер: \_\_\_\_\_ / Ірина ПОТАПЧУК /

Завідувач кафедри ІСЕ: \_\_\_\_\_ / Дмитро БОСИЙ /

## РЕФЕРАТ

Магістерська робота: 62 сторінки, 3 частини, 14 рисунків, 5 таблиць, 15 використаних джерел.

Об'єкт дослідження – процеси та хімічні реакції, що відбуваються при згорянні пилоповітряної суміші в однородному потоці.

Мета роботи – розробка математичної моделі, проведення розрахунків та дослідження охолоджуючої спроможності в контактних теплообмінних апаратах. Покращення методу розрахунку контактних теплообмінних апаратів

Методи дослідження – аналітичні методи розрахунку, чисельні методи розв'язку диференціальних рівнянь.

На основі законів збереження маси та енергії побудована математична модель охолодження води в контактному теплообмінному апараті. Рівняння моделі враховують основні процеси що протікають в контактних теплообмінних апаратах, полідисперсність розпилювання краплин та різний кут вильоту краплин з форсунок.

В результаті отримано залежності зміни температури холодної води від висоти розташування форсунок, параметрів атмосферного повітря, дисперсності розпилювання, кута вильоту краплин та щільності зрошення.

Ключові слова: ТЕПЛОМАСООБМІН, КОНТАКТНИЙ ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ, КРАПЛИННИЙ ПОТІК, ДИСПЕРСНІСТЬ РОЗПИЛЮВАННЯ, КУТ ФАКЕЛУ.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	9
ВСТУП	11
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ І ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ	
1.1 Методи розрахунку тепломасообміну в контактних теплообмінних апаратах	13
1.2 Аеродинаміка проточного тракту	14
1.2.1 Рівномірність розподілу повітря	14
1.2.2 Вплив вітру на розподіл повітря в башті	15
1.2.3 Аеродинамічний опір	16
1.2.4 Збільшення аеродинамічного опору при вітрі	17
1.3 Розпилювачі води	18
1.4 Вибір напрямку та завдання дослідження	21
2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ВОДИ	
2.1 Фізичне уявлення	26
2.2 Математичне моделювання руху краплин	27
2.2.1 Припущення в математичній моделі	27
2.2.1.1 Краплинний потік	27
2.2.1.2 Потік повітря	29
2.2.2 Рівняння руху та тепломасообміну краплин	30
2.2.3 Рівняння тепломасообміну вологого повітря	34
2.2.4 Математична модель краплинного потоку. Крайові умови	37
2.3 Теплофізичні властивості	39
2.3.1 Вода	39
2.3.2 Водяна пара	41
2.3.3 Сухе повітря	44

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ				
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					
Розробив	Ємченко				Дослідження охолоджувальної спроможності контактних теплообмінних апаратів	Літера	Аркуш	Аркушів	
Консульт.						М	Д	7	62
Керівник	Жевжик					МОНУ, УДУНТ, ІСЕ ЕЕ2421			
Н. контр.	Потапчук								
Зав. каф.	Босий								

2.3.4 Вологе повітря	46
2.4 Аеродинамічний опір	48
2.5 Коефіцієнти тепло- і масопереносу	50
3 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ	53
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	61
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	62

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

$C_p$  - питома ізобарна теплоємність, Дж/(кг·К);

$C_k$  - коефіцієнт аеродинамічного опору краплини;

$d$  - об'ємно-поверхневий діаметр краплинного потоку, м;

$D$  - дифузія водяної пари в повітрі, м<sup>2</sup>/с;

$f_{num}$  - питома поверхня охолодження, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;

$f_{ox}$  - поверхня охолодження краплини, м<sup>2</sup>;

$F_{ox}$  - поверхня охолодження краплинного потоку, м<sup>2</sup>;

$\vec{F}_{ae}$  - сила аеродинамічного опору, Н;

$\vec{g}$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>,

$G$  - масова витрата, кг/с;

$H_z$  - висота градирні, м;

$H_p$  - висота розпилювачів над поверхнею води в басейні градирні, м;

$i$  - питома ентальпія, Дж/кг;

$L$  - теплота пароутворення води, Дж/кг;

$m$  - маса краплини, кг;

$n$  - концентрація краплин, м<sup>-3</sup>;

$Nu$  - число Нуссельта;

$P$  - тиск, Па;

$Pr$  - число Прандтля;

$q$  - щільність зрошення, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·с);

$Q$  - об'ємна витрата, м<sup>3</sup>/с;

$Re$  - число Рейнольдса;

$S_z$  - площа поперечного перерізу градирні, м;

$Sh$  - число Шервуда;

$Sc$  - число Шмідта;

$T$  - температура повітря, К;

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

$\vec{U}$  - вектор швидкості повітря в градирні;  
 $U$  - проекція вектора швидкості повітря на вісь координат, м/с;  
 $U_c$  - середня швидкість повітря в градирні, м/с;  
 $\vec{V}$  - вектор швидкості краплини;  
 $V$  - проекція вектора швидкості краплини на вісь координат, м/с;  
 $x$  - вологовміст, кг/кг;  
 $\vec{X}$  - радіус вектор центра мас краплини;  
 $y$  - координата краплини по осі  $Oy$ , м;  
 $z$  - координата краплини по осі  $Oz$ , м;  
 $\alpha_\phi$  - кут факелу розпилювача, град;  
 $\alpha_f$  - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К)  
 $\beta_{pf}$  - коефіцієнт масовіддачі, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·с);  
 $\theta$  - температура води, К;  
 $\lambda$  - теплопровідність, Вт/(м·К);  
 $\mu$  - динамічна в'язкість, Па·с;  
 $\xi_r$  - коефіцієнт аеродинамічного опору градирні;  
 $\xi_3$  - коефіцієнт аеродинамічного опору краплин при зустрічному обдуванні;  
 $\xi_6$  - коефіцієнт аеродинамічного опору краплин при боковому обдуванні;  
 $\rho$  - густина, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\sigma$  - поверхневий натяг води, Н/м;  
 $\tau$  - час, с;  
 $\phi$  - відносна вологість повітря;  
 $\psi$  - коефіцієнт форми краплини.  
 Індекси:  $a$  - атмосферне повітря;  $v.n$  - вологе повітря;  $n$  - насичена пара;  $n$  - водяна пара;  $c.n$  - сухе повітря;  $y, z$  - проекції на вісь  $Oy$  і  $Oz$  відповідно.

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

## ВСТУП

Контактні теплообмінні апарати є найбільш доступними і ефективними охолоджувачами води на підприємствах.

Теплова потужність, температура охолодженої води, витрати енергії, експлуатаційна надійність залежить від типу апарату та їх досконалості. Покращення цих показників – основний напрямок досліджень з метою, передусім, мінімізації питомих витрат енергії на охолодження води. Важливість такої роботи для України обумовлена необхідністю відновлення працездатності більшості таких апаратів в умовах війни, зростання цін на енергоносії, вартості нового будівництва та підвищення екологічних вимог.

**Актуальність теми.** Побудовані раніше контактні теплообмінні апарати відпрацювали термін дії, багато з них зруйновано під час агресії РФ і потребують заміни або капітальних ремонтів в умовах військових дій, зміни об'ємів виробництва та багатократного підвищення вартості енергії. Це потребує прискіпливого узгодження теплового навантаження обладнання з характеристикою градирні та мінімізації питомих витрат енергії. За значний термін роботи раніше запроєктованих типових контактних теплообмінних апаратів накопичений досвід їх експлуатації, який також повинен бути узагальнений з точки зору виявлених недоліків та досягнень в розвитку уявлення про процеси охолодження води.

Виробництво дерев'яних зрошувачів зупинено, а пластмасові внаслідок гідрофобності та погіршення змочування обумовили підвищення температури охолодженої води. В найбільш досконалому призматичному (решітчастому) зрошувачі фірми "Бальке-Дюрр" (Німеччина) використане краплинно-плівкове охолодження.

Дослідження гідродинаміки закрученого потоку [1] дозволили створити відцентрові форсунки для розпилювання води з оптимальною формою та розмірами вихрової камери і покращити якість розпилювання

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

при малому тиску. Зниження енерговитрат на розпилювання до 9...12 Дж/м<sup>2</sup> площі поверхні крапель дозволяє покращити техніко-економічні показники тепломасообмінного обладнання за недорогої реконструкції.

Такі форсунки є перспективними для охолодження води в контактних теплообмінних апаратах, зокрема в розпилювальних (бризкальних) градирнях, які мають суттєві переваги у порівнянні з іншими апаратами такого типу. Відомо, що коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_f$  крапель у 10...16 разів більше, ніж плівки на щитах зрошувача, наприклад, для плівки 11,6 Вт/(м<sup>2</sup>·К), для крапель діаметром  $d_{32}=3$  мм –138,7 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Площа поверхні  $S$  щитового зрошувача 27 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, а крапель 2,7 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup> при щільності зрошення 6,9 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·год). Тоді  $\alpha_f S$  для крапель і плівки води близькі за величиною і при однакових аеродинамічних опорах теплові характеристики розпилювальних та насадкових контактних теплообмінних апаратів зіставимі між собою.

**Мета дослідження.** Покращення методу розрахунку контактних теплообмінних апаратів.

**Об'єкт дослідження** – розпилювальні контактні теплообмінні апарати.

**Предмет дослідження** – процеси тепломасообміну, що відбуваються в контактних теплообмінних апаратах.

**Апробація результатів магістерської роботи.** Основні положення доповідалися здобувачем і обговорювалися на 14-й Міжнародній науково-практичній конференції «ПЕРСПЕКТИВИ ВЗАЄМОДІЇ ЗАЛІЗНИЦЬ ТА ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ» (15-16.05.2025)

### **Публікації.**

Жевжик О. В., Потапчук І. Ю., Ємченко Д. С., Щуклов Г. М. Аналіз охолоджувальної спроможності контактних теплообмінників в інфраструктурі залізничного та промислового транспорту. *Перспективи взаємодії залізниць та промислових підприємств*. Дніпро. 2025. с.37-38. URL:

<https://diit.ust.edu.ua/diit/documentation/news/30-05-2025-5KTV-promtrans-2025.pdf>

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

# 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ І ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

## 1.1 Методи розрахунку тепломасообміну в контактних теплообмінних апаратах

Методи розрахунку тепломасообміну в контактних теплообмінних апаратах побудовані на рівняннях теплового та матеріального балансу, які приводять до системи диференціальних рівнянь для зміни температури повітря, водяної пари та температури води в залежності від висоти. Для рішення цієї системи Ф. Меркелем [2] запропоновано в рівнянні Дальтона замінити значення парціального тиску водяної пари та коефіцієнту масовіддачі, віднесеного до різниці тиску, на відповідні значення вологовмісту та коефіцієнта, віднесеного до різниці вологовмісту  $\beta_{xf}$ , а в рівнянні теплообміну Ньютона для визначення коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha_f$  використовувати залежність Льюїса:

$$\frac{\alpha_f}{\beta_{xf}} = C_{p_{в.п}}, \quad (1.1)$$

де  $C_{p_{в.п}}$  - теплоємність вологого повітря.

Такі спрощення дозволяють звести систему рівнянь до залежності між елементом висоти і ентальпії повітря.

Рішення цих диференціальних рівнянь першого порядку можна отримати, якщо залежність парціального тиску від температури лінійна. В результаті отримуються формули для розрахунку температури і тиску в явному вигляді. Для збільшення точності розрахунку необхідно використання поліноміальної залежності парціального тиску насиченої пари від температури.

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

З появою комп'ютерів стало можливе чисельне інтегрування рівнянь Дальтона, Ньютона та рівняння балансу теплоти. При цьому трудомісткість зменшується до мінімуму, а точність розрахунку залежить практично тільки від коефіцієнтів тепло- і масовіддачі та точності апроксимації теплофізичних властивостей води та вологого повітря.

Для уникнення розрахунків поверхні контакту коефіцієнти тепло- і масовіддачі в рівнянні Ньютона та Дальтона замінюють на об'ємні  $\alpha_v$  і  $\beta_v$  з відповідною заміною поверхні охолодження об'ємом. Для знаходження коефіцієнтів тепломасовіддачі така математична модель вона потребує лабораторних досліджень в умовах, наближених до роботи контактного теплообмінного апарата. Оптимальна дисперсність розпилювання, кут факелу, початкова швидкість краплин, висота розпилювачів визначаються шляхом експериментального дослідження залежності  $\beta_v$  від цих характеристик.

## 1.2 Аеродинаміка проточного тракту

Рівномірність розподілу повітря залежить від форми і розміру повітрявхідних вікон та дії вітру [3]-[4]; рекомендується обирати основні розміри башти: відношення діаметру основи до висоти 0,75...0,85, діаметру горловини до діаметру основи 0,55...0,65, висоти повітрявхідних вікон до діаметру основи 0,1...0,12.

В [5] регламентована форма в плані: для секційних вентиляторних квадратна або прямокутна із співвідношенням сторін 4:3 та забиранням повітря з двох сторін; для односекційних та баштових - кругла, багатокутна або квадратна з повітрявхідними вікнами по всьому периметру. Площа повітрявхідних вікон повинна бути 34...45 % від площі основи. Такі співвідношення розмірів мінімізують аеродинамічний опір та нерівномірність розподілення повітря.

					02.15.EE2421.KPM.2026-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

### 1.2.1 Рівномірність розподілу повітря

Повітрявхідні вікна формують потік повітря в башті та його розподілення по поперечному перерізу.

Збільшення висоти повітрявхідних вікон та застосування козирка зменшує нерівномірність потоку в башті. Експериментальні дослідження розподілу швидкості повітря в зрошувальних контактних теплообмінних апаратах з природною тягою та площею зрошення  $S_z$  в натурі 515, 1150, 2630 та 4120 м<sup>2</sup>, які проведені на моделях, узагальнено в [6]. Нерівномірність визначається за відношенням швидкості в точці вимірювання до середньої  $u = V_i/V_{cp}$ . Для  $S_z = 2630$  м<sup>2</sup> визначено, що із збільшенням висоти повітрявхідних вікон з 3 м до 6...10 м максимальна нерівномірність  $u$  зменшується з ~2,2 до 1,4...1,6. Дослідами на моделях вентиляторних секційних контактних теплообмінних апаратах встановлено, що рівномірність потоку поліпшується із збільшенням висоти повітрявхідних вікон. При висоті менше 3 м виникає зворотна течія на периферії зрошувача. Більш рівномірне заповнення потоком секцій забезпечується при формі їх в плані 4:3 або 3:2 з розташуванням повітрявхідних вікон з меншої сторони; для квадратної форми нерівномірність була більшою.

