



Максимук М.В.

Максимук М.В.

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

КОМП'ЮТЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО ПЕРЕДПУСКОВОГО НАГРІВНИКА НА ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ

Наведено результати комп'ютерного проектування термоелектричного нагрівника на газовому паливі вихідною електричною потужністю 230–250 Вт для передпускового підігріву двигунів транспортних засобів в умовах понижених температур навколишнього середовища.

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

This paper presents the results of computer design of thermoelectric heater on gas fuel with electric power output 230 – 250 W for start heating of vehicle engines under low ambient temperatures.

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

Вступ

Згідно з даними Міжнародного енергетичного агентства, кількість автомобілів у світі станом на 2015 рік перейшла межу 1 мільярд. З них близько 22.5 мільйонів використовують як паливо зріджений пропан-бутан. В Україні ~ 10 % автомобільного парку (800 тис. машин) обладнані ГБО (газобалонним обладнанням) 3 та 4 поколінь. Очікується, що за 2–3 роки не менше 20 % парку становитимуть моделі, що працюють на газовому паливі [1].

Підвищений попит на такі автомобілі обумовлений низкою переваг у використанні пропан-бутану порівняно з бензином:

- вище октанове число (112 для пропан-бутану, 80–98 для бензину), що забезпечує надійну роботу двигуна на всіх режимах практично без детонації;
- менше навантаження на поршні двигуна;
- збільшення міжремонтного періоду двигуна в 1.5 рази;
- підвищення терміну експлуатації моторного масла в 1.5–2 рази;
- зниження рівня шуму під час роботи двигуна на 3–8 дБ (мінімум удвічі);
- підвищення терміну експлуатації свічок запалювання на 40 %;
- зменшення рівня токсичних вихлопних газів: CO – в 2–3 рази, NO – в 1.2 раза, CH – в 1.3–1.9 разів.

Одним з основних недоліків у застосуванні зрідженого пропан-бутану як палива для автомобілів є негативний вплив понижених температур, що призводить до утворення і замерзання конденсату в редукторі та трубках ГБО. В результаті двигун глохне і завести його знову практично неможливо. Крім того, обледеніння редуктора суттєво скорочує термін експлуатації його мембран.

Щоб запобігти передчасному виходу з ладу мембран та клапанів редуктора і в цілому забезпечити надійний запуск автомобіля за понижених температур, двигун необхідно завчасно прогрівати.

Сьогодні найефективнішим засобом, що забезпечує попередній прогрів двигунів є автономний передпусковий підігрів [2].

Однак основним фактором, що обмежує використання передпускових газових нагрівників для автомобілів, обладнаних ГБО-3 і ГБО-4, є нестабільна робота і низька надійність газової системи. В цьому випадку необхідно запускати і прогрівати двигун на рідкому паливі з послідовним переходом на газове, що хоч і зумовлює економію пального, проте нівелює всі переваги передпускового підігріву.

Нині широкі перспективи у застосуванні газових передпускових нагрівників пов'язують з використанням в автомобілях газобалонного обладнання «нового покоління» – ГБО-5 і ГБО-6. Відмінність цих розробок полягає в тому, що подача газу у впускний колектор здійснюється не в газоподібному, а в рідкому стані – через спеціальні форсунки. Тому ці системи мають абсолютно нову конструкцію. Так, редуктор замінений регулятором тиску і газопаливним насосом, який прокачує рідкий газ у напрямі до форсунок. Оскільки в такій конструкції відсутня необхідність випаровувати газ в редукторі, це дає можливість запускати двигун за будь-яких низьких температур навколишнього середовища.

З появою систем ГБО-5 і ГБО-6 на ринку передпускових нагрівників з'явилися моделі (Webasto LGW 300, Trumatic E2400-E4400), які працюють на пропан-бутані та здійснюють передпусковий підігрів транспортних засобів на газовому паливі.

Щоб уникнути розрядки акумулятора автомобіля під час передпускового підігріву, джерелом електрики для таких нагрівників раціонально використовувати термоелектричний генератор [3 – 5].

