

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 \\ Q_2 = Q_3 + Q_4 \\ Q_4 = P + Q_5 \\ Q_5 = Q_6 + Q_7 \end{cases} \quad (1)$$

В системі рівнянь (1) прийнято наступні позначення:

Q – теплова потужність джерела тепла 1. В даному випадку хімічна реакція горіння бензину.

Q_1 – втрати тепла з продуктами реакції горіння вуглекислого газу CO_2 води H_2O та азотом повітря, яке необхідне для горіння палива.

Q_2 – теплова потужність, що передається від джерела тепла до теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника конвекцією та випромінюванням.

Q_3 – втрати тепла на конструктивних елементах гарячого теплообмінника через теплову ізоляцію.

Q_4 – теплова потужність, що передається від гарячого теплообмінника до термоелектричної батареї (ТЕБ).

P – генерована термоелектричною батареєю електрична потужність нагрівника.

Q_5 – тепло, що відводиться від холодної сторони ТЕБ теплоносієм, який циркулює в гідравлічному контурі "нагрівник - ДВЗ".

Q_6 – теплова потужність, що передається двигуну автомобіля теплоносієм.

Q_7 – втрати тепла на конструктивних елементах холодного теплообмінника через теплову ізоляцію.

Розв'язок рівнянь теплового балансу (1) про-

водили в два етапи, мета яких полягала у визначенні:

- ефективної геометрії гарячого теплообмінника, оптимальної витрати палива g_{II} та швидкості повітря v для забезпечення максимальної робочої температури гарячих спаїв термоелектричної батареї;
- ефективної геометрії холодного теплообмінника та оптимальної витрати теплоносія g_T для максимальної передачі теплової потужності з холодних спаїв ТЕБ двигуну автомобіля.

Фізична модель та математичний опис системи "гарячий теплообмінник - ТЕБ"

Вихідними даними для розрахунку конструктивних параметрів гарячого теплообмінника нагрівника є температурні залежності електричної потужності $P_{\text{мод}}$ та коефіцієнту корисної дії (ККД) $\eta_{\text{мод}}$ оптимізованих для використання в передпускових джерелах тепла термоелектричних модулів "Алтек-1061" [5] (рис. 2).

Для визначення умов, які забезпечують максимальний робочий рівень температур гарячої сторони модулів $T_T = 280-300$ С зручно використовувати фізичну модель системи "гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі" (рис. 3), де процес теплопередачі від джерела тепла до теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника відбувається внаслідок проходження потоку газів з швидкістю v та температурою T_G [6].

