

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**Український державний університет  
науки і технологій**

---

Кафедра «Локомотиви»

*В авторській редакції*

**ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ.  
РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ**

Навчально-методичні рекомендації  
до виконання контрольної роботи, курсового  
та дипломного проектування

*Електронне видання*

ДНІПРО  
2025

УДК 629.42.048(075.1)

Т 33

Упорядники:  
*Д. В. Бобирь, А. Є. Десяк*

Електронне видання

Схвалено Групою забезпечення якості освітньої програми  
273.1.06 «Локомотиви та локомотивне господарство»

Протокол № 1 від 26.09.2024

Т 33 Теорія та конструкція локомотивів. Розрахунок системи охолодження : навчально-методичні рекомендації до виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проєктування / упоряд.: Д. В. Бобирь, А. Є. Десяк ; Укр. держ. ун-т науки і технологій. – Електрон. вид. – Дніпро : УДУНТ, 2025. – 42 с.

Навчально-методичні рекомендації призначені для використання студентами всіх форм навчання спеціальності 273 «Залізничний транспорт» ОПП «Локомотиви та локомотивне господарство» під час виконання контрольної роботи, курсового проєктування з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» та виконання кваліфікаційної роботи.

Навчально-методичні рекомендації містять необхідні вихідні дані та методику розрахунку системи охолодження.

© Бобирь Д. В., Десяк А. Є., упорядкування, 2025

© Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2025

## Зміст

Загальні вказівки .....	5
1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РАДІАТОРІВ .....	6
2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА .....	10
3. РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ.....	11
БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК .....	15
Додаток А ВИХІДНІ ТА ДОВІДКОВІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ	16
Додаток Б ДОВІДКОВІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ .....	29
Додаток В ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОВОЗА .....	33

## ВСТУП

Система охолодження тепловозного дизеля є одним із ключових елементів, що впливають на ефективність, довговічність та надійність роботи двигуна. Враховуючи високе теплове навантаження, характерне для дизельних двигунів тепловозів, правильний розрахунок і проектування системи охолодження є критично важливими для забезпечення стабільної роботи як самого двигуна, так і всього локомотива.

Основні функції системи охолодження:

- відведення надлишкового тепла. Під час роботи дизельного двигуна виділяється значна кількість теплової енергії, яка повинна ефективно розсіюватися, щоб запобігти перегріву;
- забезпечення оптимальної температури. Стабільна робоча температура є критичним фактором для зменшення зносу компонентів двигуна, підтримання паливної ефективності та зниження шкідливих викидів;
- захист від перепадів температур. Система повинна швидко адаптуватися до змін навантаження і температурного режиму, особливо в умовах екстремальної погоди або важких робочих умов.

Неправильно розрахована система охолодження може призвести до перегріву або недостатнього нагрівання двигуна, що знижує його продуктивність. Перегрів двигуна може стати причиною виходу з ладу його ключових компонентів, таких як поршнева група, клапанний механізм чи система подачі палива.

Ефективна система охолодження знижує втрати енергії, забезпечуючи більш раціональне використання палива.

Мета навчально-методичних рекомендацій полягає у формуванні в студентів системи компетенцій для розв'язання професійних завдань з ефективного проектування локомотивів, опанування методики та набуття навиків самостійного розрахунку системи охолодження.

Видання сприяє досягненню таких результатів навчання:

- відтворювати термінологію з теорії та конструкції локомотивів;
- ідентифікувати тяговий рухомий склад, його складальні одиниці, системи та агрегати;
- обчислювати основні характеристики складальних одиниць тягового рухомого складу, його систем та агрегатів;
- досліджувати характеристики складальних одиниць тягового рухомого складу, його систем та агрегатів;
- аналізувати вплив параметрів окремих складальних одиниць на техніко-економічні характеристики тягового рухомого складу;
- порівнювати та співставляти конструкцію, показники та характеристики складальних одиниць локомотива, його систем та агрегатів;
- виконувати структурний та якісний аналіз характеристик певних систем, агрегатів, тягової та техніко-економічних характеристик локомотива;
- використовуючи певні методики виконувати ескізне проектування певних систем, агрегатів, тягової та техніко-економічних характеристик локомотива.

Видання сприяє досягненню зазначених результатів навчання через те, що:

- містить визначення, пояснення термінів, що використовуються в галузі локомотивобудування, зокрема стосовно системи охолодження;

- містить описи конструктивних особливостей системи охолодження, що дозволяє студентам розпізнавати її складові елементи, їх функції та взаємозв'язок;

- представлено формули, алгоритми та методики розрахунку параметрів системи охолодження, що дозволяє студентам здійснювати інженерні розрахунки;

- включає завдання для аналізу та оцінки робочих параметрів системи охолодження в різних умовах експлуатації;

- дозволяють оцінювати вплив зміни параметрів системи охолодження на ефективність роботи локомотива (енергоспоживання, витрати пального тощо);

- студенти можуть аналізувати різні варіанти конструкцій системи охолодження, порівнювати їх технічні та експлуатаційні параметри;

- містить методики аналізу, що дозволяють проводити комплексне оцінювання ефективності системи охолодження;

- надають рекомендації щодо основ ескізного проектування системи охолодження, що сприяє розвитку проєктних навичок.

Таким чином, дане видання є важливим навчальним матеріалом, що поєднує теоретичні знання з практичними навичками розрахунку та аналізу систем локомотива.

## ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

При виконанні контрольної роботи (КР), необхідно розв'язати задачі, враховуючи такі загальні вимоги:

- КР виконується на стандартних аркушах паперу (210×297 мм);

- КР повинна бути виконана без скорочення слів (крім традиційно прийнятих);

- вихідні дані для розрахунків обов'язково наводяться в роботі;

- розрахунки повинні супроводжуватися поясненнями; розрахункові формули наводяться спочатку в загальному вигляді з використанням буквених символів, а потім підставляються в формулу числові значення величин та проставляється результат; необхідно дати розшифровку буквених символів і обов'язково зазначити одиниці виміру для величин, що мають вимір;

- матеріал КР необхідно подавати з урахуванням прийнятої в технічній літературі термінології;

- графіки, схеми, ескізи, креслення виконуються на стандартному білому або міліметровому папері і вклеюються або вшиваються поміж аркушами КР після першого згадування в тексті. Не дозволяється використовувати в КР ілюстрації, яки вирізані з книг, журналів, інструкцій;

– аркуші КР, ілюстрації, таблиці та графіки повинні бути обов'язково пронумеровані;

– КР повинна містити:

а) титульний лист (перша сторінка);

б) зміст (друга сторінка);

в) вихідні дані для розрахунку КР (наводяться спочатку або перед кожним розділом);

г) розділи роботи;

д) список літератури, що була використана під час роботи над КР;

– КР студент обов'язково підписує і проставляє дату її закінчення (на другому аркуші в основному надпису);

– КР, що виконана не за своїм варіантом (табл. А.1–А.6), не перевіряється.

При виконанні контрольної роботи студент повинен з розумінням використовувати ті чи інші формули, роблячи висновки щодо одержаної відповіді або розглянутого питання. Механічне використання формул недопустиме.

У результаті розрахунку охолоджувального пристрою тепловоза потрібно визначити:

– необхідну кількість і параметри теплообмінних апаратів, секцій радіаторів, водомасляного теплообмінника, охолоджувача повітря наддування тощо;

– температуру охолоджувальних рідин і повітря на виході з секцій;

– необхідну витрату повітря через секції радіатора;

– подачу циркуляційних насосів;

– основні параметри вентиляторів – створюваний ними тиск (напір повітря), необхідну подачу, діаметр колеса вентилятора, частоту його обертання, потужність.

За результатами розрахунків необхідно зробити висновки.

Розрахунок охолоджувального пристрою тепловоза виконується для заданого режиму роботи його силової установки. Вихідні дані для розрахунку наведені в табл. А.1–А.6.

*Перед початком розрахунків необхідно детально проаналізувати розрахункову схему системи охолодження, номер рисунку якої задається в табл. А.6, з виділенням окремих контурів системи.*

## 1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РАДІАТОРІВ

Ця частина розрахунків полягає у визначенні параметрів *окремо для кожного контуру охолодження*, а саме: необхідної кількості секцій радіаторів, температур води, масла та повітря, подачі водяного (масляного) циркуляційного насоса і витрат повітря через секції, шляхом сумісного розв'язання системи фундаментальних рівнянь теплового балансу і теплопередачі для повітря і охолоджувальної рідини

$$\begin{cases} Q = G_p \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) \\ Q = G_{\text{п}} \cdot c_{\text{п}} \cdot (\tau_2 - \tau_1) \\ Q = K_p \cdot F \cdot z \cdot \left( \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right), \end{cases} \quad (1.1)$$

- де  $Q$  – кількість тепла, що відводиться від охолоджувальної рідини, в даному контурі, кДж/с, (кВт);
- $G_p$  – витрата охолоджувальної рідини (води, масла) у певному контурі системи охолодження, кг/с;
- $c_p$  і  $c_{\text{п}}$  – питома теплоємність охолоджувальної рідини (води, масла) і повітря відповідно, кДж/(кг·К); питома теплоємність масла визначається залежно від його температури за графіком, наведеним на рис. Б.1; питому теплоємність води та повітря можна прийняти як  $c_p = 4,19$  кДж/(кг·К) та  $c_{\text{п}} = 1$  кДж/(кг·К) відповідно [1];
- $t_1$  і  $t_2$  – температура рідини перед секціями холодильної камери і після них відповідно, °С;
- $G_{\text{п}}$  – витрата повітря через кризь групу секцій, кг/с;
- $\tau_1$  і  $\tau_2$  – температура повітря перед секціями холодильної камери і за ними відповідно, °С;
- $K_p$  – коефіцієнт теплопередачі від рідини (води, масла) до повітря, кВт/(м<sup>2</sup>·К); визначається за графіками, що наведені на рис. Б.2, Б.3;
- $F$  – площа поверхні однієї секції, яка омивається повітрям; величина  $F$  наведена у табл. Б.1, м<sup>2</sup>;
- $z$  – кількість водяних (масляних) секцій в контурі, якій розраховується.

Кількість тепла в кДж/с, яке повинне бути відведено в навколишнє середовище в контурі, що розраховується, визначається за формулою:

$$Q = \frac{q}{100} \cdot Q_{\text{д}}, \quad (1.2)$$

- де  $q$  – тепловідведення, %; значення  $q$  ( $q_{\text{м}}$ ,  $q_{\text{в}}$  або  $q_{\text{пн}}$ ) приймається за даними табл. А.6 згідно варіанту завдання;
- $Q_{\text{д}}$  – кількість тепла, що виділяється під час згоряння пального у цилінд-

рах дизеля тепловоза, кДж/с;

$$Q_d = \frac{g_e N_e Q_H^p}{3600}, \quad (1.3)$$

де  $g_e$  – питома витрата пального дизелем, кг/(кВт·год); приймається за даними табл. А.6 згідно варіанту завдання;

$N_e$  – ефективна потужність дизеля тепловоза, кВт, (табл. А.2);

$Q_H^p = 42500$  кДж/кг – нижча теплота згоряння дизельного пального [2].

Витрати охолоджувальної рідини – води  $G_B$  або масла  $G_M$  і повітря  $G_{\Pi}$  через секції контуру, що розраховується, в кг/с визначаються з виразів:

$$G_B = v_B \cdot \omega_2^B \cdot z_B \cdot \rho_B; \quad (1.4)$$

$$G_M = v_M \cdot \omega_2^M \cdot z_M \cdot \rho_M; \quad (1.5)$$

$$G_{\Pi} = u_B \cdot \omega_1^B \cdot z_B \quad (1.6)$$

або

$$G_{\Pi} = u_M \cdot \omega_1^M \cdot z_M, \quad (1.7)$$

де  $v_B$  і  $v_M$  – лінійні швидкості течії води і масла відповідно в трубках секцій;  $v_B = 1,0$  м/с, а значення  $v_M$  приймається за табл. А.5 [1];

$\rho_B$  і  $\rho_M$  – питома маса (щільність) води та масла відповідно; можна прийняти  $\rho_B = 1000$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_M = 900$  кг/м<sup>3</sup> [1];

$\omega_1^B$ ,  $\omega_2^B$  і  $\omega_1^M$ ,  $\omega_2^M$  – площі живого перерізу для проходу рідини у водяних і масляних секціях відповідно (див. табл. Б.1);

$z_B$  і  $z_M$  – кількість водяних або масляних секцій відповідно у контурі, який розраховується;

$u_B$ ,  $u_M$  – масова швидкість повітря у водяних та масляних секціях відповідно, кг/(м<sup>2</sup>·с).

Масова швидкість повітря у водяних секціях  $u_B$  береться з табл. А.3, а масова швидкість повітря в масляних секціях залежить від їх розташування відносно водяних секцій (паралельно або послідовно):

а) при однорядному розташуванні секцій в холодильній камері (напри-

клад, у тепловозі ТЕМ2) масова швидкість повітря в масляних секціях визначається за умови рівності повітряних опорів водяних і масляних секцій, розміщених в одному ряді по фронту повітряного потоку.