У роботі [6] показано, що загальна електрична потужність термогенератора для передпускових нагрівників транспортних засобів з об'ємом двигуна до 4 л повинна 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. Такі електричні потужності термогенераторів забезпечують автономне живлення компонент обігрівачів і додатково дадуть можливість здійснювати підзарядку акумуляторної батареї та живлення іншого автомобільного обладнання.

У [7, 8] наведено будову, принцип роботи та результати комп'ютерного проектування термоелектричного автомобільного передпускового нагрівника на рідкому паливі електричною потужністю 70 – 90 Вт і 130 – 150 Вт.

Мета пропонованої роботи – проектування конструкції термоелектричного автомобільного передпускового нагрівача на зрідженому газовому паливі електричною потужністю 230 – 250 Вт, для передпускового підігріву двигуна в умовах понижених температур навколишнього середовища.

Вибір конструкції термоелектричного передпускового нагрівача

Як джерело тепла використано газовий пальник (рис. 1) рідинного передпускового нагрівника «Webasto LGW 300». 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 пальник, а зовнішня поверхня виконана у вигляді площин, де розташовуються термоелектричні модулі.

Термоелектричний перетворювач складається з термоелектричних генераторних 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.

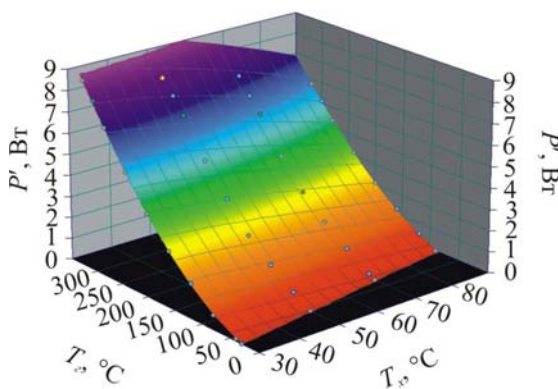


Рис. 1. Зовнішній вигляд газового пальника рідинного передпускового нагрівника «LGW 300» (Webasto) [9].

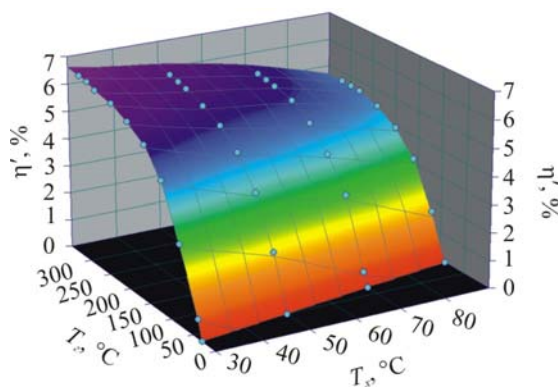


Рис. 2. Зовнішній вигляд циркуляційної помпи рідинного передпускового нагрівника «LGW 300» (Webasto) [9].

На рис. 3 наведено тривимірне 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».



а)



б)

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» [10].

З аналізу показаних на рис. 3 даних випливає, що для забезпечення вихідної електричної потужності нагрівника на рівні 230–250 Вт необхідно 32 модулі «Алтек-1061». Виходячи з цих міркувань, найефективнішою конструкцією гарячого теплообмінника є правильний восьмигранник, на кожній стороні якого розміщено по 4 термоелектричних 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 % [11], то для забезпечення вихідної електричної потужності нагрівника на рівні 230–250 Вт необхідно затратити ~ 6.6–7.2 кВт тепла, що відповідає витраті пропан-бутану на рівні 510–550 г/год. Слід також зауважити, що подача палива до пальника здійснюється насосом системи ГБО, тому в конструкції газового нагрівника, на відміну від бензинового та дизельного аналога, індивідуальний паливний насос відсутній, а витрата регулюється зміною отворів форсунок.

Як циркуляційний насос використано рідинну помпу (рис. 2) передпускового нагрівника «LGW 300» (Webasto). Цей тип помпи спеціально спроектований для прокачування теплоносія в транспортних засобах з об'ємом двигуна більше 10 л. Номінальна напруга живлення помпи – 24 В, максимальна витрата теплоносія становить 5.2 м³/год.

