

УДК 62-69



Михайловський В.Я.

Михайловський В.Я., Максимук М.В.

Інститут термоелектрики НАН і МОН України,
вул. Науки, 1, Чернівці, 58029, Україна



Максимук М.В.

КОМП'ЮТЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО АВТОМОБІЛЬНОГО ПЕРЕДПУСКОВОГО НАГРІВАЧА НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ

Наведено результати комп'ютерного проектування термоелектричного автомобільного нагрівача на дизельному паливі електричною потужністю 70-90 Вт для передпускового підігріву двигуна в умовах понижених температур навколишнього середовища.

Ключові слова: комп'ютерне проектування, фізична модель, передпусковий нагрівач, термоелектричний генератор.

The results of computer design of a 70–90 W thermoelectric automobile heater operated with diesel fuel for start heating of engine under low ambient temperatures are presented.

Key words: computer design, physical model, starting pre-heater, thermoelectric generator.

Вступ

Особливість роботи дизельного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) полягає в тому, що параметри такту стиснення (тиск і температура горючої суміші) визначають надійність самозаймання палива. Для надійного запуску дизельного двигуна необхідно, щоб температура суміші в кінці такту стиснення перевищувала температуру самозаймання палива. При пуску двигуна в умовах понижених температур навколишнього середовища температура в кінці такту знижується з різних причин. Так, зменшення частоти обертання колінчастого вала двигуна призводить до зниження середньої швидкості руху поршня. В результаті час, що відводиться на тривання процесу стиснення, збільшується. Низька температура стінок циліндрів двигуна обумовлює підвищену інтенсивність теплообміну між повітрям і стінками циліндрів, що призводить до зростання втрат тепла в процесі стиснення дизельного палива. Крім того, температура кінця такту стиснення знижується внаслідок надходження в циліндри холодного повітря.

В умовах низьких температур навколишнього середовища на зниження температури стиснення впливає нерівномірна швидкість руху поршня. У цьому випадку збільшується не тільки час теплообміну між «повітряним зарядом» і стінками циліндра, а й трапляється максимальний перепад температур між ними, тому втрати тепла при теплообміні зростають. Внаслідок зниження швидкості руху поршня і недостатньо щільного прилягання поршневих кілець до стінок циліндрів відбуваються втрати повітря, що перетікає в щілинах між поршнем і циліндром. Тому, крім зниження температури в кінці такту стиснення, наявне ще й додаткове зменшення тиску.

Низька температура повітря негативно позначається і на якості розпилювання палива форсунками двигуна, що також ускладнює пуск ДВЗ. В першу чергу це пов'язано з підвищенням в'язкості дизельного палива, зростанням сил його поверхневого натягу і, як наслідок, утворенням парафінів. Зниження якості розпилювання палива, низькі значення температури і тиску при стисненні збільшують час запалення палива, що ускладнює пуск дизельного двигуна. Іноді поєднання цих факторів взагалі не забезпечує умов для самозаймання дизельного палива і запуск двигуна стає неможливим.

На сьогодні найефективнішим засобом, яким забезпечується попередній прогрів дизельних двигунів та їх надійний старт, є автономний передпусковий підігрів. Такі нагрівачі підходять практично для всіх типів транспортних засобів, тому застосовуються як у легкових та вантажних автомобілях, так і в автобусах, літаках, яхтах і катерах. Крім того, використання такого обладнання досягається зменшення викидів токсичних речовин з вихлопними газами автомобіля в 5 разів, збільшення моторесурсу двигуна на 50–60 тис. км та економія 90–150 л палива лише за один зимовий сезон [1].

Однак одним з основних стримуючих факторів широкого практичного застосування такого обладнання є необхідність у електричній енергії для живлення компонентів передпускових нагрівників: паливного насоса, вентилятора для подачі повітря у камеру згорання, циркуляційного насоса для прокачування рідкого теплоносія. Наприклад, під час роботи рідинного нагрівача тепловою потужністю 4 кВт і споживаною електричною потужністю 40 Вт акумулятор ємністю 60 А·год тільки за 4.5 години втрачає 50 % ємності. Щоб не допустити «глибокої» розрядки акумулятора, рекомендується в сильні морози не тільки відключити функцію обігріву салону повністю, але й відмовитись від використання додатково встановленого в автомобілі обладнання (аудіо- та відео комплексів, GPS-навігаторів, сигнальних систем). Як показує практика, водіям, які упродовж дня їздять на автомобілі менше 30 хвилин (дім-робота-дім) і при цьому перед кожним запуском двигуна по 20–30 хвилин працює обігрівач, не уникнути щотижневої зарядки акумулятора.

Слід зауважити, що нині жодна з відомих моделей передпускових нагрівачів не вирішує проблему розрядки акумуляторної батареї. Найпоширенішими способами прогріву холодний двигун автомобіля без використання енергії акумулятора є електропідігрів та підігрів за допомогою теплових акумуляторів. Однак у цьому випадку водій постійно прив'язаний до зовнішнього джерела енергії.

Як показано в роботі [2], означена проблема вирішується за допомогою термоелектричного генератора. Попри те, що процес передпускового підігріву стає повністю автономним, без використання електричної енергії акумулятора, надлишок електрики термогенератора може використовуватись для підзарядки акумулятора і живлення іншого автомобільного обладнання.

В роботі [3] проведено аналіз технічних характеристик передпускових нагрівачів для різних видів транспортних засобів та визначено електричні параметри термогенераторів, необхідні для автономної роботи таких нагрівачів. Так, загальна електрична потужність термогенератора для передпускових нагрівачів транспортних засобів з об'ємом двигуна до 4 л має становити 70–90 Вт; для транспортних засобів з об'ємом двигуна 4–10 л і більше 10 л – 130–150 Вт, 230–250 Вт, відповідно. Крім того, такі електричні потужності термогенератора додатково дають можливість здійснювати живлення штатного вентилятора опалення транспортних засобів та підзарядку акумуляторної батареї.

Тому мета нашої роботи – проектування конструкції термоелектричного автомобільного передпускового нагрівача на дизельному паливі електричною потужністю 70–90 Вт для передпускового підігріву двигуна в умовах понижених температур навколишнього середовища.

