

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова**

**ГОГОРЕНКО Олексій Анатолійович**



**УДК 621.43.016:629.421.2**

**ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ  
ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ МАГІСТРАЛЬНИХ ТЕПЛОВОЗІВ**

**Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки**

**Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук**

**Миколаїв – 2012**

Дисертація є рукописом.

Робота виконана у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Миколаїв.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент  
**Мошенцев Юрій Леонідович**,  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Миколаїв, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння».

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, доцент  
**Лісовал Анатолій Анатолійович**,  
Національний транспортний університет Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Київ, доцент кафедри «Двигуни та теплотехніка»;

– кандидат технічних наук, професор  
**Димо Борис Васильович**,  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Миколаїв, завідувач кафедри «Технічна теплофізика та суднові паровиробні установки».

Захист відбудеться 22 травня 2012 р. о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України за адресою: Україна, 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграда, 9, ауд. 360.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України за адресою: Україна, 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграда, 9.

Автореферат розіслано 18 квітня 2012 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01  
д-р техн. наук, професор



*А. П. Шевцов*

А. П. Шевцов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Розвиток двигунів внутрішнього згорання магістральних тепловозів характеризується безперервним зростанням тиску наддувного повітря, який становить 0,4...0,5 МПа для сучасних серійних конструкцій. Водночас системи охолодження, що застосовуються для цих двигунів, не забезпечують необхідної глибини охолодження наддувного повітря і, за інших рівних умов, мають порівняно високі масогабаритні показники. В результаті ефективність тепловозних двигунів, їх паливна економічність, матеріалоємність і екологічні параметри не досягають можливого рівня і потребують поліпшення. Сучасні транспортні установки з двигунами внутрішнього згорання повинні відповідати діючим нормам за токсичністю відпрацьованих газів, а також бути конкурентоспроможними при експлуатації. Забезпечення необхідної ефективності двигунів, їх паливної економічності та екологічних параметрів істотно залежить від устрою і роботи системи охолодження двигуна. Системи охолодження тепловозів становлять понад 10 % від маси, 8 % від об'єму і 12 % від вартості всієї енергетичної установки. При проектуванні сучасних систем охолодження двигунів необхідно прагнути забезпечити в ресивері температуру наддувного повітря 47...50 °С при температурі навколишнього повітря 40 °С (що відповідає значенню ефективності системи з охолодження наддувного повітря  $\eta_o$  в межах 0,94...0,96). Існуючі системи забезпечують за тих же умов температуру наддувного повітря 78...105 °С в ресивері при ефективності систем по його охолодженню  $\eta_o = 0,72...0,75$ .

Таким чином, робота по створенню вискоелективних систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів є актуальною. Зокрема, в даний час ця робота є однією із пріоритетних завдань для ВАТ «Коломенський завод».

У вітчизняних і зарубіжних виданнях, присвячених конструкціям тепловозів, тепловозним двигунам, їх проектуванню, експлуатації, технічному обслуговуванню і ремонту, питання вдосконалення систем охолодження і теплообмінних апаратів дизельних двигунів магістральних тепловозів продовжують розглядати з позицій вже існуючих методологій та конструктивних схем. Зокрема, відсутній підхід до створення систем охолодження з максимально можливою ефективністю. На недостатньо високому рівні вирішуються питання розрахунку та визначення раціональних параметрів систем охолодження, їх коректного порівняння та вибору, а також розрахунку і проектування сучасних теплообмінників для цих систем. Можливо, цим пояснюється недостатньо висока ефективність існуючих систем охолодження. Відповідно, питання створення принципово нових схем і конструкцій елементів систем охолодження залишається невирішеним. Тому запропонована робота і з цих позицій є актуальною.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана у відповідності до тематичного плану фундаментальних науково-дослідницьких держбюджетних і госпдоговірних робіт Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова: № 1788 – «Вдосконалення існуючих та створення перспективних систем охолодження та їх елементів для тепловозних двигунів» (№ 0111U009622). Дослідження також проведено відповідно до пріоритетного напрямку розвитку науки і техніки України «Енергетика та енергозбереження»

(напрямок 3), Державної цільової програми реформування залізничного транспорту на 2010-2015 рр. Робота проводилася згідно з договором № 1788 від 30.07.2010 року про науково-технічну співпрацю Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова та АТ «Бериславський машинобудівний завод».

**Метою наукового дослідження** є вдосконалення систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів для підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних параметрів енергетичних установок.

**Основні задачі наукового дослідження:**

- аналіз схем систем охолодження тепловозних двигунів для виділення перспективних варіантів;
- розробка способу створення перспективних маловитратних схем систем охолодження для тепловозних двигунів;
- вдосконалення комплексної математичної моделі маловитратних систем охолодження;
- розробка способу порівняння різних схем систем охолодження двигунів магістральних тепловозів;
- підвищення точності результатів розрахунків елементів системи охолодження (охолоджувачів масла, охолоджувачів наддувного повітря і радіаторів);
- уточнення математичної моделі робочого циклу двигуна при визначенні теплових потоків в охолоджуючі середовища;
- вибір найбільш ефективної схеми системи охолодження для двигуна типу 16ЧН 26/26 потужністю 2950 кВт.

*Об'єкт дослідження* – процеси виділення і розсіювання теплоти, які відбуваються в системах охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів та їх елементах під дією змінних термодинамічних параметрів води, масла і наддувного повітря.

*Предмет дослідження* – параметри і характеристики процесів виділення і розсіювання теплоти в системах охолодження двигунів магістральних тепловозів та їх елементах.

*Методи дослідження.* При порівнянні об'єктів, які виконують однакові функції з різною ефективністю, використовувався метод зіставлення і науково-технічного прогнозування. Методи планування, обробки експерименту та фізичного моделювання (експериментального дослідження) використовувалися при реостатних випробуваннях систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів і стендових дослідженнях теплообмінних апаратів. Для створення математичних моделей систем охолодження, їх теплообмінних апаратів і робочих процесів двигунів використовувалися аналітичні і чисельні методи математичного моделювання. При обробці експериментальних даних використовувалися статистичні методи оцінки похибок вимірювань.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

1. *Вперше* встановлено, що дизельні двигуни магістральних тепловозів з маловитратними системами охолодження можуть задовольнити чинним нормам паливної економічності і токсичності на режимі номінальної потужності та при максимально можливих температурах навколишнього середовища, якщо всі інші системи двигунів працюватимуть в зазначених умовах з необхідною ефективністю.

2. *Вперше* запропоновано спосіб створення маловитратних систем охолодження дизельних двигунів на підставі системи правил, головними з яких є такі, за якими всі теплоджерела та теплорозсіювачі повинні сполучатися попарно та послідовно у гілки циркуляції, кожна з яких має незалежне регулювання витрати води, а схеми, створені на цій підставі, підвищують експлуатаційні показники ДВЗ.

3. *Вперше* запропоновано характеристику системи охолодження у вигляді залежності суми мас теплообмінних поверхонь всіх теплообмінників системи від температур повітря за охолоджувачем наддувного повітря для порівняння різних схем систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів, що дозволяє виконати їх зіставлення та кількісно визначати переваги при вирівняних умовах.

4. *Вдосконалено* комплексну математичну модель систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів, яка відрізняється від відомих тим, що:

- враховує зміну теплових потоків від турбопоршневого двигуна у воду, масло і наддувне повітря, а також параметрів його робочого циклу від дії змінних температур води, масла і наддувного повітря;

- враховує газодинамічні опори шахт і радіаторних блоків, а також гідравлічні опори всіх теплообмінників і сполучних трубопроводів у комплексі з розрахунком всіх теплообмінників і робочого циклу двигуна.

5. *Отримала подальший розвиток* математична модель робочого циклу турбопоршневого двигуна, в якій підвищено точність визначення теплових потоків в охолоджуючі рідини.

**Достовірність результатів досліджень** забезпечується застосуванням сучасних розрахунково-експериментальних засобів та методів, коректною постановкою задачі дослідження. Розрахунковий аналіз виконувався на базі вдосконалених математичних моделей та програм розрахунку, які в достатньому обсязі враховують реальні фізичні особливості процесів, що досліджувалися. Розрахункові параметри системи охолодження та всіх теплообмінників системи зіставлялися з експериментальними значеннями, що були отримані під час стендових досліджень цих елементів. Відхилення експериментальних і розрахункових значень температур теплоносіїв у характерних точках системи охолодження не перевищує 0,5...2 К. Отримані в роботі результати є логічними і не суперечать практиці проектування ДВЗ та їх систем охолодження, а також даним інших авторів.

