



Максимук М.В.

Максимук М.В.

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

**КОМП'ЮТЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ
ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО АВТОМОБІЛЬНОГО
ПЕРЕДПУСКОВОГО НАГРІВАЧА
НА БЕНЗИНОВОМУ ПАЛИВІ**

Наведено результати комп'ютерного проектування термоелектричного нагрівача на бензиновому паливі вихідною електричною потужністю 130 – 150 Вт для передпускового підігріву двигуна автомобілів в умовах понижених температур навколишнього середовища.

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

The results of computer design of a 130 – 150 W thermoelectric automobile heater operated with petrol fuel for start heating of automobile engine under low ambient temperatures are presented.

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

Вступ

У карбюраторному двигуні внутрішнього згорання (ДВЗ) займання робочої паливо-повітряної суміші здійснюється іскрою. Проте, щоб забезпечити надійний пуск «холодного» двигуна, необхідно перш за все забезпечити умови для утворення горючої суміші з широкими межами запалювання. В умовах понижених температур навколишнього середовища низька частота обертання колінчастого валу карбюраторного двигуна під час пуску обумовлює зниження параметрів кінця такту стиснення (тиску і температури), які суттєво впливають на умови підготовки суміші до запалювання в циліндрах. Зниження тиску насичених парів бензину в сукупності з невеликими швидкостями проходження робочої суміші у впускному тракті двигуна і холодними стінками значно погіршують умови для випаровування бензину і утворення горючої суміші з необхідними межами запалювання. Крім того, зменшення частоти обертання колінчастого вала двигуна негативно позначається і на роботі системи запалювання, внаслідок чого знижується надійність утворення іскри. Тому перед запуском двигун необхідно прогрівати.

Сьогодні найефективнішим засобом, яким забезпечується попередній прогрів карбюраторних двигунів та їх надійний старт, є автономний передпусковий підігрів. 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 передпускових нагрівників є необхідність у живленні паливного насоса, вентилятора для подачі повітря у камеру згорання, циркуляційного насоса для прокачування рідкого теплоносія, що в більшості випадків призводить до «глибокої» розрядки акумуляторної батареї автомобіля.

Як показано в роботі [2], означена проблема вирішується за допомогою термоелектричного генератора, який працює від тепла нагрівника і забезпечує автономне живлення електричною енергією його компонентів.

У роботі [3] зроблено 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 підзарядку акумуляторної батареї та живлення іншого автомобільного обладнання.

У роботі [4] показано будову, принцип роботи та результати комп'ютерного проектування термоелектричного автомобільного передпускового нагрівника на дизельному паливі електричною потужністю 90 – 70 Вт. Мета пропонованої роботи – проектування конструкції термоелектричного автомобільного передпускового нагрівача на бензиновому паливі електричною потужністю 130 – 150 Вт для передпускового підігріву двигуна в умовах понижених температур навколишнього середовища.

Вибір конструкції термоелектричного передпускового нагрівача

Як джерело тепла використано бензиновий пальник (рис. 1) з дозуючим паливним насосом імпульсного типу (рис. 2) рідинного передпускового нагрівника «Thermo Top C» (Webasto).



Рис. 1. Зовнішній вигляд дизельного пальника рідинного передпускового нагрівника «Thermo Top C» (Webasto) [5]. Максимальна теплова потужність 5 кВт.



Рис. 2. Зовнішній вигляд дозуючого паливного насоса рідинного передпускового нагрівника «Thermo Top C» (Webasto) [5]. Максимальна витрата палива 510 г/год.

Зважаючи на конструкцію пальника, найбільш раціональною формою гарячого теплообмінника з точки зору ефективного теплообміну з джерелом тепла є циліндрична труба, у внутрішньому об'ємі якої

знаходиться палиник, а зовнішня поверхня виконана у вигляді площин, де розташовуються термоелектричні модулі.

Термоелектричний перетворювач складається з термоелектричних модулів на основі телуриду вісмуту типу «АЛТЕК-1061», які з надходженням необхідної кількості тепла до гарячої сторони і досягненні оптимальних робочих температур забезпечують генерування заданої електричної потужності.