Вибір конструкції термоелектричного передпускового нагрівача

На рис. 1. наведено схему автомобільного передпускового нагрівача з термоелектричним джерелом живлення. Такий термоелектричний нагрівач складається з гарячого теплообмінника 1, у внутрішньому об'ємі якого розташовано джерело тепла 2 для полум'яного спалювання рідкого або газового палива і вентилятора подачі повітря 3 для горіння палива. Подача палива до джерела тепла здійснюється паливним насосом 4. На зовнішній поверхні гарячого теплообмінника знаходяться термоелектричні модулі 5, тепло від яких відводиться рідинними теплообмінниками 6.

Рідинні теплообмінники об'єднані в один гідравлічний контур, який штуцерами 7 під'єднано до системи охолодження двигуна. Циркуляція рідкого теплоносія у контурі «нагрівач-двигун» здійснюється насосом 8. Продукти згоряння відводяться у навколишнє середовище вихлопною трубою 9. Запуск та керування роботою всіх пристроїв нагрівача (вентилятора, паливного та циркуляційного насосів) здійснюється електронним блоком 10.

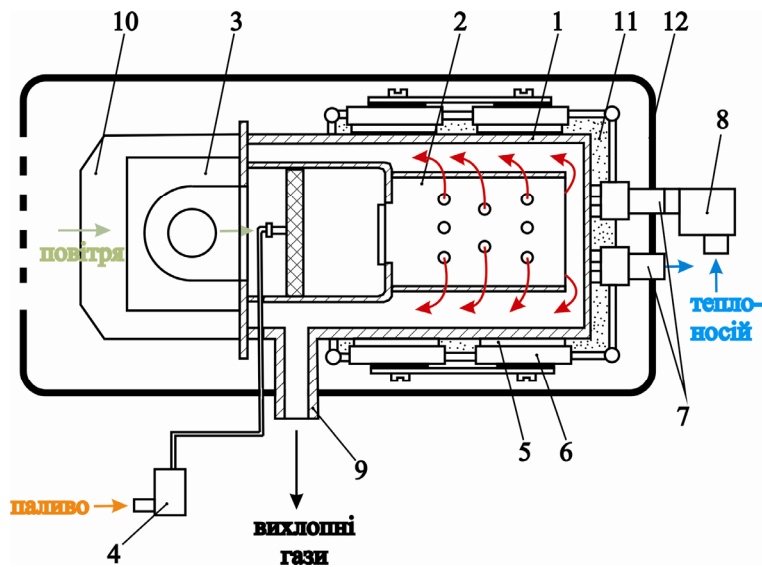


Рис. 1. Схема автомобільного передпускового нагрівача з термоелектричним джерелом живлення: 1 – гарячий теплообмінник; 2 – джерело тепла; 3 – вентилятор; 4 – паливний насос; 5 – термоелектричний модуль; 6 – холодний теплообмінник; 7 – вхідний і вихідний штуцери; 8 – циркуляційний насос; 9 – вихлопна труба; 10 – електронний блок; 11 – теплова ізоляція; 12 – корпус [4].

Вільний об'єм між гарячим та холодними теплообмінниками заповнено теплоізоляцією 11. Автомобільний обігрівач з вентилятором, електронним блоком, теплообмінниками і термоелектричними модулями поміщений у корпус 12.

Нагрівач працює таким чином. Теплова енергія, отримана внаслідок згоряння палива, нагріває гарячий теплообмінник, проходить через термоелектричний перетворювач і відводиться рідким теплоносієм, який циркулює у теплообміннику нагрівача і системі охолодження двигуна. Внаслідок різниці температур між гарячою і холодною сторонами термоперетворювач генерує електричний струм. Теплова енергія, відведена теплоносієм від термоперетворювача, використовується для прогріву двигуна і опалення салону автомобіля.

За джерело тепла використано дизельний паливник максимальною тепловою потужністю 4 кВт рідинного передпускового нагрівача «Thermo Top Evo 4» (Webasto). Схему та зовнішній вигляд паливника представлено на рис. 2.

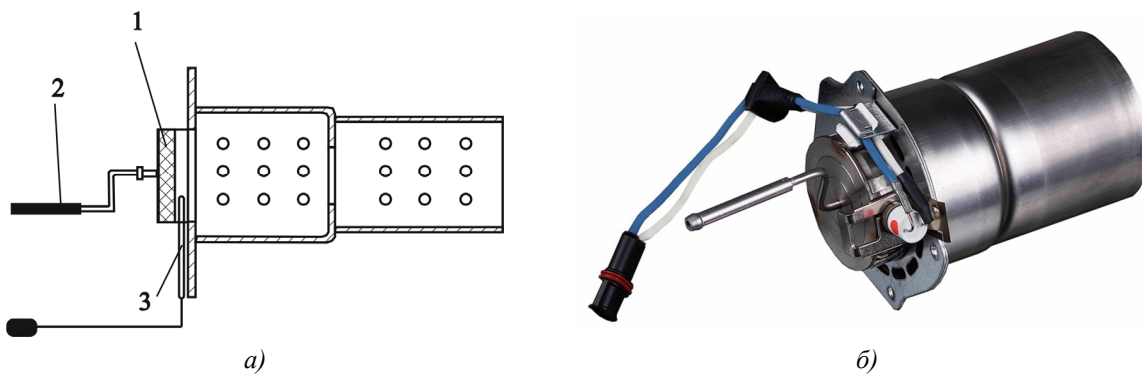


Рис. 2. Схема (а) та зовнішній вигляд (б) дизельного пальника Ersatzbrenner D TT-C MB (Webasto):
1 – випарник; 2 – паливопровід; 3 – електрод запалювання [5].

Найбільш раціональною формою гарячого теплообмінника з точки зору ефективного теплообміну з джерелом тепла є циліндрична труба, один торець якої закритий, а на іншому торці встановлено дизельний пальник. Зовнішня поверхня теплообмінника виконана у вигляді площин, де розташовуються термоелектричні модулі.