#### **Практичне значення отриманих результатів:**

- розроблено та створено високоефективну маловитратну систему охолодження для тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26 у складі тепловоза ТЕП70; ефективність системи з охолодження наддувного повітря сягає 0,95, система є адаптивною до зміни режимів роботи та параметрів навколишнього середовища, її застосування підвищує економічні і покращує екологічні параметри енергетичної установки;

- розроблено розрахунковий комплекс на базі математичної моделі, який дозволяє розраховувати і проектувати високоефективні маловитратні системи охолодження та їх теплообмінники для магістральних тепловозів ТЕП70, 2ТЕ116, 2ТЕ10Ут та ін.;

- створений розрахунковий комплекс дозволяє розраховувати і проектувати маловитратні системи охолодження та їх теплообмінники для суднових двигунів з водоводяними охолоджувачами замість радіаторів;

– комплексна математична модель системи охолодження, а також експериментальний стенд для дослідження охолоджувачів наддувного повітря та радіаторів використовується в навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова при читанні лекцій, на практичних заняттях, курсовому та дипломному проектуванні.

**Особистий внесок автора.** Наукові та практичні результати, викладені в дисертації, отримані автором особисто. Здобувачу належить розробка способу створення маловитратних систем охолодження та їх порівняння на підставі запропонованих характеристик систем. На основі розробок автора створена нова схема системи охолодження для двигуна магістрального тепловоза. Автор розробив математичні моделі різних схем систем охолодження, на підставі яких виконувалися розрахунки запропонованих систем охолодження та їх теплообмінників. Дисертант особисто брав участь у проведенні експериментальних досліджень різних систем охолодження і різних зразків теплообмінників та особисто обробляв їх результати.

**Апробація результатів дисертації.** Основні теоретичні та експериментальні результати дисертації доповідались, обговорювались і отримали позитивну оцінку на Міжнародному конгресі двигунобудівників у 2010-2011 рр. (с. Рибаче, АР Крим); Міжнародній науково-практичній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» в 2007 р. (НУК, м. Миколаїв); Міжнародній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» в 2010 р. (НУК, м. Миколаїв); V Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» в 2011 р. (НУК, м. Миколаїв); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» в 2009 р. (ППІ НУК, м. Первомайськ); конференціях професорсько-викладацького складу НУК у 2006-2011 рр.

**Публікації.** Основні результати дослідження опубліковані в 9 статтях, надрукованих у фахових наукових виданнях і журналах, які входять до переліку, затвердженого ДАК МОНмолодьспорту України.

**Структура дисертації.** Дисертація складається зі вступу, шести розділів, загальних висновків, додатків і списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації містить 235 сторінок, у тому числі 106 рисунків, 14 таблиць, 4 додатки на 14 сторінках, список використаних джерел із 142 найменувань на 14 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтована актуальність роботи, сформульована мета й завдання дослідження, викладені наукова новизна, практичне значення одержаних результатів, зазначений особистий внесок здобувача, наведені дані про апробацію результатів дисертаційної роботи та публікації за темою дослідження.

**У першому розділі** проведено аналіз існуючих систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів. З'ясовано, що всі вони є двоконтурними, повнопотокowymi (витрата води через водяний насос системи охолодження двигуна і всі теплообмінники є однаковою), ефективно охолоджують воду зарубашкового простору, масла двигуна, а також забезпечують регулювання температур теплоносіїв залежно від режиму роботи і параметрів навколишнього середовища. В той же час всі вони мають низьку ефективність з охолодження наддувного повітря, температура

якого не знижується до бажаної межі.

Прийнятий у теорії ДВЗ параметр, що вдало характеризує ефективність систем з охолодження наддувного повітря, визначається як

$$\eta_o = \frac{T_k - T_s}{T_k - T_o}, \quad (1)$$

де  $T_k$ ,  $T_s$  – значення температури повітря до і після охолоджувача наддувного повітря;  $T_o$  – температура навколишнього повітря.

Охолодження наддувного повітря на номінальному режимі у всіх випадках не забезпечує значення  $\eta_o$  більше 0,72...0,75 і не досягає меж, які можуть бути реалізовані в рекуперативних системах охолодження. Можливість підвищення зазначеної межі  $\eta_o$ , навіть теоретична, для існуючих систем охолодження відсутня.

Подальше підвищення  $\eta_o$  пов'язане із застосуванням високоефективних схем систем охолодження, в яких реалізований принцип маловитратності. Системи такого типу отримали назву «slow flow systems» (пер. з англ. – повільнопоточні (маловитратні) системи). Забезпечення низької температури наддувного повітря в таких схемах досягається за рахунок прокачування через послідовно з'єднані теплорозсіювач (наприклад, радіатор) і теплоджерело (наприклад, охолоджувач наддувного повітря) не всієї витрати води, яку забезпечує насос у системі, а лише малої її частини (приблизно 10 %). При цьому забезпечується максимально можливе зниження температури води перед охолоджувачем наддувного повітря. Це не заважає підтримувати необхідно високу температуру води перед двигуном за рахунок того, що частина води в системі зовсім не охолоджується, проходячи повз радіатори, а далі потоки води з різною температурою змішуються перед двигуном. Принцип маловитратності в таких системах охолодження використовується не тільки в гілках циркуляції, де охолоджується наддувне повітря, але і там, де охолоджується масло. За рахунок застосування інших принципів схем у маловитратних системах забезпечується більш високий, ніж у повнопотокових системах, тепловий потік у навколишнє середовище при рівній сумі мас теплообмінних поверхонь теплообмінників. Маловитратні системи дозволяють знизити температури повітря в ресивері до 46...50 °С при роботі двигуна на режимі номінальної потужності і при температурі навколишнього повітря 40 °С, а також забезпечити максимально допустимі температури води і масла перед двигуном. Забезпечення таких температур наддувного повітря в ресивері при зазначених умовах істотно поліпшує ряд показників двигуна, в тому числі сприяє дотриманню сучасних норм викидів шкідливих речовин з відхідними газами.

**У другому розділі** розроблена технологічна карта наукового дослідження, що дозволяє логічно пов'язати запит практики, головну та допоміжні задачі дослідження, основні наукові результати, практичну цінність та впровадження результатів роботи. Засобами реалізації наукового дослідження стали теоретичні та експериментальні методи дослідження, такі як: метод зіставлення і науково-технічного прогнозування, метод прямої аналогії, метод фізичного моделювання, метод математичного моделювання. Розгляд теоретичних і експериментальних методів дослідження дозволив визначити необхідний набір засобів математичного моделювання, а також виділити критерії, що визначають методику проведення експериментальних робіт.

У третьому розділі розроблені способи створення і порівняння маловитратних систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів.

Створення маловитратних систем охолодження для дизельних двигунів магістральних тепловозів повинно базуватися на вказаних нижче положеннях.

1. У системі охолодження неможливо змінювати витрату теплоносія внутрішнього контуру через двигун на номінальному режимі навантаження згідно з технічними умовами на його експлуатацію. Відповідно, можна зберегти обумовлені вимоги до його роботи перепуском частини гарячої води після двигуна безпосередньо на вхід у двигун. Це дозволяє зменшити витрати теплоносія внутрішнього контуру через радіатори та теплообмінники, зберігаючи незмінною витрату через двигун. Таким чином, наявність у маловитратній системі охолодження перепуску є найбільш загальним рішенням, а його відсутність – окремим випадком, коли сума оптимальних витрат теплоносія внутрішнього контуру через утворені гілки циркуляції дорівнює витраті теплоносія внутрішнього контуру через двигун.

2. Всі теплообмінники маловитратних систем повинні встановлюватися в гілки циркуляції, які складаються з послідовно сполучених теплорозсіювачів і теплджерел.

3. Витрати теплоносія внутрішнього контуру через вказані гілки циркуляції повинні мати незалежне регулювання.

4. Всі теплообмінники виконуються з підвищеним числом ходів по теплоносію внутрішнього контуру (порівняно з конструкціями для повнопотокових систем), щоб запобігти надмірному зниженню його швидкості.

5. Максимальні швидкості теплоносія внутрішнього контуру в теплообмінниках зазвичай мають бути знижені приблизно до 0,6...1 м/с, щоб останні не мали підвищеного гідравлічного опору, пов'язаного зі збільшенням числа ходів по теплоносію внутрішнього контуру.