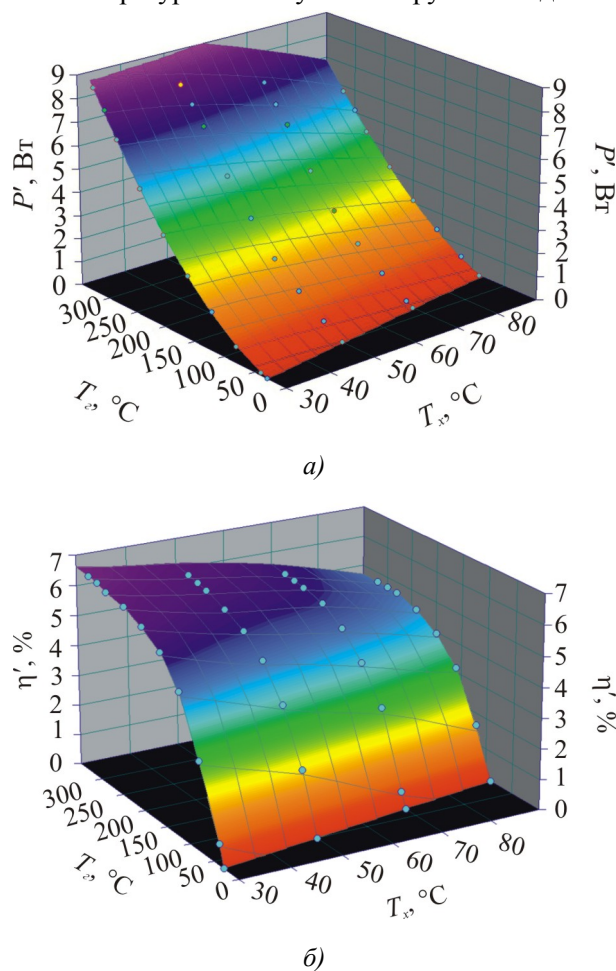


Рис. 3. Залежність електричної потужності P (а) і ККД η (б) від температури гарячої T_2 і холодної T_x сторін термоелектричного модуля «АЛТЕК-1061» [6].

На рис. 3 наведено трьохвимірне графічне зображення залежності електричної потужності P та коефіцієнта корисної дії (ККД) η від температури гарячої T_2 і холодної T_x сторін термоелектричного модуля «АЛТЕК-1061».

З аналізу показаних на рис. 3 даних випливає, що для забезпечення вихідної електричної потужності нагрівача на рівні 130–150 Вт необхідно 20 модулів «АЛТЕК-1061». Виходячи з цих міркувань, найефективнішою конструкцією гарячого теплообмінника є правильний десятигранник, на кожній стороні якого розміщені по 2 термоелектричні модулі. При цьому температура гарячої сторони модулів має становити 280–330 °С, холодної – 30–70 °С.

Якщо врахувати, що ефективність термоелектричних генераторів з однокаскадними модулями на основі телуриду вісмуту становить 3–3.5% [7], то для забезпечення вихідної електричної потужності нагрівача на рівні 130–150 Вт необхідно затратити ~ 4.3–4.7 кВт тепла, що відповідає витраті палива на рівні 350–375 г/год.

Як циркуляційний насос використано рідинну помпу (рис. 4) передпускового нагрівача «Thermo Pro 90 ST» (Webasto).



Рис. 4. Зовнішній вигляд рідинної помпи 12V U4847 передпускового нагрівача «Thermo Pro 90 ST» (Webasto) [5].

Цей тип помпи спеціально спроектований для прокачування теплоносія в транспортних засобах з об'ємом двигуна 4–10 л. Номінальна напруга живлення помпи становить 12 В, максимальна витрата теплоносія становить 1.6 м³/год.