Опір секцій проходженню повітря в Н/м<sup>2</sup> (Па) може бути розрахований за емпіричними виразами:

– для стандартних водяних секцій

$$h_B = 4,6 \cdot u_B^{1,83}, \quad (1.8)$$

– для стандартних масляних секцій

$$h_M = 4,8 \cdot u_M^{1,75}. \quad (1.9)$$

При  $h_B = h_M$  отримаємо:

$$4,6 \cdot u_B^{1,83} = 4,8 \cdot u_M^{1,75}. \quad (1.10)$$

Із співвідношення (1.10) за заданим значенням масової швидкості повітря  $u_B$  у водяних секціях обчислюється масова швидкість повітря  $u_M$  у масляних секціях.

Також можна користуватися для визначення масової швидкості  $u_M$  графічною залежністю опору водяних і масляних секцій від масової швидкості повітря, яка наведена на рис. Б.4;

б) при дворядному (послідовному) розташуванні масляних і водяних секцій (наприклад, у тепловозі ТЕ3) масова швидкість повітря в масляних секціях  $u_M$  визначається за умови, що кількість повітря, що проходить через масляні та водяні секції, однакова, тобто:

$$u_M \cdot \omega_1^M = u_B \cdot \omega_1^B, \quad (1.11)$$

звідки

$$u_M = u_B \cdot \frac{\omega_1^B}{\omega_1^M}. \quad (1.12)$$

Опір двох рядів секцій в Н/м<sup>2</sup> у цьому випадку

$$h_C = h_M + h_B = 4,8 \cdot u_M^{1,75} + 4,6 \cdot u_B^{1,83}. \quad (1.13)$$

При виконанні розрахунків необхідно записати систему рівнянь (1.1) у загальному вигляді, використовуючи такі самі позначення фізичних величин,

як на заданій схемі, підставити в рівняння значення відомих величин, розв'язати систему та визначити значення шуканих величин.

За результатами розрахунків цього розділу необхідно виконати компонування холодильної камери, намалювати на аркуші схему системи охолодження, на якій повинна бути зазначена кількість секцій, що одержана при розрахунках, та величини температур повітря та рідин.

### Засоби самоконтролю

1. Якій принцип складання рівнянь теплового балансу і теплопередачі?
2. Яким чином визначається питома теплоємність масла?
3. Як визначається кількість тепла, що виділяється під час згоряння пального у циліндрах дизеля тепловоза?
4. Від чого залежить масова швидкість повітря в масляних секціях?

## 2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКА

У цьому розділі необхідно визначити температуру води та масла на виході з водомасляного теплообмінника (або на вході), необхідну площу поверхні теплообміну, загальну довжину трубок та їх кількість. Ці розрахунки виконуються, якщо завданням передбачено охолодження масла у водомасляних теплообмінниках.

Необхідна площа поверхні теплообміну розраховується за формулою:

$$F_{\text{ТО}} = \frac{Q_{\text{М}}}{K_{\text{ТО}} \left( t_{\text{ср}}^{\text{М}} - t_{\text{ср}}^{\text{ВМ}} \right)}, \quad (2.1)$$

де  $Q_{\text{М}}$  – кількість тепла, що відводиться від дизеля з маслом, кДж/с;

$K_{\text{ТО}}$  – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, кВт/(м<sup>2</sup>·К); визначається за графіком (рис. Б.5) залежно від лінійної швидкості масла при прийнятому значенні лінійної швидкості води в теплообміннику (задано в табл. А.4, А.6);

$t_{\text{ср}}^{\text{М}}$  – середня температура масла в теплообміннику, °С;

$t_{\text{ср}}^{\text{ВМ}}$  – середня температура води в теплообміннику, °С.

$$t_{\text{ср}}^{\text{М}} = \frac{t_1^{\text{М}} + t_2^{\text{М}}}{2}, \quad (2.2)$$

де  $t_1^{\text{М}}$  і  $t_2^{\text{М}}$  – температура масла відповідно на вході та виході з теплообмінника, °С.

$$t_2^M = t_1^M - \frac{3600 \cdot Q_M}{\rho_M \cdot B_M \cdot c_M}, \quad (2.3)$$

де  $B_M$  – подача масляного насоса, м<sup>3</sup>/год, (див. табл. А.6);

$c_M$  – питома теплоємність масла, кДж/(кг·К), (див. рис. Б.1).

$$t_{\text{ср}}^{\text{ВМ}} = \frac{t_{\text{ВХ}}^{\text{ВМ}} + t_{\text{ВИХ}}^{\text{ВМ}}}{2}, \quad (2.4)$$

де  $t_{\text{ВХ}}^{\text{ВМ}}$  і  $t_{\text{ВИХ}}^{\text{ВМ}}$  – температура води відповідно на вході та виході з теплообмінника, °С\*.

$$t_{\text{ВИХ}}^{\text{ВМ}} = t_{\text{ВХ}}^{\text{ВМ}} + \frac{Q_M}{G_B \cdot c_B}, \quad (2.5)$$

де  $G_B$  – витрати води через водомасляний теплообмінник, кг/с.

Повна довжина трубок теплообмінника

$$L = \frac{F_{\text{ТО}}}{\pi \cdot d}, \quad (2.6)$$

де  $d$  – діаметр трубок теплообмінника; можна прийняти  $d = 0,01$  м.

Кількість трубок теплообмінника

$$n_T = \frac{L}{l}, \quad (2.7)$$

де  $l$  – робоча довжина трубки; можна прийняти  $l = 2,0$  м.

#### Засоби самоконтролю

1. Як визначається необхідна площа поверхні теплообміну теплообмінника?
2. Від чого залежить коефіцієнт теплопередачі теплообмінника?
3. Як визначаються середні температури масла та води в теплообміннику?

### 3. РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ

Основний принцип підбору вентилятора полягає в тому, що потужність, яка витрачається на привод вентилятора, має бути необхідною та достатньою

---

\* Ці температури залежно від розрахункової схеми охолоджувального пристрою можуть приймати також буквені позначення з іншою індексацією (див. схеми на рис. А.2, А.4, А.5, А.7–А.9), їх значення наведені в табл. А.1.

для подолання аеродинамічного опору повітряного тракту. Тому спочатку розраховується аеродинамічний опір повітряного тракту  $H_T$ , Н/м<sup>2</sup> залежно від масової швидкості повітря.

В охолоджувальних пристроях сучасних тепловозів застосовуються осьові восьмилопатеві вентилятори типу УК-2М, оскільки вони мають найвищий серед усіх ККД – 0,80...0,85 [1]. Безрозмірні аеродинамічні характеристики цих вентиляторів наведені на рис. Б.6. На цьому графіку по осі абсцис відкладені значення коефіцієнта подачі

$$\bar{B} = \frac{B}{K_B}, \quad (3.1)$$

де  $B$  – подача вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  
 $K_B$  – вимірник подачі, м<sup>3</sup>/с.

$$K_B = F_K \cdot v, \quad (3.2)$$

де  $F_K$  – площа вентиляторного колеса по зовнішньому діаметру, м<sup>2</sup>;  
 $v$  – обводова швидкість колеса вентилятора, м/с.

$$F_K = \frac{\pi \cdot D_K^2}{4}, \quad (3.3)$$

де  $D_K$  – діаметр колеса вентилятора, м.

$$v = \pi \cdot D_K \cdot n, \quad (3.4)$$

де  $n$  – частота обертання колеса вентилятора, с<sup>-1</sup>.

По осі ординат на графіку (рис. Б.6) відкладені значення коефіцієнта напору

$$\bar{H} = \frac{H_B}{K_H}, \quad (3.5)$$

де  $H_B$  – потрібний напір вентилятора, Н/м<sup>2</sup>;  
 $K_H$  – вимірник напору, Н/м<sup>2</sup>.

$$K_H = \rho_{\Pi} \cdot v^2, \quad (3.6)$$

де  $\rho_{\Pi}$  – щільність повітря перед вентилятором, кг/м<sup>3</sup>;

$$\rho_{\Pi} = \frac{100000}{R_{\Pi} (\tau_{2cp} + 273)}, \quad (3.7)$$

де  $R_{\Pi} = 287$  Дж/(кг·К) – питома газова стала повітря [1];

$\tau_{2\text{cp}}$  – середня температура повітря в холодильній камері, °С.

$$\tau_{2\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^{\kappa} (G_{\Pi}^i \cdot \tau_2^i)}{\sum_{i=1}^{\kappa} G_{\Pi}^i}, \quad (3.8)$$

де  $G_{\Pi}^i$  – витрати повітря через відповідні групи секцій, кг/с;

$\tau_2^i$  – температура повітря після проходження відповідної групи секцій холодильної камери, °С;

$\kappa$  – кількість груп секцій.

Подача вентилятора в м<sup>3</sup>/с

$$B = \frac{\sum_{i=1}^{\kappa} G_{\Pi}^i}{\rho_{\Pi}}. \quad (3.9)$$

При кількості вентиляторів  $n > 1$  подача одного вентилятора

$$B' = \frac{B}{n}. \quad (3.10)$$

Потрібний напір вентилятора  $H_{\text{В}}$ , в Н/м<sup>2</sup>, визначається за умови необхідності та достатності подолання опору повітряного тракту  $H_{\text{Т}}$

$$H_{\text{В}} = H_{\text{Т}}.$$

При цьому

$$H_{\text{Т}} = h_{\text{ж}} + h_{\text{с}} + h_{\text{хк}} + h_{\text{д}}, \quad (3.11)$$

де  $h_{\text{ж}}$  – опір жалюзі холодильної камери проходженню повітряного потоку, Н/м<sup>2</sup>;

$h_{\text{с}}$  – опір секцій охолоджувального пристрою проходження повітря, Н/м<sup>2</sup>; визначається за формулами (1.8) або (1.13), або по кривих (рис. Б.4) для заданої масової швидкості повітря в секціях  $u_{\text{В}}$ ;

$h_{\text{хк}}$  – опір від звуження, розширення проходів і поворотів повітряного потоку в холодильній камері (шахті холодильника), Н/м<sup>2</sup>;

$h_{\text{д}}$  – динамічні витрати потоку за вентилятором, Н/м<sup>2</sup>.

При однорядному розташуванні секцій

$$h_{\text{ж}} = 0,2 \cdot h_{\text{с}}; \quad h_{\text{хк}} = 0,8 \cdot h_{\text{с}}; \quad h_{\text{д}} = 0,9 \cdot h_{\text{с}}, \quad (3.12)$$

а при дворядному розташуванні секцій

$$h_{\text{ж}} = 0,1 \cdot h_{\text{с}}; \quad h_{\text{хк}} = 0,4 \cdot h_{\text{с}}; \quad h_{\text{д}} = 0,45 \cdot h_{\text{с}}, \quad (3.13)$$

На рис. Б.6 окрім кривих  $\bar{H} = f_1(\bar{B})$  нанесена також дослідна залежність ККД вентилятора  $h_{\text{в}} = f_2(\bar{B})$ .

Основні параметри вентилятора (вентиляторів) охолоджувального пристрою визначаються таким чином. Необхідна подача вентилятора  $B$  і створюваний ним напір  $H$  обчислюються відповідно виразам (3.9) і (3.11). Приймаємо значення кута установки лопатей (15, 20, 25, 30°), за відповідною кривою (рис. Б.6), знаходячи величини коефіцієнтів подачі та напору, при яких ККД вентилятора має найбільшу величину. Потім обчислюються вимірники подачі та напору

$$K_{\text{в}} = \frac{B}{\bar{B}}; \quad (3.14)$$

$$K_{\text{н}} = \frac{H_{\text{в}}}{H}. \quad (3.15)$$

Підставляючи вирази величин з формул (3.3), (3.4) у формули (3.2) та (3.6), можна отримати:

$$K_{\text{в}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{к}}^2}{4} \cdot \pi \cdot D_{\text{к}} \cdot n = \frac{\pi^2 \cdot D_{\text{к}}^3 \cdot n}{4}; \quad (3.16)$$

$$K_{\text{н}} = \rho_{\text{п}} \cdot \pi^2 \cdot D_{\text{к}}^2 \cdot n^2. \quad (3.17)$$

Звідси знаходяться:

– діаметр колеса вентилятора в м:

$$D_{\text{к}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot \rho_{\text{п}} \cdot K_{\text{в}}^2}{\pi^2 \cdot K_{\text{н}}}}; \quad (3.18)$$

– частота обертів вентиляторного колеса в  $\text{с}^{-1}$

$$n = 4 \sqrt[4]{\frac{1}{16 \cdot \pi^2 \cdot \rho_{\text{п}}^3} \cdot \frac{K_{\text{н}}^3}{K_{\text{в}}^2}}. \quad (3.19)$$

Потужність, яка витрачається на привід вентилятора, кВт:

$$N_{\text{в}} = \frac{B \cdot H_{\text{в}}}{1000 \cdot \eta_{\text{в}}}. \quad (3.20)$$

Наприкінці всіх розрахунків необхідно зробити висновки, порівнюючи отриманні значення з відповідними значеннями параметрів тепловоза-зразка.

#### Засоби самоконтролю

1. *В чому полягає основний принцип підбору вентилятора?*
2. *Що являють собою безрозмірні аеродинамічні характеристики вентиляторів?*
3. *Від чого залежить щільність повітря перед вентилятором?*
4. *Як визначається подача вентилятора?*
5. *Як визначаються основні параметри вентилятора?*

#### БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Допоміжні системи та устаткування : підручник / за ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. Дніпропетровськ : Ліра ЛТД, 2008. 372 с.
2. Боднар Б. Є. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування : підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / за ред. д-ра техн. наук. проф. Б. Є. Боднара. Дніпропетровськ : ПП «Ліра ЛТД», 2010. 358 с.