### 1.2.2 Вплив вітру на розподіл повітря в башті

Досліди Л.Г. Акулової моделей зрошувальних контактних теплообмінних апаратів з природною тягою проведені в гідравлічному лотку. Рух води імітував вітровий потік. Тягу в башті утворювали перепадом тиску, що виникав після перегороджування лотку та встановлення на вході у верхню та нижню частину решіток з різним гідравлічним опором. Встановлено, що вже при швидкості вітру понад 3...4 м/с рівномірний рух повітря в башті порушується. Кількість та

					02.15.EE2421.KPM.2026-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

масштаб вихрових областей в башті збільшується із збільшенням швидкості вітру. При швидкості вітру понад 13...14 м/с на підвітряній стороні починається зворотний рух повітря через зрошувач у повітрявхідні вікна.

В якості засобів боротьби з негативним впливом вітру були випробувані отвори у верхній частині башти, стільникове перекриття разом з отворами, козирки на зовнішній поверхні вихідного отвору, виключення вітрових перегородок з одночасним закриттям повітрявхідних вікон на підвітряній стороні. З усіх перелічених засобів автор вважає перспективним козирок біля вихідного отвору та закриття повітрявхідних вікон на підвітряній стороні. Визначено, також, що біконічна форма башти зазнає менше негативного впливу вітру.

Встановлення вітрового поясу у верхній частині вихідного отвору башти дозволяє збільшити швидкість потоку в контактних теплообмінних апаратах в 2 рази. Але складність пристрою не дозволяє реалізувати його на практиці.

При обдуванні башти з конічною формою без вітрових перегородок швидкість повітря збільшувалась в 2 рази в порівнянні з перегородками. Для гіперболічної башти такого ефекту не одержано. Отримано, також, очікуваний результат: закриття повітрявхідних вікон на підвітряній стороні з одночасним вилученням вітрових перегородок поліпшує розподіл повітря в башті.

### 1.2.3 Аеродинамічний опір

В контактних теплообмінних апаратах з природною тягою встановлено зменшення їх повного аеродинамічного опору із збільшенням висоти повітрявхідних вікон; застосування козирка знижує коефіцієнт опору на 5...9 % при висоті повітрявхідних вікон 6...10 м і до 30...40 % при меншій висоті [6].

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Експериментальні досліді з плоским та куполоподібним перекриттям показали, що коефіцієнт аеродинамічного опору для останньої на ~12 % менше. Для зменшення аеродинамічного опору необхідно виконувати шахту вентилятора з конфузорним входом та дифузорним виходом повітря.

Л.Г. Акуловою проведені досліді аеродинамічного опору краплинного потоку, який стікає з щитів зрошувача при боковому обдуванні повітрям. Формула коефіцієнту опору одержана у вигляді:

$$\xi=0,1+0,025q, \quad (1.2)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт аеродинамічного опору на 1 погонний метр,

$q$  - щільність зрошення в  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ .

Спроба зменшити аеродинамічний опір потоку краплин упорядкуванням стікання води струменями за рахунок виконання в нижній частині щитів трикутних фестонів не виправдала себе – опір практично не змінювався для щитів з фестонами та без них.

В нормативних вказівках до розрахунку узагальнено досліді аеродинамічного опору контактних теплообмінних апаратах з природною тягою, площею зрошення  $500 \dots 3000 \text{ м}^2$  та конічною формою башти. Графіки повного аеродинамічного опору побудовані в залежності від опору зрошувача і відношення площі повітрявхідних вікон до площі зрошення, та наявності козирка або зрошувача із сходами.

#### 1.2.4 Збільшення аеродинамічного опору при вітрі

Дослідження контактних теплообмінних апаратів з природною тягою [6] показали, що аеродинамічний опір значно збільшується при швидкості

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

вітру 3...4 м/с не залежно від конструкції повітрявхідних вікон, зрошувача і т.п.

З використанням промислових випробувань контактних теплообмінних апаратів з плівковим, крапельно-плівковим зрошувачем та бризкальним, залежність коефіцієнту аеродинамічного опору від швидкості вітру має вигляд  $\xi = \xi_0 + B \cdot U_e$ , де  $\xi_0$  – коефіцієнт аеродинамічного опору у відсутності вітру,  $U_e$  – швидкість вітру на висоті 2 м від поверхні землі; емпіричний коефіцієнт  $B$ , який залежить від типу апарату. Найбільшого негативного впливу вітру зазнають бризкальні (розпилювальні) апарати.

Дані по впливу вітру на вентиляторні контактні теплообмінні апарати на моделі 1:14,9 та діаметром горловини 10,4 м в аеродинамічній трубі закритого типу, показали, що із збільшенням швидкості вітру збільшується опір, а витрата повітря та потужність вентилятора зменшуються, наприклад, при швидкості вітру 12 м/с зменшення складає 15...20 %. При вимкненому вентиляторі виявлений "дефлекторний ефект". Так для швидкості вітру 8 м/с витрата повітря в корпусі складає 21 % від витрати з працюючим вентилятором, при 12 м/с – 35 %, 16 м/с - 44 %.

В [6] наведені дані для "дефлекторного ефекту". Так, при швидкості вітру 5...15 м/с ініціюється тяга із швидкістю повітря 0,2...0,7 м/с. При груповому розташуванні контактних теплообмінних апаратів у другому в ряду "дефлекторний ефект" в 2 рази сильніший.

### 1.3 Розпилювачі води

В зрошувальних контактних теплообмінних апаратах основною вимогою до розпилювача є забезпечення рівномірного розподілу води по поверхні зрошення при мінімальних витратах енергії на подачу води. Це завдання краще вирішується для плівкових дерев'яних зрошувачів завдяки їх змочуваності і розтіканню води. При цьому, діаметр краплин практично

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

не впливає на охолодження і не повинен бути занадто малим, для уникнення значного виносу води потоком повітря в башті.

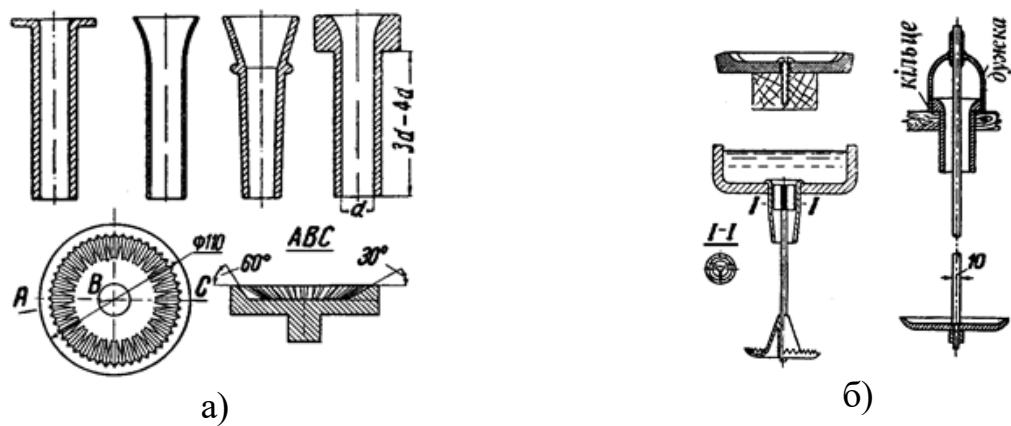
Вимоги до рівномірності розподілу води по поперечному перерізу башти зросли після переходу на пластмасові зрошувачі внаслідок незадовільного змочування і розтікання плівки води.

Для розподілення води в контактних теплообмінних апаратах застосовуються безнапірна подача по дерев'яних або залізобетонних жолобах та лотках і напірна - по металевих або азбестоцементних трубопроводах.

Розбризування води в безнапірній системі здійснюється через насадки та розетки (рисунок 1.1.а) [6] виготовлені з технічного фарфору, скла, пластмаси, металу. Насадок закріплюється в отворі лотка, а розетка розміщується прямовисно на зрошувачі або за допомогою тонкого стрижня на відстані 0,5...0,6 м (рисунок 1.1.б). Струмінь води витікає з отвору насадка і, падаючи вниз, розбризується розеткою на краплини, які утворюють порожнистий факел. Краплини води попадають на зрошувач і розтікаються, утворюючи змочену поверхню. Вхід в насадок для збільшення коефіцієнту витрати виконують конічним або із скругленням і розміщують на відстані 2...5 см від дна лотка. Діаметр насадка не повинен бути менше 15 мм щоб запобігти забиванню механічними домішками в воді. Розетки виготовляють плоскими або з жолобками з одним чи двома кутами виходу води.

Недоліками безнапірної системи є велика нерівномірність розподілення води при незначному порушенні прямовисності насадка та розетки, швидке замулювання та біозаростання при нормативній швидкості води в робочих лотках 0,2...0,3 м/с і 0,5...0,7 м/с в магістральних, глибині 0,2...0,25 м. Як наслідок, ускладнене та дороге технічне обслуговування.

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19



а – Насадки та розетка; б – Схема закріплення в лотках

Рисунок – 1.1 Насадки та розетка і схема їх закріплення в лотках

Напірна система водорозподілення потребує меншого догляду та простіша в експлуатації. Більший тиск ніж в безнапірній системі створює передумови для покращання дисперсності розпилювання та рівномірності, що досягається, також, розпилюванням води вверх.

В напірній системі розбризкування води здійснюється розпилювачами з нормативним тиском 1,5...2,0 м. вод. ст. Мінімальний діаметр прохідних отворів із умови роботи розпилювача без забивання повинен бути не менше 20 мм.

Найбільш поширені розпилювачі зрошувальних контактних теплообмінних апаратів наведено на рисунку 1.2 з витратою води  $Q_p$  відповідно таблиці 1.1. Середній по кількості  $d_{cp}$  та об'ємно-поверхневий  $d_{32}$  діаметри краплинного потоку цих розпилювачів залежить від тиску на розпилювання  $H_c$  (див. табл. 1.1).

$$d_{cp} = \frac{C_{cp}}{\sqrt[3]{H_c/9,81}}, \quad d_{32} = \frac{C_{32}}{\sqrt[3]{H_c/9,81}} \quad (1.3)$$

Коефіцієнти  $C_{cp}$  та  $C_{32}$  для розпилювачів наведені в таблиці 1.2.



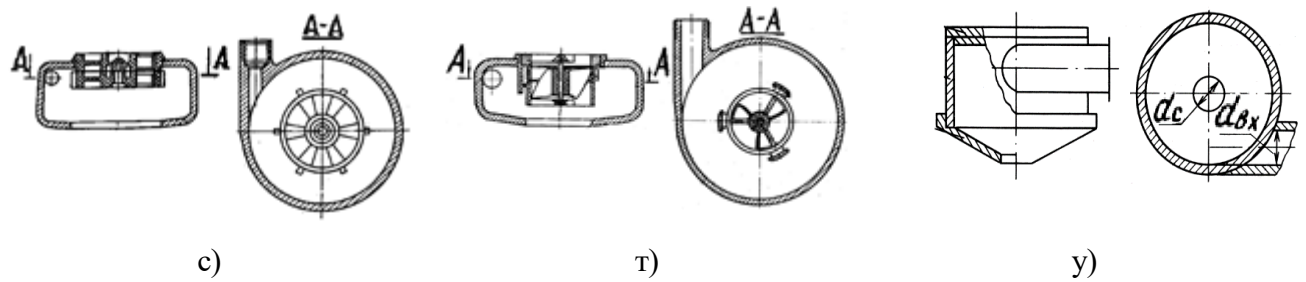


Рисунок 1.2 (продовження)

В більшості методів розрахунку відцентрових розпилювачів (форсунок) для контактних теплообмінних апаратів використовуються методи, які побудовані на теорії ідеальної рідини та емпіричних залежностей для об'ємно-поверхневого діаметру

$$d_{32} = \frac{d_c^2}{A H_c} \quad (1.4)$$

В формулі (1.4)  $A$  – геометрична характеристика сопла, залежність для коефіцієнту витрати  $\mu$ , отримані із теорії ідеального відцентрового сопла Г.Н. Абрамовича:

$$A = \frac{\pi R r_c}{n f_{ax}} \quad (1.5)$$

ВТП "Укренергочермет" розроблений пластмасовий розпилювач з центральною вставкою (див. рис. 1.2,з). Але цей розпилювач створює при тиску 0,05 МПа краплинний потік з  $d_{32}=3,7$  мм, що перевищує оптимальний діаметр 1...2 мм [6].

Таблиця 1.1 – Гідрравлічні характеристики розпилювачів

Розпилювач	$d_{ex}/d_c$	$Q_p$ , м <sup>3</sup> /год	$H_c$ , м. вод. ст.
Евольвентний	100/50	24...47,5	3...12
	50/25	6,3...12,8	3...12
	19/10	1,1...1,8	5...10
Сопло "Гипротис" (пляшкове)	50/25	8,6...13,5	3...8
	32/16	4,8...6,8	3...7
	20/10	1,5...2,5	3...7
Тангенціальне	20/12	1,15...1,65	1,5...4
	32/16	2,7...3,8	
	32/22	3,9...6,0	
З пластинчастим завихрювачем	32/18	2,85...4,2	1,5...4
Ударне з відбивачем	32	7,5...11,25	1...2

Таблиця 1.2 – Коефіцієнти  $C_{cp}$ ,  $C_{32}$ 

Розпилювач	Напрямок розпилювання			
	вниз		вверх	
	$C_{cp}$	$C_{32}$	$C_{cp}$	$C_{32}$
Тангенціальне $d_{ex}/d_c=20/12$	23	34	24	42
Ударне з відбивачем $d_c=32$	-	-	28	42
Тангенціальне $d_{ex}/d_c=32/16$	27	50	28,5	50,5
З завихрювачем $d_{ex}/d_c=32/18$ і тангенціальне $d_{ex}/d_c=32/22$	30	52	31,5	53

В Дніпропетровському державному університеті була створена плівкова відцентрова форсунка рис. 1.2,п з отвором в стінці протилежній соплу [1], [6] для бризкальних басейнів. Розпилювач [1] з чотирьох форсунок, розміщених на

відстані  $(20...30)d_c$ , який забезпечує вторинне подрібнення краплин води, був застосований в бризкальному басейні Зуєвської ТЕС-2. В цьому розпилювачі при витраті води  $16 \text{ м}^3/\text{год}$ , тиску  $0,06 \text{ МПа}$  реалізовано широкофакельне розпилювання із кутом  $115^\circ$ .