Фізична модель термоелектричного передпускового нагрівача та її опис

У [5] показано, що для розрахунку основних енергетичних та конструктивних параметрів нагрівача зручно використовувати фізичну модель (рис. 5), де процес теплопередачі від джерела тепла до термоелектричної батареї (ТЕБ) відбувається внаслідок проходження через гарячий теплообмінник потоку газів зі швидкістю v та температурою T_G .

При цьому кількість тепла Q , що виділяється внаслідок згоряння бензину, використовується для нагрівання газів, які утворилися в результаті повного спалювання палива:

$$g_n G_n = C_p \cdot (T_G - T_o). \quad (1)$$

Тут, g_n і G_n – витрата і теплотворна здатність бензинового палива, C_p – сумарна теплоємність газів (CO_2 , H_2O , N_2 і повітря), які утворилися в результаті згоряння палива, T_o – температура навколишнього середовища.

Тепло Q_1 , яке надходить від нагрітих газів до гарячого теплообмінника, передається конвективним шляхом

$$Q_1 = \alpha \cdot (T_G - T_r) \cdot S_R, \quad (2)$$

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

T_r – температура теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника;

S_R – площа теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника.

Тепло Q_2 передається теплопровідністю від теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника гарячій стороні термобатареї:

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

S_r – площа тепловіддаючої поверхні гарячого теплообмінника;

λ_r – теплопровідність матеріалу теплообмінника;

δ_r – товщина основи теплообмінника;

T_z – температура гарячої сторони ТЕБ.

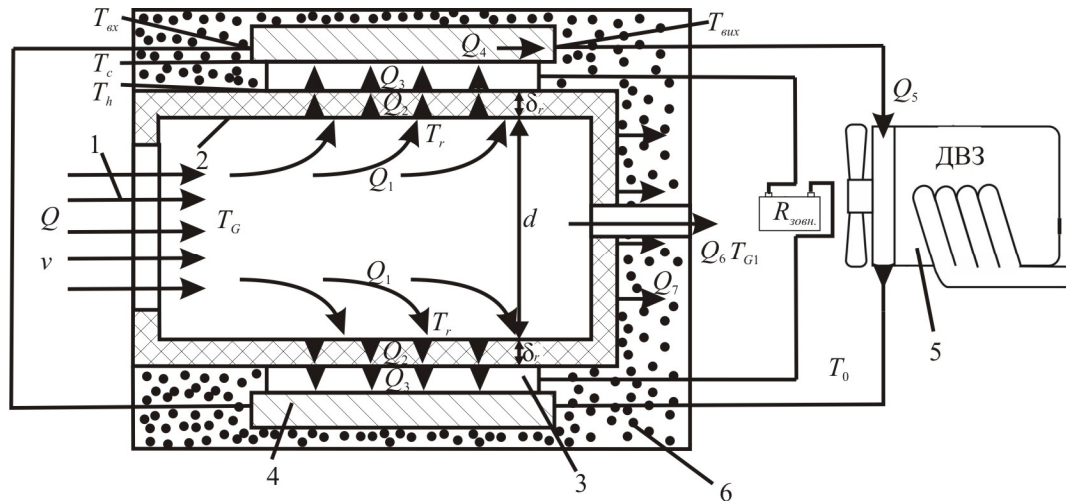


Рис. 5. Фізична модель термоелектричного автомобільного нагрівача:

1 – потік газів; 2 – гарячий теплообмінник; 3 – термоелектрична батарея;

4 – холодний теплообмінник; 5 – двигун автомобіля; 6 – теплова ізоляція.

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

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

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

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

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

Відведене рідким теплоносієм тепло від модулів Q_5 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:

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 :

$$Q_7 = \frac{\lambda S_{pc}}{L} (T_{TB} - T_0), \quad (8)$$

де λ – теплопровідність ізоляційного матеріалу; S_{pc} – 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

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_6, \\ Q_1 = Q_2 + Q_7, \\ Q_2 = Q_3, \\ Q_3 - P = Q_4, \end{cases} \quad (9)$$

де P – вихідна електрична потужність нагрівача.