## ВИХІДНІ ТА ДОВІДКОВІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ

Таблиця А.1

## Температура теплоносіїв

Параметр	Остання цифра шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Температура зовнішнього повітря $\tau_1, ^\circ\text{C}$	35			40				45		
Максимальна температура води на виході з дизеля $t_1^B, ^\circ\text{C}$	95	91	90	93	94	95	90	95	95	95
Максимальна температура масла на виході з дизеля $t_1^M, ^\circ\text{C}$	80	81	82	85	84	85	85	84	85	90
Максимальна температура води на виході з охолоджувача повітря наддування дизеля $t_1^{BP} (t_1^{BPM}), ^\circ\text{C}$	55	–	–	75	–	–	76	75	78	75
Максимальна температура води на виході з водомасляного теплообмінника $t_1^{BM} (t_1^{BPM}), ^\circ\text{C}$	–	70	–	–	75	70	–	–	–	–

Таблиця А.2

Ефективна потужність дизеля  $N_e, \text{кВт}$ 

Передостання цифра шифру	Остання цифра шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	880	1470	1470	2200	2200	1470	2200	2200	2200	2940
2	885	1465	1465	2195	2195	1465	2195	2195	2195	2935
3	870	1460	1460	2190	2190	1460	2190	2190	2190	2930
4	865	1455	1455	2185	2185	1455	2185	2185	2185	2925
5	860	1450	1450	2180	2180	1450	2180	2180	2180	2920
6	855	1445	1445	2175	2175	1445	2175	2175	2175	2915
7	850	1440	1440	2170	2170	1440	2170	2170	2170	2910
8	845	1435	1435	2165	2165	1435	2165	2165	2165	2905
9	840	1430	1430	2160	2160	1430	2160	2160	2160	2900
0	880	1470	1470	2200	2200	1470	2200	2200	2200	2940

Таблиця А.3

**Масова швидкість повітря у водяних секціях  $u_v$ , кг/(м<sup>2</sup>·с)**

Передостання цифра шифру									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
7	10	8	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5

Таблиця А.4

**Лінійна швидкість води в теплообміннику  $v_{вт}$ , м/с**

Остання цифра шифру									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
–	1,0	–	1,5	2,0	1,5	1	1,5	2,0	1,5

Таблиця А.5

**Лінійна швидкість масла в трубках секцій  $v_m$ , м/с**

Передостання цифра шифру									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
0,35	0,3	0,25	0,18	0,12	0,18	0,25	0,3	0,35	0,12

## Основні параметри систем охолодження

Найменування величини	Остання цифра шифру									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Серія тепловоза-зразка	ТЕМ2	ТЕМ7	ТЕЗ	2ТЕ10Л	2ТЕ10В	2М62	2ТЕ116	ТЕП60	ТЕП60	ТЕП70
Тип дизеля	ПД1М	2-2Д49	2Д100	10Д100	10Д100	14Д40	1А-5Д49	10Д100	11Д45	2А-5Д49
Питома витрата пального дизелем $g_e$ , кг/(кВт·год)	0,225	0,211	0,231	0,218	0,218	0,220	0,214	0,218	0,230	0,210
Тепловідведення, %:										
– у воду дизеля, $q_B$	22,5	15,5	15,0	11,5	11,5	18,2	14,0	11,5	17,0	13,0
– у масло дизеля, $q_M$	3,5	8,2	11,0	10,0	10,0	9,7	7,8	10,0	8,8	6,5
– у воду, що охолоджує повітря наддування дизеля, $q_{ПН}$	2,5	8,7	–	8,0	8,0	–	6,3	8,0	4,5	7,5
Кількість коліс вентиляторів у холодильній камері	1	1	1	1	1	1	4	1	2	2
Робоча довжина секцій холодильної камери, мм	1206	1206	1206	535+ 1206	535+ 1206	1206	1206	535+ 1206	1206	1206
Подача масляного насоса $V_M$ , м <sup>3</sup> /год	–	77	–	120	120	55	100	120	80	100
Лінійна швидкість масла в теплообміннику $v_{MT}$ , м/с	–	1,0	–	1,1	1,2	1,3	1,4	1,2	1,8	1,4
Розрахункова схема охолоджувального пристрою	Рис. А.1	Рис. А.2	Рис. А.3	Рис. А.4	Рис. А.5	Рис. А.6	Рис. А.7	Рис. А.4	Рис. А.8	Рис. А.9

Розрахункові схеми охолоджувальних пристроїв (систем охолодження) тепловозів, що наведені на рис. А.1–А.9, мають такі позначення температур:

–  $t_1^B$  і  $t_1^B$  – води, що охолоджує дизель, відповідно перед секціями та після них;

–  $t_1^M$  і  $t_2^M$  – масла перед секціями та після них відповідно (або до теплообмінника та після нього);

–  $t_1^{ВП}$  і  $t_2^{ВП}$  – води, що охолоджує повітря наддування дизеля, відповідно до та після секцій;

–  $t_1^{BM}$  і  $t_2^{BM}$  – води, що охолоджує масло теплообмінника, перед секціями та на виході з них відповідно (у схемах, де застосовано тільки водомасляний теплообмінник);

–  $t_1^{ВПМ}$  і  $t_2^{ВПМ}$  – води, що охолоджує масло і повітря наддування дизеля, перед секціями та на виході з них відповідно (у схемах, де застосовані повітроохолоджувачі та водомасляні теплообмінники);

–  $t_3^{ВПМ}$  – води в трубопроводі між теплообмінником і повітроохолоджувачами;

–  $\tau_1$  – повітря на вході в секції (зовнішнє повітря);

–  $\tau_2^B$  – повітря після виходу з секцій, в яких охолоджується вода дизеля;

–  $\tau_2^M$  – повітря після масляних секцій;

–  $\tau_2^{ВП}$  – повітря після секцій, в яких охолоджується вода, що циркулює в контурі повітроохолоджувача;

–  $\tau_2^{ПМ}$  – повітря після секцій, в яких охолоджується вода, що циркулює в контурі водомасляного теплообмінника;

–  $\tau_2^{ВПМ}$  – повітря після секцій, в яких охолоджується вода, що циркулює в контурі водомасляного теплообмінника і повітроохолоджувача;

–  $\tau_2'$  і  $\tau_2$  – повітря відповідно після першого (зовнішнього) і другого (внутрішнього) ряду секцій (при дворядному розташуванні секцій).

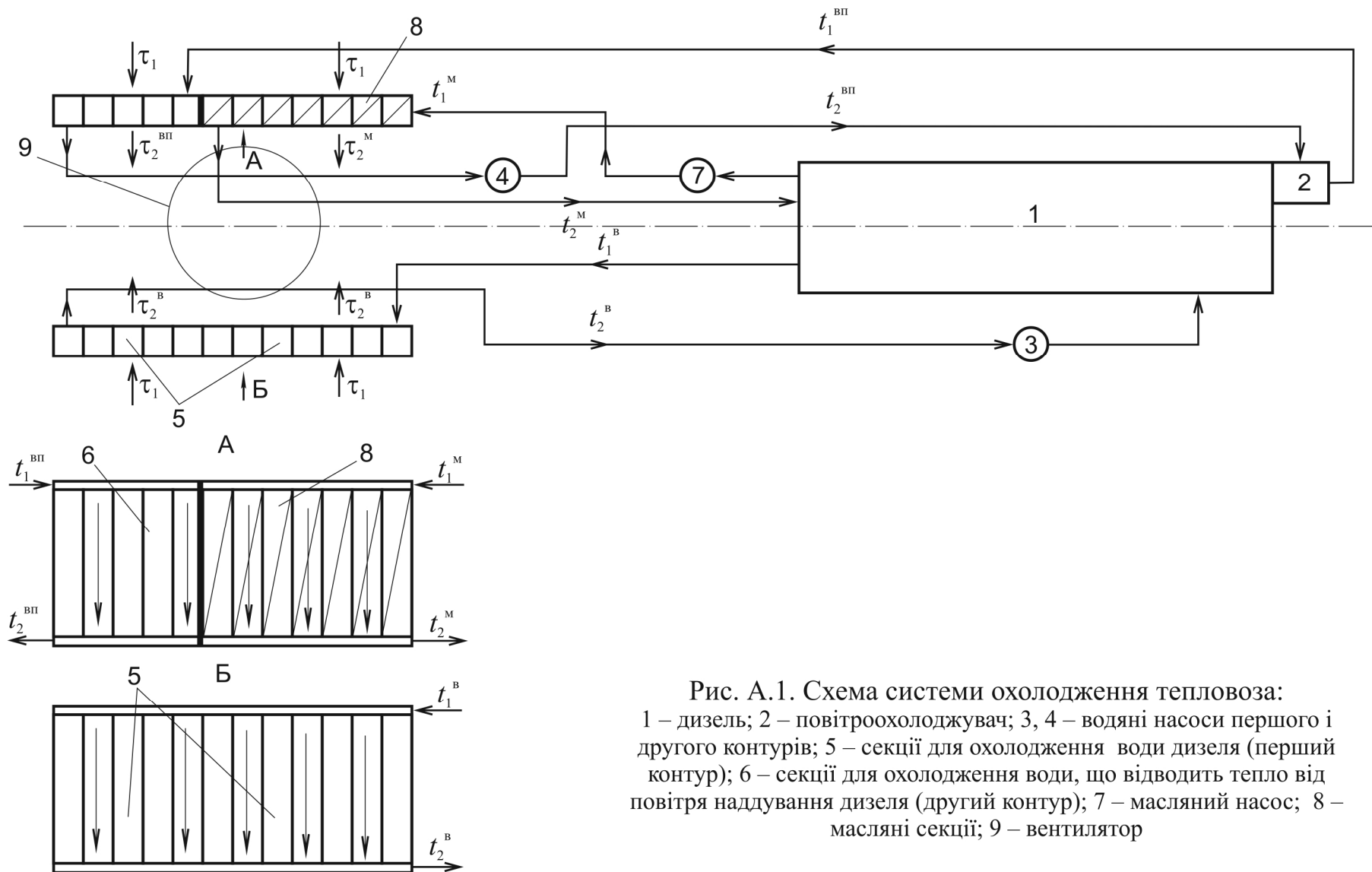


Рис. А.1. Схема системи охолодження тепловоза:  
 1 – дизель; 2 – повітроохолоджувач; 3, 4 – водяні насоси першого і другого контурів; 5 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 6 – секції для охолодження води, що відводить тепло від повітря наддування дизеля (другий контур); 7 – масляний насос; 8 – масляні секції; 9 – вентилятор

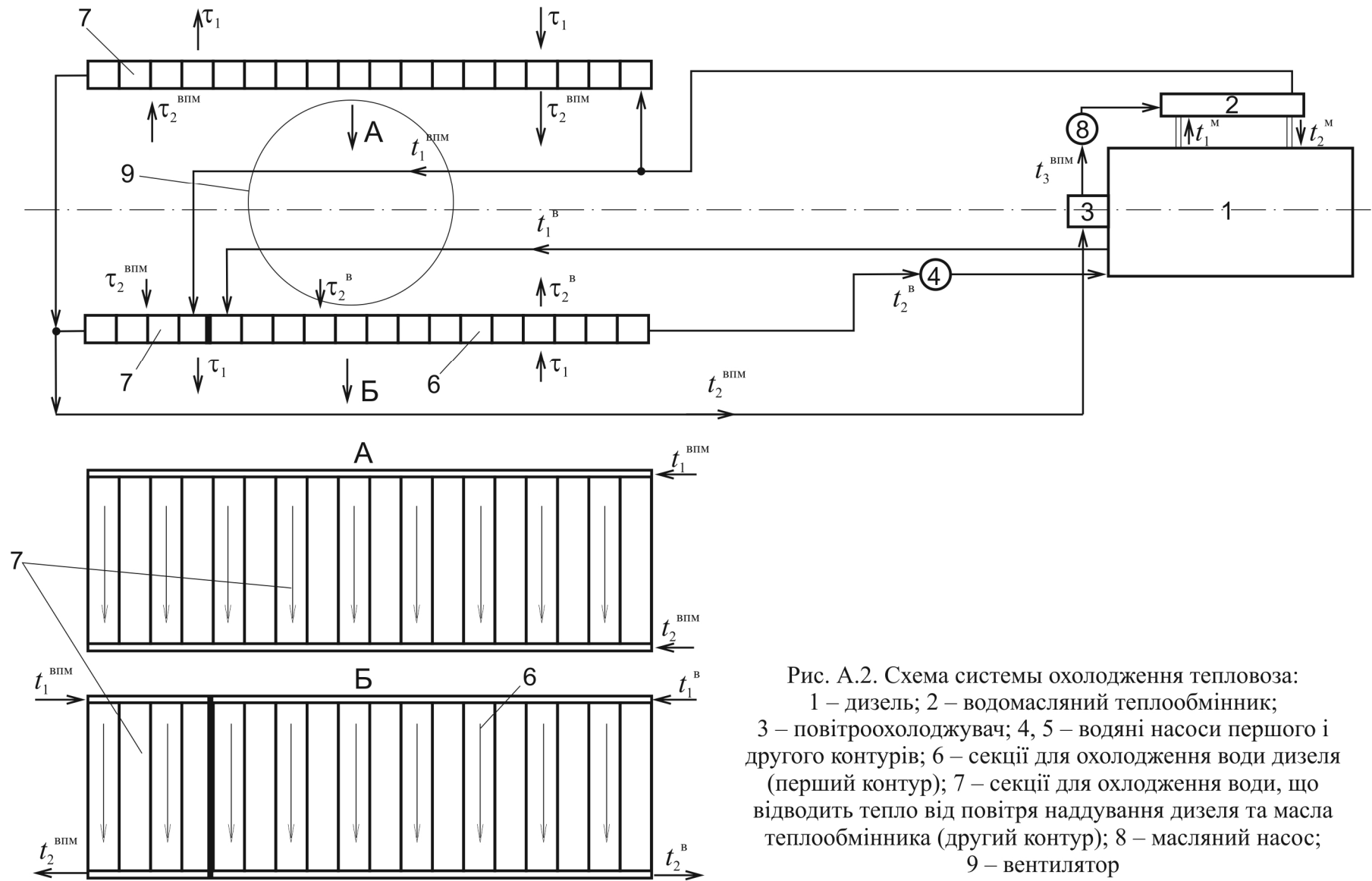


Рис. А.2. Схема системи охолодження тепловоза:  
 1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник;  
 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 7 – секції для охолодження води, що відводить тепло від повітря наддування дизеля та масла теплообмінника (другий контур); 8 – масляний насос; 9 – вентилятор