Фізична модель термоелектричного передпускового нагрівника та її опис

У [7] показано, що для розрахунку основних енергетичних та конструктивних параметрів нагрівника зручно використовувати фізичну модель (рис. 4), 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 .

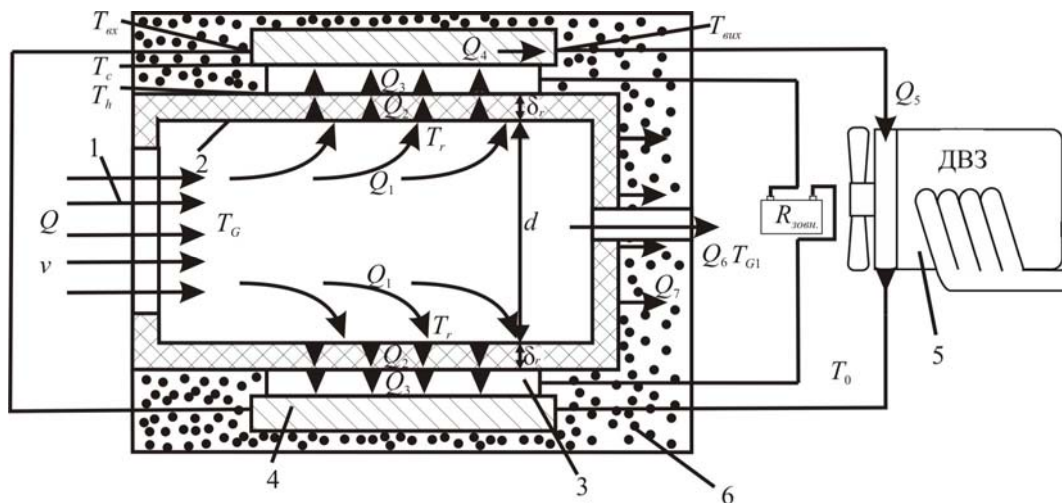


Рис. 4. Фізична модель термоелектричного автомобільного нагрівника:
1 – потік газів; 2 – гарячий теплообмінник; 3 – термоелектрична батарея;
4 – холодний теплообмінник; 5 – двигун автомобіля; 6 – теплова ізоляція.

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

$$g_n G_n = C_p (T_G - T_0). \quad (1)$$

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_0 – температура навколишнього середовища.

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

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

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:

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

S_r – площа тепловіддаючої поверхні гарячого теплообмінника;

λ_r – теплопровідність матеріалу теплообмінника;

δ_r – товщина основи теплообмінника;

T_a – температура гарячої сторони ТЕБ.

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

$$Q_3(T_a, T_\delta) = n \frac{P'(T_a, T_\delta)}{\eta'(T_a, T_\delta)}. \quad (4)$$

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

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

де g_T – витрата теплоносія; c_{pT} – теплоємність теплоносія $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вих}}$ – 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:

$$Q_5 = \tilde{n}_d m_d (T_{\text{вх}} - T_0), \quad (6)$$

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)

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

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

2) Q_7 – на тепловій ізоляції

$$Q_7 = \frac{\lambda S_{\text{дв}}}{L} (T_A - T_0), \quad (8)$$

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

Таким чином, рівняння теплового балансу для обраної моделі термоелектричного автомобільного нагрівника 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 нагрівника.

Мета комп'ютерного проектування полягала у визначенні:

– температури газів T_G в гарячому теплообміннику та ефективної площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника S_R для забезпечення на гарячій стороні термобатареї температури $T_2 = 280 - 330^\circ\text{C}$;

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

Результати розрахунків

Методику розрахунку температури газів T_G детально описано в [7].