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

Мета комп'ютерного проектування полягала у визначенні:

– температури газів T_G у гарячому теплообміннику та ефективної площі тепло приймальної поверхні гарячого теплообмінника S_R для забезпечення на гарячій стороні термобатареї температури $T_c = 280 - 330^\circ\text{C}$;

– теплової потужності Q_5 , яка відводиться теплоносієм для оцінки швидкості прогріву двигуна автомобіля.

Результати розрахунків

Методику розрахунку температури газів T_G детально описано в [5].

У результаті відповідних обчислень отримано співвідношення (10) для визначення залежності швидкості подачі повітря v у гарячий теплообмінник від температури T_G :

$$v = 5 \cdot \left[\frac{\frac{G_n}{T_G - T_0} - 19.27}{17.4} + 1 \right] \cdot \frac{3.47 \cdot g_n}{\rho_{T_0} \cdot S_R} \quad (10)$$

Тут 19.27 і 17.4 – коефіцієнти, що визначають вміст вуглекислого газу, води, азоту та повітря, які утворилися в результаті повного згоряння бензинового палива, 3.47 – коефіцієнт визначає кількість кисню, необхідну для повного спалювання бензину, ρ_{T_0} – густина повітря за заданою температурою навколишнього середовища.

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad визначали обернену залежність температури гарячих газів T_G від швидкості повітря v (рис. 4) при $G_n = 44$ МДж/кг, $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $g_n = 375$ г/год, $\rho_{T_0} = 129$ кг/м³ та діаметрі камери згоряння $d = 90$ мм.

З аналізу наведених на рис. 6 даних випливає, що для подальших розрахунків конструкції гарячого теплообмінника не доцільно використовувати $T_G < 300^\circ\text{C}$ і $T_G > 500^\circ\text{C}$: в першому випадку необхідні температури на гарячій стороні модуля досягнути неможливо, в другому – підвищення температури призводить до збільшення габаритних розмірів теплообмінника через ймовірність перегріву термобатареї.

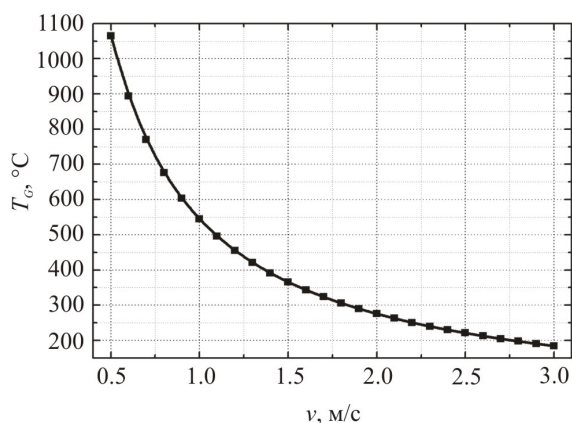


Рис. 6. Залежність температури T_G газів від швидкості подачі повітря v у гарячий теплообмінник.

Тому для визначення залежності температури гарячої сторони модулів T_2 від площі теплоприймальної поверхні використовували температуру гарячих газів $T_G = 500 - 300$ °C, що відповідає швидкостям повітря 1.2 – 1.8 м/с.

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

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

- температура гарячих газів $T_G = (300; 400; 500)$ °C;
- швидкість газів в теплообміннику $v = (1.2; 1.4; 1.8)$ м/с;
- площа теплоприймальної поверхні $S_R = (0.03; 0.06; 0.09; 0.12)$ м²;
- теплопровідність матеріалу гарячого теплообмінника $\lambda_r = 140$ Вт/м·К;
- тепловий опір термоелектричного модуля $\kappa_m = 0.7$ м·К/Вт.

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

На рис. 7 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 в межах 300 – 500 °C.