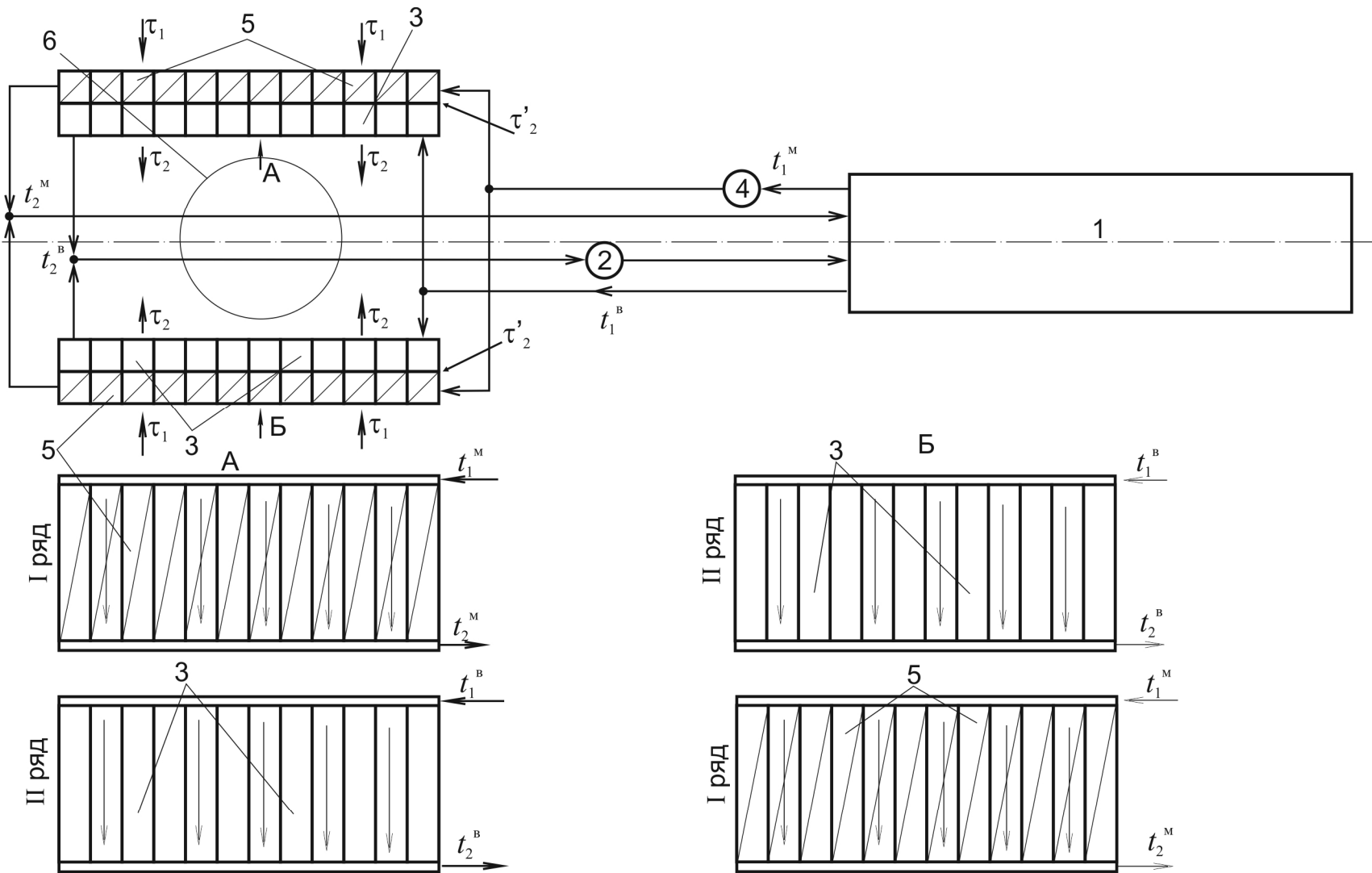


Рис. А.3. Схема системи охолодження тепловоза:

1 – дизель; 2 – водяний насос; 3 – секції для охолодження води дизеля; 4 – масляний насос; 5 – масляні секції;  
6 – вентилятор

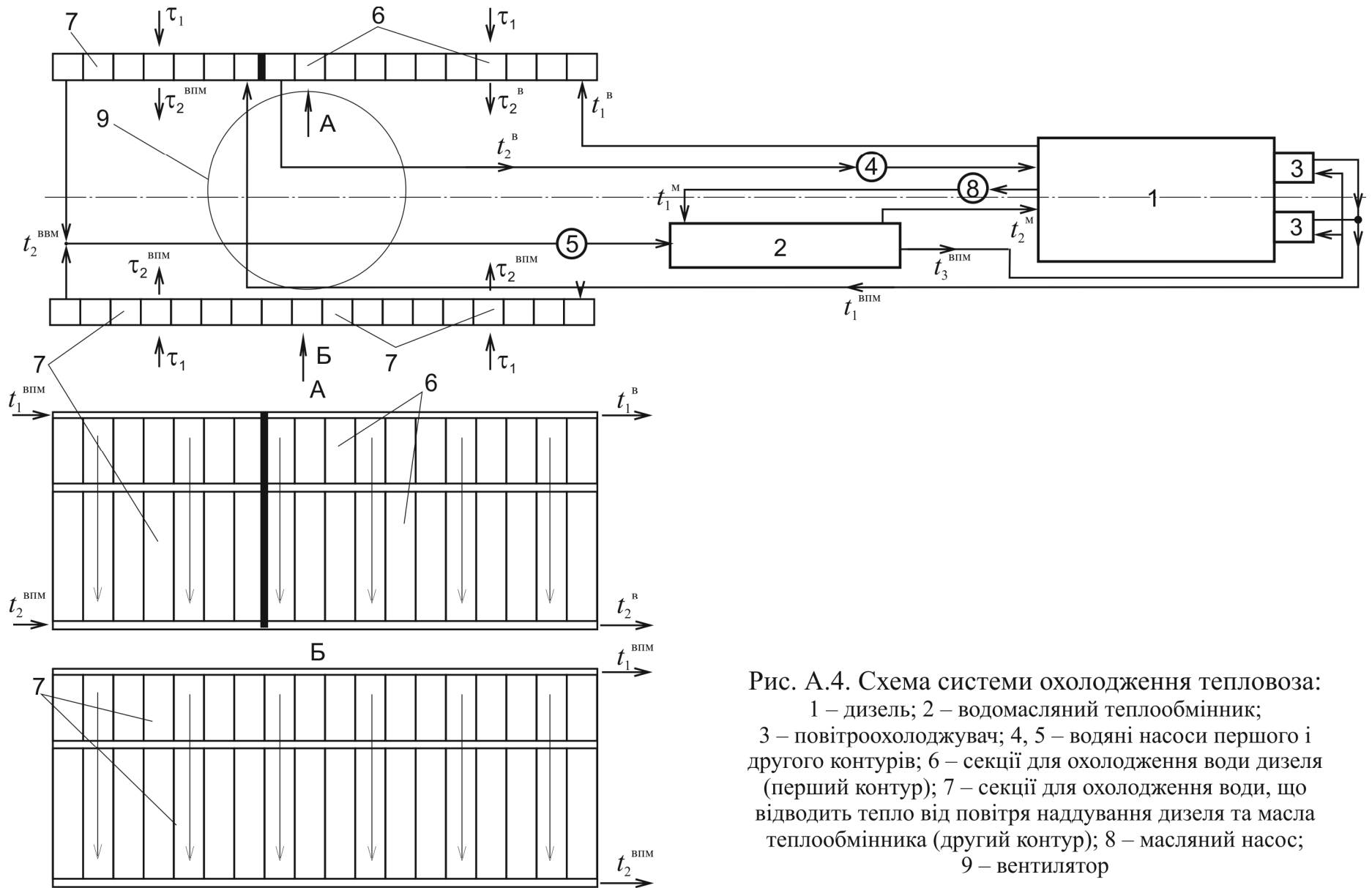


Рис. А.4. Схема системи охолодження тепловоза:  
 1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник;  
 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 7 – секції для охолодження води, що відводить тепло від повітря наддування дизеля та масла теплообмінника (другий контур); 8 – масляний насос; 9 – вентилятор

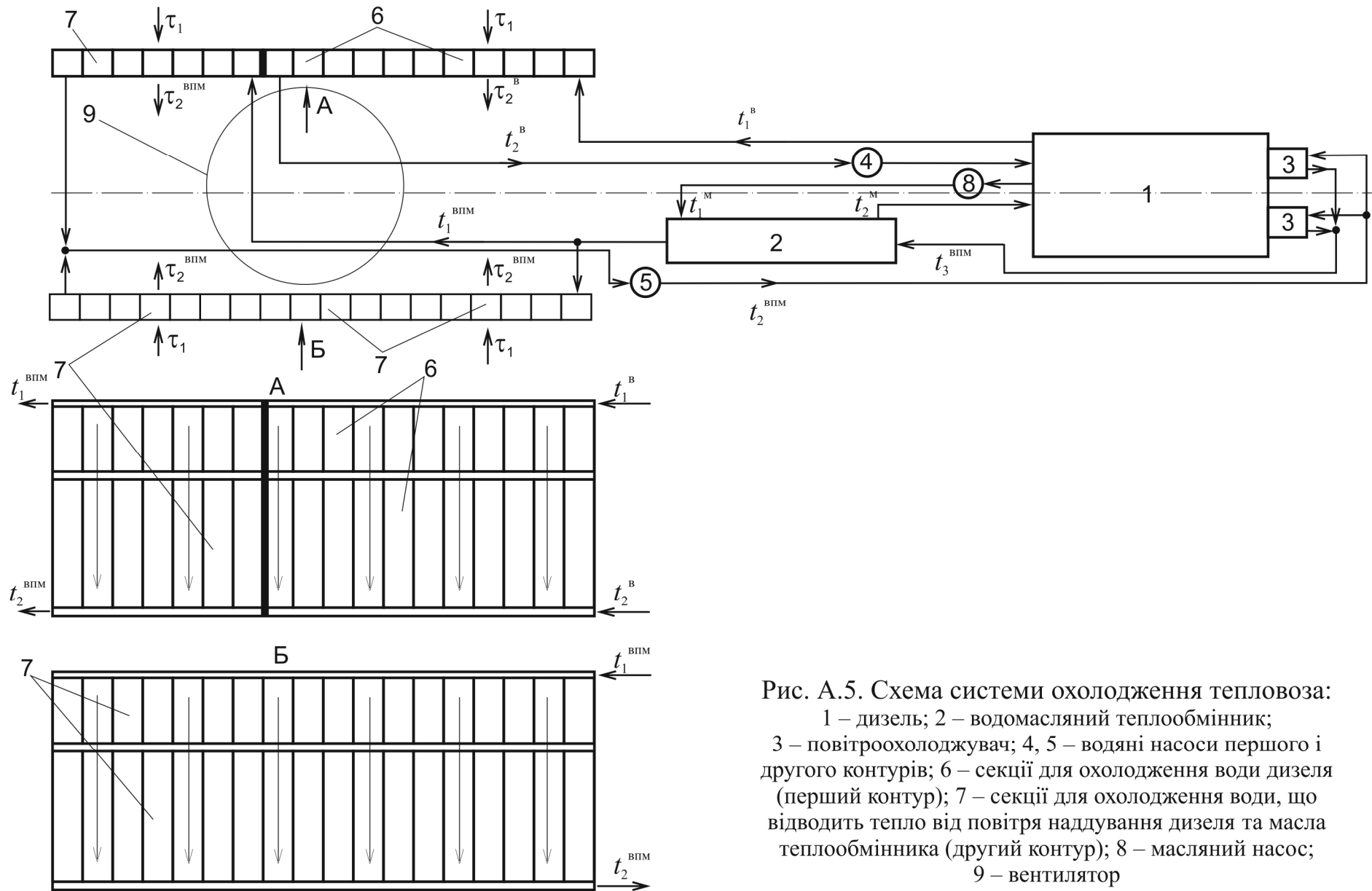


Рис. А.5. Схема системи охолодження тепловоза:  
 1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник;  
 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 7 – секції для охолодження води, що відводить тепло від повітря наддування дизеля та масла теплообмінника (другий контур); 8 – масляний насос; 9 – вентилятор