Термоелектричний перетворювач складається з термоелектричних модулів на основі телуриду вісмуту «АЛТЕК-1061», які з надходженням необхідної кількості тепла до гарячої сторони і досягненні оптимальних робочих температур забезпечують генерування заданої електричної потужності. На рис.3 наведено тривимірні залежності електричної потужності P' та коефіцієнта корисної дії (ККД) η' від температури гарячої T_2 і холодної T_x поверхонь термоелектричного модуля «АЛТЕК-1061».

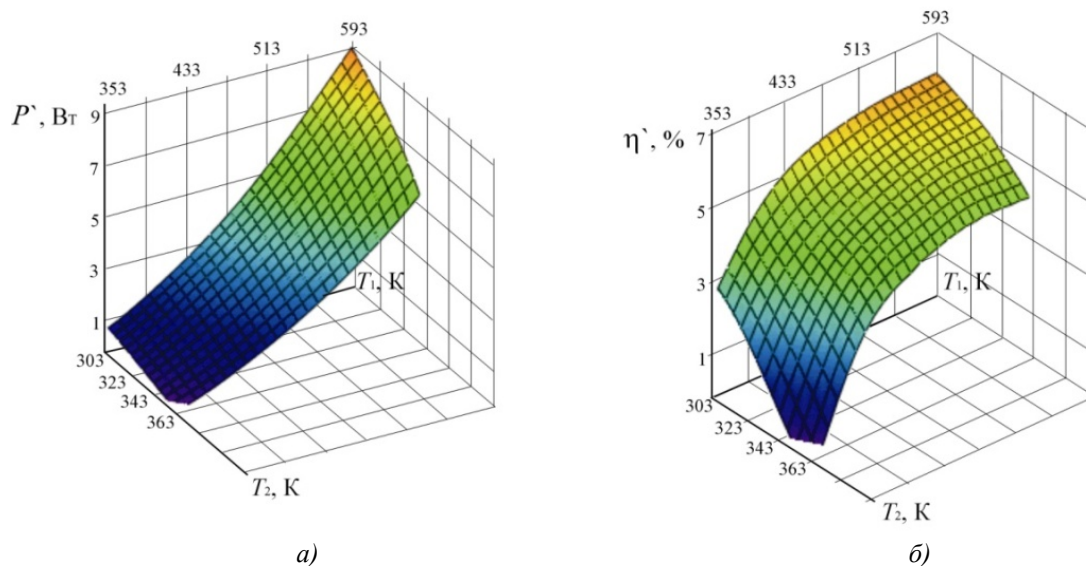


Рис. 3. Залежність електричної потужності P' (а) і ККД η' (б) від температури гарячої T_2 і холодної T_x сторін термоелектричного модуля «АЛТЕК-1061» [6].

З аналізу показаних на рис. 3 даних впливає, що для забезпечення вихідної електричної потужності нагрівача на рівні 90 – 70 Вт необхідно 12 модулів «АЛТЕК-1061». Виходячи з цих міркувань, найефективнішою конструкцією гарячого теплообмінника є правильний шестигранник, на кожній стороні якого розміщені по 2 термоелектричні модулі. При цьому температура гарячої сторони модулів повинна становити 330 – 280°C, холодної – 30 – 70°C.

Для подачі дизельного палива використано паливний насос (рис. 4) імпульсного типу рідинного передпускового нагрівника «Thermo Top E» (Webasto). Експериментально виміряну і необхідну для дальшого проектування гарячого теплообмінника залежність витрати палива g_n та теплової потужності Q дизельного пальника від періоду імпульсу t паливного насоса наведено на рис. 5.



Рис. 4. Зовнішній вигляд паливного насоса BTL.DP30.02.12V DAEMPFLER E-TEIL (Webasto) [5].

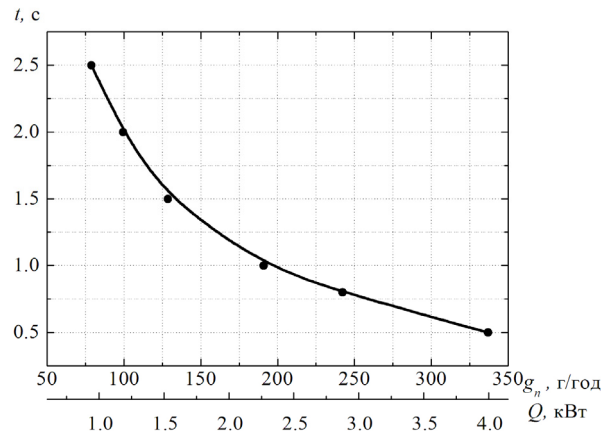


Рис. 5. Залежність витрати палива g_n та теплової потужності Q від періоду імпульсу t паливного насоса.

З наведених на рис. 5 даних видно, що максимальна потужність джерела тепла 4 кВт досягається за періоду імпульсу паливного насоса 0.5 с. При цьому витрата палива становить ~ 350 г/год.

Якщо врахувати, що ефективність термоелектричних генераторів, де використано однокаскадні модулі на основі телуриду вісмуту становить 3–3.5 % [7], то для забезпечення вихідної електричної потужності нагрівача на рівні 90 – 70 Вт необхідно затратити ~ 2.3 – 2.5 кВт тепла, що відповідає витраті палива на рівні 180 – 220 г/год.

Як циркуляційний насос використано рідинну помпу (рис. 6) передпускового нагрівника «Thermo Top C» (Webasto). Такий тип помпи спеціально спроектований для прокачування теплоносія в транспортних засобах з об'ємом двигуна 2.5–4 л. На рис. 7 показано експериментально визначену і необхідну для подальшого моделювання холодних теплообмінників залежність витрати q_T рідкого теплоносія від напруги живлення U помпи.



Рис. 6. Зовнішній вигляд рідинної помпи 12V U4847 TT C/E (Webasto) [5].