В [7] для покращання дисперсного складу краплинного потоку пропонується додаткове подрібнення краплин за допомогою сіток. Експериментальними дослідженням виявлено, що зменшення діаметру краплин залежить від тиску на розпилення, відстані розпилювача до сітки та розміру її чарунки. Ефективне подрібнення сіткою крупних краплин при частковій коагуляції дрібних обумовлює більш однорідний дисперсний склад.

У [6] узагальнюються експериментальні дані щодо каркасних і баштових градирень, які відпрацьовувалися із застосуванням чавунних тангенціальних сопл Б-10 ( $d_{\text{вх}}/d_{\text{вих}}=60/25$ ) з тиском  $0,09 \text{ МПа}$  та чавунних евольвентних сопл  $d_{\text{вх}}/d_{\text{вих}}=100/5$ . Відповідно до результатів роботи виявлено, що відомі на той час розпилювачі дозволяють досягти показників охолодження води в бризкальних апаратах рівня апаратів з плівковим зрошувачем при щільності зрошення  $3...4 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ , застосуванні сопл Б-10 та підвищенні тиску води на розпилювання до  $0,1...0,12 \text{ МПа}$ . Однак у реалізованих бризкальних градирнях показники охолодження нижче, ніж у плівкових [6].

Отримання крапель діаметром  $d_{32}=1,7...3 \text{ мм}$  у форсунках з витратою  $4,5...10 \text{ м}^3/\text{год}$  при тиску розпилювання  $0,03...0,04 \text{ МПа}$  дозволяє поліпшити характеристики бризкальних (розпилювальних) контактних теплообмінних апаратів до рівня плівкових, знизити вартість реконструкції, відмовившись від зрошувачів та краплеуловлювачів. Разом з тим є можливим зусилля з відпрацювання безнасадкових контактних теплообмінних апаратів з переведенням, в обґрунтованих випадках, на режим природної тяги, зберігши щільність зрошення і істотно знизивши енерговитрати на охолодження води.

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

## 1.4 Вибір напрямку та завдання дослідження

Після аналізу відомих досліджень охолодження води був визначений як перспективний напрямок роботи – удосконалення методу розрахунку розпилювальних контактних теплообмінних апаратів з використанням математичного моделювання охолодження краплинного потоку.

Оскільки існуючі методи розрахунку, які побудовані на основі експериментально визначених об'ємних коефіцієнтів тепломасовіддачі, із припущенням про монодисперсність (рідше із припущення про полідисперсність) краплинного потоку для розпилювачів [1], [6], і одночасно не враховують полідисперсність краплинного потоку та різний кут вильоту краплин із розпилювача, то завданням дослідження було:

– розробка математичної моделі охолодження краплинного потоку в контактному теплообмінному апараті, яка враховує полідисперсність краплинного потоку та різний кут вильоту краплин із розпилювача;

– визначення охолодження води в залежності від характеристик розпилювання.

Наукова новизна одержаних результатів: Математична модель, яка враховує полідисперсність краплинного потоку та кут вильоту краплин із розпилювача з заповненням факелом.

Визначено закономірності охолоджуючої спроможності градирні із форсунками, які утворюють заповнений факел.

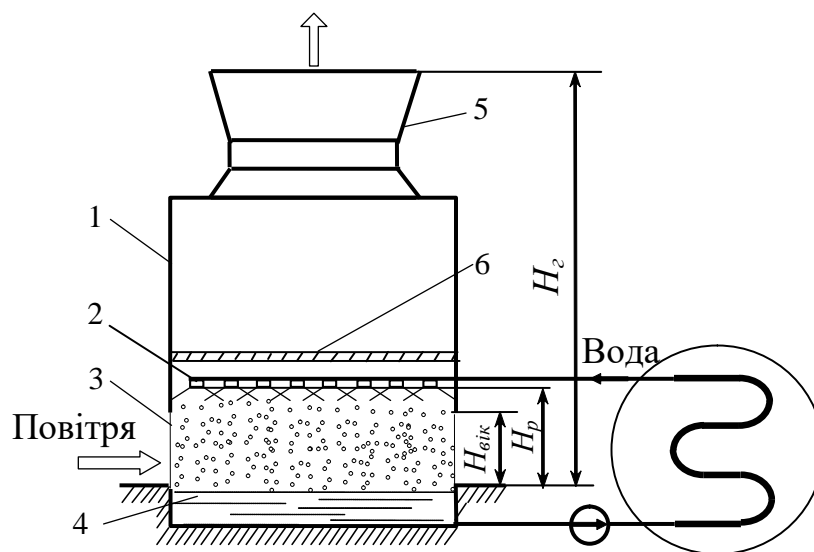
Практичне значення одержаних результатів: Розроблена математична модель охолодження краплинного потоку може бути використана при проектуванні контактних теплообмінних апаратів.

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

## 2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ВОДИ

### 2.1 Фізичне уявлення

Розпилювальний контактний теплообмінний апарат (рисунок 2.1) має в своєму складі витяжну башту 1, водорозподільник з розпилювачами 2, повітрявхідні вікна 3, водозбірний басейн 4, дифузор 5, водоуловлювач 6.



Нагріта вода подається в башту 1 по водорозподільнику до розпилювачів 2. Дрібнодисперсний краплинний потік води, рухаючись вниз, між розпилювачами і водозбірним басейном охолоджується в зустрічному потоці атмосферного повітря, яке всмоктується в башту через повітрявхідні вікна 3. Охолоджена вода збирається у водозбірному басейні 4 і подається споживачу, а нагріте вологе повітря через дифузор 5 виходить в атмосферу. Водоуловлювач 6 зменшує витрати води із винесенням дрібних краплин до нормативних.

Охолодження води обумовлене випаровуванням та конвективним відводом теплоти від краплин, а рух повітря дією вентилятора, який може бути розташований над розпилювачами, або на рівні землі.

Виходячи з такого уявлення про процеси, які відбуваються, була розроблена математична модель тепломасообміну краплинного потоку.

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

## 2.2 Математичне моделювання руху краплин

### 2.2.1 Припущення в математичній моделі

#### 2.2.1.1 Краплинний потік

Необхідність припущень обумовлена особливостями створення краплинного потоку за допомогою розпилювачів (рисунок 2.2)

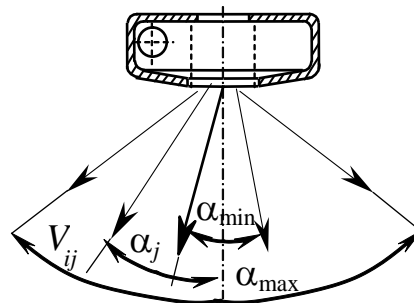


Рисунок 2.2 – Факел розпиленої води

Припущення в математичній моделі, що краплина вилітає з точкового джерела, яке розташоване на осі факелу, є достатньо обґрунтованим, оскільки форма плівки до початку розпадань на краплини мало відрізняється від конуса.

Розподіл краплин приймаємо рівномірним по поперечному перерізу башти. Досягнення рівномірності є базовою вимогою для проектування водорозподільника та розпилювача. Рівномірність визначає досконалість контактного теплообмінного апарату.

Оскільки охолодження краплин води в факелі пропорційне відношенню поверхні до маси краплин, то, для порівняльних розрахунків, полідисперсний краплинний потік замінювали монодисперсним з об'ємно-поверхневим діаметром (по Заутеру)

$$d_{32} = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2}. \quad (2.1)$$

Такий підхід дозволяє розробити більш просту математичну модель, яка

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

придатна для пошуку раціональних характеристик краплинного потоку.

Об'ємна концентрація води в контактному теплообмінному апараті  $\beta_k < 0,02$ . Це дозволяє вважати, що краплини не взаємодіють між собою [8] і визначати тепломасообмін краплинного потоку як сумарний для окремих краплин. Наприклад, при щільності зрошення  $q = 10 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$  і середній швидкості краплин  $V_z = 5 \text{ м/с}$

$$\beta_k = \frac{q}{V_z} = \frac{10}{3600 \cdot 5} \approx 5,56 \cdot 10^{-4} \quad (2.2)$$

Краплини води замінюється кулею. Зміна форми кулі і, як наслідок, площі поверхні і коефіцієнта аеродинамічного опору враховується за допомогою коефіцієнта форми

$$\psi = \frac{S_d \cdot C_d}{S_k \cdot C_k}, \quad (2.3)$$

де  $C_d, C_k$  - коефіцієнти аеродинамічного опору деформованої краплини і кулі, а  $S_d, S_k$  - площа їх поверхні відповідно.

Вклад дрібних краплин, що виносяться із башти, в баланс тепла не враховується. Баланс тепла при умові 100 % уловлювання дрібних краплин має вигляд:

$$C_p \cdot G \cdot \Delta\theta' = C_p \cdot G \cdot (1 - V_{вин}) \cdot \Delta\theta + C_p \cdot G \cdot V_{вин} \Delta\theta_{вин},$$

де  $C_p$  – теплоємність води;  $G$  – масова витрата води;  $\Delta\theta'$  – охолодження води;  $V_{вин}$  – об'єм води в одиницю часу, що виноситься віднесений до всієї витрати води;  $\Delta\theta$  – охолодження краплинного потоку;  $\Delta\theta_{вин}$  – охолодження дрібних краплин.

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Тоді охолодження води

$$\Delta\theta'=(1-V_{\text{вин}})\Delta\theta+V_{\text{вин}}\Delta\theta_{\text{вин}}.$$

Якщо дрібні краплини втрачаються, то баланс тепла має вигляд:

$$C_p \cdot G(1-V_{\text{вин}})\Delta\theta''=C_p \cdot G(1-V_{\text{вин}})\Delta\theta-C_p \cdot G \cdot V_{\text{вин}}\Delta\theta_{\text{вин}}$$

і охолодження води

$$\Delta\theta''=\Delta\theta-\frac{V_{\text{вин}}}{1-V_{\text{вин}}}\Delta\theta_{\text{вин}}$$

Відносна похибка у розрахунках, без урахування виносу

$$\varepsilon=\frac{\Delta\theta'-\Delta\theta''}{\Delta\theta'}100\%=\frac{\left(\frac{2-V_{\text{вин}}}{1-V_{\text{вин}}}\Delta\theta_{\text{вин}}-\Delta\theta\right)V_{\text{вин}}}{(1-V_{\text{вин}})\Delta\theta+V_{\text{вин}}\Delta\theta_{\text{вин}}}100\%.$$

ДБН В.2.5-74:2013 допускається втрата води через винос  $V_{\text{вин}}=0,002$  і для  $\Delta\theta_{\text{вин}}=15^\circ\text{C}$ ,  $\Delta\theta=10^\circ\text{C}$

$$\varepsilon=\frac{\Delta\theta'-\Delta\theta''}{\Delta\theta'}100\%=\frac{\left(\frac{2-0,002}{1-0,002}15-10\right)0,002}{(1-0,002)10+0,002 \cdot 15}100\%=0,4\%$$

Таким чином, зважаючи на незначну відносну похибку  $\varepsilon$  вклад дрібних краплин в баланс тепла не враховуємо.

### 2.2.1.2 Потік повітря

Розпилювання води в башті здійснюється в зустрічний потік повітря, яке всмоктується (або нагнітається) через повітрявхідні вікна і повертається за допомогою перегородки в напрямку дифузора (див. рис. 2.1).

Локальна нерівномірність розподілу повітря обумовлена нерівномірністю краплинного потоку. Так, збільшення щільності зрошення буде обумовлювати зменшення маси повітря на охолодження, і навпаки. Оскільки

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

розподіл швидкості в башті залишається невизначеним в математичній моделі використані такі припущення:

- повітря рівномірно розподіляється по поперечному перерізу башти, а його швидкість відповідає середній величині  $U_z = Q/S_z$ , де  $Q$  – об'єм повітря, яке всмоктується в башту,  $S_z$  – площа поперечного перерізу башти;

- температура, густина, вологість повітря в повітрявхідних вікнах відповідають атмосферним.

### 2.2.2 Рівняння руху та тепломасообміну краплин

Рух краплини в башті контактному теплообмінному апараті обумовлений дією на неї сили тяжіння та аеродинамічного опору повітря (рисунок 2.3).

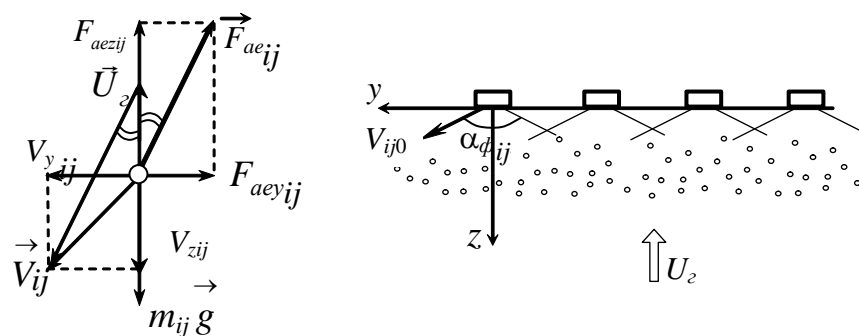


Рисунок – 2.3 Схема взаємодії краплин з повітрям

Рівняння руху центра мас краплини в повітрі у полі сили тяжіння, яке належить до інтервалу діаметрів та виникає під кутом  $\alpha_{\phi ij}$ :

$$\frac{d(m\vec{V})_{ij}}{d\tau} = -\vec{F}_{ij\text{ae}} + m_{ij} \vec{g}, \quad (2.4)$$

$$\frac{d\vec{X}_{ij}}{d\tau} = \vec{V}_{ij}, \quad (2.5)$$

де  $m_{ij} = \frac{1}{6} \pi d_{ij}^3 \rho$  – маса краплини,

$\vec{V}_{ij} = \{V_y, V_z\}$  – вектор швидкості краплини,

$\vec{X}_{ij} = \{y, z\}$  – радіус-вектор центра мас краплини,

$d_{ij}$  – діаметр краплини,

$\tau$  – час,

$\vec{F}_{acij} = -C_{kij} \Psi_{ij} \frac{\pi d_{ij}^2 \rho_{e.n}}{4} \frac{|\vec{V} - \vec{U}|_{ij}}{2} (\vec{V} - \vec{U})_{ij}$  – сила аеродинамічного опору,

$\vec{U} = -U$

Коефіцієнт аеродинамічного опору [6]:

$$C_{kij} = \frac{24}{Re_{ij}} + \frac{4,4}{\sqrt{Re_{ij}}} + 0,32, \quad (2.6)$$

яка справедлива при числах Рейнольдса  $Re_{ij} = \frac{\rho_{e.n.} d_{ij} |\vec{V} - \vec{U}|_{ij}}{\mu_{e.n.}}$  в

діапазоні  $10^{-3} \leq Re_{ij} \leq 6 \cdot 10^3$ .