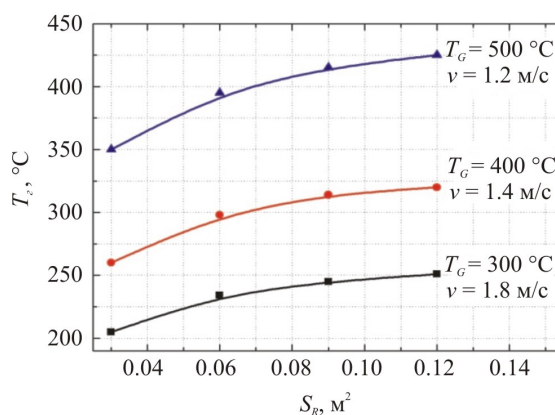


Рис. 7. Залежність температури гарячої сторони модуля T_2 від площі теплоприймальної поверхні S_R теплообмінника.

З показаних на рис. 7 даних видно, що температура на гарячій стороні модуля 330 °C досягається за температури газів $T_G = 400$ °C і площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника $S_R = 0.12$ м².

На рис. 8 наведено розподіл температур у системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі», на рис. 9 – сітка методу скінчених елементів.

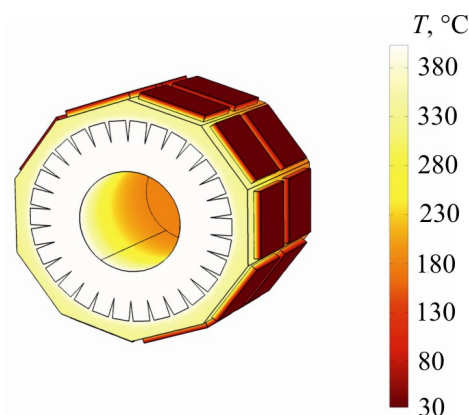


Рис.8. Розподіл температур в системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі».

$$T_G = 400 \text{ } ^\circ\text{C}. S_R = 0.12 \text{ м}^2$$

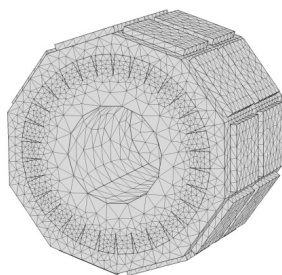


Рис.9. Сітка методу скінчених елементів.

Як випливає з аналізу температурного розподілу, в міру протікання газів до стоку тепла, T_G зменшується, що призводить до зниження температури $T_c \sim$ на $100 \text{ } ^\circ\text{C}$. 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 при $S_R = 0.12 \text{ м}^2$ і $g_n = 350 \text{ г/год}$ показують, що для забезпечення на гарячій стороні термобатареї температури $280 \text{ } ^\circ\text{C}$ необхідно, щоб температура гарячих газів в теплообміннику знаходилась на рівні $370 \text{ } ^\circ\text{C}$. У цьому випадку швидкість подачі повітря має становити 1.3 м/с .

Для швидкого прогріву двигуна автомобіля та ефективної роботи термоелектричного перетворювача необхідно, з одного боку, забезпечити максимальну передачу теплової потужності від модулів до холодного теплоносія, з іншого – створити такі умови, за яких різниця температур теплоносія між входом і виходом з теплообмінників була мінімальною.

З цією метою визначались ефективна площа каналів холодних теплообмінників та оптимальна витрата рідкого теплоносія. Моделювання холодного теплообмінника здійснювалось методом скінчених елементів з використанням пакета прикладних програм «Comsol Multyphysys».

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

- температура холодного теплоносія на вході в холодний теплообмінник $T_{\text{вх}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- сумарна теплова потужність, що відводиться від модулів в робочому режимі $Q_4 = 2.3 \text{ кВт}$;
- витрата теплоносія (теплоносії – антифриз) $g_T = (0.7; 1; 1.3; 1.6) \text{ м}^3/\text{год}$;

- 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) $c_{pT} = 3151 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$;
- теплопровідність теплоносія $\lambda_T = 0.34 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

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

На рис. 10 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.