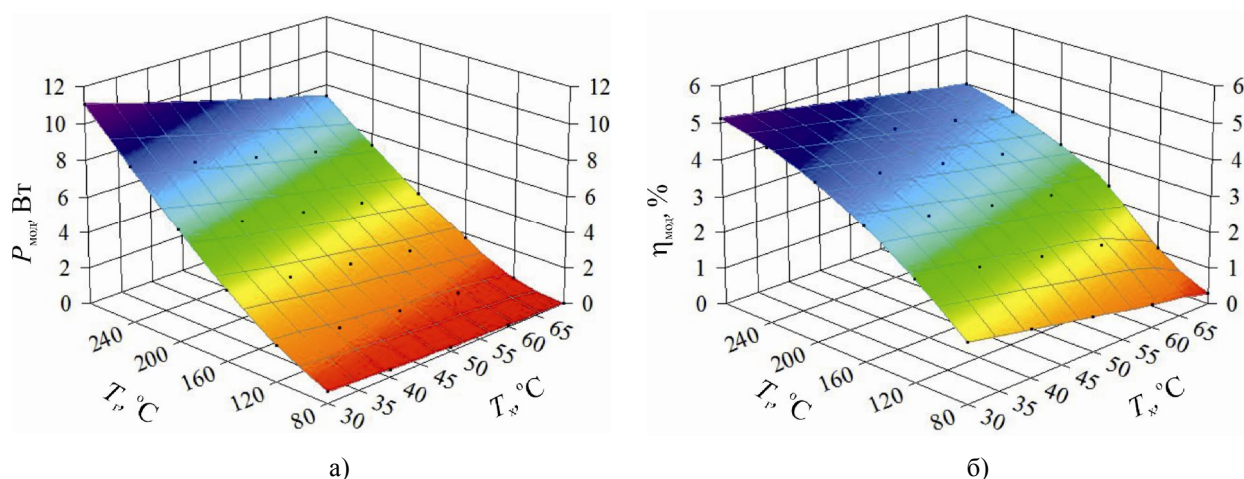


Рис. 2. Залежність електричної потужності $P_{\text{мод}}$ (а) і ККД $\eta_{\text{мод}}$ (б) термоелектричного модуля «Алтек-1061» від температури гарячої T_T і холодної T_x сторін

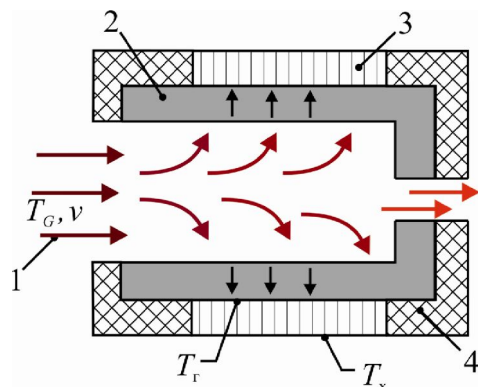


Рис. 3. Фізична модель системи "гарячий теплообмінник - ТЕБ": 1 – потік гарячих газів; 2 – гарячий теплообмінник; 3 – термоелектрична батарея; 4 – теплова адіабатична ізоляція

В цьому випадку рівняння, що описують розподіл температур в наведеній на рис.3 фізичній моделі запишуться у вигляді:

$$\begin{cases} \rho \vec{F} \cdot \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\operatorname{div} \vec{v}) = 0 \\ \operatorname{div} \rho \vec{v} = 0 \\ \rho C_p (\vec{v} \cdot \nabla) T = 0 \\ -k_1 \nabla T_1 = 0 \\ -k_2 \nabla T_2 = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

де перші два рівняння – рівняння Нев'є-Стокса та рівняння неперервності, що описують рух гарячих газів в каналах гарячого теплообмінника; третє рівняння – рівняння для опису теплообміну в рухомому середовищі; четверте та п'яте рівняння – закон Фур'є, що описує процес теплопровідності в гарячому теплообміннику і термоелектричних модулях відповідно. У зв'язку з малим значенням ККД термоелектричного перетворення (до 5%) останнє рівняння системи (2) записано наближено, без врахування електричної складової.

Розв'язок системи рівнянь (2) реалізовувався в програмному середовищі «Comsol Multiphysics» [7] чисельним методом скінченних елементів.

Розрахунок температури та швидкості гарячих газів

Суттєво спростити розрахунок системи рівнянь (2) в середовищі Comsol дозволяє встановлений в [8] зв'язок температури паливо-повітряної суміші та швидкості повітря необхідного для горіння, що виведено із застосуванням кінетики протікання хімічної реакції згорання органічного палива:

$$v=5 \left[\frac{G}{T_G - T_0} - 19,27 \right] + 1 \frac{3,47 g_{\text{II}}}{\rho_0 S_{\text{ВХ}}}, \quad (3)$$

де G – теплотворна здатність бензинового палива, T_0 – температура навколишнього середовища, ρ_0 – густина повітря при T_0 , $S_{\text{ВХ}}$ – площа поперечного перерізу впускного отвору. Коефіцієнти 19.27 і 17.4 визначають вміст вуглекислого газу, води, азоту та повітря, які утворилися в результаті повного згорання бензину, коефіцієнт 3.47 – кількість кисню, необхідну для повного спалювання палива.