Запропонований спосіб створення маловитратних схем не виключає, що для будь-якого двигуна можливо розробити низку таких схем із ймовірно високими параметрами. Одночасно встановлено, що такі схеми звичайно мають різну ефективність. Для вибору найбільш ефективних схем необхідно провести їх порівняння при спеціально вирівняних умовах. Відсутність спеціального способу при порівнянні зазвичай призводить до неоднозначних результатів, у тому числі і до думки, що всі подібні схеми практично рівно ефективні. В дисертації такий спосіб реалізовано на підставі використання так званих характеристик систем. На рис. 1 показані характеристики схем чотирьох систем охолодження, створених для двигуна типу 16ЧН 26/26 потужністю 2950 кВт. Ці системи обрані з шістнадцяти подібних після відсіювання явно неперспективних.

Характеристики систем являють собою залежності суми мас теплообмінних поверхонь усіх теплообмінників системи від температур повітря за охолоджувачем наддувного повітря  $t_s$ . Вони будуються при постійній потужності двигуна, при постійних параметрах навколишнього середовища і при забезпеченні рівних фіксованих температур води і масла за двигуном. При розрахунках кожної точки кривих враховується зміна витрати повітря і тиску наддуву, а також зміна теплових потоків, що відводяться у воду і масло, в залежності від зміни температури повітря за охолоджувачем наддувного повітря і температур масла і води за двигуном. Різні темпера-



тури за охолоджувачем наддувного повітря в цих системах отримані в результаті пошуку найменш можливої температури за охолоджувачем наддувного повітря для кожної конкретної маси такої системи. Це виконується за рахунок зміни витрат теплоносія внутрішнього контуру по гілках системи в можливих межах, зміни конструкції теплообмінників і зміни комплектації радіаторних блоків.

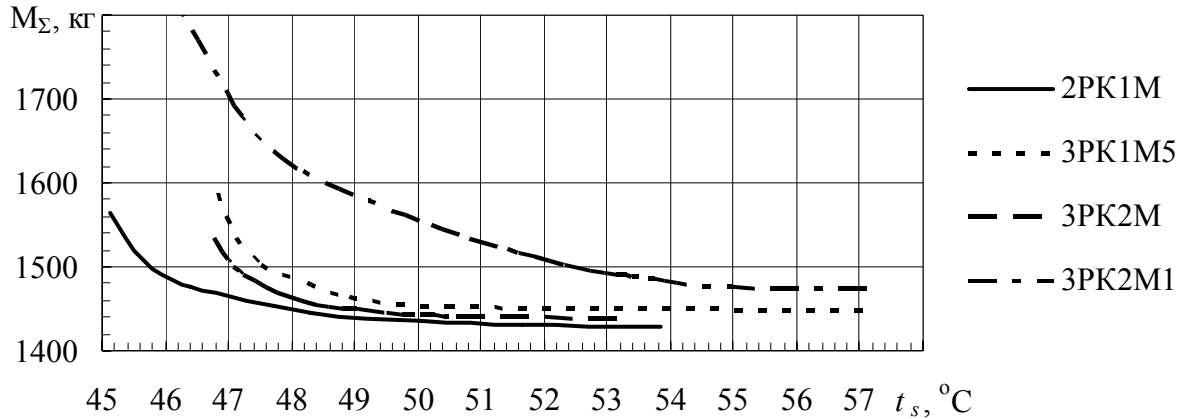


Рис. 1. Характеристики порівнюваних систем охолодження для двигуна типу 16ЧН 26/26 потужністю 2950 кВт

Представлений набір характеристик різних систем дозволяє кількісно визначити, яка з систем має перевагу. З рис. 1 слідує, що найкращі параметри має двохрадіаторна маловитратна система 2PK1M (рис. 2), оскільки ця система забезпечує мінімальне можливе значення  $t_s$  при мінімальній сумарній масі теплообмінних поверхонь всіх теплообмінників.

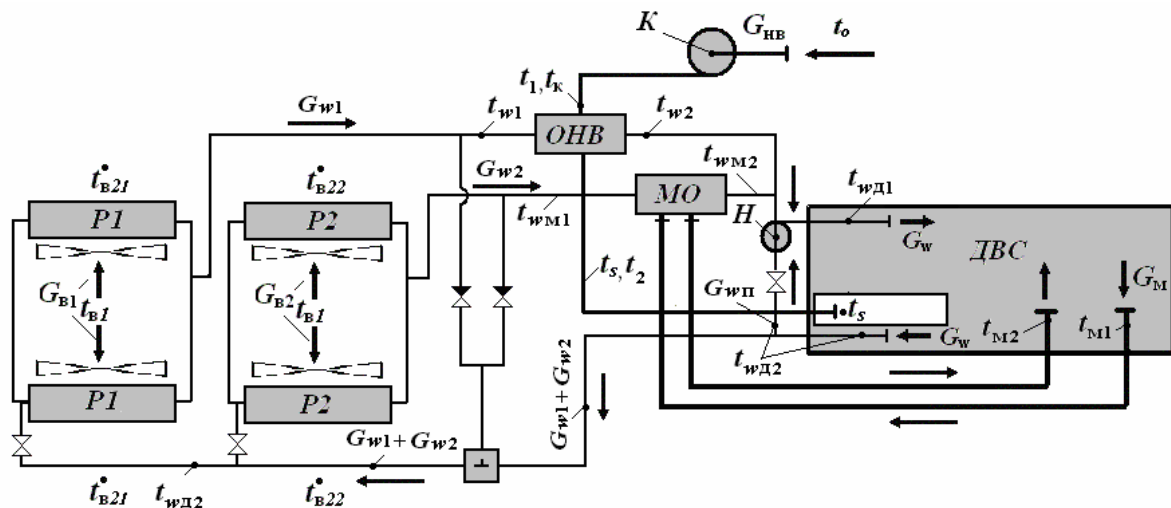


Рис. 2. Схема маловитратної системи охолодження 2PK1M

Робота маловитратної однасосної системи охолодження 2PK1M відбувається наступним чином. Вода на виході з двигуна з витратою  $G_w = 22,2$  кг/с і температурою  $t_{wД2} = 107,0$  °С (температури взяті з розрахунку системи при помірному забрудненні поверхонь теплообміну всіх теплообмінних апаратів) поділяється на два потоки: більша частина води без усякого охолодження повертається через перепуск у кількості  $G_{wп} = 12,5$  кг/с на всмоктування насоса, а менша частина в кількості  $G_{w1} + G_{w2} = 9,7$  кг/с надходить на радіаторні блоки P1 і P2. Вода з витратою  $G_{w1} = 3,5$  кг/с

надходить на радіаторний блок Р1, після якого подається на вхід в охолоджувач наддувного повітря. У зв'язку з малою витратою води через Р1 забезпечується висока ефективність цього блоку з охолодження води, і вода охолоджується майже до температури навколишнього повітря ( $t_{w1} = 42,2$  °С при  $t_o = 40$  °С). Щоб забезпечити достатню ефективність теплообміну в радіаторному блоці при малій витраті, його секції виконуються багатоходовими по воді (11 ходів, вода йде з ряду в ряд). Вода з витратою  $G_{w2} = 6,2$  кг/с надходить на радіаторний блок Р2, після якого подається на вхід в охолоджувач масла. Порівняно мала витрата води через цей блок забезпечує його високу теплову ефективність. Відповідно, вода за ним має температуру  $t_{wm1} = 54,9$  °С. Низька температура води на вході в охолоджувач наддувного повітря забезпечує охолодження наддувного повітря до температури 47,8 °С. Порівняно висока теплова ефективність охолоджувача наддувного повітря забезпечується при малій витраті води через нього багатоходовою конструкцією (16 поперечних ходів при загальній протитечії). Порівняно низька температура води перед охолоджувачем масла дозволяє проектувати його з відносно низьким ККД і, відповідно, прийнятними розмірами, при яких забезпечується заданий тепловий потік від масла. Слід зазначити, що гідравлічні опори всіх теплообмінників контролюються і не перевищують допустимі межі (50 кПа). Вода за охолоджувачем наддувного повітря і охолоджувачем масла змішується на вході в насос із водою, що йде через перепуск, у результаті чого виходить потік з необхідною для нормальної роботи двигуна та системи температурою  $t_{wd1} = 95,6$  °С.

**У четвертому розділі** наведені відомості про дослідні стенди та основні результати експериментальних досліджень систем охолодження і їх теплообмінників.

