

О.В. Антошків*, С.В. Нікіпчук

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки,

*Бранденбурзький технічний університет,
кафедра двигунів внутрішнього згорання та авіаційних двигунів

ПОКРАЩАННЯ ПОСДНАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВИДІЛЕННЯ ТЕПЛОТИ ДВИГУНА В СИСТЕМІ ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

© Антошків О.В., Нікіпчук С.В., 2008

Покращання робочих показників при проектуванні транспортних засобів передбачає оптимізацію робочих характеристик системи охолодження їхніх двигунів. Наведено спосіб отримання оптимальної будови системи охолодження двигунів. Описано тенденції розвитку систем охолодження нового покоління.

The improvement in engine design and control techniques implies an optimization of the cooling system. The work presents the way to get an optimal structure of the cooling system. The tendencies of the development of the new generation cooling system are described.

Постановка проблеми. У сучасних автомобілях все більшого значення набуває ефективне використання теплової енергії, яка отримується в результаті згорання палива. Щораз частіше застосовуються нові концепції системи охолодження двигуна внутрішнього згорання, його додаткового обладнання, а також системи акумулювання та використання теплової енергії, відведеної від осередків її виникнення.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Прикладом реалізації таких концепцій можуть бути використовувані на окремих автомобілях акумулятори теплової енергії [1] або застосовуване рідинне охолодження генераторів електричного струму у бортовій мережі автомобіля [4].

Рідинне охолодження генератора струму сприяє зменшенню рівня шуму, підвищує надійність роботи та потужність, покращує коефіцієнт корисної дії і якість його охолодження. Особливою перевагою такого виконання агрегату є можливість повторного використання виділеної у ньому теплової енергії. Ця тенденція є намаганням ефективніше використовувати теплову енергію на борту автомобіля.

Існуючі сьогодні, а також можливі у майбутньому системи рідинного охолодження джерел тепловиділення вимагають ґрунтовного аналізу.

Аналіз таких систем охолодження можливий за умови розгляду джерел виділення теплоти в автомобілі. В табл. 1 наведено структуру розподілу теплової енергії.

Основна маса теплоти відводиться радіатором системи охолодження, що ілюструє ліва частина діаграми. Механічна енергія, структура якої відображена у правій частині таблиці, витрачається на додання опорів руху та на втрати у допоміжних агрегатах. Закономірно, що практично вся теплова енергія, підведена з паливом, у кінцевому результаті розсіюється у довкілля. При цьому виникають два основні питання:

1. Доцільність перерозподілу потоків теплової енергії у межах наведеної вище схеми.
2. Доцільність застосування примусового характеру розсіювання теплової енергії.

Структура втрат теплової енергії палива автомобіля під час його руху

Енергія палива								
Система охолодження			Охолодження повітря наддування	Відпрацьовані гази		Механічна енергія		
Радіатор	Конвекція і випромінювання	Залишкова енергія охолоджувальної рідини після закінчення руху		Втрати теплоти у приймальній трубі	Втрати теплоти у каталізаторі	Залишкова теплота відпрацьованих газів	Пришвидщення / гальмування	Опір повітря
					Допоміжні агрегати			Втрати в трансмісії
					Оливний тяг ¹ (насос)			
					Рідинний тяг (насос)			
					Втрати в генераторі			
					Акумуляторна батарея			
					Підсилювач керма			
					Електричний водяний тяг			
					Механічні втрати в двигуні			
					Інші теплові втрати			

За сучасного стану розвитку автомобілебудування немає необхідності з'ясовувати доцільність примусового охолодження, тобто охолодження з використанням теплообмінного пристрою для розсіювання теплової енергії – радіатора, наприклад, щодо головки та циліндрів двигуна внутрішнього згорання, повітря наддуву, масла тощо. Проте, вже сьогодні у потужних автомобільних двигунах, передусім дизельних, поступово набувають все більшого значення так звані системи низькотемпературного рідинного охолодження [4]. Прикладом тут може бути охолодження оливи гідропередачі, дизельного палива або використане в автомобілі Audi A8 V8 TDI рідинне охолодження повітря наддуву. Проблемою в цьому випадку є складність застосування рідини основного кола охолодження для охолодження повітря наддуву, оскільки температура цієї рідини є надто високою для забезпечення відповідних параметрів повітря на вході у циліндри. Проте, проблема успішно долається за допомогою введення додаткового кола низької температури, як це реалізовано в двигунах BMW V8 [6]. Систему охолодження цього двигуна влаштовано так, що охолоджувальна рідина підводиться до агрегатів, які потребують охолодження при значно нижчій температурі (теплообмінник автоматичної скрині передач), після проходження крізь низькотемпературну зону радіатора, яка є відокремлена перегородкою від інших робочих зон радіатора. Так досягають відповідного температурного режиму охолодження кожного з елементів тепловиділення системи.