Коефіцієнт форми краплини визначали в залежності від числа Вебера  $We$  [9]

$$\Psi_{ij} = \exp(0,03 \cdot We_{ij}^{1,5}), \quad (2.7)$$

де  $We_{ij} = \frac{\rho_{e.n.} d_{ij} |\vec{V} - \vec{U}|_{ij}^2}{\sigma}$ ,

$\sigma$  – поверхневий натяг води.

Оскільки маса краплини внаслідок випаровування змінюється не більше чим на 1...2 %, то в рівнянні руху вона приймалась сталою і була винесена за

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

знак диференціалу.

У проєкціях на осі координат рівняння (2.4), (2.5) мають такий вигляд:

$$\frac{dV_{yij}}{d\tau} = -\frac{3}{4} \cdot \frac{C_{\kappa ij} \cdot \Psi_{ij}}{d} \cdot \frac{\rho_{\epsilon.n}}{\rho} \cdot V_{yij} \cdot |\vec{V} - \vec{U}|_{ij}; \quad (2.8)$$

$$\frac{dV_{zij}}{d\tau} = -\frac{3}{4} \cdot \frac{C_{\kappa ij} \cdot \Psi_{ij}}{d} \cdot \frac{\rho_{\epsilon.n}}{\rho} \cdot (V_z - U_z)_{ij} \cdot |\vec{V} - \vec{U}|_{ij} + g \quad (2.9)$$

$$\frac{dy_{ij}}{d\tau} = V_{yij} \quad (2.10)$$

$$\frac{dz_{ij}}{d\tau} = V_{zij} \quad (2.11)$$

Рівняння матеріального балансу для краплини має вигляд

$$\frac{dm_{ij}}{d\tau} = -I_{ij}, \quad (2.12)$$

де  $I_{ij} = \beta_{\rho f ij} f_{oxij} (\rho_n^\theta - \rho_n)$  – потік пари від краплини,

$\beta_{\rho f ij}$  – коефіцієнт масовіддачі від краплини,

$f_{oxij}$  – поверхня охолодження краплини.

У потоці повітря краплина води деформується і приймає форму близьку до еліпсоїда обертання з піввісями  $a$  і  $b$  з більшою піввіссю  $a$  перпендикулярною потоку. Для краплин, з використанням відомого розподілу тиску по поверхні кулі, в [10] визначено, що відносне зменшення її радіуса  $0,069We$ . Наприклад, при діаметрі 2 мм та відносній швидкості 7 м/с краплина води деформується в еліпсоїд обертання з відношенням піввісей

$a/b \approx 1,19$ .

Потік пари від нерухокої еліпсоїдальної краплини у нерухомому середовищі [11]

$$I_{en} = 4\pi D(\rho_n^\theta - \rho_n) \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{\arccos(b/a)}, \quad (2.13)$$

а для кулі

$$I_k = 2\pi D d (\rho_n^\theta - \rho_n). \quad (2.14)$$

Розрахунки показують, що еліпсоїдальна краплина з  $a/b=1,19$  в порівнянні з кулею такого ж об'єму буде випаровуватися на 0,3 % швидше. Таким чином в розрахунках потоків тепла і пари, з достатньою для практики точністю, можливо припустити, що краплини води в потоці мають форму кулі. Тоді рівняння зміни діаметра на траєкторії має вигляд

$$\frac{d}{d\tau} d_{ij} = -2 \frac{\beta_{pfij}}{\rho} (\rho_n^\theta - \rho_n). \quad (2.15)$$

Рухаючись вниз краплина води охолоджується і втрачає свою масу внаслідок випаровування. Кількість теплоти  $dQ$ , що втрачається при зменшенні температури на  $d\theta$  і маси на  $dm$

$$dQ = m \cdot C_p \cdot \theta - (m - dm) C_p (\theta - d\theta),$$

Після перетворень, зневажаючи величиною вищого порядку малості

$$dQ = m \cdot C_p \cdot d\theta + C_p \cdot \theta \cdot dm. \quad (2.16)$$

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

З іншого боку краплина води втрачає кількість теплоти внаслідок тепловіддачі  $Q_\alpha$ , випаровування  $Q_\beta$  і з втраченою масою

$$dQ = dQ_\alpha + dQ_\beta + C_p \theta \cdot dm. \quad (2.17)$$

Кількість теплоти, що втрачена тепловіддачею

$$dQ_\alpha = -\alpha_f (\theta - T) f_{ox} d\tau, \quad (2.18)$$

де  $\alpha_f$  - коефіцієнт тепловіддачі від краплини.

Кількість теплоти, що втрачена внаслідок випаровування

$$dQ_\beta = L dm = -\beta_{pf} (\rho_n^\theta - \rho_n) f_{ox} d\tau \cdot L, \quad (2.19)$$

де  $L$  – теплота пароутворення.

Тоді, із (2.17), (2.18) і (2.19)

$$dQ = -\alpha_f (\theta - T) f_{ox} d\tau - \beta_{pf} (\rho_n^\theta - \rho_n) f_{ox} d\tau \cdot L + C_p \theta \cdot dm. \quad (2.20)$$

Із (2.16) і (2.20) знаходимо рівняння для зміни температури краплини на траєкторії. Для краплини діаметром  $d_{ij}$ , яка вилетіла під кутом  $\alpha_{ij}$

$$\frac{d}{d\tau} \theta_{ij} = -\frac{6}{\rho \cdot C_p \cdot d_{ij}} \left[ \alpha_{fij} (\theta_{ij} - T) + \beta_{pfij} (\rho_n^\theta - \rho_n) L \right]. \quad (2.21)$$

### 2.2.3 Рівняння тепломасообміну вологого повітря

Повітря, яке рухається через краплинний потік нагрівається внаслідок відводу теплоту від краплин та вводу в нього нагрітої пари. Виділимо в

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

краплинному потоці тонкий шар  $dz$  (рисунок 2.4), в якому поверхня охолодження

$$dF_{ox} = f_{num} S_z dz, \quad (2.22)$$

де  $f_{num}$  – поверхня охолодження в  $1 \text{ м}^3$ .

В переріз 1-1 входить  $G$  кілограм в секунду води з температурою  $\theta$ . В шарі  $dz$  вода охолоджується на  $d\theta$  і, внаслідок випаровування, втрачає масу  $dG$ ; через переріз 2-2 виходить вода з температурою  $\theta - d\theta$  в кількості  $G - dG$ .

Вологе повітря з температурою  $T$ , вологовмістом  $x$  і питомою ентальпією  $i_{e.n}$  входить через переріз 2-2, і, внаслідок тепломасообміну з краплинним потоком в шарі  $dz$ , виходить через переріз 1-1 з температурою  $T + dT$ , вологовмістом  $x + dx$  і ентальпією  $i_{e.n} + di_{e.n}$ .

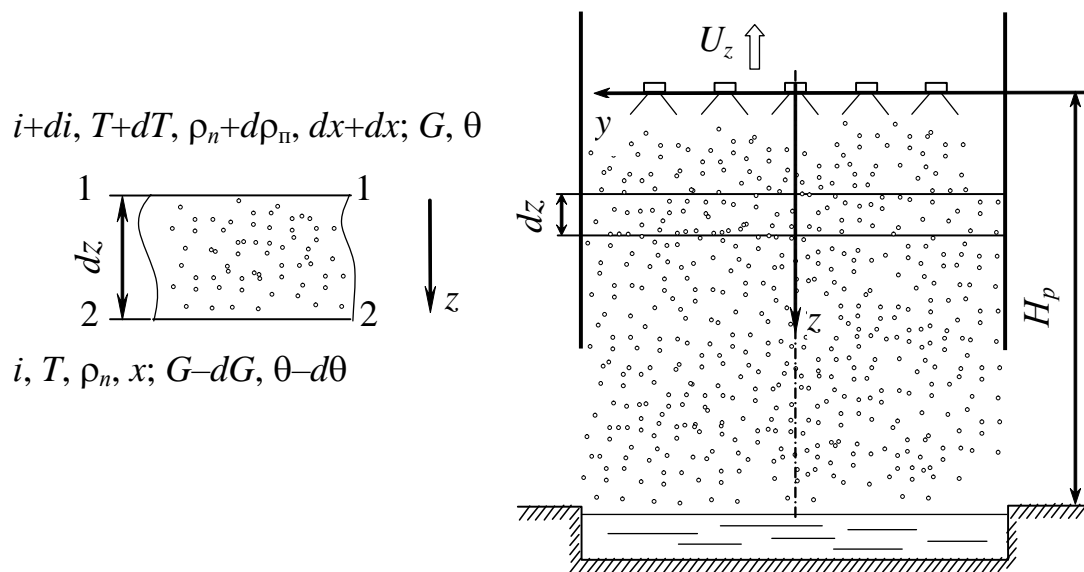


Рисунок 2.4 – Схема до розрахунку температури повітря

Згідно тепловому балансу для стаціонарного процесу: кількість теплоти в одиницю часу в шарі  $dz$ , що віддає вода дорівнює зміні ентальпії вологого повітря

$$dQ = G_{c.n} di_{e.n}. \quad (2.23)$$

Кількість теплоти в одиницю часу, що віддає вода в шарі  $dz$  складається із теплоти втраченої внаслідок тепловіддачі, випаровування і з масою випареної води

$$dQ = -\alpha_f(\theta - T)dF_{ox} + dG \cdot L + C_p \cdot \theta \cdot dG. \quad (2.24)$$

Маса води, що втрачається в одиницю часу внаслідок випаровування

$$dG = -\beta_{pf}(\rho_H^\theta - \rho_n)dF_{ox}. \quad (2.25)$$

Питома ентальпія вологого повітря

$$i_{в.н} = C_{p_{c.n}}T + x \cdot (L + C_{p_n}T), \quad (2.26)$$

де вологовміст  $x = \frac{\rho_n}{\rho_{c.n}}$ . (2.27)

Тоді, припустивши  $C_{p_{c.n}} \approx \text{const}$ ,  $L \approx \text{const}$ ,  $C_{p_n} \approx \text{const}$ , зміна ентальпії в одиницю часу вологого повітря в шарі  $dz$

$$G_{c.n} di_{в.н} = G_{c.n} C_{p_{в.н}} dT + G_{c.n} dx \cdot L + G_{c.n} dx \cdot C_{p_n} T. \quad (2.28)$$

Враховуючи, що маса води, яка втрачена внаслідок випаровування дорівнює збільшенню маси пари в повітрі, тобто

$$dG = G_{c.n} dx, \quad (2.29)$$

а також (2.28), (2.24), (2.25) і (2.22) рівняння балансу (2.23) набуває вигляду

					02.15.EE2421.KPM.2026-ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{d}{dz}T = -\frac{S_z f_{num}}{G_{c.n} C_{p_{\theta,n}}} \left[ \alpha_f (\theta - T) + \beta_{\rho_f} (\rho_n^\theta - \rho_n) (C_p (\theta - T_0) - C_{p_n} (T - T_0)) \right]. \quad (2.30)$$

З достатньою точністю [6]

$$C_p \cdot \theta - C_{p_n} T \approx C_{p_n} (\theta - T). \quad (2.31)$$

Тоді (2.23), враховуючи всі фракції краплин та розподіл по куту вильоту, матиме вигляд

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{S_z}{G_{c.n} C_{p_{\theta,n}}} \sum_{i,j} f_{numij} \left[ \alpha_{fij} (\theta_{ij} - T) + \beta_{\rho_f} (\rho_{nij}^\theta - \rho_n) C_{p_n} (\theta_{ij} - T) \right], \quad (2.32)$$

Із (2.25), враховуючи (2.29), (2.27), (2.22), а також, що в шарі  $dz$   $\rho_{c.n} \approx \text{const}$ , одержуємо рівняння для абсолютної вологості пари в краплинному потоці

$$\frac{d\rho_n}{dz} = -\frac{\rho_{c.n} S_z}{G_{c.n}} \sum_{i,j} f_{numij} \beta_{\rho_f} (\rho_n^\theta - \rho_n) \quad (2.33)$$

## 2.2.4 Математична модель краплинного потоку. Крайові умови

Охолодження краплинного потоку визначали при сумісному інтегруванні рівнянь руху і випаровування краплин та рівнянь нагріву і зволоження повітря. Система рівнянь, складена з (2.8)-(2.11), (2.15), (2.21), (2.32), (2.33) має вигляд:

$$\frac{dV_{yij}}{d\tau} = -\frac{3}{4} \cdot \frac{C_{\kappa ij} \cdot \Psi_{ij}}{d} \cdot \frac{\rho_{\theta,n}}{\rho} \cdot V_{yij} \cdot |\vec{V} - \vec{U}|_{ij};$$

$$\frac{dV_{zij}}{d\tau} = -\frac{3}{4} \cdot \frac{C_{\kappa ij} \cdot \Psi_{ij}}{d} \cdot \frac{\rho_{\epsilon.n}}{\rho} \cdot (V_z - U_z)_{ij} \cdot |\vec{V} - \vec{U}|_{ij} + g;$$

$$\frac{dy_{ij}}{d\tau} = V_{yij}; \quad \frac{dz_{ij}}{d\tau} = V_{zij}; \quad (2.34)$$

$$\frac{d}{d\tau} d_{ij} = -2 \frac{\beta_{\rho f ij}}{\rho} (\rho_n^\theta - \rho_n);$$

$$\frac{d}{d\tau} \theta_{ij} = -\frac{6}{d_{ij} \cdot \rho \cdot C_p} \left[ \alpha_{f ij} (\theta_{ij} - T) + \beta_{\rho f ij} (\rho_n^\theta - \rho_n) L \right];$$

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{S_z}{G_{c.n} C_{p \epsilon.n}} \sum_{i,j} f_{num ij} \left[ \alpha_{f ij} (\theta_{ij} - T) + \beta_{\rho f ij} (\rho_{n ij}^\theta - \rho_n) C_{p n} (\theta_{ij} - T) \right];$$

$$\frac{d\rho_n}{dz} = -\frac{\rho_{c.n} S_z}{G_{c.n}} \sum_{i,j} f_{num ij} \beta_{\rho f ij} (\rho_n^\theta - \rho_n).$$

Для інтегрування цієї системи звичайних диференціальних рівнянь необхідно знати швидкість вологого повітря.