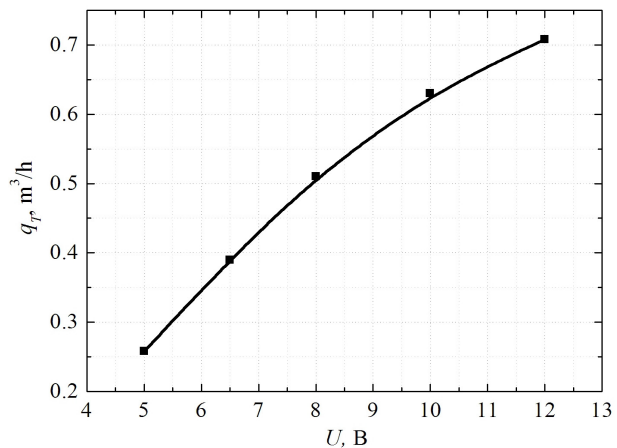


Рис. 7. Залежність витрати q_T рідкого теплоносія від напруги живлення U помпи.

Паливна помпа починає прокачувати теплоносії за напруги живлення 5 В з витратою 0.25 м³/год. За напруги 12 В витрата теплоносія максимальною і складає 0.7 м³/год.

Фізична модель термоелектричного передпускового нагрівача та її опис

Фізичну модель термоелектричного передпускового автомобільного нагрівача наведено на рис.8.

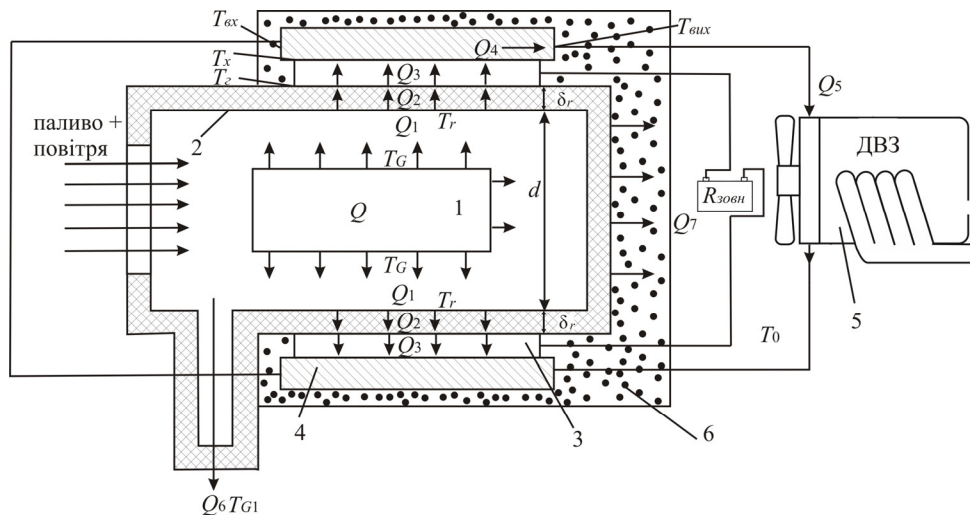


Рис. 8. Фізична модель термоелектричного автомобільного нагрівача:

- 1 – джерело тепла; 2 – гарячий теплообмінник; 3 – термоелектрична батарея;
4 – холодний теплообмінник; 5 – двигун автомобіля; 6 – теплова ізоляція.

Джерелом тепла 1 в термоелектричному автомобільному нагрівнику є хімічна реакція полум'яного горіння дизельного палива, у результаті якої виділяється теплова потужність Q

$$Q = g_n G_n, \quad (1)$$

де G_n – теплотворна здатність дизельного палива; g_n – витрата дизпалива.

Тепло Q_1 , яке надходить від джерела тепла до гарячого теплообмінника 2 передається конвективним шляхом та випромінюванням –

$$Q_1 = \alpha \cdot (T_G - T_r) \cdot S_R + \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot \left(\varepsilon_G \cdot \left(\frac{T_G}{100} \right)^4 - A_r \cdot \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \right) \cdot S_R, \quad (2)$$

де α – конвективний коефіцієнт тепловіддачі від гарячого газу до теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника;

T_G – середня температура газів у гарячому теплообміннику;

T_r – середня температура теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника;

S_R – площа теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника;

$\varepsilon = (\varepsilon_r + 1)/2$ – ефективний ступінь чорноти системи «гарячий газ - теплоприймальна поверхня» гарячого теплообмінника;

ε_r – ступінь чорноти теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника;

σ_0 – стала Стефана-Больцмана;

ε_G – ступінь чорноти газу;

A_r – поглинальна здатність теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника.

Тепло Q_2 за рахунок теплопровідності передається від теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника гарячій стороні термобатареї (ТЕБ) 3:

$$Q_2 = \frac{S_r \cdot \lambda_r}{\delta_r} \cdot (T_r - T_2), \quad (3)$$

S_r – площа тепловіддаючої поверхні гарячого теплообмінника;

λ_r – теплопровідність матеріалу теплообмінника;

δ_r – товщина основи теплообмінника;

T_2 – температура гарячої сторони ТЕБ.

Корисне тепло Q_3 , що надходить до термоелектричних модулів, обчислюємо, виходячи з потужності P' одного модуля за визначених температур гарячої T_2 та холодної T_x сторін ТЕБ, його ККД η' та кількості модулів n :

$$Q_3(T_2, T_x) = n \cdot \frac{P'(T_2, T_x)}{\eta'(T_2, T_x)}. \quad (4)$$

Тепло Q_4 відводиться від холодної сторони ТЕБ потоком теплоносія, який циркулює в холодному рідинному теплообміннику 4

$$Q_4 = g_T \cdot c_{pT} \cdot (T_{ex} - T_{вих}), \quad (5)$$

де g_T – витрата теплоносія; c_{pT} – теплоємність теплоносія T_{ex} , $T_{вих}$ – температури теплоносія на вході та на виході системи охолодження ТЕБ відповідно.

Оскільки холодні рідинні теплообмінники об'єднані в один гідравлічний контур з системою охолодження двигуна 5, відведене теплоносієм тепло від модулів використовується на передпусковий прогрів двигуна –

$$Q_5 = c_D \cdot m_D \cdot (T_{вих} - T_0), \quad (6)$$

де c_D , m_D – теплоємність та маса двигуна автомобіля відповідно; T_0 – температура навколишнього середовища.