Постановка задачі. Метою статті є аналіз існуючих та пошук на його основі найоптимальнішої конструктивної схеми поєднання елементів системи охолодження автомобільних двигунів.

Основний матеріал. Провівши подальші узагальнення, з погляду термодинаміки можна вважати автомобіль системою джерел теплоти, яка є наслідком фізичних процесів, необхідних для виконання всіх функцій автомобіля.

¹ Тут вжито *тяг* (з подібності до водотяг, порохотяг, перетяг і т. п.) замість запозиченого слова *насос* відповідно до концепції уникнення чужомовних запозичень за наявності у мові власних відповідників [3].

Тому тепловий баланс автомобіля можна подати у такому вигляді:

$$Q_k = \sum_{i=1}^N Q_i, \quad (1)$$

де Q_k – теплота, підведена до двигуна з паливом; Q_i – теплота, яка розсіюється на i -му елементі.

Теплота може розсіюватися у довкіллі безпосередньо та безповоротно, наприклад, теплові втрати від тертя колеса з дорогою або втрати від тертя поверхонь автомобіля до повітря. Разом з цим існують можливості використання теплоти для нагрівання певних елементів автомобіля, скажімо, пасажирського відсіку, крісел водія чи пасажирів, акумуляторної батареї, випаровувачів палива тощо. Тобто тих елементів, для підтримання теплового стану яких необхідні витрати теплоти.

Отже, необхідно розглянути можливості об'єднання джерел розсіювання та виділення теплоти автомобіля до системи з метою досягнення оптимального охолодження (а в перспективі і розгляд питання повторного використання відданої теплової енергії) для знаходження найоптимальнішого варіанта системи за умови дії на систему одних і тих самих зовнішніх умов та за одних і тих самих параметрів елементів системи.

Розглянемо простий випадок поєднання трьох елементів теплообміну, наприклад, циліндри двигуна, система мащення та проміжний охолоджувач повітря у системі рідинного охолодження дизельного двигуна. З інженерного погляду існує доволі багато способів конструктивного влаштування системи охолодження. Проте можна виділити лише 7 основних схем поєднання її елементів (рис. 1).