На рис. 4 наведено залежність температури T_G від швидкості v при $G = 44$ МДж/кг, $T_0 = 0$ °С, $\rho_0 = 1,29$ кг/м³, $S_{\text{ВХ}} = 6,36 \times 10^{-3}$ м² та $g_{\text{II}} = 620$ г/год.

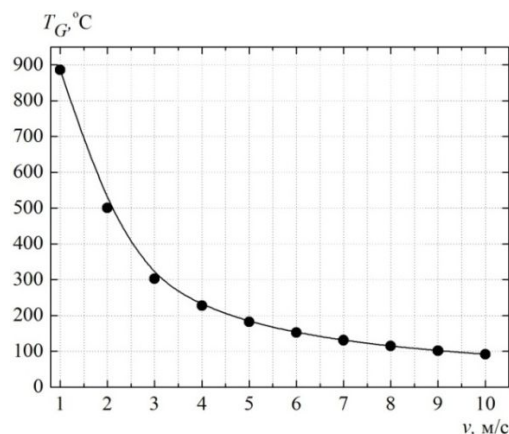


Рис. 4. Залежність температури газів T_G від швидкості подачі повітря v

Як слідує з аналізу даних на рис.4, для проектування конструкції гарячого теплообмінника не доцільно використовувати $T_G < 300$ °С і $T_G > 500$ °С: в першому випадку необхідні температури на гарячій стороні модуля досягнути неможливо, в другому – підвищення температури веде до збільшення габаритних розмірів теплообмінника через ймовірність перегріву термобатареї.

Таким чином для визначення залежності температури гарячої сторони модулів T_G від площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника доцільно використовувати інтервал температур гарячих газів $T_G = 500-300$ °С, що відповідає швидкостям повітря $v = 2-3$ м/с.

Результати проектування гарячого теплообмінника

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

- температура гарячих газів $T_G = (300; 400; 500)$ °С;
- швидкість газів в теплообміннику $v = (3; 2,5; 2)$ м/с;
- площа теплоприймальної поверхні $S_R = (0,03; 0,06; 0,09; 0,12)$ м²;

- теплопровідність матеріалу гарячого теплообмінника $k_1 = 140 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;
- температура холодної сторони модулів $T_x = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- тепловий опір модуля $\frac{1}{k_1} = 0,6 \text{ м}\cdot\text{К/Вт}$.

При цьому вважали, що стоки тепла знахо-

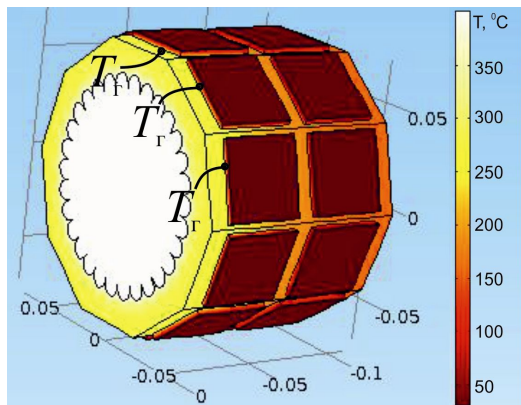


Рис. 5. Розподіл температур в системі «гарячий теплообмінник - ТЕБ».

$$T_G = 400 \text{ }^\circ\text{C}, v = 2,5 \text{ м/с}, S_R = 0,09 \text{ м}^2$$

Як слідує з рис. 5, по мірі протікання газів до стоку тепла, T_G зменшується, що призводить відповідно і до зниження температури T_G . Але, оскільки в реальній конструкції джерело тепла знаходиться безпосередньо в теплообміннику, можна вважати, що температура гарячої сторони модулів однакова і є рівною температурі T_G в перших точках контакту модулів з гарячим теплообмінником.

З представлених на рис. 7 залежностей температури гарячої сторони модуля T_G від площі теплоприймальної поверхні S_R гарячого теплообмінника, видно, що необхідний рівень температур гарячої сторони модулів $T_G = \sim 300 \text{ }^\circ\text{C}$ досягається при $T_G = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ та площі теплоприймальної поверхні гарячого теплообмінника $S_R = \sim 0,12 \text{ м}^2$.