Основні втрати тепла визначаються таким чином:

1) Q_6 – з продуктами реакції (водою H_2O , вуглекислим газом CO_2 і азотом N_2) –

$$Q_6 = C_c \cdot m_c \cdot (T_{G1} - T_0), \quad (7)$$

де C_c – середня теплоємність продуктів реакції, m_c – маса продуктів реакції, T_{G1} – температура продуктів реакції.

2) Q_7 – на тепловій ізоляції

$$Q_7 = \frac{\lambda S_{p2}}{L} (T_B - T_0), \quad (8)$$

де λ – теплопровідність ізоляційного матеріалу; S_{p2} – площа поверхні гарячого теплообмінника, яка не зайнята термоелектричною батареєю; L – товщина шару теплоізоляції.

Таким чином, рівняння теплового балансу для обраної моделі термоелектричного автомобільного нагрівача можна записати у вигляді

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_6, \\ Q_1 = Q_2 + Q_7, \\ Q_2 = P + Q_4. \end{cases} \quad (9)$$

Розв'язок системи рівнянь теплового балансу (9) дає змогу визначити основні енергетичні та конструктивні параметри термоелектричного автомобільного нагрівача.

Комп'ютерне проектування термоелектричного автомобільного нагрівача здійснювалося у два етапи, мета яких полягала у визначенні :

– температури газів T_G у гарячому теплообміннику та ефективної площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника S_R для забезпечення на гарячій стороні термобатареї температури $T_e = 330 - 280$ °С;

– теплової потужності Q_s , яка відводиться теплоносієм для оцінки швидкості прогріву двигуна автомобіля.

Розрахунок температури гарячих газів

Процес нагрівання газів у гарячому теплообміннику, які утворилися внаслідок згорання дизельного палива, описується рівнянням

$$Q = C_p \cdot (T_G - T_o), \quad (10)$$

де C_p – сумарна теплоємність газів, які утворилися в результаті згорання дизельного палива,

$$C_p = C_p(CO_2) + C_p(H_2O) + C_p(N_2) + C_p(\text{повітря}), \quad (11)$$

де $C_p(CO_2)$, $C_p(H_2O)$, $C_p(N_2)$, $C_p(\text{повітря})$ – теплоємність вуглекислого газу, води, азоту та повітря.

Теплоємність газу дорівнює

$$C_p = \left(\frac{i}{2} + 1\right) \cdot R \cdot \frac{M}{\mu}, \quad (12)$$

де i – кількість ступенів вільності газу, R – стала Менделєєва - Клапейрона, M – маса газу, μ – молярна маса газу.

Маси CO_2 та H_2O визначаються співвідношенням,

$$M(CO_2) = \frac{0.87 \cdot g_n \cdot \mu(CO_2)}{\mu(C)}, \quad (13)$$

$$M(H_2O) = \frac{0.13 \cdot g_n \cdot \mu(H_2O)}{\mu(H_2)}, \quad (14)$$

де коефіцієнти 0.87 і 0.13 визначають вміст C і H в дизельному паливі; $\mu(CO_2)$, $\mu(C)$, $\mu(H_2O)$ і $\mu(H_2)$ – молярні маси вуглекислого газу, вуглецю води та водню відповідно.

Маса азоту вираховується через масу кисню, яка необхідна для згорання дизельного палива:

$$M(N_2) = 4 \cdot M(O_2), \quad (15)$$

де

$$M(O_2) = \frac{0.87 \cdot g_n \cdot \mu(O_2)}{\mu(C)} + \frac{0.13 \cdot g_n \cdot \mu(O_2)}{2 \cdot \mu(H_2)}, \quad (16)$$

де $M(O_2)$ – маса кисню, яка потрібна для утворення CO_2 і H_2O .

Маса повітря, що утворилася в результаті спалювання палива,

$$M(\text{повітря}) = 5 \cdot (\kappa - 1) \cdot M(O_2), \quad (17)$$

де $\kappa > 1$ – коефіцієнт надлишку, що визначає кількість надлишкового повітря, яку необхідно затратити для повного згорання палива. В ідеалі $\kappa = 1$, проте в реальних умовах, використовуючи лише стехіометричну кількість кисню, повного згорання досягнути не можливо.

Підставляємо (13) – (17) в (10), прирівнюємо (10) та (1) і отримуємо співвідношення для визначення κ :

$$\kappa = \frac{\frac{G_n}{T_G - T_0} - 18.53}{16.85} + 1. \quad (18)$$

Коефіцієнти 18.53 і 16.85 визначають вміст вуглекислого газу, води, азоту та повітря, які утворилися в результаті повного згорання дизпалива і виведені з урахуванням конкретних значень i , μ газів та R .

З іншого боку, швидкість подачі повітря v в теплообмінник визначається із співвідношень

$$v = \frac{g_{нов}}{\rho_{T_0} \cdot S_R}, \quad (19)$$

$$g_{нов} = 5 \cdot \kappa \cdot M(O_2), \quad (20)$$

де $g_{нов}$ – витрата повітря, ρ_{T_0} – густина повітря за заданої температури навколишнього середовища.

Підстановкою (16) і (18) в (19) отримаємо залежність швидкості v від температури гарячих газів T_G в теплообміннику –

$$v = 5 \cdot \left[\frac{\frac{G_n}{T_G - T_0} - 18.53}{16.85} + 1 \right] \cdot \frac{3.36 \cdot g_n}{\rho_{T_0} \cdot \pi \cdot d^2 / 4}, \quad (21)$$

де 3.36 – коефіцієнт, що визначає кількість кисню, необхідну для повного спалювання дизпалива.

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad визначали обернену залежність температури гарячих газів T_G від швидкості повітря v (рис. 9) за $G_n = 42.7$ МДж/кг, $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $g_n = 220$ г/год, $\rho_{T_0} = 1.29$ кг/м³ та діаметрі камери згорання $d = 70$ мм.