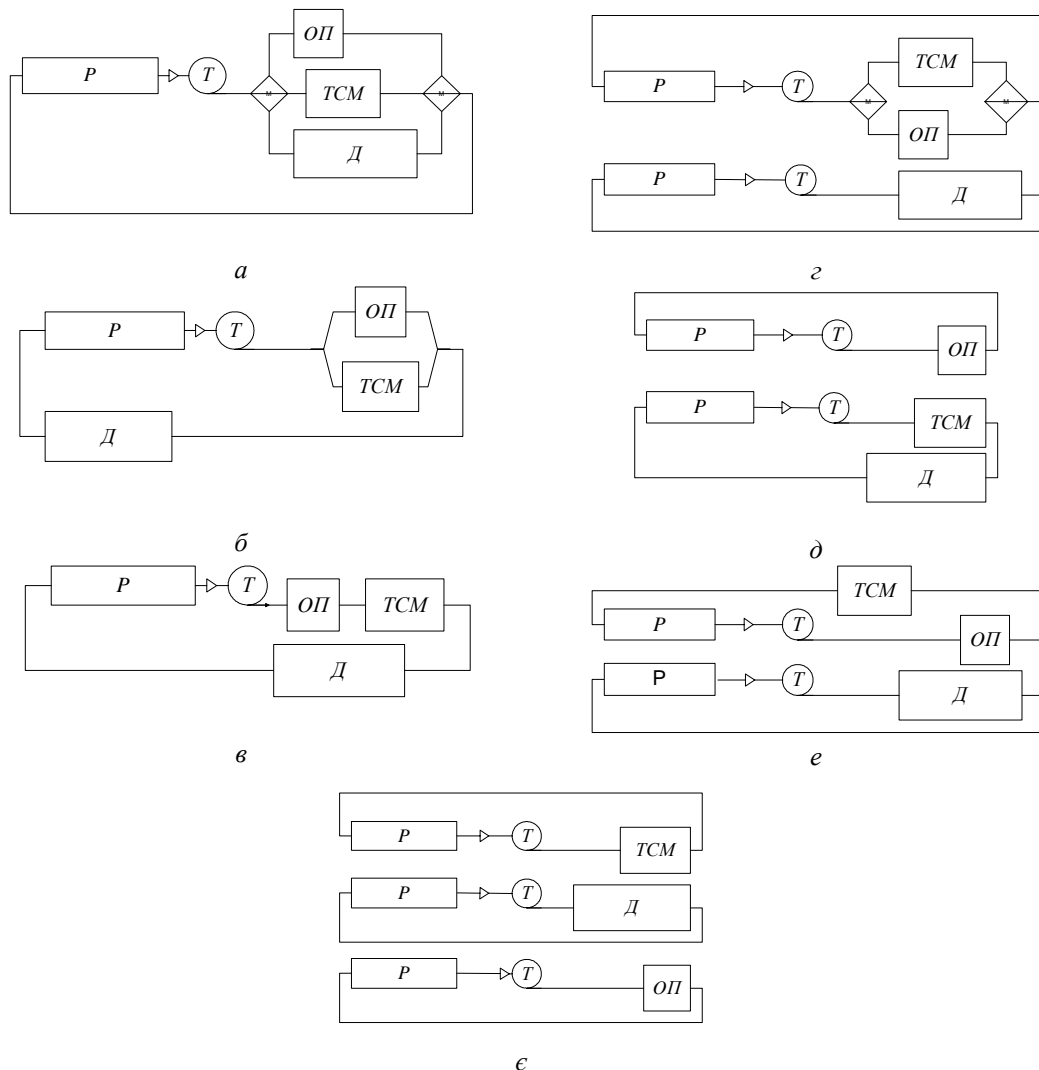


Рис. 1. Можливі варіанти об'єднання елементів охолодження двигуна до системи охолодження: Д – двигун; Р – радіатор системи охолодження; Т – тяг; ОП – проміжний охолоджувач повітря; ТСМ – теплообмінник системи мащення

Для схем, наведених на рис. 1, отримаємо рівняння теплового балансу

$$Q_K = Q_D + Q_{LK} + Q_{OK}, \quad (2)$$

де Q_K – теплота, розсіяна радіатором P , Q_D – теплота, віддана циліндрами двигуна D , Q_{LK} – теплота, віддана проміжним охолоджувачем повітря $ОП$, Q_{OK} – теплота, передана теплообмінником системи мащення $TСМ$.

Для потужності відведеної радіатором теплоти q_K матимемо:

$$q_K = q_D + q_{LK} + q_{OK}. \quad (3)$$

Якщо відомі потужності тепловіддачі двигуна D , проміжного охолоджувача та теплообмінника системи мащення (відповідно q_D , q_{LK} , q_{OK}), то, на перший погляд, завдання полягає лише у визначенні параметрів радіатора P , який повинен забезпечувати розвіювання потрібної теплової потужності

$$q_K = A_k \cdot K \cdot \Delta T, \quad (4)$$

де A_k – площа поверхні теплопередачі рідина–повітря.

Коефіцієнт теплопередачі визначається за однією із відомих методик

$$K = \left(\frac{V_w \cdot \rho_w}{A_{snw} \cdot Z} \right)^{n_1} \cdot \left(\frac{V_l \cdot \rho_l}{A_{stl} \cdot Z} \right)^{n_2}, \quad (5)$$

де V_w, V_l – об'ємна витрата охолоджувальної рідини та повітря, відповідно;

ρ_w, ρ_l – густина охолоджувальної рідини та повітря, відповідно;

A_{snw}, A_{stl} – площа перерізу радіатора стосовно рідини та повітря;

n_1, n_2 – показники ступеня;

Z – кількість елементів радіатора P ;

Середня різниця температур

$$\Delta T = \frac{t_{la} - t_{le}}{\ln \left(\frac{\frac{t_{we} - t_{wa} - t_{le}}{2}}{\frac{t_{we} + t_{wa} - t_{la}}{2}} \right)}, \quad (6)$$

де t_{la}, t_{le} – температура повітря на вході та виході з радіатора відповідно,

t_{we}, t_{wa} – температура охолоджувальної рідини на вході та виході з радіатора P відповідно.