В безвентиляторних з природною тягою швидкість повітря

$$U_z = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\xi_z \rho_{\epsilon.n}}}, \quad (2.35)$$

де  $\xi_z$  - коефіцієнт аеродинамічного опору апарату, залежить від тяги - перепаду тиску між повітрявхідними вікнами і вихідним отвором

$$\Delta P = (\rho_{\epsilon.n}^a - \bar{\rho}_{\epsilon.n}) g H_p + (\rho_{\epsilon.n}^a - \rho_{\epsilon.n}^p) g (H_z - H_p), \quad (2.36)$$

					02.15.EE2421.KPM.2026-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

де  $H_z, H_p$ , – висота апарату й розпилювачів відповідно,

$\bar{\rho}_{\epsilon.n} = 0,5(\rho_{\epsilon.n}^a + \rho_{\epsilon.n}^p)$  – середня густина повітря в краплинному потоці,

$\rho_{\epsilon.n}^a, \rho_{\epsilon.n}^p$  – густина повітря в атмосфері і над зоною розпилювання.

В вентиляторних апаратах швидкість  $U_z$  визначається за формулою

$$U_z = \frac{Q_{\epsilon.n}}{S_z}, \quad (2.37)$$

де витрату повітря  $Q_{\epsilon.n}$  знаходили за характеристикою вентилятора  $P_\epsilon = f(Q_{\epsilon.n})$ . Враховуючи, що тиск який розвиває вентилятор  $P_\epsilon$  дорівнює опору, швидкість можна визначити як

$$U_z = \sqrt{\frac{2P_\epsilon}{\xi_z \bar{\rho}_{\epsilon.n}}}. \quad (2.38)$$

Оскільки  $P_\epsilon$  залежить від  $U_z$  процедура знаходження швидкості повинна бути ітераційною з використанням ЕОМ.

Граничними умовами для рівнянь руху та тепломасообміну краплин будуть характеристики розпилювання у координатах  $y=0, z=0$  (див. рис. 2.4): швидкість краплин на виході з розпилювачів  $V_0$  з проєкціями на осі координат  $V_y = V_0 \sin(\alpha_\phi/2), V_z = V_0 \cos(\alpha_\phi/2)$ , діаметр краплин  $d=d_0$ , температура води яка подається на охолодження  $\theta=\theta_0$ .

Граничні умови для рівнянь тепломасообміну вологого повітря встановлюються для протитечійних контактних теплообмінних апаратів у перерізі  $z=H_p$ , а для прямоточних  $z=0$ . В обох випадках параметрам вологого повітря на вході, відповідають параметри атмосфери: температура атмосферного повітря  $T=T_0=T^a$ , абсолютна вологість повітря  $\rho_n=\rho_{n0}=\rho_n^a$ .

Становлення граничних умов у різних точках простору для протитечних апаратів вимагає ітераційного інтегрування системи диференціальних рівнянь (2.34): задавши початкове наближення для вологого повітря  $T=T_k$ ,  $\rho_n=\rho_{nk}$  у координаті  $z=0$ , розв'язок системи шукається до тих пір, коли у координаті  $y=0$ ,  $z=H_p$  параметри повітря не будуть співпадати з атмосферними.

## 2.3 Теплофізичні властивості

Точність розрахунків з застосуванням розробленої математичної моделі охолодження краплинного потоку визначається використанням теплофізичних властивостей води, водяної пари, сухого і вологого повітря з мінімальними похибками.

### 2.3.1 Вода

В інтервалі температур  $0\text{ }^\circ\text{C}\leq\theta\leq 100\text{ }^\circ\text{C}$  густина води може бути розрахована за апроксимаційною формулою

$$\rho = \frac{1}{v} = \left( \sum_{n=0}^{n=7} c_n \theta^n \right)^{-1}, \quad (2.39)$$

де  $c_0=4,570502900\cdot 10^0$ ;  $c_2=9,776494160\cdot 10^{-4}$ ;  $c_4=1,64776619973\cdot 10^{-8}$ ;  
 $c_1=-1,021895282\cdot 10^{-1}$ ;  $c_3=-5,186551601\cdot 10^{-6}$ ;  $c_5=-3,13485025590\cdot 10^{-11}$ ;  
 $c_6=3,30678243380\cdot 10^{-14}$ ;  $c_7=-1,49192516000\cdot 10^{-17}$ .

У таблиці 2.1 наведена густина води в залежності від температури за формулою (2.39). У порівнянні з [12], максимальне відносне відхилення  $\eta$  не перебільшує 0,13 %.

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Таблиця 2.1 – Похибка визначення теплофізичних властивостей води

$t$ , °C	$T$ , К	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> , (2.39)	$1/\nu'$ , кг/м <sup>3</sup> , [12]	$\eta \times 10^{-3}$ , %	$C_p$ , Дж/(кг·К), (2.40)	$C_p$ , Дж/(кг·К), [12]	$\eta \times 10^{-3}$ , %	$L$ , кДж/кг, (2.41)	$L$ , кДж/кг, [12]	$\eta \times 10^{-3}$ , %
0	273,15	999,800	999,80	0,0	4216,94	4217	1,4	2501,006	2501,0	0,24
10	283,15	999,700	999,70	0,0	4192,80	4193	4,8	2477,363	2477,4	1,49
20	293,15	998,303	998,30	0,3	4181,97	4182	0,7	2453,807	2453,8	0,29
30	303,15	995,917	995,72	19,8	4178,54	4179	11,0	2430,220	2430,2	0,82
40	313,15	992,260	992,26	0,0	4178,91	4179	2,2	2406,509	2406,5	0,37
50	323,15	987,947	988,04	9,4	4181,22	4181	5,3	2382,595	2382,5	3,99
60	333,15	983,187	983,19	0,3	4184,86	4185	3,3	2358,410	2358,4	0,42
70	343,15	977,995	977,71	29,1	4189,98	4190	0,5	2333,877	2333,8	3,30
80	353,15	971,628	971,63	0,2	4196,94	4197	1,4	2308,911	2308,9	0,48
90	363,15	963,948	965,16	125,7	4205,84	4205	20,0	2283,403	2283,4	0,13
100	373,15	958,222	958,13	9,6	4215,97	4216	0,7	2257,213	2257,2	0,58

Питому ізобарну теплоємність води визначали за формулою

$$C_p = \sum_{n=0}^{n=5} c_n \theta^n, \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned} \text{де } c_0 &= 1,8936175 \cdot 10^5; & c_2 &= 1,63549938 \cdot 10^1; & c_4 &= 7,201481 \cdot 10^{-5}; \\ c_1 &= -2,7523623 \cdot 10^3; & c_3 &= -4,8558809 \cdot 10^{-2}; & c_5 &= -4,26566 \cdot 10^{-8}; \end{aligned}$$

В інтервалі температур  $0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 100^\circ\text{C}$  при тиску, близькому до атмосферного, максимальне відхилення  $\eta$  значень теплоємності, розрахованих за (2.40) від даних [12], (див. табл. 2.1), не перевищує 0,02 %.

Питому теплоту пароутворення в залежності від температури визначали за формулою

$$L = 10^3 \cdot \sum_{n=0}^{n=5} c_n \theta^n, \quad (2.41)$$

					02.15.EE2421.KPM.2026-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

де  $c_0=6,023647 \cdot 10^3$ ;  $c_2=2,654752 \cdot 10^{-1}$ ;  $c_4=1,249284 \cdot 10^{-6}$ ;  
 $c_1=-4,603400 \cdot 10^1$ ;  $c_3=-8,107155 \cdot 10^{-4}$ ;  $c_5=-7,812500 \cdot 10^{-10}$ ;

Формула (2.41) апроксимує дані в інтервалі температур  $0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 100^\circ\text{C}$ .  
 Максимальне відхилення  $\eta$  значень питомої теплоти пароутворення (див. табл. 2.1) не перевищує 0,004 %.

Поверхневий натяг рахували за формулою [12], яка придатна до використання в інтервалі температур  $0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 360^\circ\text{C}$ :

$$\sigma = \sum_{n=1}^{n=9} c_n (T_{c1} - \theta)^n \cdot 10^{-3}, \quad (2.42)$$

де  $c_1=8,5000507 \cdot 10^{-2}$ ;  $c_4=1,0113716 \cdot 10^{-6}$ ;  $c_7=-9,278193 \cdot 10^{-14}$ ;  
 $c_2=4,1925762 \cdot 10^{-3}$ ;  $c_5=-7,6233175 \cdot 10^{-9}$ ;  $c_8=1,345540 \cdot 10^{-16}$ ;  
 $c_3=-8,1636901 \cdot 10^{-5}$ ;  $c_6=3,4656108 \cdot 10^{-11}$ ;  $c_9=-8,146286 \cdot 10^{-20}$ .

### 2.3.2 Водяна пара

Тиск насиченої водяної пари знаходили за рівнянням

$$P_n(T/T_{c1}) = P_{c1} \beta_k, \quad (2.43)$$

де приведений тиск насичення  $\beta_k$  в залежності від приведеної температури:

$$\beta_k(\theta) = \exp \sum_{v=0}^{v=11} k_v T_v(u), \quad (2.44)$$

$$\text{де, } u = \frac{K_0(\theta^{-1} - K_1)^{0,4} - K_2}{K_3},$$

$T_v(u)$  - поліном Чебишева степені  $v$ ,  $T_0(u)=1$ ,  $T_1(u)=u$ ;  $T_v(u)=2u T_{v-1}(u)-T_{v-2}(u)$ ,

$$\begin{aligned} k_0 &= -4,0596821 \cdot 10^0; & k_4 &= -5,1576420 \cdot 10^{-3}; & k_8 &= -4,9154288 \cdot 10^{-5}; \\ k_1 &= 5,1322555 \cdot 10^0; & k_5 &= -1,4689537 \cdot 10^{-3}; & k_9 &= 4,6302565 \cdot 10^{-5}; \\ k_2 &= -1,1842407 \cdot 10^0; & k_6 &= 5,3622818 \cdot 10^{-4}; & k_{10} &= 1,5301334 \cdot 10^{-5}; \\ k_3 &= 1,1779592 \cdot 10^{-1}; & k_7 &= 1,2455399 \cdot 10^{-4}; & k_{11} &= -2,0954530 \cdot 10^{-5}. \end{aligned}$$

Густину водяної пари на лінії насичення знаходили за рівнянням стану для ідеального газу:

$$\rho_n = \frac{P_n M_n}{RT}, \quad (2.45)$$

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

$M_n=0,018$  кг/моль – молекулярна маса водяної пари.

В табл. 2.2 наведені значення густини, які розраховані за рівнянням (2.45), у порівнянні з даними таблиць [12]. Максимальне відносне відхилення  $\eta$  в інтервалі температур  $0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 80^\circ\text{C}$  не перевищує 1 %.

Питому ізобарну теплоємність водяної пари в залежності від температури у стані насичення рахували за формулою, яка апроксимує значення таблиць [12] в інтервалі  $0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 100^\circ\text{C}$ :

$$C_{p_n} = \sum_{n=0}^{n=5} c_n T^n, \quad (2.46)$$

$$\begin{aligned} \text{де } c_0 &= 5,2018950 \cdot 10^4; & c_2 &= 4,703191000 \cdot 10^0; & c_4 &= 2,1689453 \cdot 10^{-5}; \\ c_1 &= -7,6930140 \cdot 10^2; & c_3 &= -1,432147400 \cdot 10^{-2}; & c_5 &= -1,3020830 \cdot 10^{-8}. \end{aligned}$$

Максимальне відносне відхилення не перевищує 0,03 % (табл. 2.2).

Динамічна в'язкість водяної пари на лінії насичення в залежності від температури визначається за формулою [12]:

$$\mu_n = (80,4 + 0,407 \cdot (T - 273,15)) \cdot 10^{-7}, \quad (2.47)$$

а теплопровідність:

$$\lambda_n = 17,6 \cdot 10^{-3} + 5,87 \cdot 10^{-5} \cdot (T - 273,15) + 1,04 \cdot 10^{-7} \cdot (T - 273,15)^2 + 4,51 \cdot 10^{-11} \cdot (T - 273,15)^3, \quad (2.48)$$

Таблиця 2.2 Похибка визначення теплофізичних властивостей водяної пари

$t$ , °C	$T$ , K	$\rho_n \times 10^{-3}$ , кг/м <sup>3</sup> , (2.45)	$1/\nu'' \times 10^{-3}$ , кг/м <sup>3</sup> , [12]	$\eta$ , %	$C_{p_n}$ , Дж/(кг·K), (2.46)	$C_{p_n}$ , Дж/(кг·K), [12]	$\eta \times 10^{-3}$ , %
0	273,15	4,8453	4,84682	0,031	1863,99	1864	0,54
10	283,15	9,3905	9,39682	0,067	1867,41	1868	31,59
20	293,15	17,2726	17,29117	0,107	1873,99	1874	0,53
30	303,15	30,3186	30,36837	0,164	1882,92	1883	4,25
40	313,15	51,0306	51,15613	0,246	1893,99	1894	0,53
50	323,15	82,7107	83,00133	0,351	1907,49	1907	25,69
60	333,15	129,5551	130,19647	0,494	1923,99	1924	0,52
70	343,15	196,7679	198,10218	0,676	1944,25	1944	12,86
80	353,15	290,5830	293,22074	0,904	1968,99	1969	0,51
90	363,15	418,3198	423,29834	1,183	1998,82	1999	9,00
100	373,15	588,3830	597,44294	1,528	2034,00	2034	0,00

За значеннями  $\mu_n$  і  $\lambda_n$ , які розраховані за формулами (2.47) і (2.48), побудовані таблиці [12] в інтервалі температур  $0^\circ\text{C} \leq \theta \leq 100^\circ\text{C}$ .

### 2.3.3 Сухе повітря

Густина сухого повітря визначали за рівнянням стану для ідеального газу:

$$\rho_{c.n.} = \frac{P_{c.n.} M_{c.n.}}{RT}, \quad (2.49)$$

де  $P_{c.n.}$  – тиск сухого повітря,

$M_{c.n.}=0,029$  кг/моль – молекулярна маса сухого повітря.

Значення  $\rho_{c.n.}$  за (2.49) при тиску 1 бар та відносна похибка від значень [6] наведені у таблиці 2.3. Як можна бачити, максимальне значення  $\eta \approx 0,2$  %.