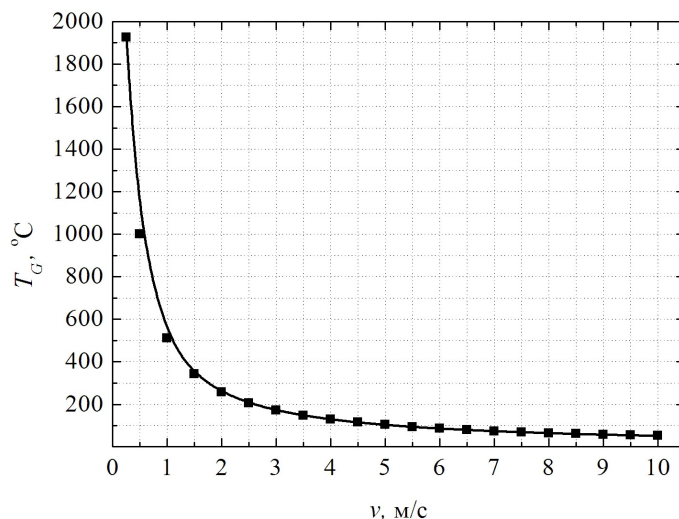


Рис. 9. Залежність температури гарячих газів T_G в теплообміннику від швидкості повітря v .

З аналізу наведених на рис. 9 даних випливає, що для дальших розрахунків конструкції гарячого теплообмінника не доцільно використовувати $T_G < 300^\circ$ і $T_G > 500^\circ\text{C}$: в першому випадку необхідні температури на гарячій стороні модуля досягнути неможливо, в другому – підвищення температури проводить до збільшення габаритних розмірів теплообмінника через ймовірність перегріву термобатареї.

Розрахунок гарячого теплообмінника

Для визначення залежності температури гарячої сторони модулів T_2 від площі теплоприймальної поверхні використовували температуру гарячих газів $T_G = 500 - 300^\circ\text{C}$, що відповідає швидкостям повітря 1 – 2 м/с.

Проектування здійснювались з використанням програмного середовища «Comsol Multiphysics» [8] чисельним методом скінченних елементів.

У процесі комп'ютерного проектування за вхідні дані використовувались такі величини:

- температура гарячих газів $T_G = (300; 400; 500)^\circ\text{C}$;
- швидкість газів в теплообміннику $v = (1; 1.5; 2)$ м/с;
- площа теплоприймальної поверхні $S_R = (0.025; 0.045; 0.07; 0.09)$ м²;
- теплопровідність матеріалу гарячого теплообмінника $\lambda_r = 140$ Вт/м·К;
- тепловий опір термоелектричного модуля $\kappa_M = 0.7$ м·К/Вт.

Припускалося, що стоки тепла знаходяться в місці виходу продуктів згорання з теплообмінника та в місцях розташування модулів, а на всіх інших границях накладені умови теплової адіабатичної ізоляції.

На рис. 10 наведено отримані в результаті комп'ютерного проектування залежності температури гарячої сторони модуля T_2 від площі теплоприймальної поверхні S_R за температур гарячих газів T_G у межах 500 – 300 °С.

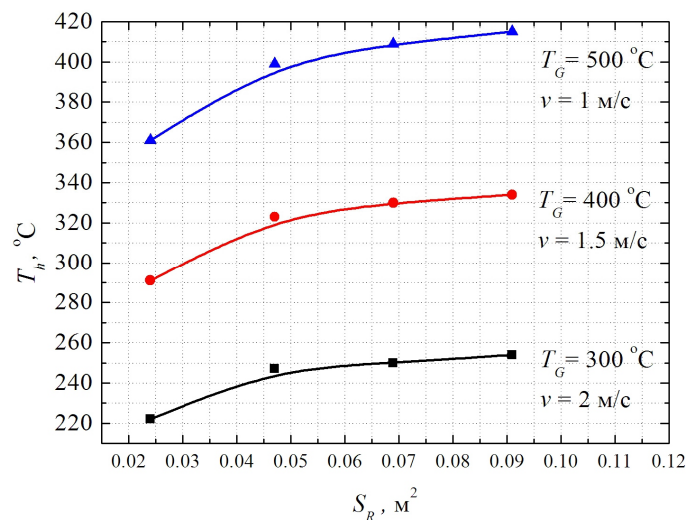


Рис. 10. Залежність температури гарячої сторони модуля T_2 від площі теплоприймальної поверхні S_R теплообмінника.

З показаних на рис. 10 даних видно, що у випадку нерозвинутої площі теплоприймальної поверхні ($S_R \sim 0.025$ м²) за $T_G = 400^\circ\text{C}$, T_2 наближається до оптимальної і становить 290°C . Збільшення площі теплообміну призводить до підвищення T_2 і за $S_R = 0.09$ м² досягається необхідний рівень температур на гарячій стороні модуля в 330°C .

На рис. 11 наведено розподіл температур у системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі», на рис. 12 – сітка методу скінченних елементів:

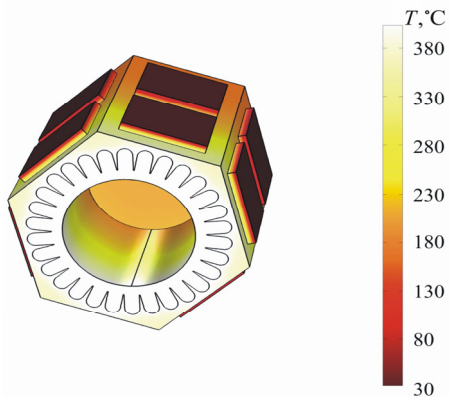


Рис. 11. Розподіл температур у системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі».
 $T_G = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, $S_R = 0.09 \text{ м.}^2$

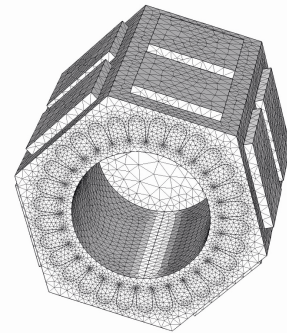


Рис. 12. Сітка методу скінченних елементів.