Фізична модель та математичний опис системи "ТЕБ - холодний теплообмінник"

Для визначення розподілу температур в холодних теплообмінниках нагрівника запропоновано фізичну модель (рис. 8), де процес передачі теплової потужності $Q_{\text{вих}}$ від ТЕБ до двигуна здійснюється теплообміном між холодною стороною термобатареї і потоком рідкого теплоносія, який циркулює в каналах холодного теплообмінника з швидкістю v_T та температурами $T_{\text{вх}}$ і $T_{\text{вих}}$ відповідно на вході та виході з теплообмінника.

дяться в місці виходу продуктів згорання з теплообмінника та в місцях розташування модулів, а на всіх інших границях накладені умови теплової адіабатичної ізоляції.

На рис. 5 наведено розподіл температур в системі «гарячий теплообмінник-термоелектричні модулі», на рис. 6 – сітка методу скінченних елементів:

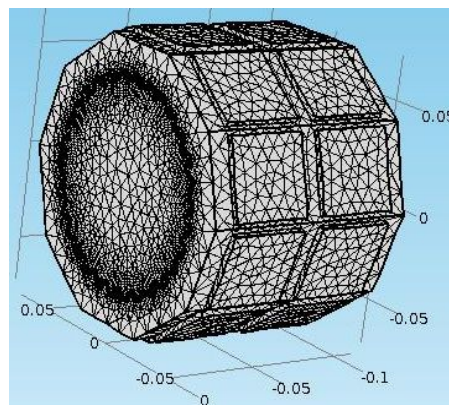


Рис. 6. Сітка методу скінченних елементів

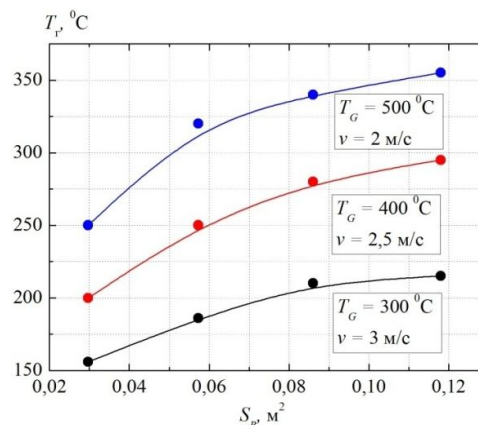


Рис. 7. Залежність температури гарячої сторони модуля T_G від площі теплоприймальної поверхні S_R гарячого теплообмінника

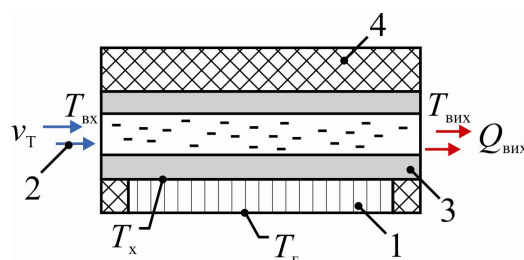


Рис. 8. Фізична модель системи "ТЕБ - холодний теплообмінник": 1 – термоелектрична батарея; 2 – потік теплоносія; 3 – холодний теплообмінник; 4 – теплова адіабатична ізоляція

Для пошуку розподілу температур в наведеній моделі використовували систему рівнянь теплового балансу, яка приймає наступний вигляд:

$$\begin{cases} -k_1 \nabla T_1 = 0 \\ -k_2 \nabla T_2 = 0 \\ \rho C_p (\nabla \nabla) T = 0 \\ \text{div} \rho \vec{v} = 0 \\ \rho \vec{F} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \frac{1}{3} \mu \nabla (\text{div} \vec{v}) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Аналогічно до (2) в системі рівнянь (4) для опису процесів, пов'язаних з переносом тепла в твердому тілі (термобатарея і теплообмінник) та рухомій рідині (теплоносії) застосовано закони Фур'є та закон теплопередачі для потоку рідини. Відповідно рівняння Нев'є-Стокса та рівняння неперервності описують рух теплоносія в каналах холодного теплообмінника.