Отже, потужність розсіювання є залежністю декількох величин

$$q_K = f(t_{le}, V_w, V_l, Z_k) \quad (7)$$

і основна умова ефективності радіатора має вигляд

$$q_K = \max(q_K). \quad (8)$$

Ситуація значно ускладнюється у разі системи охолодження, до складу якої входить декілька елементів, оскільки до неї, а також до її складових висувають відповідні вимоги.

Таблиця 2

Обмеження температури охолоджувальної рідини щодо елементів системи охолодження тепловозного дизельного двигуна BR 241

	D	$TСМ$	$ОП$
t , °С, вхід	–	–	<70
t , °С, вихід	95, max 98	86	–

Такі температурні обмеження дійсні за умови використання рекомендованих виробником теплообмінників. Зрозуміло, що ці обмеження можуть бути пом'якшені за рахунок оптимізації наявних теплообмінників.

Окрім температурних обмежень щодо систем охолодження, діють і обмеження щодо швидкості протікання рідини елементами теплообмінників, а також суто інженерні обмеження, які стосуються можливостей монтажу системи на транспортному засобі. Зрозуміло, що обмеження такого плану повинні бути враховані (хоча б опосередковано) при проведенні аналізу можливих виконань систем охолодження.

Отже, можна стверджувати, що оптимальне функціонування системи охолодження можливе за умов

$$\left\{ \begin{array}{l} q_k = f(t_{le}, V_w, V_l, Z_k) \Rightarrow \max \\ t_{we} = f\left(\frac{Z_i}{Z_\Sigma}\right) \Rightarrow \min \\ q_k = f(n) \Rightarrow \max \\ t_{we} = f(V_{wi}) \Rightarrow \min \\ t_{wi} < [t_{wi}] \\ V_{wi} < [V_{wi}] \end{array} \right. , \quad (9)$$

де i – порядковий номер елемента тепловиділення системи $i = \overline{1, 2, n}$;

Z_i – кількість елементів радіатора, які розсіюють теплоту i -го елемента системи.

Параметрів системи, за яких задовольняються умови (9), досягнуто після розгляду рівнянь (4) – (6) за допомогою спеціально розробленої програми. Існуючі сьогодні програми математичного моделювання систем охолодження Kuli (моделювання рідинного охолодження та теплообміну), а також Flowmaster (моделювання гідродинаміки системи охолодження) [5] забезпечують достатньо високу точність отриманих результатів і є базою для розрахунку сучасних систем охолодження. Проте для викладеної вище задачі аналізу немає необхідності у високій точності результату, яка є вкрай необхідною для інженерних розробок.

Задовільний результат отримують із використанням спеціально створеної для цієї задачі програми, яка забезпечує більшу гнучкість проведення аналізу. Результати виконання програми добре узгоджуються з результатами реостатного випробування двигуна BR 241, а тому розроблена програма використовувалася при подальшому аналізі.

Наведемо основні результати аналізу, вихідними даними якого були параметри системи охолодження дизеля BR 241. Залежність температурного режиму одноконтурної системи охолодження, схему якої зображено на рис. 1, б (варіант паралельного з'єднання ОП та ТСМ), від масової витрати охолоджувальної рідини ілюструє рис. 2.