Слід зауважити, що комп'ютерна модель нагрівача є дещо спрощеним варіантом фізичної моделі. Щоб уникнути громіздких розрахунків для визначення потоків тепла з випромінюванням і конвекцією та втрат тепла з продуктами згорання, вважаємо, що процес теплопередачі відбувається внаслідок проходження через теплообмінник потоку газів з відомою температурою T_G на вході. Тому, як видно з рис. 11, у міру протікання газів до стоку тепла T_G зменшується, що призводить до зниження температури T_2 з 330 до 250 $^\circ\text{C}$. Проте, оскільки в реальній конструкції джерело тепла знаходиться безпосередньо в теплообміннику, можна вважати, що температура гарячої сторони модулів однакова.

Аналогічні розрахунки з визначення T_G за постійної $S_R = 0.09 \text{ м}^2$ і $g_n = 180 \text{ г/год}$ показують, що для забезпечення на гарячій стороні термобатарей температури 280 $^\circ\text{C}$ необхідно, щоб температура гарячих газів у теплообміннику знаходилась на рівні 350 $^\circ\text{C}$. У цьому випадку швидкість подачі повітря має становити 1.2 м/с.

Розрахунок холодних теплообмінників

Для швидкого прогріву двигуна автомобіля необхідно забезпечити максимальну передачу теплової потужності від модулів до холодного теплоносія. З іншого боку, для забезпечення ефективної роботи модулів важливим є створення таких умов, за яких різниця температур теплоносія між входом і виходом з теплообмінників була мінімальною. З цією метою на даному етапі моделювання визначались ефективна площа каналів холодних теплообмінників та оптимальна витрата рідкого теплоносія. Моделювання холодного теплообмінника здійснювалось методом скінченних елементів з використанням пакета прикладних програм «Comsol Multiphysics».

- У процесі комп'ютерного проектування за вхідні дані використовувались такі величини:
- температура холодного теплоносія на вході в холодний теплообмінник $T_{ex} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - сумарна теплова потужність, що відводиться від модулів в робочому режимі $Q_4 = 1.4 \text{ кВт}$;
 - витрата теплоносія $g_T = (0.25; 0.5; 0.7) \text{ м}^3/\text{год}$;
 - площа каналів холодного теплообмінника $S_k = (10 - 70) \text{ см}^2$;
 - теплопровідність матеріалу холодного теплообмінника $\lambda_{r1} = 105 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;

- теплоємність теплоносія (антифриз) $c_{pT} = 3151$ Дж/кг·К;
- теплопровідність теплоносія $\lambda_T = 0.34$ Вт/м·К.

При проектуванні стік тепла задавався в місцях виходу теплоносія з теплообмінника, а на всіх інших границях накладено умови адіабатичної теплової ізоляції.

На рис. 13 наведено залежність теплової потужності Q_5 , що відводиться від термоелектричних модулів до двигуна автомобіля від сумарної площі каналів S_k холодних теплообмінників за різних витрат теплоносія.

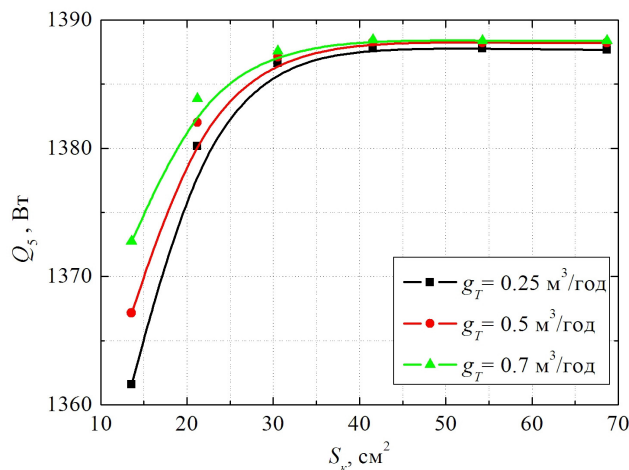


Рис. 13. Залежність теплової потужності Q_5 від площі каналів S_k холодних теплообмінників.

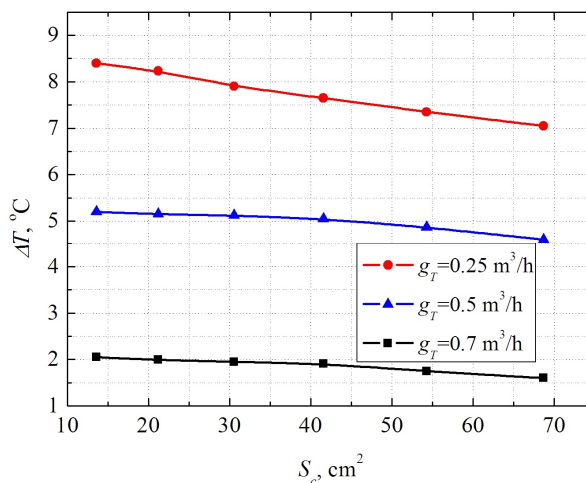


Рис. 14. Залежність різниці температур ΔT теплоносія між входом і виходом з холодних теплообмінників від площі каналів S_k .

З аналізу даних, показаних на рис. 13, випливає, що для повної передачі теплової потужності від модулів до двигуна необхідно, щоб площа каналів у холодних теплообмінниках становила не менше 40 см². За такої площі каналів Q_5 практично не залежить від витрати теплоносія, що в свою чергу робить можливим зменшити затрати вихідної електричної потужності нагрівача на живлення циркуляційної помпи. Проте, як випливає з рис. 14, витрата теплоносія має знаходитись на рівні 0.7 м³/год. У цьому випадку перепад температур теплоносія між входом та виходом з теплообмінників є мінімальним і становить ~ 2 °С.

На рис. 15 наведено приклад розподілу температури у вузлах сітки (рис. 16) методу скінченних елементів для холодного теплообмінника.