Розв'язок системи рівнянь (4) реалізовувався в програмному середовищі «Comsol Multiphysics» чисельним методом скінченних елементів.

Результати проектування холодного теплообмінника

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

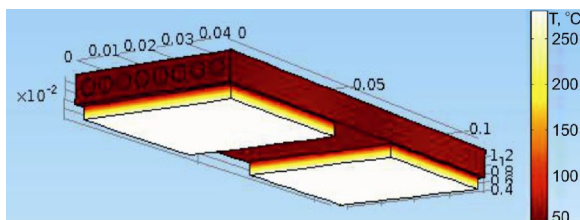


Рис. 9. Розподіл температур системи «ТЕБ - холодний теплообмінник»

З рис. 9-10 видно, що проектування здійснювалось з використанням фізичної моделі системи "ТЕБ - холодний теплообмінник", яка складається з двох термоелектричних модулів та двох послідовно сполучених теплообмінників. Такий вибір зумовлений насамперед тим, що дана модель відображає найраціональніший спосіб комутації гідралічного контуру термоелектричного передпускового нагрівника.

Отримані в результаті проектування розподіли температур дозволили встановити залежності теплової потужності $Q_{\text{вих}}$ (рис. 11), що передається від ТЕБ до двигуна та різниці температур ΔT теплоносія між входом і виходом з теплообмінника (рис. 12) від діаметру d та сумарної площі бічної поверхні каналів S_K холодних теплообмінників при різних витратах g_T теплоносія.

Для швидкого прогріву двигуна автомобіля необхідно забезпечити максимальну передачу теплової потужності від модулів до холодного тепло-

– температура гарячих спаїв термобатареї $T_{\Gamma} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$;

– тепловий опір модуля $\frac{1}{k_1} = 0,6 \text{ м}\cdot\text{К}/\text{Вт}$.

– теплопровідність матеріалу холодного теплообмінника $k_2 = 105 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$;

– температура холодного теплоносія на вході в холодний теплообмінник $T_{\text{вх}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$;

– теплоємність теплоносія $C_p = 3151 \text{ Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$;

– теплопровідність теплоносія $\lambda = 0,34 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$.

– витрата теплоносія (згідно з експериментально встановленою витратно-напірною характеристикою циркуляційної помпи рідинного передпускового нагрівника Webasto Thermo Pro 90) $g_T = (0,7; 1; 2; 1,5; 1,8) \text{ м}^3/\text{год}$;

– діаметр каналів $d = (2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5) \text{ мм}$;

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

На рис. 9-10 наведено розподіл температур та сітка методу скінченних елементів системи «ТЕБ - холодний теплообмінник» для випадку $G = 1,8 \text{ м}^3/\text{год}$, $d = 3,5 \text{ мм}$.

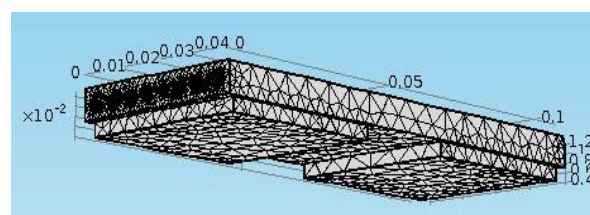


Рис. 10. Сітка методу скінченних елементів

носія. З іншого боку для забезпечення ефективної роботи модулів важливим є створення таких умов, при яких різниця температур теплоносія між входом і виходом з теплообмінників була мінімальною. Виходячи з таких міркувань, найраціональнішою конструкцією холодного теплообмінника є варіант з геометрією каналу $d = 2,5 \text{ мм}$ сумарною площею бічної поверхні $S_K = 70 \text{ см}^2$ та витратою $g_T = 1,8 \text{ м}^3/\text{год}$, що дозволяють забезпечити максимальну теплопродуктивність нагрівника на рівні $Q_{\text{вих}} = 3,8 \text{ кВт}$ при мінімальній різниці температур $\Delta T \sim 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Варіанти теплообмінників з $g_T = 1,8 \text{ м}^3/\text{год}$ і $d < 2,5 \text{ мм}$ не розглядаються, оскільки технічно не можуть бути реалізовані циркуляційною помпою (штрих. лінія, рис. 11 і рис. 12).