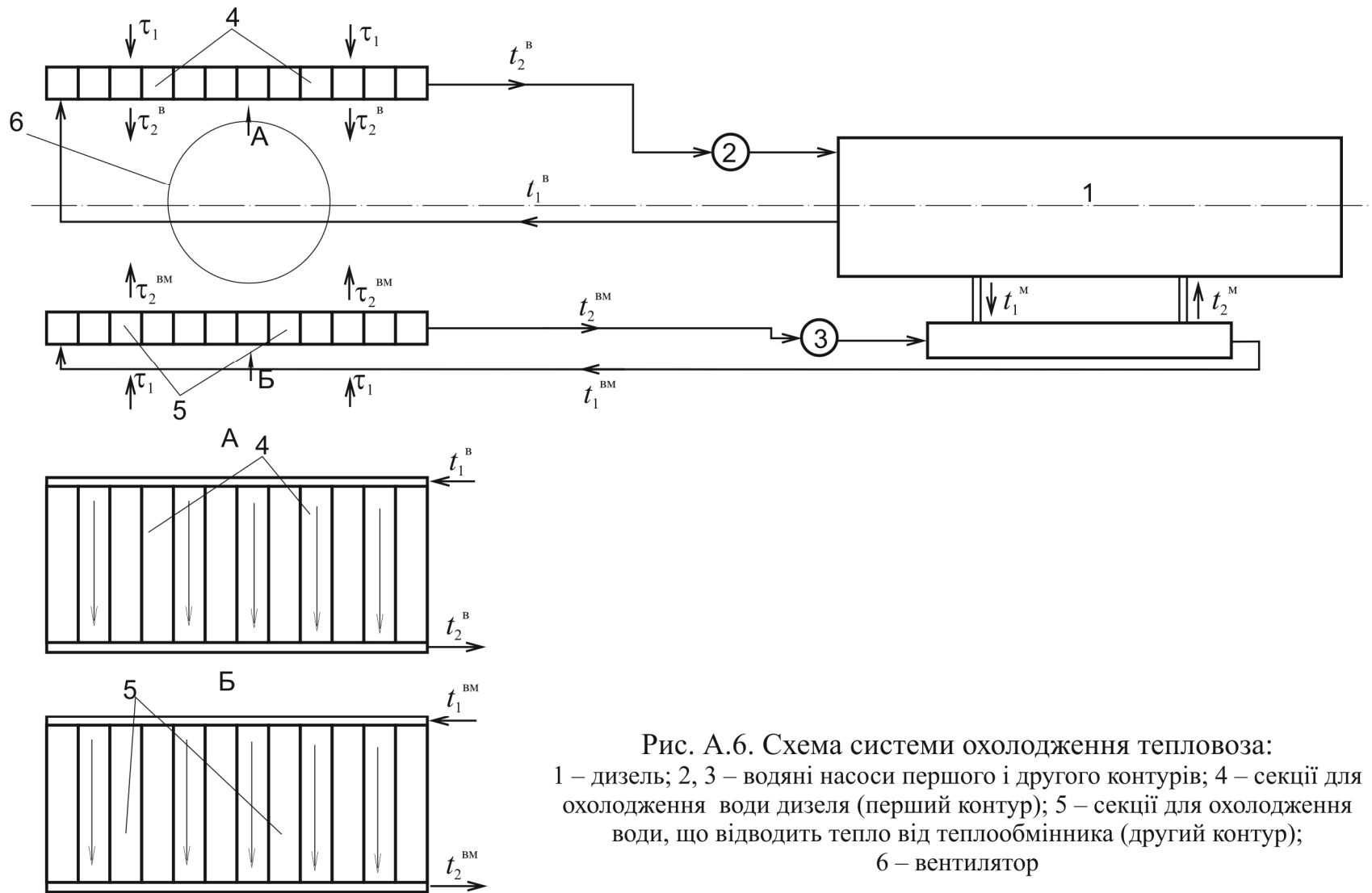


Рис. А.6. Схема системи охолодження тепловоза:  
 1 – дизель; 2, 3 – водяні насоси першого і другого контурів; 4 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 5 – секції для охолодження води, що відводить тепло від теплообмінника (другий контур);  
 6 – вентилятор

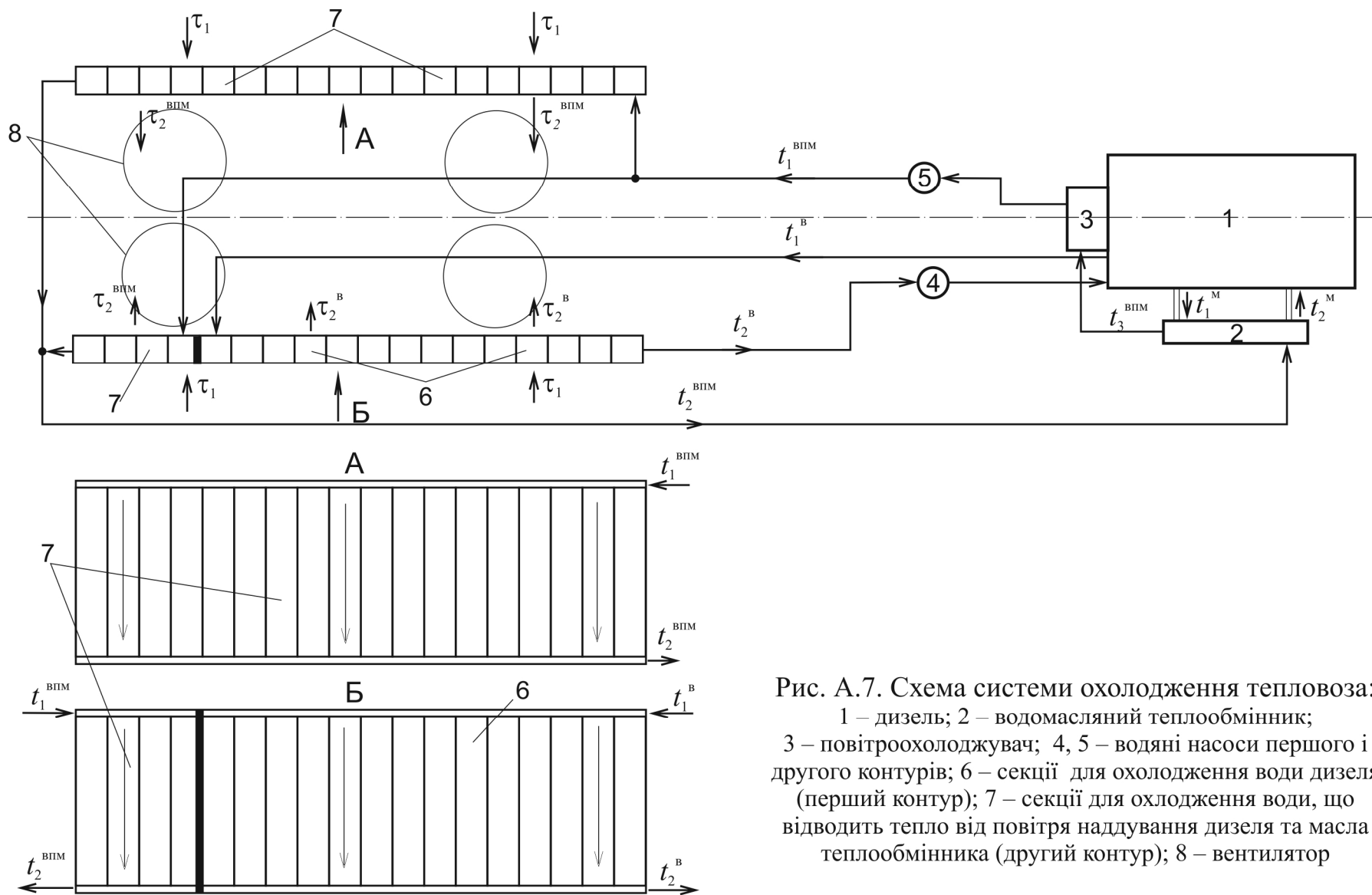
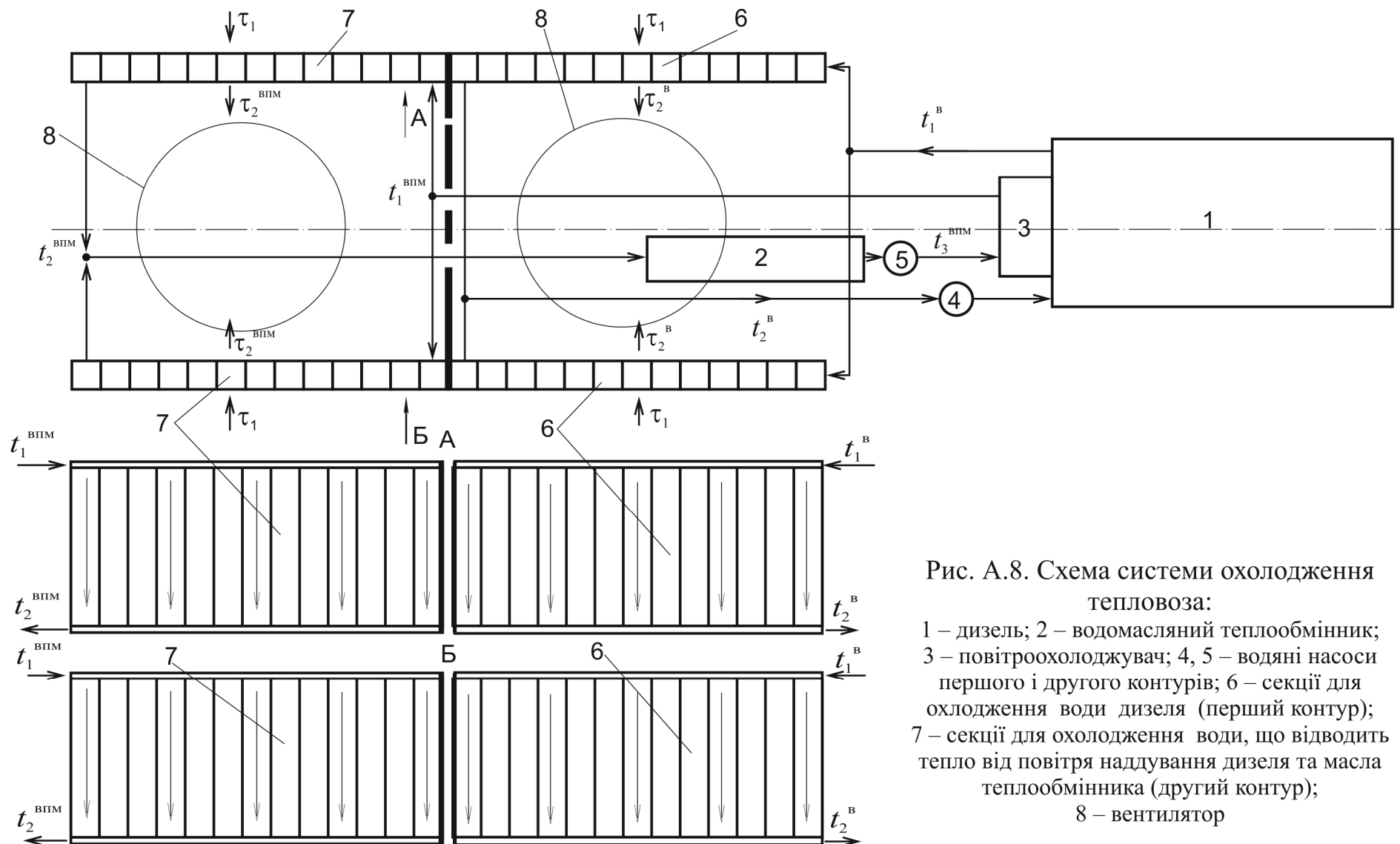


Рис. А.7. Схема системи охолодження тепловоза:  
 1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник;  
 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 7 – секції для охолодження води, що відводить тепло від повітря наддування дизеля та масла теплообмінника (другий контур); 8 – вентилятор