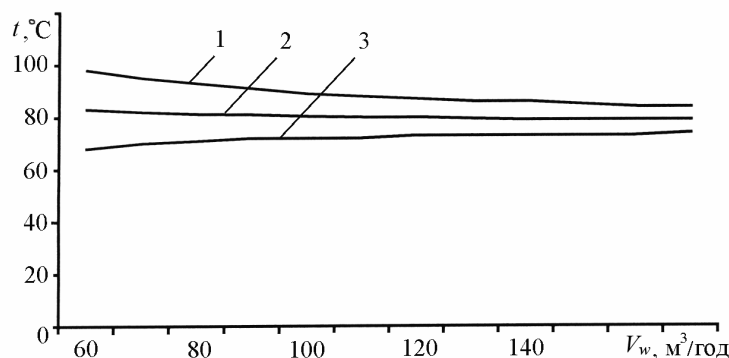


Рис. 2. Залежність температури елементів охолодження одноконтурної системи охолодження від витрати охолоджувальної рідини

Ефективна робота системи можлива у разі витрати рідини $60 \text{ м}^3/\text{год}$. При цьому температура на виході з двигуна t_{da} (крива 1), а також на виході з теплообмінника системи мащення (крива 2) утримуються в допустимих межах ($t_{de} = 98 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{wta} = 83 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно). Температура охолоджувача повітря вища за допустимі значення ($t_{lke} = 69 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{lka} = 83 \text{ }^\circ\text{C}$) і збільшенням її неможливо досягти бажаного рівня температур охолоджувача повітря (крива 3 зростає із незначною тенденцією до спадання кривої 2), що виключає можливість застосування такої схеми при заданих обмеженнях.

Одноконтурна система охолодження, схему якої наведено на рис. 1, а, виконують так, що на виході з двигуна за допомогою термостату встановлюється відповідна витрата і постійно підтримується стала температура на виході з двигуна $t_{da} = 98 \text{ }^\circ\text{C}$ (горизонталь 1, рис. 3), утримуючи температурний режим охолодження на вході в ОП та ТСМ (крива 4) на мінімально можливому рівні ($t_{lke} = t_{wte} = 69 \text{ }^\circ\text{C}$ при $V_w = 60 \text{ м}^3/\text{год}$). Як видно з графіка, збільшення витрати рідини призводить до зростання температури на вході в усі елементи системи.

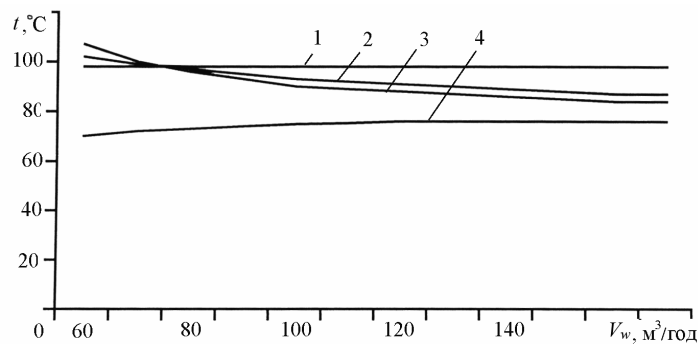


Рис. 3. Залежність температури елементів охолодження одноконтурної системи охолодження від витрати охолоджувальної рідини

Треба зазначити, що при всіх варіантах одноконтурної системи охолодження за певних вихідних умов можна досягти на вході в охолоджувач повітря наддування температури не меншої за $t_{lke} = 69 \text{ }^\circ\text{C}$, що неприйнятно з огляду на вимоги до температури повітря наддування, яка впливає передусім на екологічність дизеля. Проте, одноконтурна система охолодження знайшла своє застосування у двигуні Caterpillar 3608, у якого значно менша частка теплоти виділяється двигуном.

Значно кращих температурних умов під час охолодження досягають за рахунок відокремлення охолоджувача повітря в окремий контур. За умови розподілу тієї самої кількості елементів радіатора, яка використовувалась у попередніх випадках ($Z_\Sigma = 41$), при 16-ти елементах охолодження ОП вдається досягти прийнятної температури на вході в охолоджувач $t_{lke} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ (крива 2, рис. 4), проте дещо вищою стає температура на виході з теплообмінника ТСМ $t_{wta} = 88 \text{ }^\circ\text{C}$ (крива 4). Збільшення кількості елементів контуру охолоджувача повітря сприяє зменшенню температури на виході з теплообмінника системи мащення із одночасним збільшенням температури на вході в охолоджувач повітря.