Результати проектування основних конструктивних вузлів і оптимальних режимів роботи компонент нагрівника дозволяють встановити залеж-

ність теплової, електричної потужності та ККД приладу в стаціонарному режимі для керованого

інтервалу температур холодного теплоносія $T_x = 40-70$ °C (рис. 13).

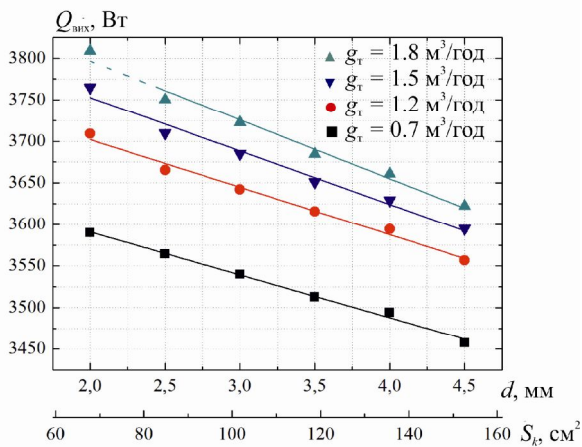


Рис. 11. Залежність теплової потужності $Q_{вих}$ від діаметру d та сумарної площі бічної поверхні каналів S_k холодних теплообмінників

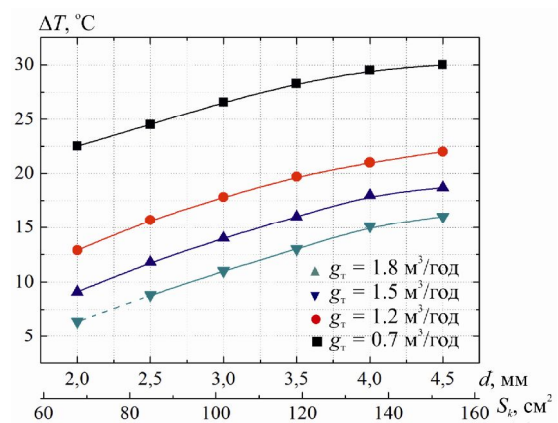


Рис. 12. Залежність різниці температур ΔT теплоносія від діаметру d та сумарної площі бічної поверхні каналів S_k холодних теплообмінників

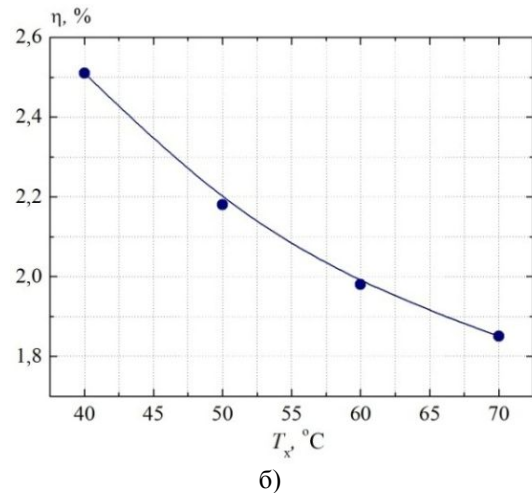
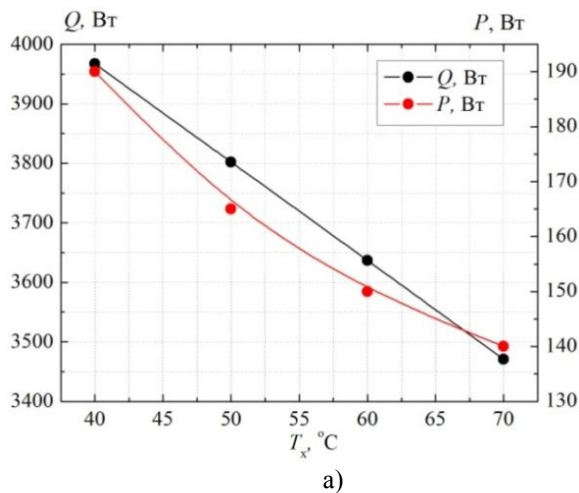