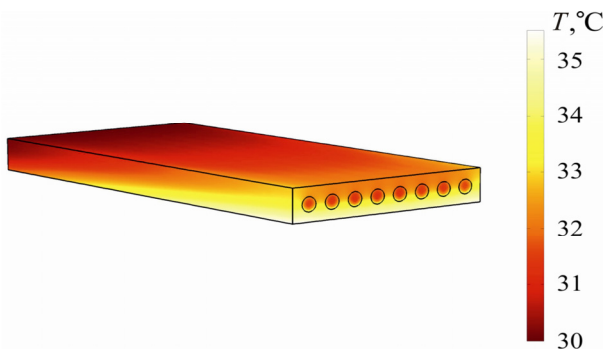


Рис. 15. Розподіл температур у холодному теплообміннику. $S_k = 40 \text{ см}^2$. $g_T = 0.7 \text{ м}^3/\text{год}$.

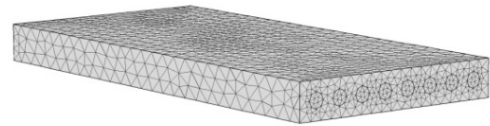


Рис. 16. Сітка методу скінченних елементів.

Згідно з (6) кількість тепла, яку необхідно затратити для прогріву двигуна теплоємністю $0.462 \text{ кДж}/(\text{кг К})$ (матеріал двигуна – сталь) і масою 200 кг від 0 °C до 30 °C буде становити $\sim 2.8 \text{ МДж}$. Якщо врахувати, що сумарна теплова потужність, яка відводиться від термобатарей теплоносієм з температурою $30 - 70 \text{ °C}$ становить $\sim 1.39 \text{ кВт}$ (рис. 17), то для передпускового прогріву двигуна необхідно $\sim 40 \text{ хв}$.

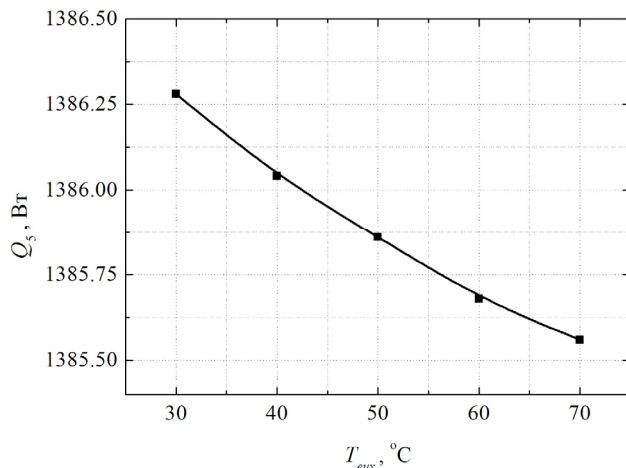


Рис. 17. Залежність теплової потужності Q_5 , яка відводиться теплоносієм від температури теплоносія $T_{\text{вих}}$ на виході з холодних теплообмінників.

У реальних умовах час прогріву двигуна буде дещо більшим, що пов'язано із втратами тепла внаслідок теплообміну двигуна з навколишнім середовищем, з втратами при перенесенні тепла по контуру охолодження, а також з наявністю гідравлічних опорів у системі «нагрівник-двигун».

Висновки

1. Встановлено, що вихідна електрична потужність нагрівача на рівні $90 - 70 \text{ Вт}$ досягається з використанням 12 модулів «АЛТЕК-1061» з температурами на гарячій та холодній сторонах $330 - 280 \text{ °C}$ і $30 - 70 \text{ °C}$ відповідно. З ККД нагрівача в межах $3 - 3.5\%$, для досягнення такої електричної потужності необхідно затратити $\sim 2.3 - 2.5 \text{ кВт}$ тепла, що відповідає витраті палива на рівні $180 - 220 \text{ г/год}$.
2. Показано, що необхідний рівень температур на гарячій стороні термобатарей, а саме $T_2 = 330 - 280 \text{ °C}$, досягається за температури газів у гарячому теплообміннику в інтервалі $400 - 350 \text{ °C}$, швидкості

подачі повітря в камеру згорання 1.5 – 1.2 м/с та площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника 0.09 м².

3. Встановлено, що сумарна теплова потужність, яка передається від термобатарей до теплоносія, становить ~ 1.39 кВт. З витратою теплоносія 0.7 м³/год та площі каналів холодних теплообмінників 40 см² забезпечується як повна передача теплової потужності від теплоносія до двигуна автомобіля, так і мінімальна різниця температури теплоносія між входом та виходом з теплообмінників. У цих умовах за температури теплоносія 30 – 70 °С для передпускового прогріву двигуна від 0 °С до 30 °С необхідно ~ 40 хв.

Автори висловлюють подяку акад. Анатичуку Л.І. за тему та ідею наукового дослідження і м.н.с. Мочернюку Р.М. за корисні поради з комп'ютерного моделювання.

Література

1. Найман В.С. Все о предпусковых обогревателях и отопителях. / В.С. Найман // Москва: АСТ, 2007. – с. 213.
2. Михайловський В.Я. Режимы работы автомобилей при пониженных температурах. Необходимость использования нагревателей та раціональність застосування термогенераторів для їх роботи / В.Я. Михайловський, М.В. Максимук // Термоелектрика. – 2015. – №3. – С.20 – 31.
3. Михайловський В.Я. Раціональні потужності термогенераторів для передпускових нагрівачів транспортних засобів / В.Я. Михайловський, М.В. Максимук // Термоелектрика. – 2015.– №4. – С.69 – 77.
4. Патент (UA) № 72304. МПК: F01N 5/00; H01L35/00. Автомобільний обігрівач з термоелектричним джерелом живлення / Анатичук Л.І., Михайловський В.Я. – Опубл. 10.08.2012, бюл. № 15, Заявка u2012 02055 від 23.02.2012.
5. <http://www.webasto.com/ua/>
6. <http://www.inst.cv.ua>
7. Анатичук Л.І. Двохсекційний термоелектричний генератор на газовому паливі / Л.І. Анатичук, В.Я. Михайловський // Термоелектрика. – 2008. – №1. – С.76 – 86.
8. www.comsol.com

Надійшла до редакції 16.02.2016.