Динамічну в'язкість сухого повітря в залежності від температури  $210 \text{ K} \leq \theta \leq 350 \text{ K}$  при тиску, близького до 1 бар, визначали за формулою:

$$\mu_{c.n.} = \sum_{n=0}^{n=7} c_n T^n, \quad (2.50)$$

$$\begin{aligned} \text{де } c_0 &= 1,88714594 \cdot 10^{-3}; & c_2 &= 4,75031658 \cdot 10^{-7}; & c_4 &= 9,08767361 \cdot 10^{-12}; \\ c_1 &= -4,59080945 \cdot 10^{-5}; & c_3 &= -2,69723763 \cdot 10^{-9}; & c_5 &= -1,81705729 \cdot 10^{-14}; \\ c_6 &= 1,99652778 \cdot 10^{-17}; & c_7 &= -9,30059524 \cdot 10^{-21}. \end{aligned}$$

Максимальна відносна похибка від значень динамічної в'язкості, які наведені у [6] не перевищує 0,02 % (див. табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Похибка визначення теплофізичних властивостей сухого повітря

$T$ , К	$\rho_{c.n.}$ , кг/м <sup>3</sup> , (2.49)	$1/\nu$ , кг/м <sup>3</sup> , [6]	$\eta$ , %	$\mu_{c.n.} \times 10^{-7}$ , Па·с, (2.50)	$\mu_{c.n.} \times 10^{-7}$ , Па·с, [6]	$\eta$ , %	$\lambda_{c.n.} \times 10^{-3}$ , Вт/(м·К), (2.52)	$\lambda_{c.n.} \times 10^{-3}$ , Вт/(м·К), [6]	$\eta$ , %
210	1,658624	1,6620	0,203	138,100	138,1	0,0000	18,800	18,8	0,0000
220	1,583232	1,5860	0,175	143,584	143,6	0,0111	19,573	19,6	0,1379
230	1,514395	1,5165	0,139	149,100	149,1	0,0000	20,400	20,4	0,0000
240	1,451296	1,4531	0,124	154,446	154,4	0,0298	21,245	21,2	0,2120
250	1,393244	1,3947	0,104	159,600	159,6	0,0000	22,100	22,1	0,0000
260	1,339657	1,3408	0,085	164,625	164,6	0,0152	22,955	22,9	0,2399
270	1,290041	1,2910	0,074	169,600	169,6	0,0000	23,799	23,8	0,0042
280	1,243968	1,2447	0,059	174,586	174,6	0,0080	24,617	24,6	0,0691

### Закінчення таблиці 2.3

$T$ , К	$\rho_{c.n.}$ , кг/м <sup>3</sup> , (2.49)	$1/\nu$ , кг/м <sup>3</sup> , [6]	$\eta$ , %	$\mu_{c.n.}$ , $\times 10^{-7}$ , Па·с, (2.50)	$\mu_{c.n.}$ , $\times 10^{-7}$ , Па·с, [6]	$\eta$ , %	$\lambda_{c.n.} \times 10^{-3}$ , Вт/(м·К), (2.52)	$\lambda_{c.n.} \times 10^{-3}$ , Вт/(м·К), [6]	$\eta$ , %
290	1,201072	1,2016	0,044	179,601	179,6	0,0006	25,399	25,4	0,0039
300	1,161036	1,1614	0,031	184,622	184,6	0,0119	26,152	26,2	0,1834
310	1,123584	1,1238	0,019	189,601	189,6	0,0005	26,899	26,9	0,0037
320	1,088472	1,0887	0,021	194,476	194,5	0,0123	27,674	27,7	0,0939
330	1,055488	1,0556	0,011	199,201	199,2	0,0005	28,498	28,5	0,0070
340	1,024444	1,0246	0,015	203,764	203,8	0,0177	29,331	29,2	0,4476
350	0,995174	0,9950	0,017	208,201	208,2	0,0005	29,998	30,0	0,0067

Питома ізобарна теплоємність сухого повітря, як свідчать дані таблиць [6], змінюється з 1006 Дж/(кг·К) при температурі 210 К до 1009 Дж/(кг·К) при температурі 350 К, тому при розрахунках, з відносною похибкою не більше 0,2 %, приймали сталою:

$$C_{p_{c.n.}} = 1007, \text{ Дж/(кг·К)}. \quad (2.51)$$

Питому теплопровідність сухого повітря для температур  $210 \text{ К} \leq \theta \leq 350 \text{ К}$  і тиску, близького до 1 бар, визначали за формулою [6]:

$$\lambda_{c.n.} = \sum_{n=0}^{n=7} c_n T^n, \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} \text{де } c_0 &= 1,02819680 \cdot 10^1; & c_2 &= 3,11195824 \cdot 10^{-3}; & c_4 &= 7,36051432 \cdot 10^{-8}; \\ c_1 &= -2,73620298 \cdot 10^{-1}; & c_3 &= -1,95804894 \cdot 10^{-5}; & c_5 &= -1,65245226 \cdot 10^{-10}; \\ c_6 &= 2,05078125 \cdot 10^{-13}; & c_7 &= -1,08506944 \cdot 10^{-16}. \end{aligned}$$

Максимальна відносна похибка формули (2.52) не перевищує 0,5 % (див. табл. 2.3).

										Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ					46

### 2.3.4 Вологе повітря

Теплофізичні властивості вологого повітря рахували, як суміші сухого повітря та водяної пари. Відносна вологість повітря:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n} = \frac{P_n}{P_n}, \quad (2.53)$$

Вологовміст

$$x = \frac{\rho_n}{\rho_{c.n.}} = \frac{M_n}{M_{c.n.}} \frac{P_n \varphi}{P_a - P_n \varphi}. \quad (2.54)$$

Густина водяної пари у вологому повітрі

$$\rho_n = \rho_n \varphi = \frac{P_n M_n}{RT} \varphi. \quad (2.55)$$

Густина вологого повітря

$$\rho_{в.н.} = \rho_{c.n.} + \rho_n, \quad (2.56)$$

Застосовуючи рівняння стану та вважаючи, що  $P_{в.н.} = P_{c.n.} + P_n = P_a$ , густина вологого повітря визначали як:

$$\rho_{в.н.} = \frac{1}{RT} [P_a M_{c.n.} - P_n \varphi (M_{c.n.} - M_n)] \quad (2.57)$$

Питому ізобарну теплоємність вологого повітря визначали за формулою:

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$Cp_{в.п.} = Cp_{с.п.} + x \cdot Cp_n \quad (2.58)$$

Динамічну в'язкість вологого повітря визначали за формулою [13]:

$$\mu_{в.п.} = \frac{\mu_{с.п.}}{1 + \frac{x_{п.}}{x_{с.п.}} \Phi_{1.2}} + \frac{\mu_{п.}}{1 + \frac{x_{с.п.}}{x_{п.}} \Phi_{2.1}}, \quad (2.59)$$

$$\text{де } \Phi_{1.2} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\mu_{с.п.}}{\mu_n} \right)^{0,5} \left( \frac{M_n}{M_{с.п.}} \right)^{0,25} \right]^2}{2\sqrt{2} \left( 1 + \frac{M_{с.п.}}{M_n} \right)^{0,5}},$$

$$\Phi_{2.1} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\mu_n}{\mu_{с.п.}} \right)^{0,5} \left( \frac{M_{с.п.}}{M_n} \right)^{0,25} \right]^2}{2\sqrt{2} \left( 1 + \frac{M_n}{M_{с.п.}} \right)^{0,5}},$$

$x_{п.} = \frac{P_{п.}}{P_a} \phi$  – мольна частина водяної пари у вологому повітрі,

$x_{с.п.} = 1 - x_{п.}$  – мольна частина сухого повітря у вологому повітрі.

Теплопровідність суміші сухого повітря та водяної пари рахували за формулою [13]:

$$\lambda_{в.п.} = \frac{\lambda_{с.п.}}{1 + \frac{x_n}{x_{с.п.}} A_{1.2}} + \frac{\lambda_n}{1 + \frac{x_{с.п.}}{x_n} A_{2.1}}, \quad (2.60)$$

Коефіцієнти  $A_{12}, A_{21}$ :

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$A_{1,2} = \frac{1}{4} \left[ 1 + \left[ \frac{\lambda_{c.n.}}{\lambda_n} \left( \frac{M_n}{M_{c.n.}} \right)^{0,75} \cdot \frac{1 + \frac{C_{c.n.}}{T}}{1 + \frac{C_n}{T}} \right]^{0,5} \right]^2 \cdot \frac{1 + \frac{C_{1,2}}{T}}{1 + \frac{C_{c.n.}}{T}},$$

$$A_{2,1} = \frac{1}{4} \left[ 1 + \left[ \frac{\lambda_n}{\lambda_{c.n.}} \left( \frac{M_{c.n.}}{M_n} \right)^{0,75} \cdot \frac{1 + \frac{C_n}{T}}{1 + \frac{C_{c.n.}}{T}} \right]^{0,5} \right]^2 \cdot \frac{1 + \frac{C_{2,1}}{T}}{1 + \frac{C_n}{T}},$$

$$C_{1,2} = \sqrt{C_n C_{c.n.}}, \quad C_n=673, \quad C_{c.n.}=123,6.$$

Дифузія водяної пари в повітрі [13]:

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left( \frac{P_0}{P_{в.н}} \right) \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1,81}, \quad (2.61)$$

де  $P_0=98$  кПа,  $T_0=273$  К.

## 2.4 Аеродинамічний опір

Відповідно нормативним матеріалам при визначенні аеродинамічного опору проточного тракту враховується лише опір краплинного потоку при боковому обдуванні повітрям, з використанням емпіричної залежності Л.Г. Акулової (1.2). Рекомендована формула була одержана після обробки експериментальних даних для потоку краплин діаметром 4...6 мм, які утворювались при стіканні плівки води зі зрошувача. В розпилювальних контактних теплообмінних апаратах краплинний потік має діаметр краплин 1...3 мм і утворюється розпилювачами, що не дозволяє використовувати залежність (1.2) у розрахунках і потребує визначення опору краплинного

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

поток при дрібнодисперсному розпилюванні.

В той же час, від аеродинамічного опору залежить витрата повітря через апарат та рівномірність його розподілу по поперечному перерізу башти. Досягнення максимальної охолоджувальної спроможності можливо за умови більш точного розрахунку процесу тепломасообміну з використанням в математичній моделі співвідношень для аеродинамічного опору, які враховують характеристики краплинного потоку, залежні від розпилювача (початкова швидкість  $\vec{V}_0$ , діаметр краплин  $d_{32}$ ) та щільність зрошення  $q$ , висоти розпилювачів над басейном  $H_p$ , швидкість повітря  $U_z$ . Такі залежності були отримані в [6].

Для зустрічного руху краплин і повітря коефіцієнт аеродинамічного опору

$$\xi_3 = \frac{\Delta P_3}{\frac{\rho U_z^2}{2}} = \frac{3}{2} \int_0^H C_k \psi \frac{q}{d \cdot V_z} \sqrt{\left(\frac{V_y}{U_z}\right)^2 + \left(1 + \frac{V_z}{U_z}\right)^2} \cdot \left(1 + \frac{V_z}{U_z}\right) \cdot dz. \quad (2.62)$$

При  $C_k \approx \text{const}$ ,  $\psi \approx 1$ ,  $V_y \approx 0$  для  $V_z \approx \text{const}$

$$\xi_3 = \frac{3}{2} C_k \frac{q \cdot H}{d \cdot V_z} \left(1 + \frac{V_z}{U_z}\right)^2 \quad (2.63)$$

Коефіцієнт аеродинамічного опору краплинного потоку при боковому обдуванні

$$\xi_6 = \frac{\Delta P_6}{\frac{\rho U_y^2}{2}} = \frac{3}{2} \int_0^R C_k \psi \frac{q}{d \cdot V_z} \sqrt{1 + \left(\frac{V_z}{U_y}\right)^2} \cdot dy. \quad (2.64)$$

Якщо величині, які входять до (2.64) незмінні, то формули для розрахунку тиску  $\Delta P_{\delta}$  та коефіцієнту  $\xi_{\delta}$  на один метр довжини мають вигляд:

$$\Delta P_{\delta} = \frac{3}{4} C_{\kappa} \psi \frac{q \cdot \rho}{d \cdot V_z} \sqrt{V_z^2 + U_y^2} \cdot U_y \quad (2.65)$$

$$\xi_{\delta} = \frac{\Delta P_{\delta}}{\rho U_y^2} = \frac{3}{2} C_{\kappa} \psi \frac{q}{d \cdot V_z} \sqrt{1 + \left( \frac{V_z}{U_y} \right)^2} \cdot \frac{1}{2} \quad (2.66)$$

Якщо прийняти, що у повітрярозподільному просторі швидкість повітря зменшується за лінійним законом

$$U_y = U_{\text{вк}} \left( 1 - \frac{y}{R} \right),$$

тоді, виділивши на відстані  $y$  від повітрявхідних вікон тонкий шар  $dy$ , втрати тиску і коефіцієнт аеродинамічного опору краплин при боковому обдуванні, віднесений до динамічного тиску у повітрявхідних вікнах:

$$\Delta P_{\delta} = \frac{3}{4} \int_0^R C_{\kappa} \psi \frac{q \cdot \rho}{d \cdot V_z} \sqrt{V_z^2 + \left( 1 - \frac{y}{R} \right)^2 U_{\text{вк}}^2} \cdot \left( 1 - \frac{y}{R} \right) U_{\text{вк}} \cdot dy \quad (2.67)$$

$$\xi_{\delta} = \frac{\Delta P_{\delta}}{\rho U_{\text{вк}}^2} = \frac{3}{2} \int_0^R C_{\kappa} \psi \frac{q}{d \cdot V_z} \sqrt{\left( \frac{V_z}{U_{\text{вк}}} \right)^2 + \left( 1 - \frac{y}{R} \right)^2} \cdot \left( 1 - \frac{y}{R} \right) \cdot dy \quad (2.68)$$

## 2.5 Коефіцієнти тепло- і масопереносу

На початковому етапі руху біля краплин формується гідродинамічний, дифузійний та тепловий пограничний шар. Час його формування, згідно рішення Е. Больтце [14],  $\tau_r \sim r/U$ , тобто для краплини радіусом  $r=1$  мм яка починає рухатися з швидкістю  $U=4$  м/с  $\tau_r \sim 2,5 \cdot 10^{-4}$  с – набагато менше часу знаходження краплини в градирні. Досліди, які проведені Б.Д. Кацнельсоном та Ф.А. Тимофєєвою встановили, що нестационарність швидкості впливає на тепломасообмін тільки під час встановлення пограничного шару.