Рис. 13. Залежність теплової Q , електричної потужності P (а) та ККД η (б) термоелектричного нагрівника від температури холодного теплоносія T_x . Температура гарячої сторони термобатареї $T_T = 280$ °C.

Як видно з представлених на рис. 13 даних, максимальна тепла та електрична потужність нагрівника досягаються при температурі холодного теплоносія $T_x = 40$ °C та становлять $Q = 4$ кВт і $P = 190$ Вт. При цьому ефективність термоелектричного перетворення η знаходиться на рівні 2,5 %. З підвищенням температури T_x спостерігається зниження енергетичних характеристик нагрівника, відповідно, до $Q = 3,5$ кВт і $P = 140$ Вт при $T_x = 70$ °C, що зв'язано з поступовим прогрівом теплоносія і, як наслідок, зменшенням перепаду температур між сторонами термоелектричної батареї. В цих умовах мінімальне значення ККД

нагрівника складає $\sim 1,9$ %.

Таким чином, якщо врахувати, що споживана електрична потужність компонент рідинних передпускових нагрівників для транспортних засобів з об'ємом двигуна 4-10 л в середньому становить близько 100 Вт [8] використання розробленого варіанту нагрівника дозволяє забезпечити їх автономну роботу. Крім того надлишок електрики може використовуватись для підзарядки акумулятора та живлення іншого автомобільного обладнання.

Висновки

1. Показано, що максимальний робочий рівень температур гарячої сторони модулів нагрів-

ника досягається при потужності джерела тепла 7,6 кВт, швидкості подачі повітря в камеру згорання 2,5 м/с та площі теплоприймальної поверхні теплообмінника 0,12 м².

2. Встановлено, що для забезпечення максимальної теплопродуктивності нагрівника при мінімальній різниці температур теплоносія між входом і виходом з гідравлічної системи найраціональнішою конструкцією холодного теплообмінника є варіант з геометрією каналу 2,5 мм сумарною площею бічної поверхні 80 см² та витратою теплоносія 1,8 м³/год.

3. Визначено, що за температури гарячої стори 300 °С та інтервалу температур холодного теплоносія (40-70) °С, теплова та електрична потужність нагрівника складають відповідно (4-3,5) кВт та (190-140) Вт. При цьому ефективність термоелектричного перетворення знаходиться в межах (2,5-1,9) %.

Література

1. Матюхин Л. М. Теплотехнические устройства автомобилей. – Москва: МАДИ, 2009. – 89 с.
2. Найман В. С. Все о предпусковых обогревателях и отопителях. – Москва: АСТ, Астрель, Хранитель, 2007. – 108 с.
3. Mykhailovsky V. Automobile Operating Conditions at Low Temperatures. The Necessity of Applying Heaters and the Rationality of Using Thermal Generators for their Operation / V. Mykhailovsky, M. Maksymuk // Journal of Thermoelectricity. – Chernivtsi, 2015. – №3. – P.20-31.
4. Anatychuk L. Thermoelectric Automobile Starting Pre-Heater Operated with Diesel Fuel / L. Anatychuk, V. Mykhailovsky, M. Maksymuk // Journal of Thermoelectricity. – Chernivtsi, 2016. – №4. – P.81-90.
5. Maksymuk M. On the optimization of thermoelectric generator modules of automobile starting pre-heater / M. Maksymuk // Journal of Thermoelectricity. – Chernivtsi, 2017. – №1. – P.53-61.
6. www.comsol.com.
7. Mykhailovsky V. Computer Design of Thermoelectric Automobile Starting Pre-Heater Operated with Diesel Fuel / V. Mykhailovsky, M. Maksymuk // Journal of Thermoelectricity. – Chernivtsi, 2016. – №1. – P. 52 - 65.
8. Mykhailovsky V. Rational Powers of Thermal Generators for Starting Pre-Heaters of Vehicles / V. Mykhailovsky, M. Maksymuk // Journal of Thermoelectricity. – Chernivtsi, 2015. – №4. – P. 69 - 77.