Експериментальні дослідження виконувалися для досягнення наступних цілей:

- визначити дійсну ефективність діючих систем охолодження та їх елементів;
- отримати експериментальні залежності, необхідні для підвищення точності розрахунків систем охолодження та їх елементів;
- підтвердити результати чисельних розрахунків, виконаних при проектуванні.

Для реалізації поставлених цілей виконані такі роботи:

1. Проведені випробування типових повнопотокових систем охолодження двигунів типу 10ДН 20,7/2×25,4 (10Д100) і 16ЧН 26/26 (2В-9ДГ) тепловозів 2ТЕ10Ут і ТЕП70 на підприємстві «Локомотивне депо Миколаїв» і на стенді Коломенського заводу.

Результати випробувань свідчать про те, що ефективність повнопотокових систем з охолодження наддувного повітря  $\eta_o$  відносно низька, навіть при використанні в цих системах охолоджувачів наддувного повітря з гранично високою ефективністю. Граничні значення  $\eta_o$  для таких систем при технічно забруднених поверхнях теплообміну теплообмінників становлять близько 0,7, і можливість підвищення цього значення без зміни схеми систем відсутня.

2. Проведені стендові дослідження теплообміну й опору в потоці масла спеціально підготованих теплообмінних секцій для маслоохолоджувачів на стенді Бериславського машинобудівного заводу.

Геометричні параметри восьми секцій маслоохолоджувачів з шахових пучків труб, що мали накатне оребрення, виконувалися різними, згідно з розробленим планом експерименту.

Отримані первинні експериментальні залежності з теплообміну оброблені на підставі використання структури емпіричної залежності, що була запропонована В. Ф. Юдіним та Е. С. Карасіною для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі поверхонь теплообміну такого ж типу, але призначених для роботи в повітрі. Початкова форма структури залежності була скоригована з урахуванням особливості масла порівняно з повітрям на підставі підходів, зроблених відомими науковцями, зокрема, П. К. Конаковим. Залежність має вигляд:

$$\text{Nu}_k = 1,777 \varphi_s^{-1,72} \text{Pr}_{mf}^{0,33} \left( \frac{\text{Pr}_{mf}}{\text{Pr}_{mctf}} \right)^{0,25} \sigma^{-0,523} \text{Re}^{0,54\sigma^{0,07}}, \quad (2)$$

де  $\varphi_s$  – параметр розміщення труб у пучку;  $\text{Pr}_{mf}$  – число Прандтля для масла при середній температурі;  $\text{Pr}_{mctf}$  – число Прандтля для масла при температурі, що відповідає температурі стінки трубки з боку оребрення;  $\sigma$  – коефіцієнт оребрення;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса по маслу.

Залежність для визначення втрат енергії під час руху потоку масла для таких поверхонь теплообміну обчислена на підставі аналогії Колборна, що враховує зв'язок між втратами енергії, режимом течії та теплообміном. Інші види залежностей не забезпечили бажаної точності та діапазону використання. Залежність має вигляд:

– для середньої температури масла 60...75 °С

$$\lg(F_{at60...75}) = \frac{\lg(F_{at60}) - \lg(F_{at75})}{\lg(J_{at60}) - \lg(J_{at75})} [\lg(J_{at60...75}) - \lg(J_{at75})] + \lg(F_{at75}), \quad (3)$$

– для середньої температури масла 75...90 °С

$$\lg(F_{at75...90}) = \frac{\lg(F_{at75}) - \lg(F_{at90})}{\lg(J_{at75}) - \lg(J_{at90})} [\lg(J_{at75...90}) - \lg(J_{at90})] + \lg(F_{at90}), \quad (4)$$

де  $F_a = 2\text{Eu} \times \text{Re}_m^3$  – фактор тертя;  $J_a = \text{Nu}_k / \text{Pr}_{mf}^{0,33}$  – число Колборна.

Залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від масла до поверхні теплообміну і залежність для визначення втрат енергії під час руху потоку масла справедливі в діапазоні чисел  $\text{Re}_m = 100...1600$  при зміні середньої температури масла  $t_{mf} = (60...90)$  °С. Похибка визначення коефіцієнтів тепловіддачі по отриманій залежності становить  $\pm 18...24$  %. Похибка визначення опору по маслу  $\pm 25...30$  %. Отримання вказаних залежностей дозволяє підвищити точність розрахунку систем охолодження, а також забезпечити вибір раціональних геометричних параметрів поверхні теплообміну охолоджувачів масла, створених на базі шахових пучків труб з індивідуальними накатними ребрами.

3. Виконані стендові дослідження експериментальних охолоджувачів наддувного повітря на спеціально створеному стенді (рис. 3) в лабораторії кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» НУК.

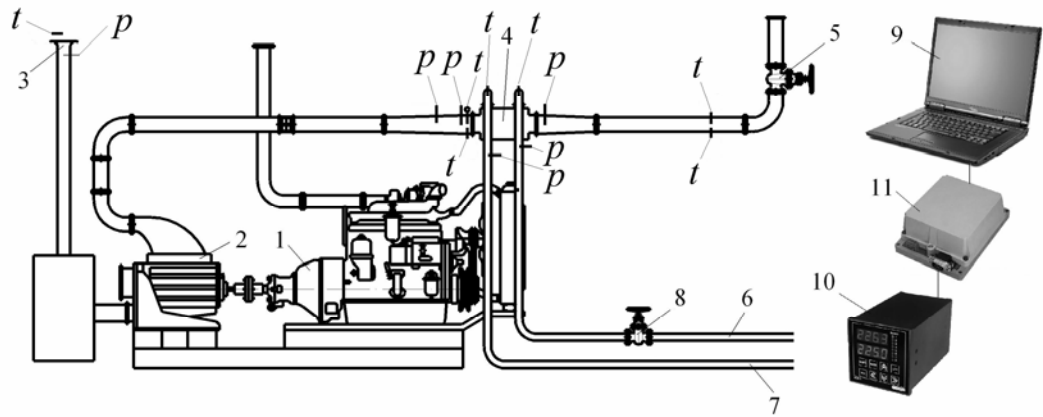


Рис. 3. Схема експериментального стану:

1 – дизельний двигун; 2 – роторно-лопатевий компресор; 3 – звужувальний пристрій; 4 – експериментальний охолоджувач наддувного повітря; 5 – клапан дросельний; 6, 7 – трубопроводи підводу та відводу охолоджуючої води; 8 – засувка для регулювання витрати води; 9 – комп’ютер; 10 – вимірювач тисків та температур; 11 – адаптер інтерфейсу RS232;  $t, p$  – точки виміру температур та тисків теплоносіїв

Всі значення тисків та температур теплоносіїв під час експериментальних випробувань теплообмінників вимірювалися за допомогою датчиків, сигнали яких реєструвалися та оброблялися комп’ютером.

На основі експериментальних даних, що оброблені з використанням комп’ютерних програм, отримано значення емпіричних констант залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від повітря до перспективної поверхні теплообміну охолоджувачів наддувного повітря і радіаторів, оскільки точність відомих відповідних залежностей (перевірена експериментом) не відповідала необхідним вимогам

$$\text{Nu}_{de} = 0,4613 \text{Re}_{de}^{0,4727}, \quad (5)$$

де  $d_e$  – визначальний розмір.

Залежність дійсна для повітря в межах  $1100 \leq \text{Re}_{de} \leq 9000$ .

Використання в математичних моделях охолоджувачів наддувного повітря і радіаторів отриманої залежності дозволило знизити похибку визначення коефіцієнтів тепловіддачі до 24 %.

4. Проведені дослідження впливу забруднення поверхонь теплообміну охолоджувачів наддувного повітря з боку повітря і води на тому ж станді.

В результаті було обґрунтовано підхід до коректного визначення коефіцієнтів теплопередачі для забруднених поверхонь теплообміну. Відповідно, в математичні моделі теплообмінних апаратів внесено уточнення в залежності для його визначення. Виконані роботи дозволяють враховувати зміну ефективності теплообмінників під дією факторів експлуатації, а також обґрунтовано закладати запас площі поверхні теплообміну в теплообмінниках при проектуванні, пов’язаний зі зміною їх ефективності під дією факторів експлуатації.

5. Проведені випробування створених за розрахунками дисертанта охолоджува-

чів масла і наддувного повітря у складі тепловозної системи охолодження двигунів типу 10ДН 20,7/2×25,4 і 16ЧН 26/26 на підприємстві «Локомотивне депо Миколаїв» та на стенді Коломенського заводу.