У результаті відповідних обчислень отримано співвідношення (10), що визначає залежність швидкості подачі повітря v в гарячий теплообмінник від температури T_G :

$$v = 5 \left[\frac{\frac{G_f}{T_G - T_0} - 20.29}{18.15} + 1 \right] \frac{3.62 \cdot g_f}{\rho_{T_0} S_R}. \quad (10)$$

Тут 20.29 і 18.15 – коефіцієнти, що визначають вміст вуглекислого газу, води, азоту та повітря, які утворилися в результаті повного згорання пропан-бутану; 3.62 – коефіцієнт, який визначає кількість кисню, необхідну для повного спалювання пропан-бутану; ρ_{T_0} – густина повітря за заданої температури навколишнього середовища.

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad визначали обернену залежність температури гарячих газів T_G від швидкості повітря v (рис. 5) за $G_n = 46.8$ МДж/кг, $g_n = 550$ г/год, $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $\rho_{T_0} = 1.29$ кг/м³ та діаметра камери згорання $d = 80$ мм.

З аналізу наведених на рис. 5 даних випливає, що для подальших розрахунків конструкції гарячого теплообмінника недоцільно використовувати $T_G < 300^\circ\text{C}$ і $T_G > 500^\circ\text{C}$: у першому випадку необхідні температури на гарячій стороні модуля досягнути неможливо, в другому – підвищення температури призведуть до збільшення габаритних розмірів теплообмінника через ймовірність перегріву термобатареї.

Тому для визначення залежності температури гарячої сторони модулів T_2 від площі теплоприймальної поверхні використовували температуру гарячих газів $T_G = 300 - 500^\circ\text{C}$, що

відповідає швидкостям повітря 2.1 – 3.5 м/с. Проектування здійснювалось з використанням програмного середовища «Comsol Multyphysics» [12] чисельним методом скінченних елементів.

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

- температура гарячих газів $T_G = (300; 400; 500) \text{ }^\circ\text{C}$;
- швидкість газів в теплообміннику $v = (3.5; 2.6; 2.1)$;
- площа теплоприймальної поверхні $S_R = (0.05; 0.085; 0.115; 0.15; 0.185) \text{ м}^2$;
- теплопровідність матеріалу гарячого теплообмінника $\lambda_r = 140 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;
- тепловий опір термоелектричного модуля $\kappa_m = 0.7 \text{ м}\cdot\text{К/Вт}$.

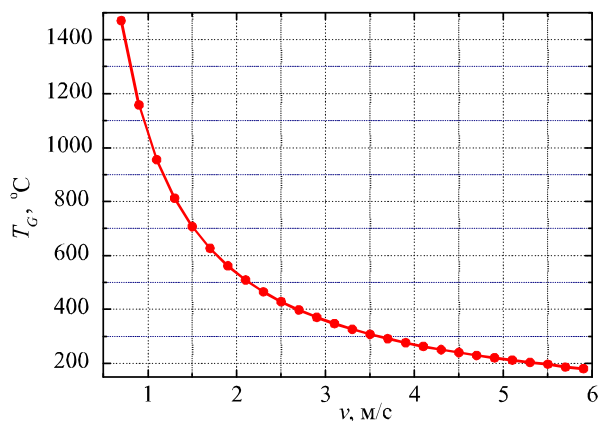


Рис. 5. Залежність температури T_G газів від швидкості подачі повітря v в гарячий теплообмінник.

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. 6 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 300 – 500 °C.

З показаних на рис. 6 даних видно, що температура на гарячій стороні модуля 330 °C досягається за температури газів $T_G = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ і площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника $S_R = 0.12 \text{ м}^2$. Дальше нарощування кількості каналів на внутрішній поверхні теплообмінника призводить до виникнення додаткових аеродинамічних опорів, внаслідок чого знижується швидкість руху газів і, відповідно, температура на гарячій стороні термоелектричної батареї спадає.