УДК 62-69

Н. В. Максимук

Институт термоэлектричества НАН и МОН Украины, г. Черновцы, Украина

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ПРЕДПУСКОВОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛА С ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ГЕНЕРАТОРОМ

Приведены результаты компьютерного проектирования термоэлектрического предпускового нагревателя для облегченного запуска двигателей транспортных средств в условиях пониженных температур окружающей среды. Представлено физическую модель нагревателя и ее математическое описание, показаны методика и результаты моделирования основных энергетических и конструктивных характеристик прибора в программной среде "Comsol Multiphysics".

Показано, что использование термоэлектрического преобразователя, в качестве источника электрической энергии, обеспечивает автономную работу компонент нагревателей и позволяет решить проблему разрядки аккумуляторной батареи автомобиля во время эксплуатации предпускового оборудования.

Ключевые слова: предпусковой нагреватель, термоэлектрический генератор, компьютерное проектирование, физическая модель.

М. V. Maksymuk

Institute of Thermoelectricity of NAS and MES of Ukraine, Chernivtsi, Ukraine

DESIGNING OF AUTOMOTIVE PRE-START HEAT SOURCES WITH THERMOELECTRIC GENERATOR

Under reduced ambient temperatures, a low rotational frequency of a cranked shaft of a carburettor engine during its start-up stipulates the decrease in the parameters of the compression stroke end (pressure and temperature), which has a significant impact on the conditions of preparation of fuel and air mixture for ignition in cylinders. The decrease in pressure of gasoline saturated vapours together with low velocities of passage in an intake manifold significantly deteriorate the conditions for gasoline evaporation and combustible mixture formation with required combustion limits. In addition, the reduction in the rotational frequency of the cranked shaft of the engine affects the operation of the ignition system, which leads to the decrease in the reliability of spark formation. Therefore, the engine should be warmed-up before its starting.

Preheating of the cooling fluid is one of the most common and most effective individual methods of engine warming-up at reduced temperatures. Such heaters are suitable for almost all types of vehicles; therefore, they are used in

cars, trucks, buses, aircrafts, yachts and boats.

However, in spite of broad possibilities, pre-heaters have not yet found mass application. The main reason that reduces the advantages of pre-heating is non-autonomous operation of the heater components: a fuel pump, a fan for supplying air to the combustion chamber, a circulating pump for pumping a liquid heating medium, which often results in “deep” discharge of a rechargeable battery and prevents the vehicle from starting, in general.

In order to avoid the battery discharge during preheating, it is reasonable to use the thermoelectric generator as a source of electricity for the heater components.

The design of a gasoline-operated thermoelectric heater for vehicle pre-heating with the engine capacity of 4-10 litres has been developed in this paper. The conditions ensuring the maximum electric power and efficiency of the device have been determined using computer design methods.

Based on the results of computer simulation, it is shown that the use of the thermoelectric generator ensures an autonomous operation of the components of the heaters and allows solving the problem of car battery discharging during pre-start equipment operation.

Keywords: preheater, thermoelectric generator, computer design, physical model.

*Надійшла до редакції
30 жовтня 2017 року*

*Рецензовано
10 листопада 2017 року*

© Максимук М. В., 2017