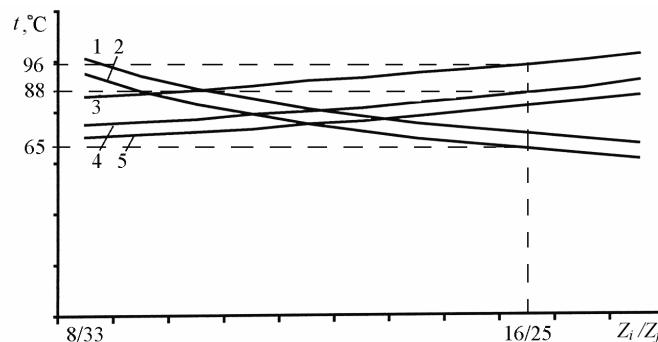


Рис. 4. Залежність температури елементів охолодження двоконтурної системи охолодження від розподілу елементів охолодження між контурами

Наведена на рис. 1, *e* схема реалізована у тепловозних двигунах BR 241. У цьому випадку подані на рис. 5 функції температур (криві 1 та 2) сорочки охолодження мають спадний характер, а температури виділених в окремий контур охолоджувача повітря *ОП* та теплообмінника системи мащення *ТСМ* – зростаючий характер.

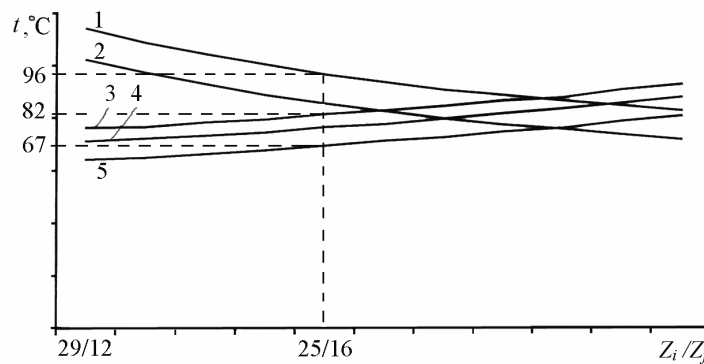


Рис. 5. Залежність температури елементів охолодження двоконтурної системи охолодження від розподілу елементів охолодження між контурами

Шістнадцять елементів радіатора забезпечують температуру на виході з двигуна $t_{da} = 96\text{ }^{\circ}\text{C}$, а 25 елементів радіатора контуру низької температури утримують температуру на вході в охолоджувач повітря *ОП* $t_{lke} = 67\text{ }^{\circ}\text{C}$ (крива 5), а на виході з теплообмінника *ТСМ* встановлюється прийнятна температура – $t_{wta} = 86\text{ }^{\circ}\text{C}$ (крива 3). Розподіл 25/16 у цьому випадку є оптимальним, оскільки перерозподіл у бік збільшення елементів радіатора холодного контуру призводить до виходу температури сорочки охолодження за критичні межі. Збільшення ж кількості елементів радіатора гарячого контуру призводить до виходу температур теплообмінника та охолоджувача повітря із оптимальної області.

Отримати ще нижчі рівні температур охолоджувача повітря можна у результаті застосування триконтурної системи охолодження (рис. 1, *e*), у якій кожен з елементів тепловиділення має свій контур.

Контур сорочки охолодження двигуна *Д* отримує з огляду на встановлення оптимальної температури 16 елементів (аналогічно до попереднього варіанта). Решта 25 елементів радіатора розподіляються між контуром охолоджувача повітря *ОП* та теплообмінника *ТСМ*. Подані на рис. 6 графіки вказують на доцільність використання системи з 11-ти елементів контуру теплообмінника (забезпечується температура $t_{wta} = 86\text{ }^{\circ}\text{C}$ (крива 1) та 14-ти елементів контуру охолоджувача, внаслідок чого отримується температура $t_{lke} = 62\text{ }^{\circ}\text{C}$ (крива 4).