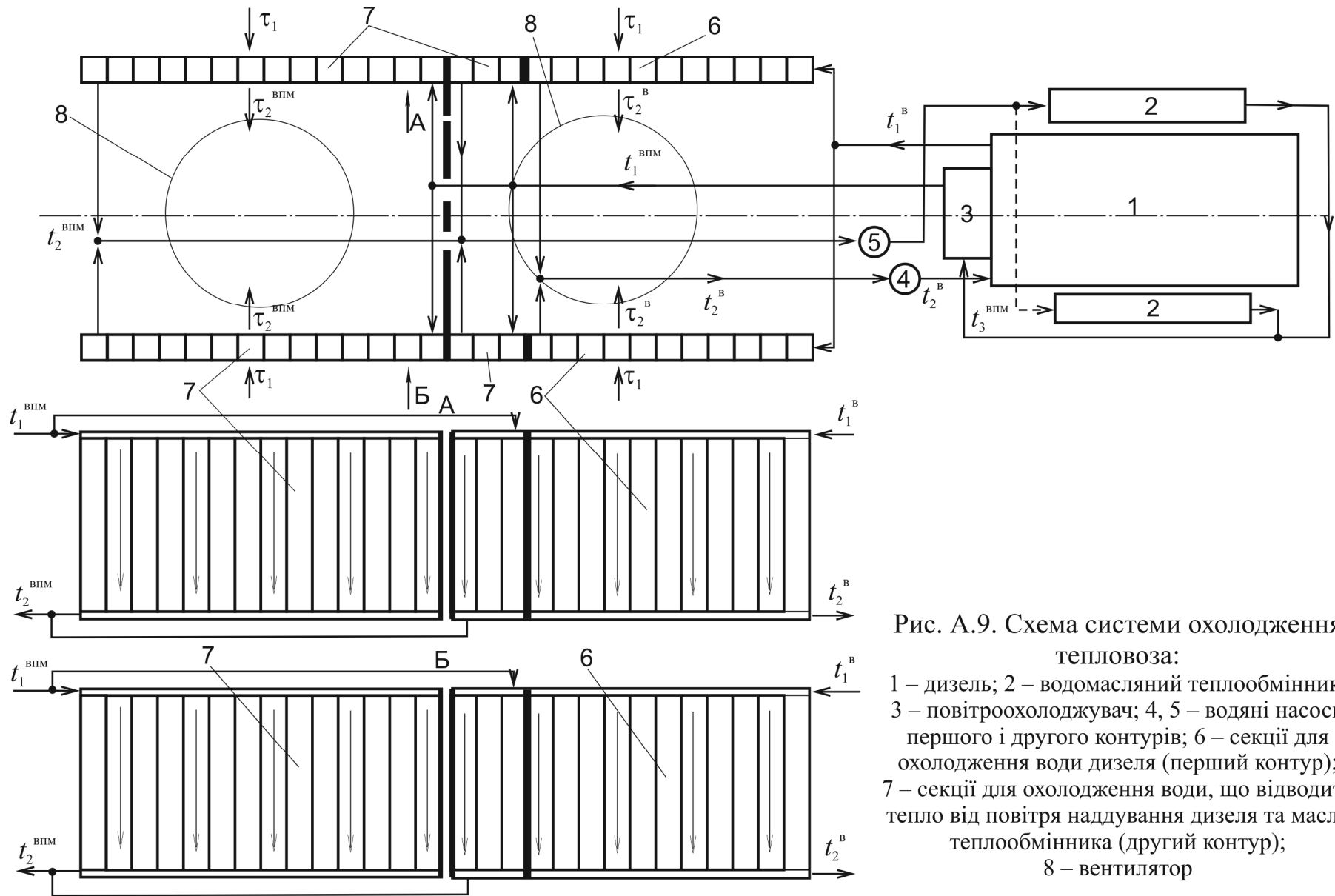


Рис. А.9. Схема системи охолодження тепловоза:

- 1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник;
- 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (перший контур);
- 7 – секції для охолодження води, що відводить тепло від повітря наддування дизеля та масла теплообмінника (другий контур);
- 8 – вентилятор

## ДОВІДКОВІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ

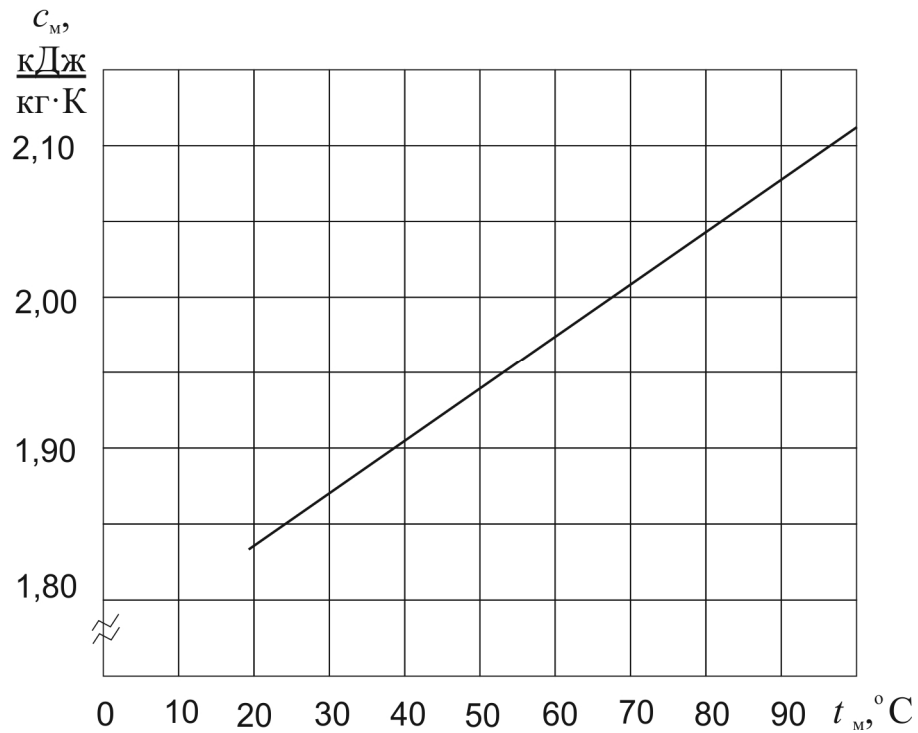


Рис. Б.1. Графік залежності теплоємності дизельного масла від його температури

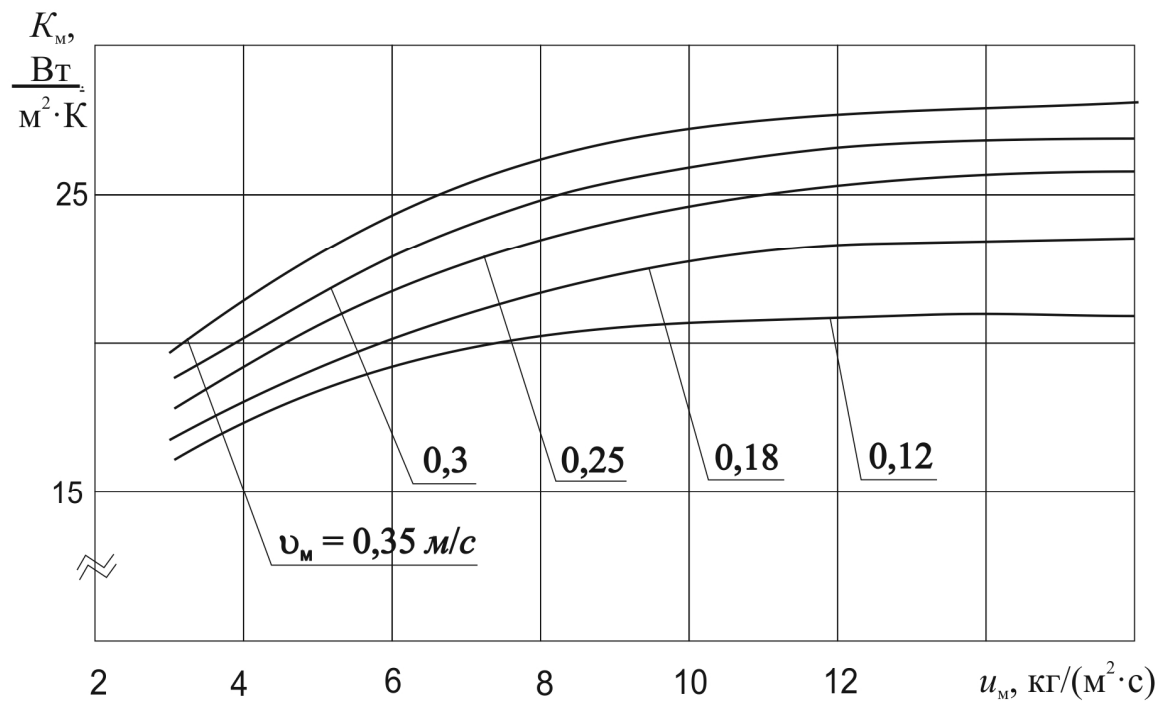


Рис. Б.2. Графік залежності коефіцієнта теплопередачі масляних секцій від масової швидкості повітря в секціях і лінійної швидкості масла в трубках

## Характеристики водо- і маслоповітряних секцій

Найменування величини	Водяна секція		Масляна секція
	ВВ12	ВВ5	ВМ12
1	2	3	4
Відстань між центрами отворів кріплення, мм	1356	686	1356
Розміри поверхні теплообміну, мм:			
– висота	1206	535	1206
– ширина	152,5	152,5	152,5
– глибина	187	187	197
Розміри трубки, мм	19,5×2,2	19,5×2,2	13,5×2,9
Товщина стінки трубки, мм	0,55	0,55	0,55
Крок розташування трубок, мм:			
– по фронту	16	16	14
– по глибині	22	22	24
Розташування трубок у пучку	шахового типу		коридорного типу
Кількість рядів трубок по глибині	8	8	8
Кількість трубок у секції	68	68	80
Пластини оребрення:			
– крок, мм	2,3	2,3	3,8
– товщина, мм	0,1	0,1	0,1
– кількість у секції	525×2	232×2	364×2
Живий переріз для проходу повітря, м <sup>2</sup>	0,149	0,0662	0,1135
Живий переріз для проходу рідини, м <sup>2</sup>	0,00132	0,00132	0,00336
Площа теплообміну секцій, що омивається повітрям, м <sup>2</sup>	29,6	13,1	19,3
Площа теплообміну, що омивається рідиною, м <sup>2</sup>	3,04	1,35	3,76

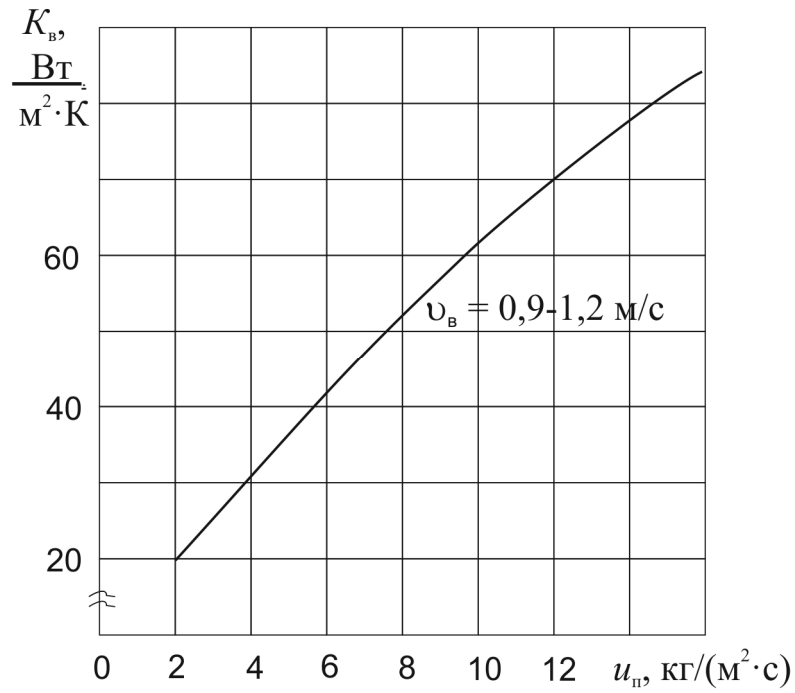


Рис. Б.3. Графік залежності коефіцієнта теплопередачі водяних секцій від масової швидкості повітря в секціях

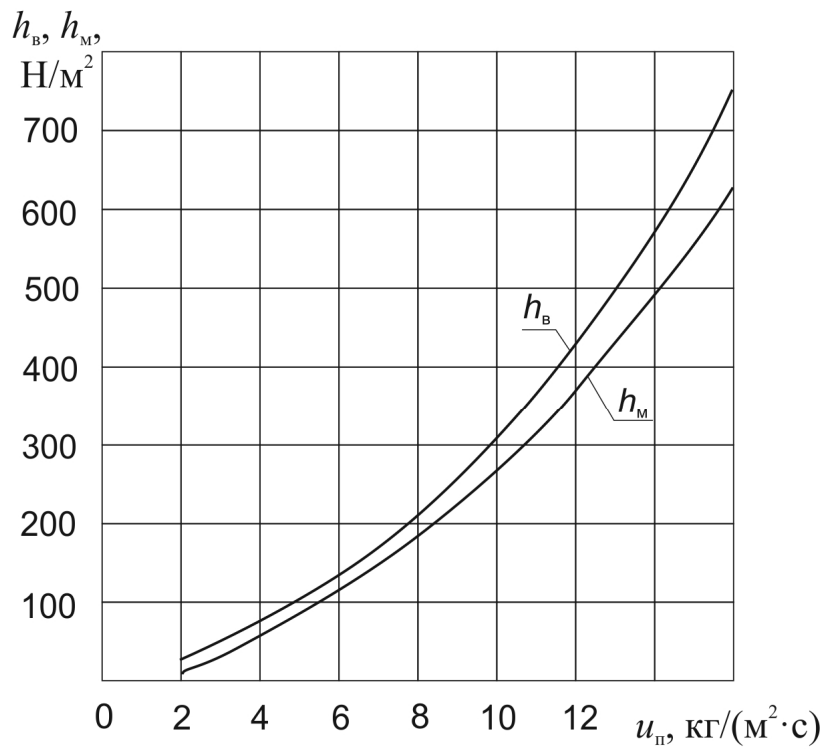


Рис. Б.4. Графік залежності опору секції холодильної камери від масової швидкості повітря в секції