Експериментально встановлено, що ефективність створеного охолоджувача наддувного повітря для двигуна типу 16ЧН 26/26 дорівнює розрахунковому значенню  $\eta = 0,98$ . Повітряний опір (також близько до розрахункового) дорівнює 143 мм вод. ст. Розрахунки здійснювалися з використанням отриманих у роботі залежностей для визначення коефіцієнтів тепловіддачі і величини опору руху потоку повітря.

Експериментально встановлено, що ефективність охолоджувачів масла для двигунів типу 10ДН 20,7/2×25,4 і 16ЧН 26/26, створених АТ «Бериславський машинобудівний завод» з використанням математичної моделі, уточненої автором, відповідає розрахунковим значенням з похибкою для  $\eta \pm 1,3 \%$ , для опору з масла  $\pm 1,8$  кПа, для опору з води  $\pm 0,9$  кПа.

Багаторазово проведені випробування охолоджувача масла, створеного для двигунів типу 10ДН 20,7/2×25,4, на реостатному стенді підприємства «Локомотивне депо Миколаїв» у складі тепловоза 2ТЕ10Ут. Випробування проводилися через певні проміжки часу та пробігу тепловоза. В результаті встановлено, що вплив факторів експлуатації на ефективність теплообмінника відповідає зробленому прогнозу.

У п'ятому розділі наведені математичні моделі систем охолодження та їх елементів. Математична модель системи охолодження запропонована у вигляді комплексу (рис. 4), який об'єднує в єдину структуру математичні моделі теплового розрахунку схеми системи, її гідравліки і газової динаміки, всіх теплообмінників системи і двигуна.

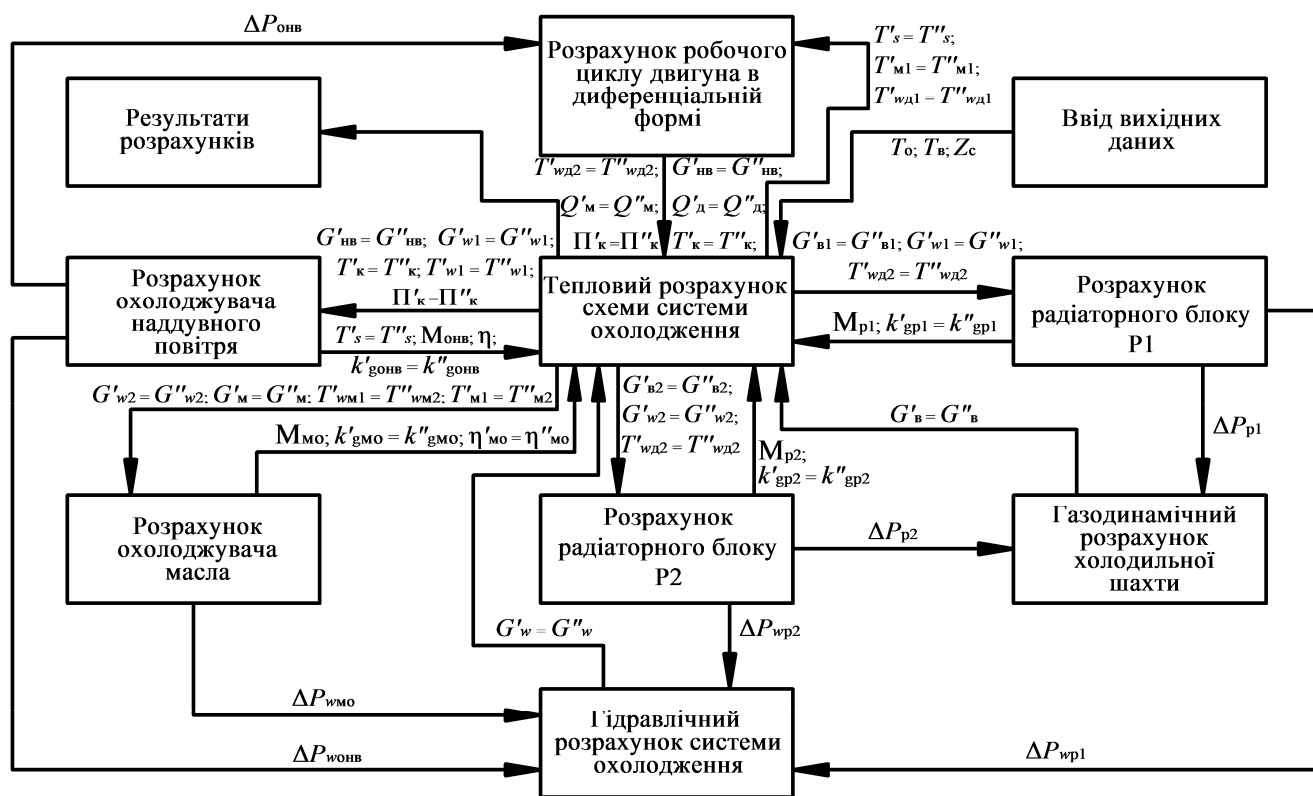
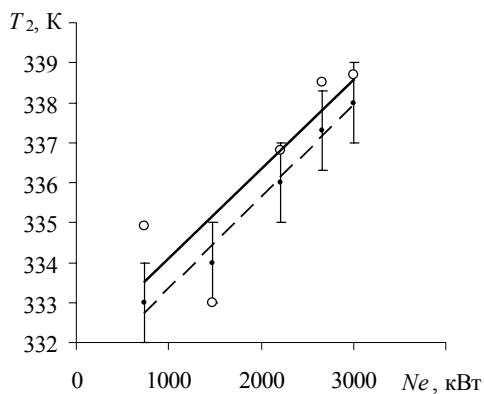


Рис. 4. Структура комплексу математичної моделі системи охолодження

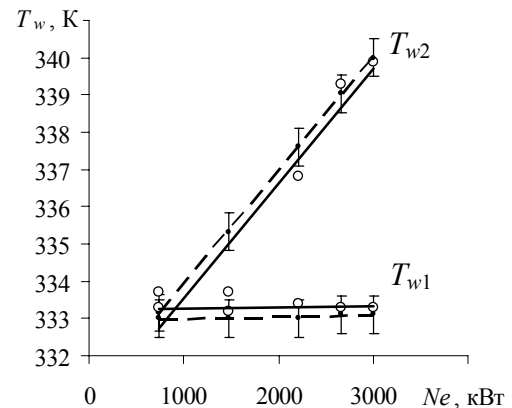
При використанні комплексу одночасно виконуються розрахунки всіх названих елементів як окремих блоків єдиної програми. При цьому блоки об'єднуються прямими та зворотними зв'язками. Завдяки цьому розрахунки елементів комплексу виконуються при початкових умовах, що постійно уточнюються в ході розрахунків. Це дозволяє отримувати результати розрахунків системи охолодження швидше і точніше з урахуванням зміни початкових і кінцевих параметрів теплоносіїв у всіх точках системи в результаті взаємного впливу всіх її елементів.

Оцінка **адекватності** математичної моделі системи охолодження проведена методом порівняння результатів математичного моделювання з експериментальними даними, які отримані при випробуванні дизель-генератора 16ЧН 26/26 (2В-9ДГ) на режимах тепловозної характеристики. На рис. 5 показано порівняння відповідних експериментальних і розрахункових параметрів для повнопотокової системи охолодження залежно від режиму роботи дизель-генератора.