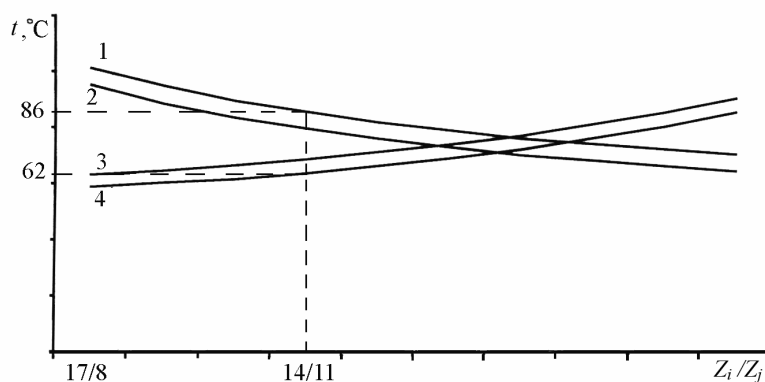


Рис. 6. Залежність температури елементів охолодження триконтурної системи охолодження від розподілу елементів охолодження між контурами *ОП* та *ТСМ*

Проаналізувавши наведені на рис. 3–7 графіки, які відображують результати обчислення програми, стає очевидною перевага відокремлення елементів виділення теплоти, до охолодження яких висувають найжорсткіші вимоги, в окремі контури.

Отже, збільшення кількості контурів системи охолодження при однакових її параметрах значно підвищує ефективність охолодження елементів системи. При цьому досягається прийнятний з огляду на зменшення забруднення довкілля відпрацьованими газами температурний діапазон роботи охолоджувача повітря двигуна, з утриманням на належному рівні температури двигуна та системи мащення і досягненням добрих потужнісних та паливно-ощадних показників.

Висновки. Наведені вище результати доводять, що за допомогою оптимального розподілу кількості елементів розсіювання теплоти між контурами, до яких входять джерела тепловиділення, можна значно підвищити ефективність роботи системи охолодження двигуна, досягаючи при цьому прийнятного рівня температур джерел тепловиділення.

З появою розробок регульованих систем охолодження [7] виникають нові можливості керування процесом охолодження двигуна, а разом з цим ще кращі умови охолодження його деталей. Таких результатів досягають завдяки точному регулюванню обертів вентилятора, рідинного тяга, ступеня відкриття термостату та жалюзі відповідно до температури повітря довкілля, температури охолоджувальної рідини, швидкості руху, обертів і навантаження двигуна, а також розробленої програми.

З використанням багатоконтурних систем охолодження значно підвищується ефективність охолодження. За умови застосування для таких систем регулювання витрати охолоджувальної рідини за потребою, розподіл за потребою потоків охолоджувальної рідини, а також адаптивне регулювання потоку повітря забезпечать їх оптимальне функціонування не лише за максимальної потужності, а і на всіх можливих режимах роботи двигуна.

Отже, підтверджується справедливність викладеної в [2] концепції, відповідно до якої вдосконалення системи за довільними окремими ознаками має сенс тоді, якщо воно супроводжується підвищенням енергетичної ефективності машини загалом.

1. Гацук П.М., Антошків О.В. Взаємозумовленість ресурсних, екологічних та енергоощадних чинників, які визначають досконалість і ефективність систем охолодження автомобільних двигунів // Проектування, виробництво і експлуатація автотранспортних засобів та поїздів: Збірник асоціації “Автобус”. – Львів, 1999. 2. Гацук П.Н. Оптимізація топливно-скоростних свойств автомобиля.– Львов: Вища школа, 1987.– 168 с. 3. Джура М.З., Нікіпчук С.В. Деякі зауваги щодо української виразності у царині транспорту та шляхів // Зб. наук. пр. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. “Проблеми української термінології”. – Львів, 2007. – С. 61–71. 4. Betz J. Optimierung von NT-Kühlsystemen durch numerische Simulation – Beispiel der Wasser-Ladeluftkühlung des A8 V8 TDI // Prof. Dr.-Ing. Norbert Deußen und 43 Mitautoren. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II. Renningen-Malmsheim: expert-Verl. 2000. 5. Peter Ambros: Neue numerische und versuchstechnische Ansätze // Prof. Dr.-Ing. Norbert Deußen und 43 Mitautoren. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II. Renningen-Malmsheim: expert-Verl. 2000. 6. Von Christian Absmeier, Adolf Fischer, Martin Klering, Walter Riedl, Wolfgang Sailer und Jan Städter: BMW V8 Motoren – Lösungen für mehr Umweltverträglichkeit und Kundennutzen In: MTZ 12 (1998). 7. Thomas Bauerlein: Bedarfsoptimierte Motorkühlung// Prof. Dr.-Ing. Norbert Deußen und 44 Mitautoren. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs. Renningen-Malmsheim: expert-Verl. 1998.