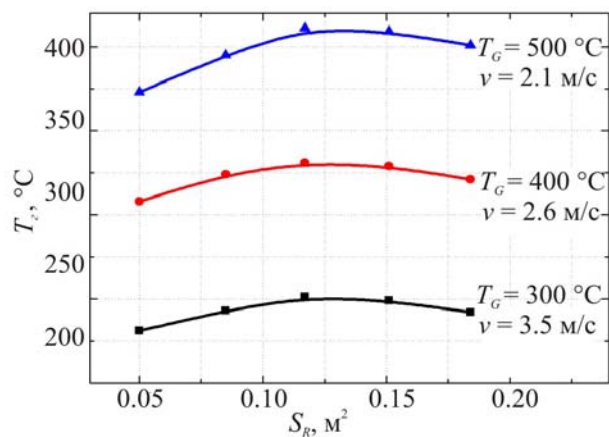


Рис. 6. Залежність температури гарячої сторони модуля T_2 від площі теплоприймальної поверхні S_R теплообмінника.

На рис. 7 наведено розподіл температур у системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі», на рис. 8 – сітка методу скінченних 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 200 °С. Проте в реальній конструкції нагрівника джерело тепла знаходиться безпосередньо в теплообміннику, тому можна вважати, що температура гарячої сторони модулів однакова.

Аналогічні розрахунки визначення T_G за постійної $S_R = 0.12 \text{ м}^2$ і $g_n = 510 \text{ г/год}$ показують, що для забезпечення на гарячій стороні термобатареї температури 280 °С необхідно, щоб температура гарячих газів у теплообміннику знаходилась на рівні 350 °С. В цьому випадку швидкість подачі повітря має становити 2.8 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 на даному етапі проектування 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».

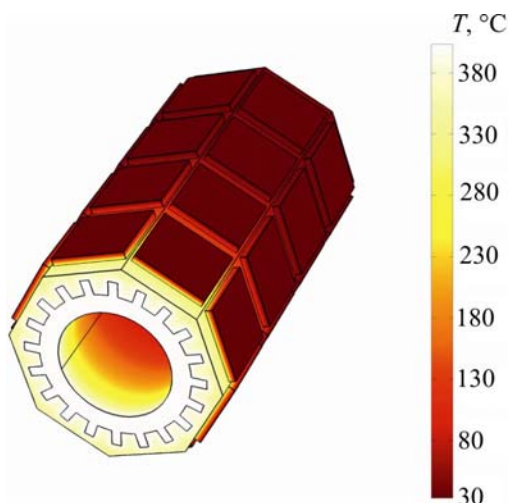


Рис. 7. Розподіл температур у системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі». $T_G = 400 \text{ °С}$. $S_R = 0.12 \text{ м}^2$.

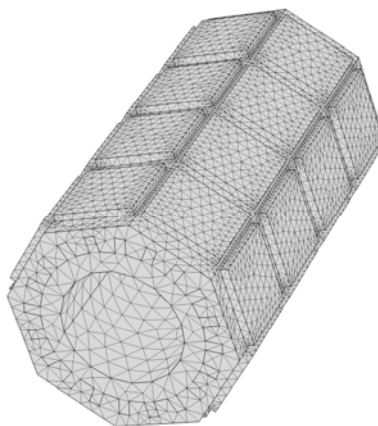


Рис. 8. Сітка методу скінченних елементів.

- 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 $Q_4 = 3.68 \text{ кВт}$ (115 Вт в розрахунку на один модуль);
 - витрата теплоносія (теплоносій – антифриз) $g_T = (1.6; 2.6; 3.6; 4.6; 5.2) \text{ м}^3/\text{год}$;
 - площа каналів холодного теплообмінника $S_K = (55 - 300) \text{ см}^2$;
 - теплопровідність матеріалу холодного теплообмінника $\lambda_{r1} = 105 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;
 - теплоємність теплоносія $c_{pT} = 3151 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$;
 - 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. 8 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.

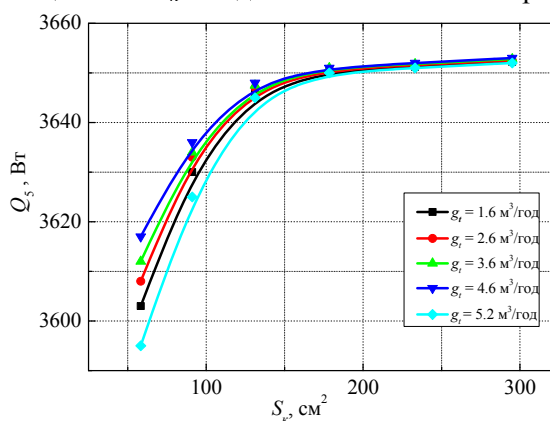


Рис. 9. Залежність теплової потужності Q_5 від площі каналів S_K холодних теплообмінників.