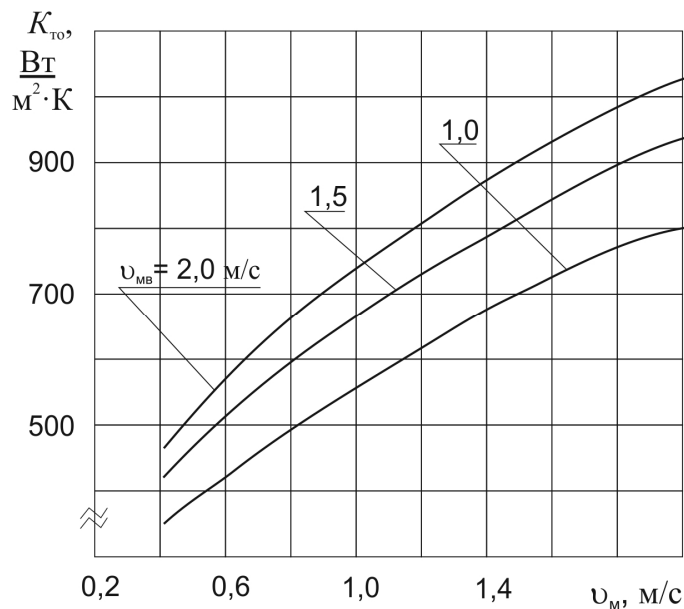


Рис. Б.5. Графік залежності коефіцієнта теплопередачі від лінійної швидкості масла при різних значеннях лінійної швидкості води для водомасляного теплообмінника

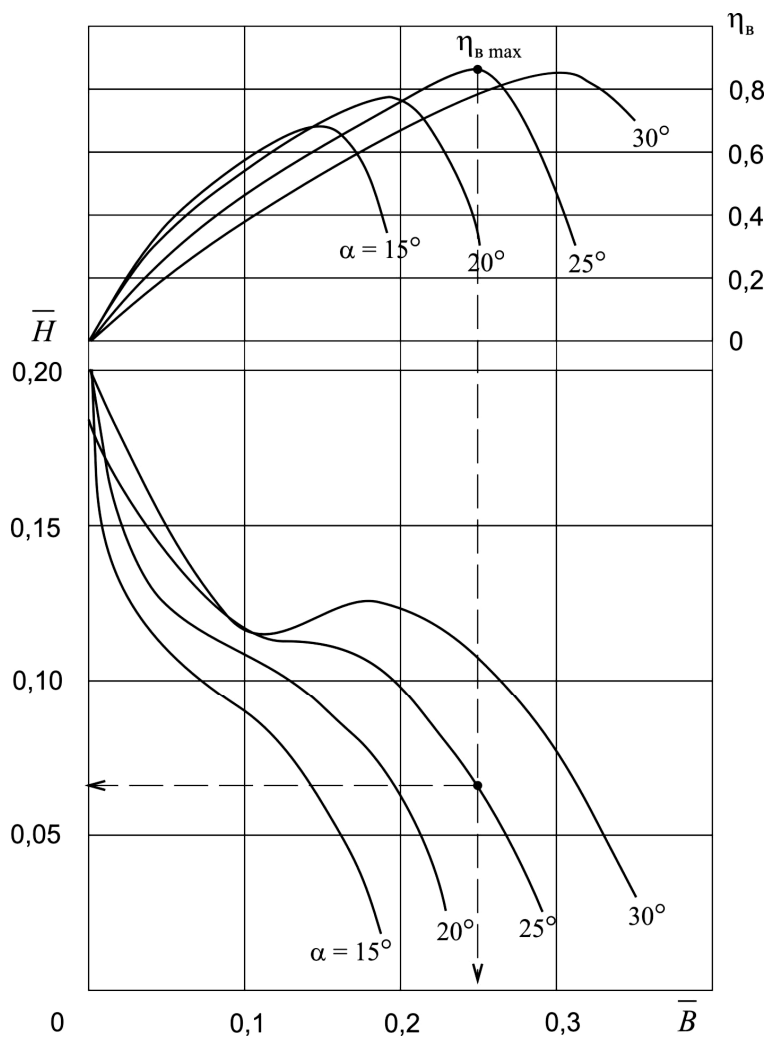


Рис. Б.6. Безрозмірні аеродинамічні характеристики осьових вентиляторів УК-2М ( $\alpha$  – кут встановлення лопатей)

## ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ТЕПЛОВОЗА

Таблиця В.1

### Вихідні дані

Серія тепловоза-зразка	ТЕП60
Тип дизеля	11Д45
Ефективна потужність дизеля	$N_e = 2\,200$ кВт
Питома витрата пального дизелем	$g_e = 0,23$ кг/(кВт·год)
Тепловідведення: – у воду дизеля	$q_B = 17,0$ %
– у масло дизеля	$q_M = 8,8$ %
– у воду, що охолоджує повітря наддування дизеля	$q_{ПН} = 4,5$ %
Кількість коліс вентиляторів у холодильній камері	2
Робоча довжина секцій холодильної камери	1 206 мм
Подача масляного насоса	$B_M = 80$ м <sup>3</sup> /год
Швидкість у теплообміннику: – масла	$v_{MT} = 1,4$ м/с
– води	$v_{BT} = 1,5$ м/с
Розрахункова схема охолоджувального пристрою	Рис. А.8
Питома теплоємність: – води	$c_B = 4,19$ кДж/(кг·К)
– повітря	$c_{П} = 1$ кДж/(кг·К)
Нижча теплота згоряння дизельного пального	$Q_H^p = 42\,500$ кДж/кг
Температура: – води на виході з дизеля	$t_1^B = 90$ °С
– масла на виході з дизеля	$t_1^M = 85$ °С
– зовнішнього повітря	$\tau_1 = 40$ °С
– води на виході з охолоджувача повітря наддування дизеля	$t_1^{ВПМ} = 75$ °С
Масова швидкість повітря у водяних секціях	$u_B = 8$ кг/(м <sup>2</sup> ·с)
Лінійна швидкість течії води в трубках секції	$v_B = 1,0$ м/с
Питома маса: – води	$\rho_B = 1\,000$ кг/м <sup>3</sup>
– масла	$\rho_M = 900$ кг/м <sup>3</sup>

## В. 1. Розрахунок водяного контуру дизеля

Кількість тепла, що вводиться в дизель тепловоза з паливом

$$Q_D = \frac{g_e \cdot N_e \cdot Q_H^P}{3600} = \frac{0,23 \cdot 2200 \cdot 42500}{3600} = 5973,6 \text{ кДж/с.}$$

Тепловідведення у воду дизеля

$$Q_B = \frac{q_B}{100} \cdot Q_D = \frac{17}{100} \cdot 5973,6 = 1015,5 \text{ кДж/с.}$$

З табл. Б.1 обираємо розрахункові параметри стандартних водяних секцій типу ВВ12:

– площа живого перерізу для проходження повітря  $\omega_1^B = 0,149 \text{ м}^2$ , а для проходження води –  $\omega_2^B = 0,00132 \text{ м}^2$ ;

– площа поверхні теплообміну, що омивається повітрям  $F_1^B = 29,6 \text{ м}^2$ .

По кривій (рис. Б.3) для  $u_B = 8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стандартних водяних секцій:

$$K_B = 52,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,0523 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Витрата води через секції

$$G_B = v_B \cdot \omega_2^B \cdot z_B \cdot \rho_B,$$

де  $v_B$  – лінійна швидкість течії води в трубках секцій;  $v_B = 1,0 \text{ м/с}$ ;

$$G_B = 1 \cdot 0,00132 \cdot z_B \cdot 1000 = 1,32 z_B.$$

Витрата повітря через секції

$$G_{\Pi} = u_B \cdot \omega_1^B \cdot z_B = 8 \cdot 0,149 \cdot z_B = 1,192 z_B.$$

Система рівнянь теплового балансу:

$$\begin{cases} Q_B = G_B \cdot c_B \cdot (t_1^B - t_2^B); \\ Q_B = G_{\Pi} \cdot c_{\Pi} \cdot (\tau_2^B - \tau_1); \\ Q_B = K_B \cdot F_B \cdot z_B \cdot \left( \frac{t_1^B + t_2^B}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^B}{2} \right), \end{cases}$$

$$\begin{cases} 1015,5 = 1,32 z_B \cdot 4,19 \cdot (90 - t_2^B); \\ 1015,5 = 1,192 z_B \cdot 1 \cdot (\tau_2^B - 40); \\ 1015,5 = 0,0523 \cdot 29,6 \cdot z_B \cdot \left( \frac{90 + t_2^B}{2} - \frac{40 + \tau_2^B}{2} \right). \end{cases}$$

Приймаємо  $y_B = \frac{1}{z_B}$  і після перетворення отримаємо:

$$\begin{cases} 183,6 y_B = 90 - t_2^B; \\ 851,9 y_B = \tau_2^B - 40; \\ 1311,9 y_B = 50 + t_2^B - \tau_2^B. \end{cases}$$

Розв'язавши систему рівнянь, отримаємо:

$$y_B = 0,0426, \quad z_B = \frac{1}{0,0426} = 23,5 \approx 24 \text{ шт.},$$

$$t_2^B = 82,2^\circ \text{C}, \quad \tau_2^B = 76,3^\circ \text{C}.$$

## **В. 2. Розрахунок водяного контуру, що охолоджує повітря наддування дизеля та масло теплообмінника**

Кількість тепла, що відводиться в навколишнє середовище:

$$Q_B^{\text{ПМ}} = \frac{q_M + q_{\text{ПН}}}{100} \cdot Q_D = \frac{8,8 + 4,5}{100} \cdot 5973,6 = 794,5 \text{ кДж/с}.$$

На підставі даних, що розраховані у попередньому розділі, складаємо систему рівнянь теплового балансу для цього контуру:

$$\begin{cases} Q_B^{\text{ПМ}} = G_B \cdot c_B \cdot (t_1^{\text{ВПМ}} - t_2^{\text{ВПМ}}); \\ Q_B^{\text{ПМ}} = G_{\text{П}} \cdot c_{\text{П}} \cdot (\tau_2^{\text{ВПМ}} - \tau_1); \\ Q_B^{\text{ПМ}} = K_B \cdot F_B \cdot z_{\text{ВМ}} \cdot \left( \frac{t_1^{\text{ВПМ}} + t_2^{\text{ВПМ}}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^{\text{ВПМ}}}{2} \right). \end{cases}$$

$$\begin{cases} 794,5 = 1,32 z_{\text{ВМ}} \cdot 4,19 \cdot (75 - t_2^{\text{ВПМ}}); \\ 794,5 = 1,192 z_{\text{ВМ}} \cdot 1 \cdot (\tau_2^{\text{ВПМ}} - 40); \\ 794,5 = 0,0523 \cdot 29,6 \cdot z_{\text{ВМ}} \cdot \left( \frac{75 + t_2^{\text{ВПМ}}}{2} - \frac{40 + \tau_2^{\text{ВПМ}}}{2} \right), \end{cases}$$

позначаючи  $y_{\text{ВМ}} = \frac{1}{z_{\text{ВМ}}}$ , після перетворень отримаємо:

$$\begin{cases} 143,76 y_{\text{ВМ}} = 75 - t_2^{\text{ВПМ}}; \\ 666,5 y_{\text{ВМ}} = \tau_2^{\text{ВПМ}} - 40; \\ 1026,4 y_{\text{ВМ}} = 35 + t_2^{\text{ВПМ}} - \tau_2^{\text{ВПМ}}. \end{cases}$$

Розв'язавши систему рівнянь, отримаємо:

$$y_{\text{ВМ}} = 0,03811, \quad z_{\text{ВМ}} = \frac{1}{0,03811} \approx 26 \text{ шт.}, \quad t_2^{\text{ВПМ}} = 69,5^\circ \text{С}, \quad \tau_2^{\text{ВПМ}} = 65,4^\circ \text{С}.$$

Згідно з розрахунками водяний контур охолодження води дизеля має  $z_{\text{В}} = 24$  секції, інший контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) –  $z_{\text{ВМ}} = 26$  секцій. Згідно з завданням система охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій, із застосуванням водомасляного теплообмінника, розділенням відсіків холодильної камери та двома вентиляторними колесами. Враховуючи, що поверхні секцій забруднюються і теплорозсіююча здатність знижується, а також для більш раціонального розміщення секцій, приймаємо кількість секцій для охолодження води дизеля  $z_{\text{В}} = 26$  шт. Тоді в холодильній камері отримаємо по 13 секцій у бік кожного відсіку. Схема системи охолодження наведена на рис. В.1.