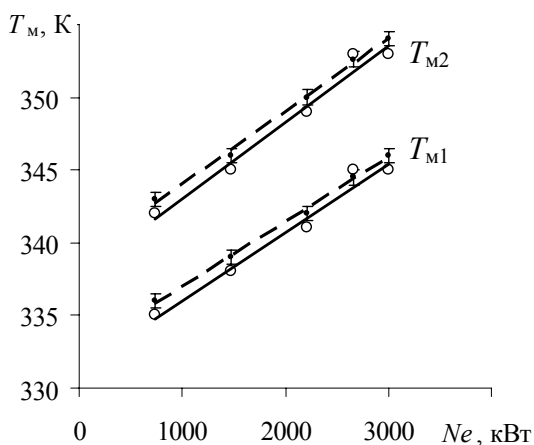
Температура наддувного повітря за охолоджувачем наддувного повітря



Температура охолоджуючої рідини на вході в охолоджувач наддувного повітря  $T_{w1}$  і виході з нього  $T_{w2}$



Температура масла на вході в двигун  $T_{M1}$  і виході з нього  $T_{M2}$



Температура охолоджуючої рідини на вході в двигун  $T_{wd1}$  і виході з нього  $T_{wd2}$

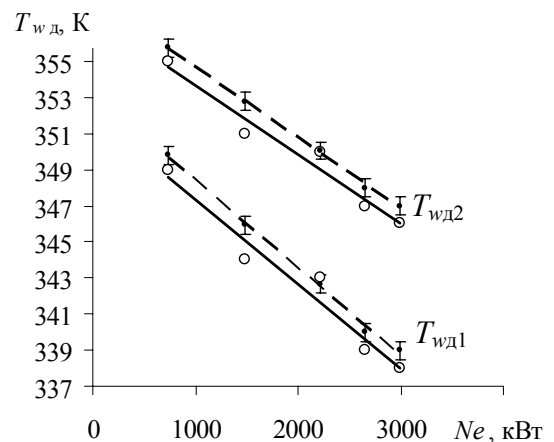


Рис. 5. Розрахункові й експериментальні параметри системи охолодження дизель-генератора 16ЧН 26/26 (2В-9ДГ):

—○— експериментальні залежності; — — — — — розрахункові залежності

У математичних моделях маловитратних схем систем охолодження використовуються такі ж самі основні елементи (охолоджувачі наддувного повітря, охолоджувачі масла, радіатори), що не мають суттєвих відмінностей від тих, які використовуються в математичних моделях повнопотокових схем. Аналогічно структура алгоритму розрахунку схеми системи побудована з використанням схожих загальних принципів. Це дозволяє вважати, що точність визначення параметрів теплоносіїв у контрольних точках маловитратних систем повинна бути такою ж, як і при моделюванні повнопотокових схем систем охолодження.

Середнє квадратичне відхилення експериментальних і розрахункових значень температур теплоносіїв у характерних точках системи охолодження (див. рис. 5) не перевищує 0,5...2 К на всіх режимах роботи дизель-генератора. Як видно з представлених результатів, відхилення контрольних температур теплоносіїв свідчать про припустимі похибки використання математичної моделі повнопотокової системи охолодження.

Причиною відхилень експериментальних точок від їх лінії тренду, особливо для температур повітря за охолоджувачем наддувного повітря, є нерівномірності температурного поля потоку теплоносіїв. Крім цього, слід враховувати, що реальний режим роботи двигуна не є стаціонарним, відповідно, змінюється потужність, частота обертання, витрата повітря і т.п. Відповідно, виміряні параметри додатково змінюються.

Таким чином, дані експериментальної перевірки результатів математичного моделювання системи охолодження дизельного двигуна магістрального тепловоза дозволяють вважати моделювання адекватним з похибкою, прийнятною для практичних розрахунків.

Встановлено, що більш глибоке охолодження наддувного повітря приводить до поліпшення паливної економічності двигуна типу 16ЧН 26/26 і зниження викидів оксидів азоту. Залежності з нанесеними на них експериментальними значеннями показані на рис. 6 та 7 (отримані на стенді Коломенського заводу).

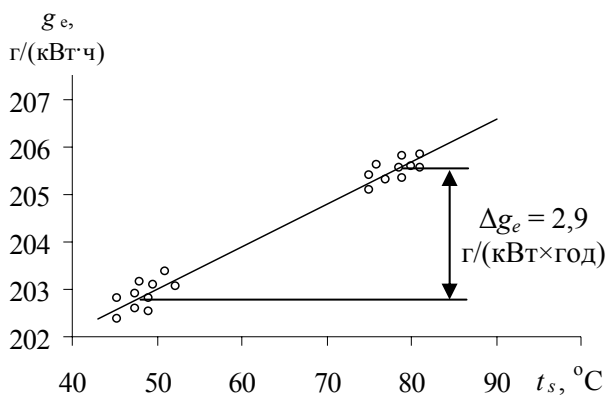


Рис. 6. Питома ефективна витрата палива

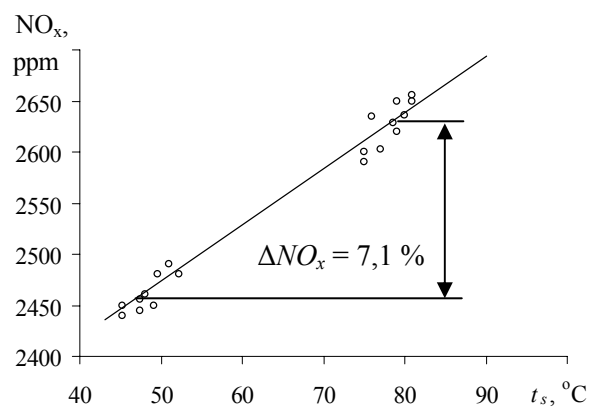


Рис. 7. Вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах

Підвищення паливної економічності двигуна на номінальному режимі становить 2,9 г/(кВт×год), зниження викидів оксидів азоту – на 7,1 %.

Відхилення результатів розрахунку температур теплоносіїв у контрольних точ-

ках системи охолодження від експериментальних даних у межах допустимої похибки досягнуто завдяки підвищенню точності математичних моделей кожного розрахункового елементу системи.

Розрахунки теплообмінників системи охолодження виконані на підставі моделей, що зазнали певного уточнення. Істотного підвищення точності розрахунків охолоджувачів масла, охолоджувачів наддувного повітря та радіаторів удалося досягти завдяки використанню в математичних моделях експериментально отриманих залежностей для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від теплоносія до поверхні теплообміну і величини опору руху потоку теплоносія.

Крім цього, роботи по вдосконаленню теплообмінників, які виконані в ході рішення загальної задачі, привели до необхідності визначення раціонального типу і параметрів геометрії поверхні теплообміну.

Для охолоджувача масла об'єктами вибору були геометричні параметри поверхні теплообміну, виконаної на основі шахового пучка біметалічних труб з накатними ребрами.

Вибір раціональних геометричних параметрів поверхні теплообміну виконаний чисельним способом з використанням відомих методів планування експерименту. Проведено пошук раціональних значень для трьох факторів: внутрішнього діаметра трубок, кроку між ребрами і висоти ребра.

Цільовою функцією була маса пучка. В якості функції відгуку використано регресійне рівняння другого ступеня, що враховує взаємний вплив факторів.

Раціональна геометрія поверхні теплообміну була використана для створення реальної продукції. Створений таким чином охолоджувач масла був випробуваний у складі системи охолодження двигуна типу 10ДН 20,7/2×25,4 тепловоза 2ТЕ10Ут, в результаті чого були підтверджені розрахункові параметри конструкції і відповідні переваги запропонованої геометрії.

Для охолоджувача наддувного повітря і радіаторів розглянуто сім різних видів поверхонь теплообміну.

В якості інтегрального показника, що характеризує вплив охолоджувача наддувного повітря на паливну економічність двигуна за інших рівних умов був обраний ступінь підвищення щільності повітря в охолоджувачі наддувного повітря  $\rho^*$ . В дисертації доведено, що екстремуми функції  $\rho^*$  та паливної економічності  $g_e$  співпадають, і це дає можливість обирати найвигіднішу геометрію поверхні теплообміну в залежності від досягнення охолоджувачем повітря максимуму  $\rho^*$ .

Величини мас пучків при максимальних  $\rho^*$  для кожної поверхні теплообміну при однакових габаритах охолоджувачів наддувного повітря і раціональній геометрії поверхні теплообміну порівнювалися далі між собою. На цій базі було визначено найбільш досконалу і технологічну поверхню теплообміну у вигляді коридорного пучка плоскоовальних труб із загальним оребрением пластинами, що мають регулярний поперечний трикутний виступ.

Для підвищення достовірності моделювання теплового балансу двигунів типу 16ЧН 26/26 в математичну модель були внесені наступні необхідні уточнення:

1. Додано модуль розрахунку температурного стану деталей циліндро-поршневої групи в рамках двовимірної осесиметричної моделі теплопровідності, використання якої дозволяє істотно уточнити значення температури теплосприймаю-



чих поверхонь циліндра двигуна (раніше температурний стан деталей розраховувався по менш достовірній одномірній моделі).

2. Додано модуль розрахунку процесу теплопередачі у випускному колекторі з рідинним охолодженням. Теплота, відведена від випускного колектора, також повинна бути відведена в радіаторах системи охолодження.