Використання припущення про монодисперсність краплинного потоку з характерним діаметром по Заутеру  $d_{32}$  та на підставі того, що об'ємна концентрація води в набагато менше 0,02 можна визначити коефіцієнти тепло- і масопереносу використовуючи відомі досліди Фреслінга [15]:

$$Sh = \frac{\beta_{pf} d}{D} = 2 + 0,552 \cdot Re^{0,5} \cdot Sc^{0,33}, \quad (2.69)$$

де  $Sc = \frac{\mu_{в.н.}}{D \rho_{в.н.}}$  – число Шмідта.

На підставі аналогії процесів переносу тепла і маси для знаходження коефіцієнта тепловіддачі використовували формулу

$$Nu = \frac{\alpha_f d}{\lambda_{в.н.}} = 2 + 0,552 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}, \quad (2.70)$$

де  $Pr = \frac{\mu_{в.н.} C_p_{в.н.}}{\lambda_{в.н.}}$  – число Прандтля.

Питома поверхня охолодження краплинного потоку

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$f_{num} = \pi d^2 \cdot n, \quad (2.71)$$

де  $n$  – кількість краплин в  $1 \text{ м}^3$ , залежить від часу перебування в об'єму розпилювання та щільності зрошення  $q$  і може бути знайдена за формулою

$$n = \frac{6q}{\pi d^3 V_z}. \quad (2.72)$$

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

### 3 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ

Математичне моделювання дозволяє визначити теплову характеристику при відомих початкових параметрах характеристиках краплинного потоку, тепловому навантаженні та параметрах атмосферного повітря. Температуру охолодженої води в залежності від параметрів атмосферного повітря, дисперсності розпилювання, висоти водорозподільника, кута вильоту краплин та щільності зрошення виконували за рівняннями (2.34) із відповідними крайовими умовами при початковій швидкості краплин  $V_0=4,7$  м/с, перепаді температур води  $\Delta t=15$  °С, швидкості повітря в апараті  $U_2=3$  м/с. Функцію розподілу об'єму краплин за розмірами розділяли на 10 інтервалів ( $N_\alpha=10$ ), обравши на кожному середній діаметр. Аналогічно розділяли кут розкриття факелу розпилювача. Збільшення кількості інтервалів не призводило до збільшення точності розрахунку, але суттєво збільшувало час роботи програми. Також проводили порівняльні розрахунки при максимальному куті розкриття факелу  $\alpha_c=\alpha_{\text{сmax}}$  ( $N_\alpha=1$ ) без розділення на інтервали (тобто без урахування різного кута вильоту краплин із розпилювача). Результати розрахунку наведено на рисунках 3.1–3.8 (пунктиром позначені результати при  $\alpha_c=\alpha_{\text{сmax}}$ ,  $N_\alpha=1$ ).

Із графіків (див рис. 3.1.–3.3) видно, що із збільшенням висоти розташування розпилювачів температура охолодженої  $t_{\text{вих}}$  води в апараті зменшується внаслідок більшого часу перебування краплин в польоті. В той же час збільшення висоти водорозподільника збільшує витрати енергії на охолодження внаслідок потрібного більшого тиску води. Із збільшенням висоти понад 4 м темп зниження  $t_{\text{вих}}$  уповільнюється, що пов'язано із наближенням охолодження до максимального – температури мокрого термометра та наближенням параметрів вологого повітря до насичених.

					02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

На рисунках 3.4–3.8 наведено результати розрахунку температури охолодженої води в залежності від параметрів атмосферного повітря. Із графіків видно, що, як і очікувалось поліпшення дисперсності розпилювання, зменшення густини зрошення поліпшує охолоджувальну спроможність. В той же час зменшення  $d_{32}$  робить необхідним використання розпилювачів із меншими прохідними отворами, що потребує відповідної фільтрації води, і, як наслідок, зростають експлуатаційні витрати на очищення, а в окремих випадках, до забивання розпилювачів і зупинки роботи. Зменшення густини зрошення збільшує площу контактного теплообмінного апарату і вартість будівництва.

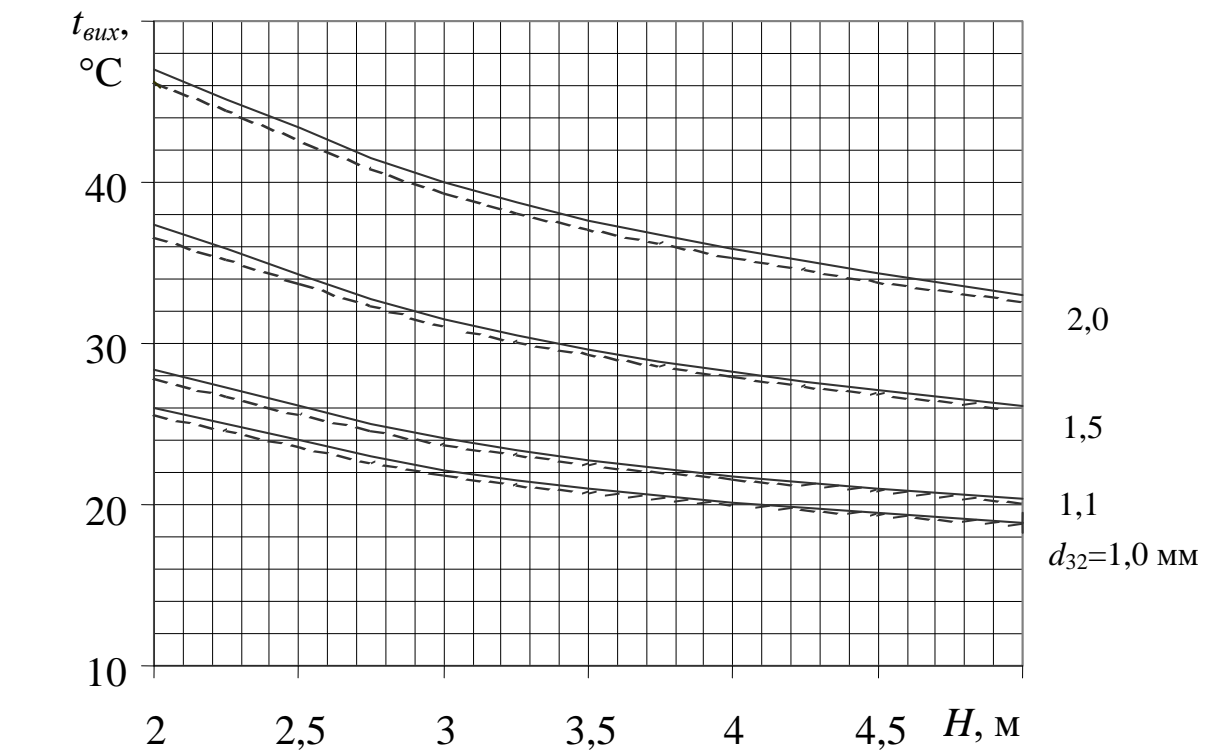


Рисунок 3.1 – Температура охолодженої води в залежності від висоти водорозподільника при  $q=3 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$

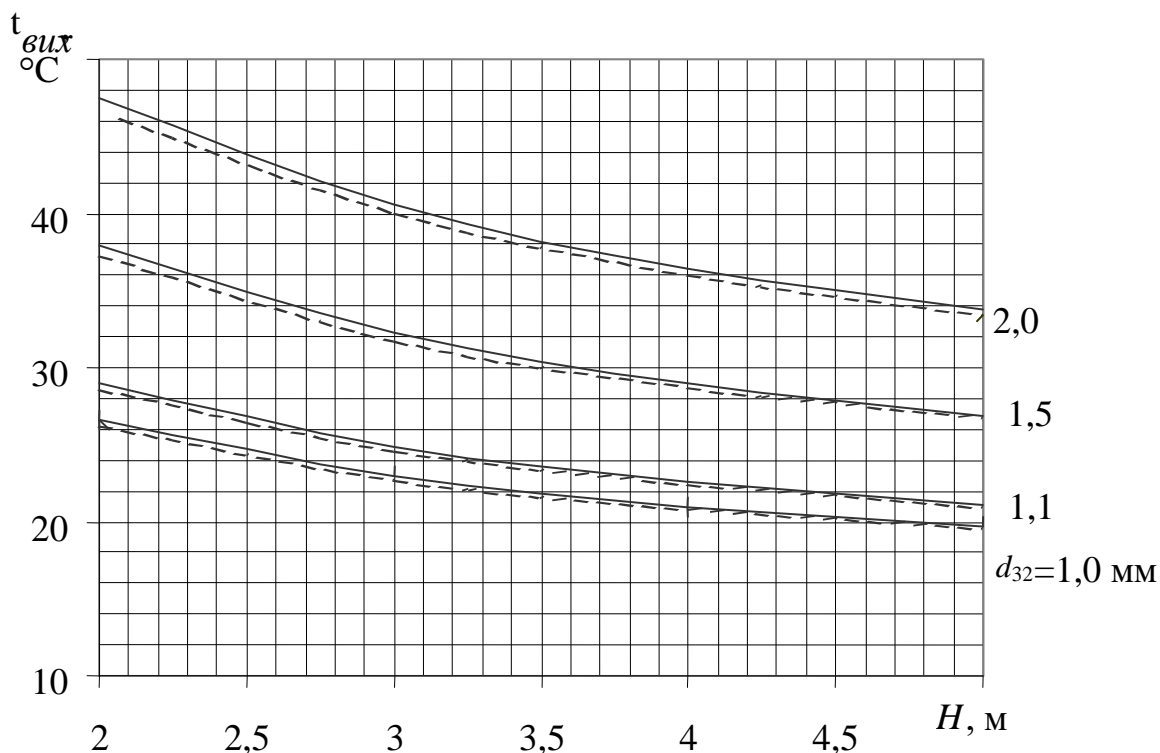


Рисунок 3.2 – Температура охолодженої води в залежності від висоти при  $q=5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$

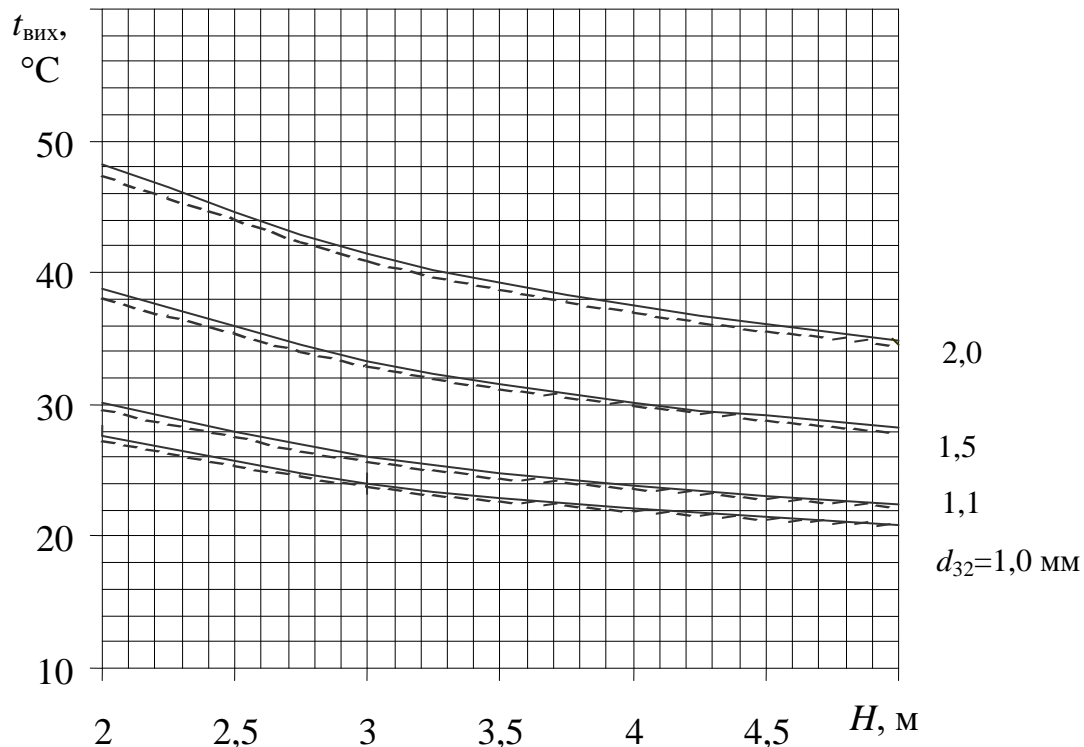


Рисунок 3.3 – Температура охолодженої води в залежності від висоти водорозподільника при  $q=7 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

02.15.ЕЕ2421.КРМ.2026–ПЗ

Арк.