### В. 3. Розрахунок водомасляного теплообмінника

Кількість тепла, що відводиться в масло

$$Q_{\text{М}} = \frac{q_{\text{М}}}{100} \cdot Q_{\text{Д}} = \frac{8,8}{100} \cdot 5973,6 = 525,7 \text{ кДж/с}.$$

Температура масла на виході з теплообмінника

$$t_2^{\text{М}} = t_1^{\text{М}} - \frac{3600 \cdot Q_{\text{М}}}{\rho_{\text{М}} \cdot B_{\text{М}} \cdot c_{\text{М}}},$$

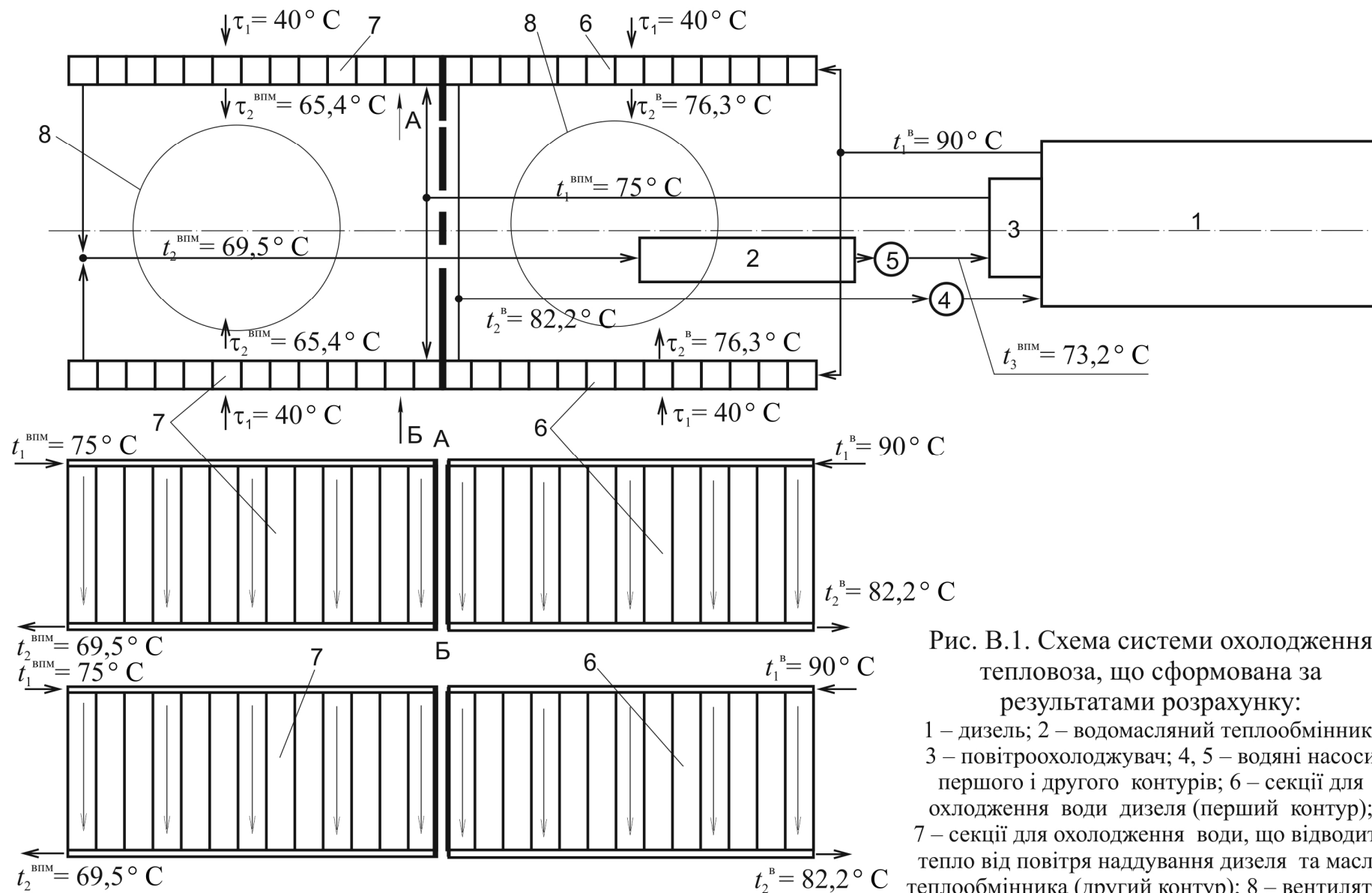


Рис. В.1. Схема системи охолодження тепловоза, що сформована за результатами розрахунку:  
 1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник;  
 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (перший контур); 7 – секції для охолодження води, що відводить тепло від повітря наддування дизеля та масла теплообмінника (другий контур); 8 – вентилятор

де  $c_M$  – питома теплоємність масла, для заданого значення  $t_1^M = 85^\circ \text{C}$  –  
 $c_M = 2,07 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ , (рис. Б.1);

$$t_2^M = 85 - \frac{3\,600 \cdot 525,7}{900 \cdot 80 \cdot 2,07} = 72,2^\circ \text{C}.$$

Витрата води через водомасляний теплообмінник

$$G_{\text{ВПМ}} = \frac{B_B \cdot \rho_B}{3\,600},$$

де  $B_B$  – подача водяного насоса,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$$B_B = 3\,600 \cdot v_B \cdot \omega_2^B \cdot z_{\text{ВМ}} = 3\,600 \cdot 1 \cdot 0,00132 \cdot 26 = 123,6 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$G_{\text{ВПМ}} = \frac{123,6 \cdot 1\,000}{3\,600} = 34,3 \text{ кг/с}.$$

Температура води на виході з теплообмінника

$$t_3^{\text{ВПМ}} = t_2^{\text{ВПМ}} + \frac{Q_M}{G_{\text{ВПМ}} \cdot c_B} = 69,5 + \frac{525,7}{34,3 \cdot 4,19} = 73,2^\circ \text{C}.$$

Середні температури води та масла в теплообміннику

$$t_{\text{ср}}^{\text{ВПМ}} = \frac{t_2^{\text{ВПМ}} + t_3^{\text{ВПМ}}}{2} = \frac{69,5 + 73,25}{2} = 71,4^\circ \text{C};$$

$$t_{\text{ср}}^M = \frac{t_1^M + t_2^M}{2} = \frac{85 + 72,2}{2} = 78,6^\circ \text{C}.$$

Потрібна площа поверхні теплообміну теплообмінника

$$F_{\text{ТО}} = \frac{Q_M}{K_{\text{ТО}} \cdot (t_{\text{ср}}^M - t_{\text{ср}}^{\text{ВПМ}})},$$

де  $K_{\text{ТО}}$  – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника; за графіком рис. Б.5 зна-  
 ходимо: для  $v_{\text{МТ}} = 1,4 \text{ м/с}$  та  $v_{\text{ВТ}} = 1,5 \text{ м/с}$  –  $K_{\text{ТО}} = 0,79 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$$F_{\text{ТО}} = \frac{525,7}{0,79 \cdot (78,6 - 71,4)} = 92,4 \text{ м}^2.$$

Приймаємо діаметр трубок  $d = 0,01 \text{ м}$ , тоді повна довжина трубок тепло-  
 обмінника

$$L = \frac{F_{\text{To}}}{\pi \cdot d} = \frac{92,4}{3,14 \cdot 0,01} = 2943 \text{ м.}$$

При робочій довжині трубки  $l = 2,0$  м кількість трубок теплообмінника

$$n_{\text{T}} = \frac{2943}{2} \approx 1472 \text{ шт.}$$

#### В. 4. Розрахунок вентиляторів холодильної камери

Обираємо вентилятор типа УК-2М з кутом установки лопатей  $\alpha = 25^\circ$ .

Опір секцій холодильника

$$h_{\text{c}} = 4,6 \cdot u_{\text{B}}^{1,83} = 4,6 \cdot 8^{1,83} = 206,7 \text{ Н/м}^2.$$

Опір жалюзі

$$h_{\text{ж}} = 0,2 \cdot h_{\text{c}} = 0,2 \cdot 206,7 = 41,34 \text{ Н/м}^2.$$

Опір від звуження, розширення проходів і поворотів повітряного потоку в холодильній камері (шахті холодильника)

$$h_{\text{хк}} = 0,8 \cdot h_{\text{c}} = 0,8 \cdot 206,7 = 165,4 \text{ Н/м}^2.$$

Динамічні втрати напору за вентилятором

$$h_{\text{д}} = 0,9 \cdot h_{\text{c}} = 0,9 \cdot 206,7 = 186,03 \text{ Н/м}^2.$$

Потрібний напір вентилятора

$$H_{\text{B}} = H_{\text{T}} = h_{\text{ж}} + h_{\text{c}} + h_{\text{хк}} + h_{\text{д}} = 41,34 + 206,7 + 165,4 + 186,03 = 599,5 \text{ Н/м}^2.$$

Витрата повітря через секції одного відсіку холодильної камери

$$G'_{\text{П}} = G''_{\text{П}} = u_{\text{B}} \cdot \omega_1^{\text{B}} \cdot z_{\text{B}} = 8 \cdot 0,149 \cdot 26 = 30,9 \text{ кг/с,}$$

а загальна

$$G_{\text{П}} = G'_{\text{П}} + G''_{\text{П}} = 30,9 + 30,9 = 61,9 \text{ кг/с.}$$

Щільність повітря перед вентилятором:

– у відсіку першого контуру (охолодження води дизеля)

$$\rho'_{\text{П}} = \frac{100\,000}{R_{\text{П}} \cdot (\tau_2^{\text{B}} + 273)},$$

де  $R_{\text{П}} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – питома газова стала повітря;

$$\rho'_{\text{П}} = \frac{100\,000}{287 \cdot (76,3 + 273)} = 0,998 \text{ кг/м}^3;$$

– у відсіку другого контуру (контур охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника)

$$\rho_{\Pi}'' = \frac{100\,000}{287 \cdot (65,4 + 273)} = 1,0295 \text{ кг/м}^3.$$

Подача вентилятора у:

– відсіку першого контуру

$$B' = \frac{G_{\Pi}'}{\rho_{\Pi}'} = \frac{30,9}{0,998} = 30,96 \text{ м}^3/\text{с};$$

– відсіку другого контуру

$$B'' = \frac{G_{\Pi}''}{\rho_{\Pi}''} = \frac{30,9}{1,0295} = 30,0 \text{ м}^3/\text{с}.$$

З графіку (рис. Б.6) визначаємо, що максимальний ККД ( $\eta_{B_{\max}} = 0,838$ ) при  $\alpha = 25^\circ$  досягається при  $\bar{B} = 0,25$ , що відповідає  $\bar{H} = 0,068$ .

Вимірник подачі вентилятора у:

– відсіку першого контуру

$$K'_B = \frac{B'}{\bar{B}} = \frac{30,96}{0,25} = 123,8 \text{ м}^3/\text{с};$$

– відсіку другого контуру

$$K''_B = \frac{B''}{\bar{B}} = \frac{30,0}{0,25} = 120 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Вимірник напору

$$K_H = \frac{H_B}{\bar{H}} = \frac{599,5}{0,068} = 8\,816,2 \text{ Н/м}^2.$$

Діаметр вентиляторного колеса у:

– відсіку першого контуру

$$D'_K = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot \rho_{\Pi}' \cdot (K'_B)^2}{\pi^2 \cdot K_H}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 0,998 \cdot (123,84)^2}{(3,14)^2 \cdot 8\,816,2}} \approx 1,3 \text{ м};$$

– відсіку другого контуру

$$D''_K = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot \rho_{\Pi}'' \cdot (K''_B)^2}{\pi^2 \cdot K_H}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 1,0295 \cdot (120)^2}{(3,14)^2 \cdot 8\,816,2}} \approx 1,3 \text{ м}.$$

Частота обертів вентиляторного колеса у:

– відсіку першого контуру

$$n' = 4 \sqrt[4]{\frac{1}{16\pi^2 \cdot (\rho_{II}')^3} \cdot \frac{K_H^3}{(K'_B)^2}} = 4 \sqrt[4]{\frac{1}{16 \cdot (3,14)^2 \cdot (0,998)^3} \cdot \frac{(8816,2)^3}{(123,84)^2}} = 23,1 \text{ с}^{-1};$$

– відсіку другого контуру

$$n'' = 4 \sqrt[4]{\frac{1}{16\pi^2 \cdot (\rho_{II}'')^3} \cdot \frac{K_H^3}{(K''_B)^2}} = 4 \sqrt[4]{\frac{1}{16 \cdot (3,14)^2 \cdot (1,0295)^3} \cdot \frac{(8816,2)^3}{(120)^2}} = 22,9 \text{ с}^{-1}.$$

Потужність, яка витрачається на привод вентилятора:

– у відсіку першого контуру

$$N'_B = \frac{B' \cdot H}{1000 \cdot \eta_{B_{\max}}} = \frac{30,96 \cdot 599,5}{1000 \cdot 0,838} = 22,2 \text{ кВт};$$

– у відсіку другого контуру

$$N''_B = \frac{B' \cdot H}{1000 \cdot \eta_{B_{\max}}} = \frac{30 \cdot 599,5}{1000 \cdot 0,838} = 21,5 \text{ кВт};$$

– сумарна

$$N_B = N'_B + N''_B = 22,2 + 21,5 = 43,7 \text{ кВт}.$$

Навчально-методичне видання

**Бобирь Дмитро Валерійович,  
Десяк Андрій Євгенович**

**ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ.  
РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ**

Навчально-методичні рекомендації до контрольної роботи,  
курсowego та дипломного проєктування

Електронне видання

Експертний висновок склав канд. техн. наук Володимир Сердюк

Зареєстровано НМВ УДУНТ (№ 1.816 від 12.02.2025)

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка Д. В. Бобирь

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 2,44. Обл.-вид. арк. 2,47.

Зам. № 19.

Видавець: Український державний університет науки і технологій  
вул. Лазаряна, 2, ауд. 2216, м. Дніпро, 49010.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022