З аналізу даних, поданих на рис. 8 випливає, що для повної передачі теплової потужності від модулів до двигуна необхідно, щоб площа каналів у холодних теплообмінників становила не менше 170 см^2 . За такої площі каналів Q_5 практично не залежить від витрати теплоносія, що в свою чергу дає можливість зменшити затрати вихідної електричної потужності нагрівника на живлення циркуляційної помпи. Крім того, як видно з рис. 9, за $S_K = 170 \text{ см}^2$ витрата теплоносія суттєво не впливає на різницю температур між входом і виходом теплоносія з холодних теплообмінників ($\Delta T = 1 - 3 \text{ }^\circ\text{C}$). Тому вибір оптимальної g_T буде зумовлений лише об'ємом двигуна та контуром охолодження автомобіля.

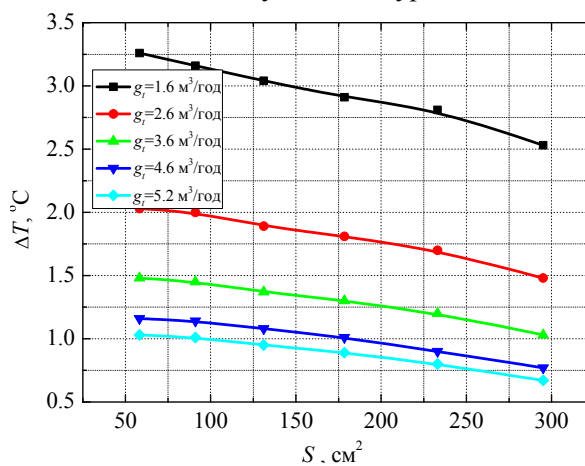


Рис. 10. Залежність різниці температур ΔT теплоносія між входом і виходом з холодних теплообмінників від площі каналів S_K .

На рис. 10 та рис. 11 наведено сітку методу скінченних елементів та розподіл температур для холодного теплообмінника.

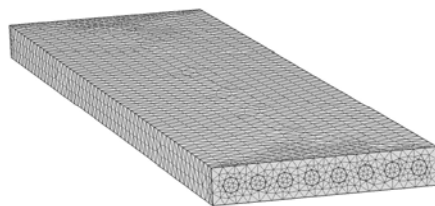


Рис. 11. Сітка методу скінченних елементів.

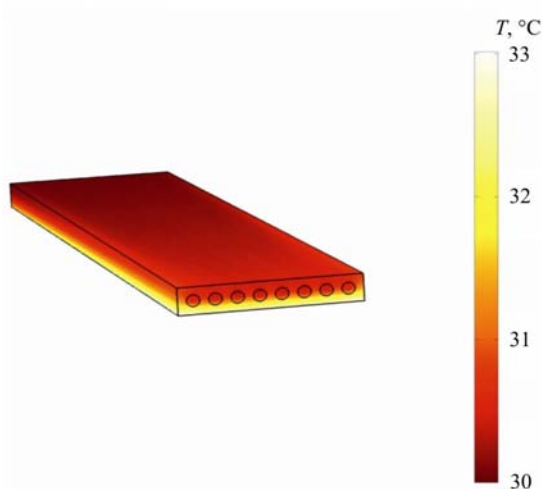


Рис. 12. Розподіл температур у холодному теплообміннику.

$$S_k = 170 \text{ см}^2, g_T = 5.2 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Для прогріву двигуна транспортних засобів об'ємом понад 10 л (сучасні 8 – 12 циліндрові ДВЗ), теплоємністю 0.462 кДж/(кг К) від 0 °С до 30 °С необхідно ~ 13.9 МДж теплової енергії. Якщо врахувати, що сумарна теплова потужність, яка відводиться від термобатарей теплоносієм з температурою 30 – 70 °С, становить ~ 3.65 кВт (рис. 12), то для передпускового прогріву такого двигуна потрібно ~ 1 годину.