З аналізу даних, поданих на рис. 10, випливає, що для повної передачі теплової потужності від модулів до двигуна необхідно, щоб площа каналів холодних теплообмінників становила не менше 40 см^2 . 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. Крім того, як видно з рис. 11, за $S_K = 40 \text{ см}^2$ витрата теплоносія суттєво не впливає на різницю температур між входом і виходом теплоносія з холодних теплообмінників ($\Delta T = 1 - 2 \text{ }^\circ\text{C}$). Тому вибір оптимальної g_T буде зумовлений лише об'ємом двигуна та контуром охолодження автомобіля.

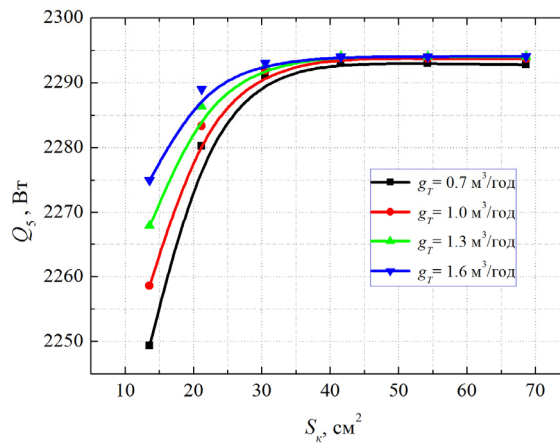


Рис. 10. Залежність теплової потужності Q_5 від площі каналів S_K холодних теплообмінників.

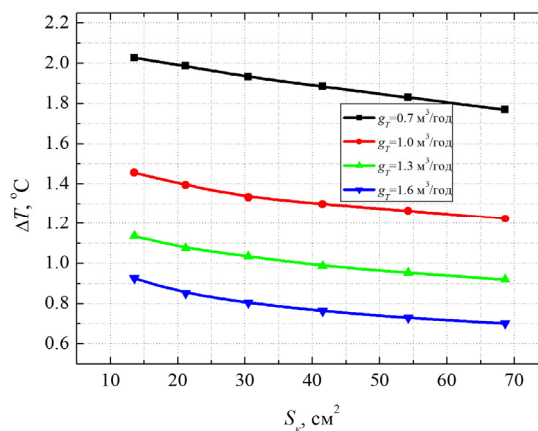


Рис. 11. Залежність різниці температур ΔT теплоносія між входом і виходом з холодних теплообмінників від площі каналів S_K .

На рис. 12 наведено приклад розподілу температури у вузлах сітки (рис.13) методу скінчених елементів для холодного теплообмінника:

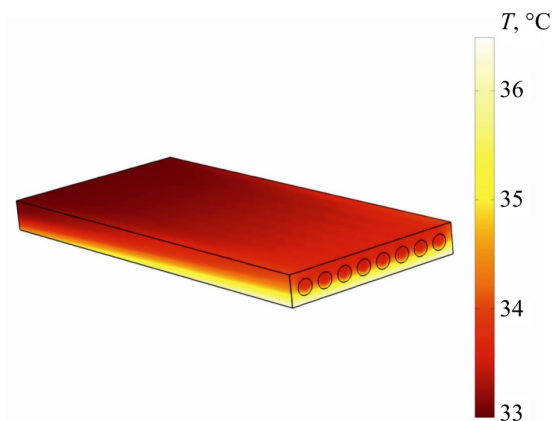


Рис. 12. Розподіл температур у холодному теплообміннику. $S_k = 40\text{см}^2$. $g_T = 1.6\text{ м}^3/\text{год}$.

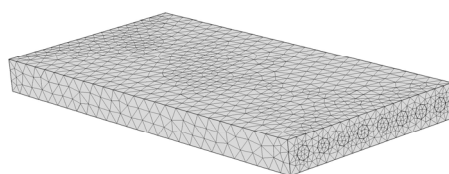


Рис. 13. Сітка методу скінчених елементів.