Основою для розрахунку робочого циклу турбопоршневого двигуна є рівняння першого закону термодинаміки для відкритої системи, записане в диференціальній формі. Після ряду перетворень отримано узагальнений вираз (6) для визначення приросту тиску по куту повороту вала у відкритій термодинамічній системі, що взаємодіє з  $n_1$  термодинамічними системами й обмінюється теплом з  $n_2$  теплосприймаючими поверхнями.

$$\frac{dp}{d\phi} = p \left( \frac{\frac{dI_T}{d\phi} + \sum_1^{n_1} \frac{dI_j}{d\phi}}{c_v T m} + \frac{\frac{dQ_x}{d\phi}}{c_v T m} - \frac{\sum_1^{n_2} \frac{dQ_{cti}}{d\phi} + \frac{dQ_{в.т}}{d\phi}}{c_v T m} - k \frac{d \ln V}{V d\phi} + \frac{dv}{m/\mu} - \frac{c_{vm}}{c_v} \frac{\sum_1^{n_1} dm_j + dm_T}{m d\phi} - \frac{\frac{d(c_v)_T}{d\phi}}{c_v} \right). \quad (6)$$

В рівнянні (6)  $dm_j$ ,  $dI_j$  – елементарна маса й елементарна ентальпія, які надходять або залишають відкриту термодинамічну систему при взаємодії з  $j$ -ю системою;  $dm_T$ ,  $dI_T$  – елементарна маса й елементарна ентальпія випареного палива;  $dQ_x$  – енергія, що виділяється при згорянні палива;  $dQ_{cti}$  – теплота, що відводиться в стінки;  $dQ_{в.т}$  – теплота, що витрачається на прогрівання і випаровування палива;  $d(c_v)_T$  – приріст істинної теплоємності внаслідок зміни якості робочого тіла. Чисельне інтегрування даного рівняння спільно з рівняннями матеріального балансу і стану ідеального газу покладено в основу алгоритму розрахунку.

Зміна стану робочого тіла внаслідок теплообміну з теплосприймаючими поверхнями, що обмежують об'єм системи, входить у третій член рівняння (6) і визначається за виразом

$$\sum_1^{n_2} \frac{dQ_{cti}}{d\phi} = \sum_1^{n_2} \alpha_{ri} F_{cti} (T - T_{cti}) \frac{1}{6n}. \quad (7)$$

Для врахування тепловіддачі від робочого тіла до стінок деталей ЦПГ визначалися миттєві значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_r$ , площа  $i$ -ї теплосприймаючої поверхні –  $F_{cti}$  і середня температура  $i$ -ї теплосприймаючої поверхні –  $T_{cti}$ .

**У шостому розділі** розглянуто впровадження результатів дослідження на підприємствах галузі (АТ «Бериславський машинобудівний завод», «Локомотивне депо Миколаїв») та в навчальний процес кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

**У додатках** наведені таблиці конструктивних параметрів спроектованих охолоджувача наддувного повітря, радіаторних секцій, охолоджувачів масла; таблиця параметрів спроектованої системи охолодження для двигуна типу 16ЧН 26/26; отримання виразу для визначення коефіцієнтів теплопередачі в умовах забруднення поверхонь експлуатаційними відкладеннями; договір про науково-технічну співпрацю

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова та АТ «Бериславський машинобудівний завод»; акти впровадження результатів дисертаційної роботи.

## ВИСНОВКИ

У роботі поставлена і вирішена важлива **науково-практична** задача підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних параметрів дизельних двигунів типу 16ЧН 26/26 магістральних тепловозів шляхом вдосконалення систем охолодження. Отримані наступні результати:

1. Розроблено спосіб створення перспективних маловитратних систем охолодження дизельних двигунів типу 16ЧН 26/26 магістральних тепловозів, який дозволяє підвищити ефективність таких систем за охолодженням наддувного повітря від 0,68...0,75 до 0,94...0,96.

2. Вдосконалено комплексну математичну модель системи охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів, за рахунок чого підвищено точність визначення температури наддувного повітря в ресивері двигуна до  $\pm 2$  К, температур масла і води до  $\pm 1$  К.

3. Розроблено спосіб кількісного і якісного порівняння та вибору раціональних схем систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів, реалізація якого при проектуванні забезпечує суттєве зменшення мас охолоджуючих секцій теплообмінників маловитратних систем (наприклад, для двигуна типу 16ЧН 26/26 на 50...170 кг при забезпеченні однакових температур повітря в ресивері – 48 °С).

4. Уточнено диференціальну математичну модель робочого циклу турбопоршневого двигуна в частині визначення теплових потоків від двигуна у воду і масло в залежності від параметрів охолодження води, масла та наддувного повітря, яка дозволила встановити, що для двигуна типу 16ЧН 26/26 при потужності 2950 кВт та максимально можливій зміні температури навколишнього повітря зміна теплових потоків у воду може досягати 4,8 %, масло – 3,1 %.

5. Отримано залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від масла до поверхні теплообміну та величини гідравлічного опору руху потоку масла для шахових пучків труб з індивідуальними накатними ребрами при змінних параметрах геометрії поверхні теплообміну; величина похибки визначення коефіцієнтів тепловіддачі  $\pm 21$  %, гідравлічного опору по маслу  $\pm 27$  %; одночасно визначено раціональні параметри геометрії поверхні теплообміну.

6. Визначено раціональний конструктивний вигляд і геометричні параметри поверхні теплообміну, придатної для промислового виготовлення охолоджувачів наддувного повітря і радіаторів ДВЗ тепловозних енергетичних установок; для двигуна типу 16ЧН 26/26 потужністю 2950 кВт використання запропонованої поверхні теплообміну дозволило знизити масу охолоджувача наддувного повітря на 76 %, підвищити ККД на 8,9 %, аеродинамічний опір знизити на 32 %, ККД радіаторів збільшився на 5,3 %.

7. Отримано уточнені залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від повітря до поверхні теплообміну і величини опору руху потоку повітря для поверхні теплообміну, вибраної для охолоджувачів наддувного повітря і радіаторів, похибка

визначення коефіцієнтів тепловіддачі  $\pm 24\%$ , а гідравлічного опору по повітрю  $\pm 3\%$ .

8. Уточнено вплив експлуатаційних забруднень теплообмінних апаратів на їх ефективність: забруднення охолоджувача наддувного повітря двигуна типу 16ЧН 26/26 знижує його ефективність на  $1,9\%$ , а температура повітря в ресивері підвищується на  $2,6\text{ К}$ , для охолоджувача масла ефективність знижується на  $7,2\%$ , а температура масла підвищується на  $2,1\text{ К}$ , для радіаторів ефективність знижується на  $2,1\%$ , а температура води підвищується на  $1,3\text{ К}$ .

9. На базі отриманих результатів створено робочий проект системи охолодження тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26 потужністю  $2950\text{ кВт}$ . Ефективність системи по охолодженню наддувного повітря становить  $0,95$ , маса і габарити системи збереглися незмінними; використання нової системи охолодження дозволяє знизити питому витрату палива на номінальному режимі роботи двигуна при температурі навколишнього повітря  $40\text{ }^\circ\text{C}$  на  $2,9\text{ г}/(\text{кВт}\times\text{год})$ , зменшити викиди оксидів азоту в цих умовах на  $7,1\%$ . На запропоновану схему системи охолодження подані заявки для отримання патентів України (заявка № а 2011 12296 від 20.10.2011) і Росії (заявка № 2012 102720/06 (003962) від 26.01.2012) на винахід.

10. Результати дослідження впроваджено на АТ «Бериславський машинобудівний завод», м. Берислав Херсонської обл.; на підприємстві «Локомотивне депо Миколаїв», а також у навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Мошенцев Ю. Л. Обобщенные граничные условия по теплообмену для шахматных пучков оребренных труб маслоохладителей двигателей внутреннего сгорания / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2010. – № 1 (430). – С. 101-108.

Здобувачу належать дослідження експериментальних охолоджувачів масла на стенді Бериславського машинобудівного заводу, обробка результатів експерименту.

2. Мошенцев Ю. Л. Обобщенные граничные условия по сопротивлению для шахматных пучков оребренных труб маслоохладителей двигателей внутреннего сгорания / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2010. – № 3 (432). – С. 116-121.

Здобувачу належать дослідження експериментальних охолоджувачів масла на стенді Бериславського машинобудівного заводу, обробка результатів експерименту.

3. Мошенцев Ю. Л. Выбор геометрических параметров для диагональных пучков труб кожухотрубчатых охладителей масла ДВС / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев, В. Н. Антоненко // Двигатели внутреннего сгорания : научно-технический журнал. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – № 1. – С. 53-58.