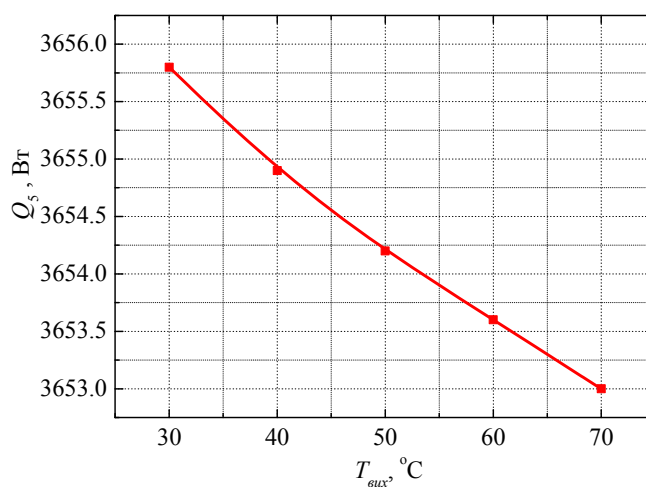


Рис. 13. Залежність теплової потужності Q_5 , яка відводиться теплоносієм від температури теплоносія $T_{\text{вых}}$ на виході з холодних теплообмінників.

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

Висновки

1. Встановлено, що вихідна електрична потужність нагрівника на рівні 230 – 250 Вт досягається за використання 32 модулів «Алтек-1061» з температурами на гарячій та холодній сторонах 280 – 330 °С і 30 – 70 °С, відповідно. За ККД нагрівника в межах 3 – 3.5 %, для досягнення такої електричної потужності необхідно затратити ~ 7.2 – 6.6 кВт тепла, що відповідає витраті палива на рівні 510 – 550 г/год.
2. Показано, що необхідний рівень температур на гарячій стороні термобатарей 280 – 330 °С досягається за температури газів у гарячому теплообміннику в інтервалі 350 – 400 °С, швидкості подачі повітря в камеру згорання 2.6 – 2.8 м/с та площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника 0.12 м².
3. Встановлено, що сумарна теплова потужність, яка передається від термобатарей нагрівника до теплоносія двигуна, становить ~ 3.65 кВт. За температури теплоносія в інтервалі 30 – 70 °С для передпускового прогріву двигунів об'ємом понад 10 л від 0 °С до 30 °С необхідно ~ 60 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. <https://www.iea.org>.
2. Найман В.С. Все о предпусковых обогревателях и отопителях. – В.С. Найман // Москва: АСТ, 2007. – 213 с.
3. 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.
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. Патент (UA) № 89039 МПК F02M 1/00 Система живлення і підігріву газового двигуна внутрішнього згорання / Анатичук Л.І., Михайловський В.Я., Максимук М.В. – Опубл. 10.04.2014, бюл. № 7, Заявка u2013 12585 від 28.10.2013.
6. Михайловський В.Я. Рациональні потужності термогенераторів для передпускових нагрівачів транспортних засобів / В.Я. Михайловський, М.В. Максимук // Термоелектрика. – 2015. – №4. – С. 69 – 77.
7. 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.
8. Максимук М.В. Комп'ютерне проектування термоелектричного автомобільного передпускового нагрівача на бензиновому паливі // Термоелектрика. – 2016. – №2. – С. 52 – 62.
9. <http://www.webasto.com/ua/>.
10. <http://www.inst.cv.ua>.
11. Анатичук Л.І. Двохсекційний термоелектричний генератор на газовому паливі / Л.І. Анатичук, В.Я. Михайловський // Термоелектрика. – 2008. – №1. – С. 76 – 86.
12. www.comsol.com.

Надійшла до редакції 23.05.2016