56

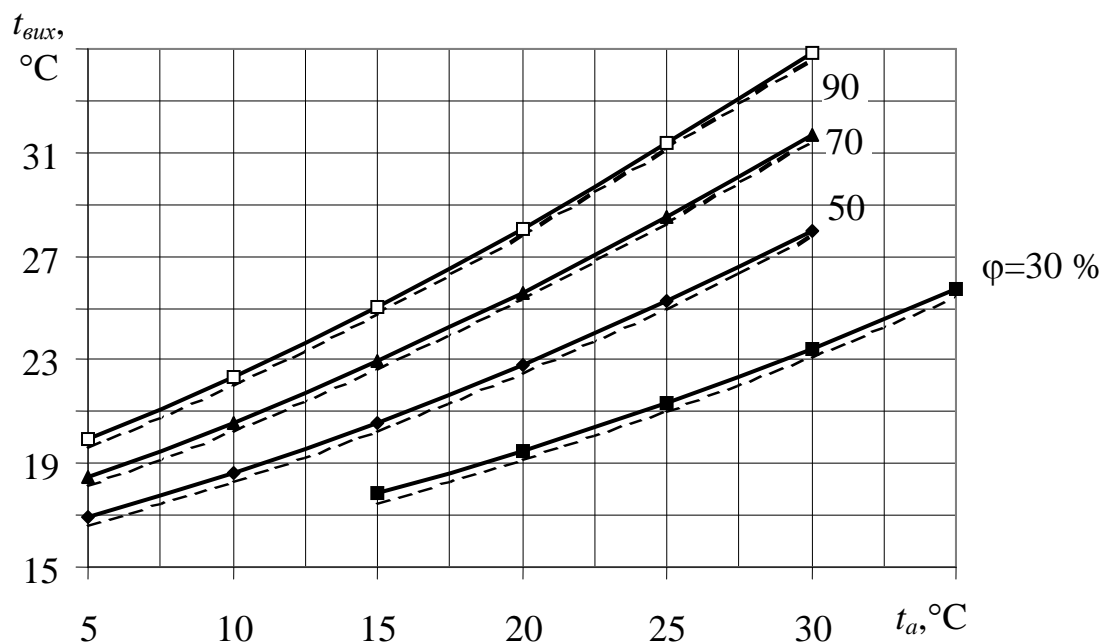


Рисунок 3.4 – Температура охолодженої води в залежності від параметрів атмосферного повітря при  $q=3 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ ,  $\alpha_k=28^\circ$

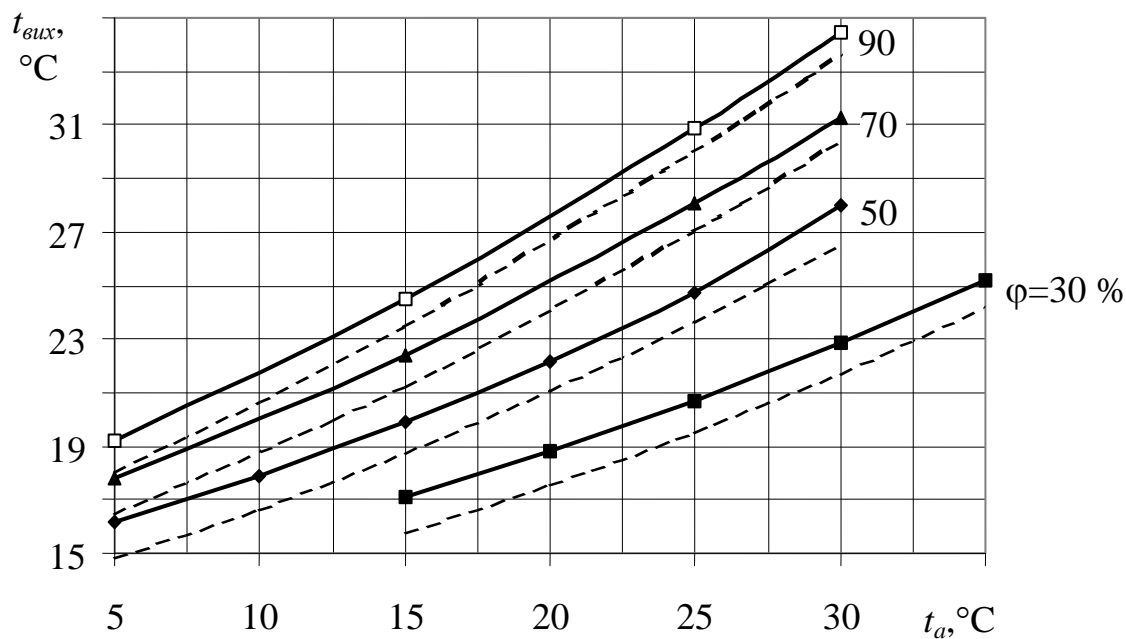


Рисунок 3.5 – Температура охолодженої води в залежності від параметрів атмосферного повітря при  $q=3 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ ,  $\alpha_k=60^\circ$

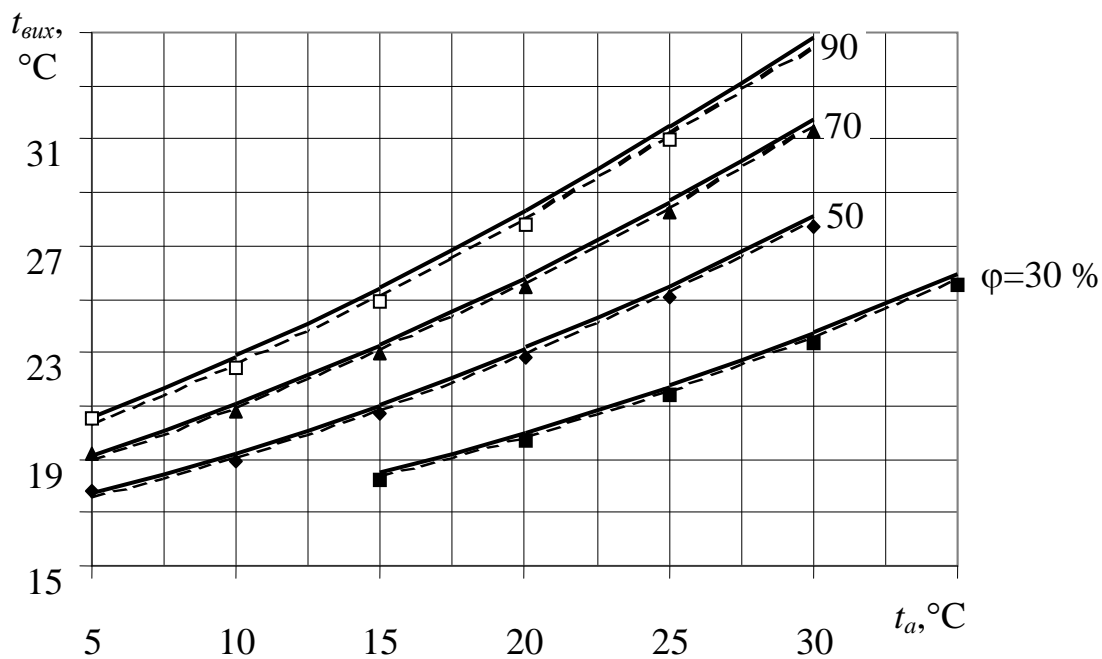


Рисунок 3.6 – Температура охолодженої води в залежності від параметрів атмосферного повітря при  $q=5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ ,  $\alpha_k=28^\circ$

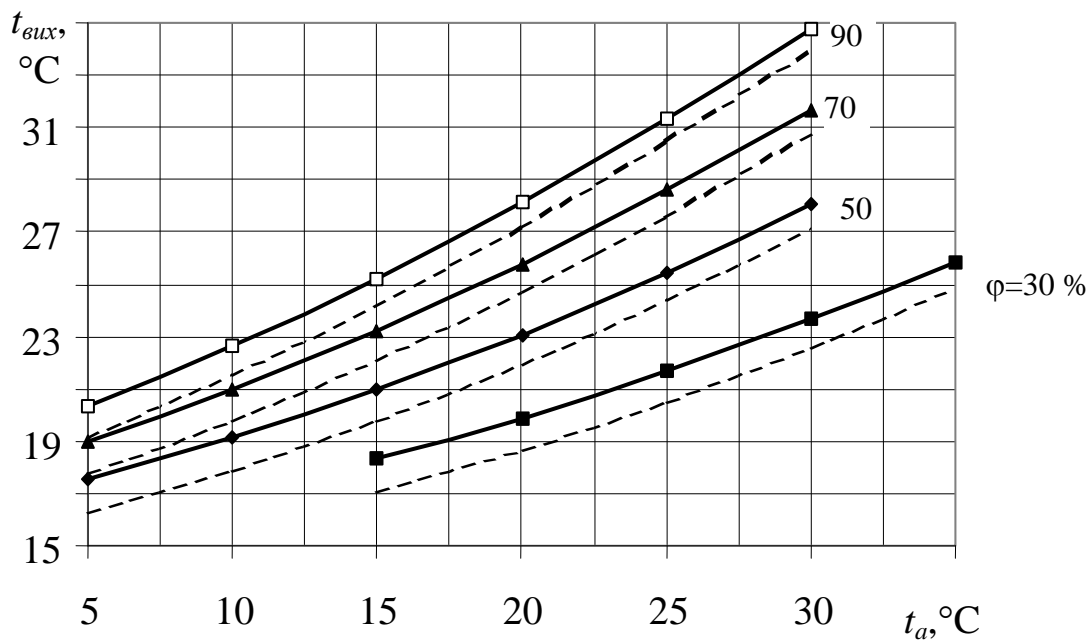


Рисунок 3.7 – Температура охолодженої води в залежності від параметрів атмосферного повітря при  $q=5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ ,  $\alpha_k=60^\circ$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

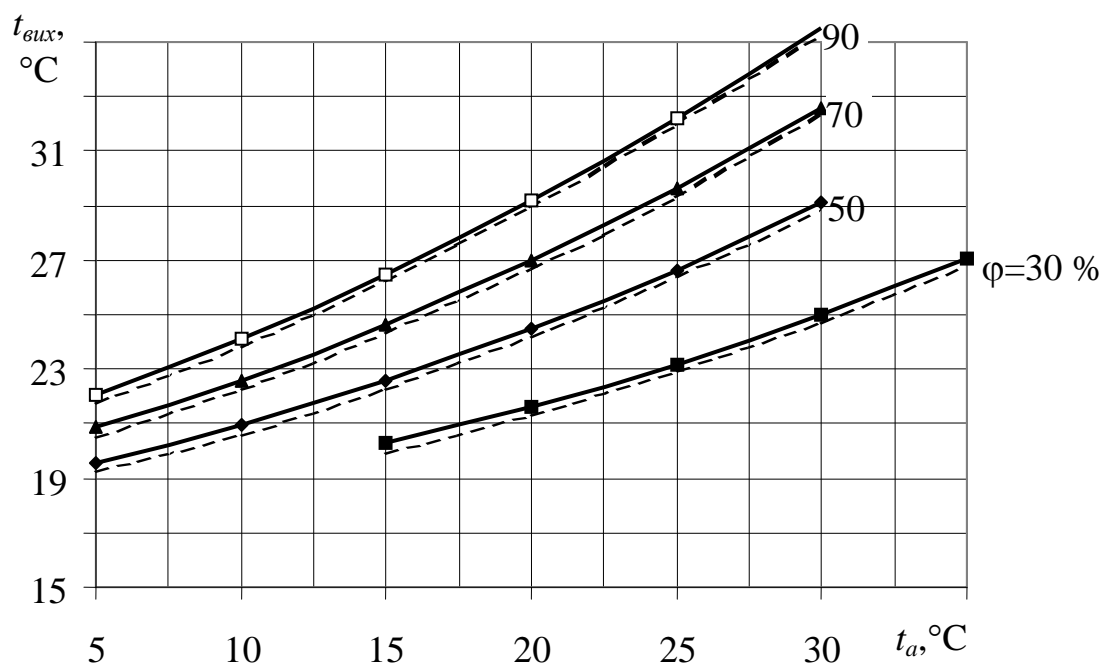


Рисунок 3.8 – Температура охолодженої води в залежності від параметрів атмосферного повітря при  $q=7 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ ,  $\alpha_k=28^\circ$

Врахування в полідисперсній математичній моделі кута вильоту краплин із розпилювача дозволило поліпшити точність розрахунку. Різниця в розрахунках охолодження за традиційною методикою та із урахуванням різного кута вильоту тим більша, чим більший максимальний кут факелу. Так, для  $\alpha_c=28^\circ$  похибка у визначенні температури мало залежить від густини зрошення і параметрів атмосфери і при  $\Delta t=15^\circ\text{C}$  складає  $0,3^\circ\text{C}$  і досягає  $1,5^\circ\text{C}$  при  $\alpha_c=60^\circ$ .

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Побудована математична модель охолодження полідисперсного краплинного потоку в розпилювальному контактному теплообмінному апараті, яка одночасно враховує полідисперсність і різний кут вильоту краплин із розпилювача. Коефіцієнти тепло- і масовіддачі визначаються за відомими залежностями Фреслінга і не потребують експериментального дослідження тепломасовіддачі в умовах, наближених до роботи контактного теплообмінного апарату. Математична модель дозволяє створити методи розрахунку розпилювальних і визначити характеристики краплинного потоку при яких мінімальна температура охолодженої води.

Апроксимаційні залежності теплофізичних властивостей води, водяної пари і вологого повітря мають похибку не більше 1 %, що дозволяє створити надійний метод розрахунку розпилювальних градирень.

В результаті отримано залежності зміни температури холодної води від висоти розташування форсунок, параметрів атмосферного повітря, дисперсності розпилювання, кута вильоту краплин та щільності зрошення.

Врахування в математичній моделі різного кута вильоту краплин із розпилювача поліпшило точність розрахунку. Неврахування цього параметру збільшує похибку розрахунку тим більше, чим більший максимальний кут факелу. Для  $\alpha_c=28^\circ$ , при  $\Delta t=15^\circ\text{C}$  похибка складає  $0,3^\circ\text{C}$ , при  $\alpha_c=60^\circ$  –  $1,5^\circ\text{C}$ .

Отримані результати мають практичну цінність і можуть бути використані при проєктуванні нових зразків контактних теплообмінних апаратів.

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Коваль В.П. Удосконалення енергетичних апаратів з вихровою камерою. дис. ... докт. техн. наук : 05.00.07. Дніпропетровськ, 1989. 440 с.
2. Меркель Ф. VDI. *Forschungsheft*, 1925. № 275. С. 78–85.
3. Spalding D.B. *Connective Heat and Mass Transfer*. London: Arnold, 1963. 184 p.
4. Singham J.R. *The Thermal Performance of Natural – Draught Cooling Towers*, MED Reprt. ED/R/C/i. London : Imperial College, 1967. 276 – 394 p.
5. ДБН В.2.5-74:2013 Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування. Київ, 2013. С. 64 – 144 URL:[https://e-construction.gov.ua/laws\\_detail/3307711387089765865?doc\\_type=2](https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3307711387089765865?doc_type=2) (дата звернення: 11.11.2025)
6. Жевжик О.В. Гідроаеродинамічне удосконалення розпилювальної градирні: дис. к.т.н., Дніпропетровськ. 2000. 185 с.
7. Братута Е.Г. Діагностика краплинних потоків при зовнішніх впливах. Х.: Вища школа, 1987. 144с.
8. Soo S.L. *Fluid Dynamics of Multiphase Systems*, University of Illinois, Urbana, 1967. 524p.
9. Raushenbakh B.V., Belyy S.A., et al. *Physical principles of the working process in combustion chambers of jet engines*. 1967. 333 p.
10. Hinze J., *Appl. Sci. Res.*, 1955, 5A, 338. URL:<https://link.springer.com/article/10.1007/BF03184597> (дата звернення: 09.10.2025)
11. Hans Geiger, Karl Scheel, usw. *Handbuch der Physik*. Berlin: J. Springer. 1927. 465 p.
12. Vukalovich M.P. *Thermodynamic properties of water and stean*. Kharkiv: State Publishing-House of Scient, 1958. 245p.
13. Bretsznajder, St. *Własności gazów i cieczy*. Warszawa : Wydawnictwa

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Naukowo-Techniczne, 1962. 280 p.

14. Boltze E., Grenzschichten an Rotationskörpern in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung. Göttingen, 1908. 60 p.

15. Frössling N. Gerlands Beitr. *Geophys.* 1938. № 52. P. 170-216.

					02.15.EE2421.KPM.2026–ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62