Здобувачем запропонований оціночний комплекс.

4. Мошенцев Ю. Л. О целесообразности применения различных видов поверхностей теплообмена в охладителях наддувочного воздуха тепловозных двигателей / Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный, А. А. Гогоренко // Локомотив-информ : международный информационно-технический журнал. – Харьков, 2010. – № 4. – С. 14-17.

Здобувачу належить розробка математичних моделей охолоджувачів наддувального повітря з різним типом поверхні теплообміну.

5. Гогоренко А. А. Создание перспективных конструкций охладителей наддувочного воздуха тепловозных двигателей / А. А. Гогоренко // Вісник НУК : електронне видання. – Миколаїв : НУК, 2011. – № 1. Посилання на статтю: <http://ev.nuos.edu.ua/ru/publication?publicationId=8012>.

6. Гогоренко А. А. Оценка влияния загрязнений поверхности теплообмена охладителей наддувочного воздуха на их теплотехническую эффективность / А. А. Гогоренко // Авиационно-космическая техника и технология : сб. научн. трудов. – Харьков : ХАИ, 2011. – Вып. 10 (87). – С. 108-113.

7. Мошенцев Ю. Л. Выпадение влаги в охладителях воздуха современных ДВС / Ю. Л. Мошенцев, Б. А. Тягнирядно, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев // Авиационно-космическая техника и технология : сб. научн. трудов. – Харьков : ХАИ, 2011. – Вып. 9 (86). – С. 64-69.

Здобувачем розроблено спосіб розрахунку охолоджувача наддувального повітря з урахуванням можливого виділення вологи.

8. Мошенцев Ю. Л. Тенденции развития систем охлаждения двигателей современных магистральных тепловозов / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко // Локомотив-информ : международный информационно-технический журнал. – Харьков, 2011. – № 7. – С. 20-24.

Здобувачу належить розробка схем систем охолодження.

9. Мошенцев Ю. Л. Система охлаждения для современных магистральных тепловозов / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев // Двигатели внутреннего сгорания : научно-технический журнал. – Харьков : НТУ “ХПИ”, 2011. – № 2. – С. 90-94.

Здобувачем запропонований спосіб порівняння схем за допомогою характеристик.

## АНОТАЦІЯ

**Гогоренко О. А. Вдосконалення систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Миколаїв, 2012.

Дисертація присвячена вирішенню задачі вдосконалення систем охолодження дизельних двигунів магістральних тепловозів для підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних параметрів енергетичних установок за рахунок використання в системах охолодження ефекту маловитратності.

Розроблено спосіб створення маловитратних схем систем охолодження для дизельних двигунів магістральних тепловозів. На основі способу розроблено низку схем із ймовірно високими параметрами для двигуна типу 16ЧН 26/26.

Розроблено спосіб порівняння різних схем систем охолодження, що дозволяє провести зіставлення схем у рівних умовах при досягнутих межах оптимізації кожної зі схем.

На базі результатів дослідження створено робочий проект системи охолодження для тепловозного двигуна типу 16ЧН 26/26 потужністю 2950 кВт. Система дозволяє забезпечити температуру повітря в ресивері двигуна 48 °С при роботі двигуна на номінальній потужності і при температурі навколишнього середовища 40 °С. Використання нової системи охолодження дозволяє знизити питому витрату палива на номінальному режимі роботи двигуна при температурі навколишнього середовища 40 °С на 2,9 г/(кВт×год), зменшити викиди оксидів азоту в цих умовах на 7,1 %.

**Ключові слова:** система охолодження, тепловозний дизельний двигун, теплообмінні апарати, характеристики систем охолодження, ефект маловитратності.

## АННОТАЦИЯ

**Гогоренко А. А. Совершенствование систем охлаждения дизельных двигателей магистральных тепловозов.** – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки. – Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова. – Николаев, 2012.

Диссертация посвящена решению задачи совершенствования систем охлаждения дизельных двигателей магистральных тепловозов для повышения топливной экономичности и улучшения экологических параметров энергетических установок за счет использования в системах охлаждения эффекта малорасходности.

Разработан способ создания малорасходных схем систем охлаждения для дизельных двигателей магистральных тепловозов. На основе предложенного способа разработан ряд схем с вероятно высокими параметрами для двигателя типа 16ЧН 26/26. Установлено, что эти схемы могут иметь различную эффективность при прочих равных условиях, которую целесообразно оценивать количественно при выборе наилучшего варианта.

Разработан способ сопоставления различных схем систем охлаждения, который позволяет провести сравнение схем в равных условиях при достигнутых пределах оптимизации каждой из схем. Для сопоставления предлагается использовать так называемые характеристики систем. Использование характеристик систем позволяет провести сравнение на базе количественных показателей сравниваемых объектов. Характеристики представляют собой зависимости общей массы сердцевин всех теплообменников системы от температур воздуха за охладителем наддувочного воздуха. В предлагаемых характеристиках суммы масс теплообменников доводятся до возможного минимума при каждом значении температуры воздуха за охладителем наддувочного воздуха посредством использования специальных процедур.

Предложена уточненная комплексная математическая модель системы охлаждения, которая учитывает изменение тепловых потоков от турбопоршневого двигателя в воду, масло и наддувочный воздух, а также параметров его рабочего цикла от действия переменной температуры воды, масла и наддувочного воздуха. При использовании модели в ходе расчетов непрерывно корректируются значения начальных данных схемы системы и ее теплообменников в зависимости от изменения этих данных под воздействием переменных тепловых потоков от двигателя и теплооб-

менников, которые связаны с температурами теплоносителей и изменяются в процессе расчетов.

На базе результатов исследования создан рабочий проект системы охлаждения для тепловозного двигателя типа 16ЧН 26/26 мощностью 2950 кВт. Система позволяет обеспечить температуру воздуха в ресивере двигателя 48 °С при работе двигателя на номинальной мощности и при температуре окружающей среды 40 °С. Использование новой системы охлаждения позволяет снизить удельный расход топлива на номинальном режиме работы двигателя при температуре окружающей среды 40 °С на 2,9 г/(кВт×ч), уменьшить выбросы оксидов азота в этих условиях на 7,1 %.

**Ключевые слова:** система охлаждения, тепловозный дизельный двигатель, теплообменные аппараты, характеристики систем охлаждения, эффект малорасходности.

## ABSTRACT

**Gogorenko O. A. Mainline diesel locomotives engine cooling system development.** – Manuscript.

Thesis for the candidate degree in technical sciences on specialty 05.05.03 – engines and power plants. – Admiral Makarov National University of Shipbuilding. – Mykolaiv, 2012.

This thesis is dedicated to the problem solution of the mainline diesel locomotives engine cooling system development for the fuel conservation and power plants ecological parameters improvement using the slow flow effect in the cooling systems.

The new method of the slow flow diagrams creation of the mainline diesel locomotives engine cooling systems is developed. Basing on the proposed method, diagrams range with probable high parameters for the engine of 16ЧН 26/26 type is developed.

The method of the comparison for the cooling systems various diagrams is developed. This method allows drawing a comparison of the diagrams under equal conditions at achieved limits of each several scheme optimization.

Basing on the research results, the detailed design of the cooling system for the diesel locomotive engine of 16ЧН 26/26 type with the power of 2950 kW is created. The system allows providing the air temperature in the engine receiver of 48 °С at the engine operation with the nominal power and at the ambient temperature of 40 °С. Utilization of the new cooling system allows to reduce the specific fuel consumption with the rated power setting at the ambient temperature of 40 °С to 2,9 g/(kW×h), to reduce the nitric oxide emissions under these conditions to 7,1 %.

**Keywords:** cooling system, cooling systems characteristics, diesel locomotive engine, heat-exchange apparatus, slow flow effect.

**ГОГОРЕНКО** Олексій Анатолійович

**ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ  
ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ МАГІСТРАЛЬНИХ ТЕПЛОВОЗІВ**

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук за спеціальністю  
05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Підписано до друку 17.04.2012. Папір офсет. Формат 60x84/16.  
Гарнітура «Таймс». Друк ризограф. Ум. друк. арк. 0,9.  
Тираж 100 прим. Зам. № 1704-1.

---

Віддруковано з готових оригінал-макетів  
у поліграфічному підприємстві СПД Румянцева Г. В.  
54010, м. Миколаїв, вул. Бузника, 5.  
Свідоцтво МК № 11 від 26.01.2007 р.