Згідно з (6) для прогріву ДВЗ об'ємом ~ 4 л, теплоємністю $0.462\text{ кДж}/(\text{кг К})$ (матеріал двигуна – сталь) і масою 260 кг від $0\text{ }^\circ\text{C}$ до $30\text{ }^\circ\text{C}$ необхідно затратити $\sim 3.5\text{ МДж}$ теплової енергії. Якщо врахувати, що сумарна теплова потужність, яка відводиться від термобатарей теплоносієм з температурою $30\text{ – }70\text{ }^\circ\text{C}$ становить $\sim 2.29\text{ кВт}$ (рис. 14), то для передпускового прогріву такого двигуна потрібно $\sim 30\text{ хв}$.

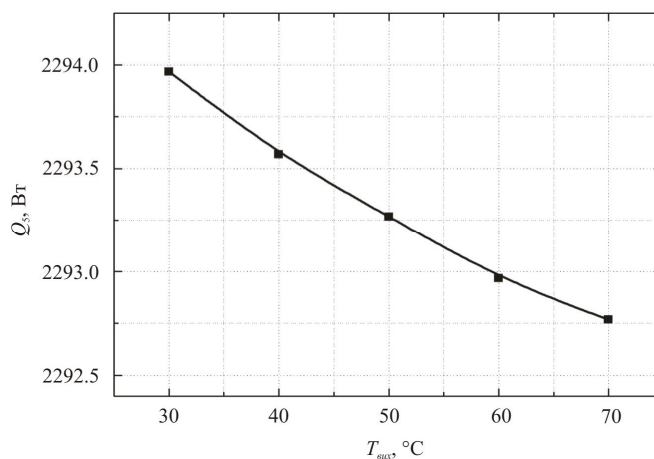


Рис. 14. Залежність теплової потужності Q_5 , яка відводиться теплоносієм від температури теплоносія $T_{\text{вих}}$ на виході з холодних теплообмінників.

Аналогічно для передпускового прогріву двигуна об'ємом ~ 10 л та масою 750 кг необхідно $\sim 80\text{ хв}$.

У реальних умовах час прогріву двигуна буде дещо більшим, що пов'язано з 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 130 – 150 Вт досягається за використання 20 модулів «АЛТЕК-1061» з температурами на гарячій та холодній сторонах 280 – 330 °С і 30 – 70 °С відповідно. За ККД нагрівача в межах 3 – 3.5 %, для досягнення такої електричної потужності необхідно затратити ~ 4.3 – 4.7 кВт тепла, що відповідає витраті палива на рівні 350 – 375 г/год.
2. Показано, що необхідний рівень температур на гарячій стороні термобатарей досягається за температури газів у гарячому теплообміннику в інтервалі 370 – 400 °С, швидкості подачі повітря в камеру згорання на рівні 1.3 – 1.4 м/с та площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника 0.12 м².
3. Встановлено, що сумарна теплова потужність, яка передається від термобатарей нагрівача до теплоносія двигуна, становить ~2.9 кВт. За температури теплоносія в інтервалі 30 – 70 °С для передпускового прогріву двигунів об'ємом 4 – 10 л від 0 °С до 30 °С необхідно ~ 30 – 80 хв.

Автор статті висловлює подяку акад. Анатичуку Л.І. за тему та ідею наукової роботи і м.н.с. Мочернюку Р.М. за корисні поради щодо комп'ютерного моделювання.

Література

1. Найман В.С. Все о предпусковых обогревателях и отопителях. – В.С. Найман // Москва: АСТ, 2007. – 213 с.
2. Михайловський В.Я. Режимы работы автомобилей при пониженных температурах. Необходимость использования нагревателей та рациональность застосування термогенераторів для їх роботи / В.Я. Михайловський, М.В. Максимук // Термоелектрика. – 2015. – №3. – С.20 – 31.
3. Михайловський В.Я. Рациональные мощности термогенераторів для передпусковых нагрівачів транспортних засобів / В.Я. Михайловський, М.В. Максимук // Термоелектрика. – 2015. – №4. – С. 69 – 77.
4. Михайловський В.Я. Комп'ютерне проектування термоелектричного автомобільного передпускового нагрівача на дизельному паливі / В.Я. Михайловський, М.В. Максимук // Термоелектрика. – 2016. – №1. – С. 52 – 65.
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 28.03.2016.