

УДК 62-69



Михайловский В.Я.

Михайловский В.Я., Максимук Н.В.

Институт термоэлектричества НАН и МОН
Украины, ул. Науки, 1, Черновцы, 58029, Украина



Максимук Н.В.

КОМПЬЮТЕРНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ПРЕДПУСКОВОГО НАГРЕВАТЕЛЯ НА ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ

Приведены результаты компьютерного проектирования термоэлектрического автомобильного нагревателя на дизельном топливе электрической мощностью 70-90 Вт для предпускового подогрева двигателя в условиях пониженных температур окружающей среды.

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

Введение

Особенность работы дизельного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) заключается в том, что параметры такта сжатия (давление и температура горючей смеси) определяют надежность самовоспламенения топлива. Для надежного запуска дизельного двигателя необходимо, чтобы температура смеси в конце такта сжатия превышала температуру самовоспламенения топлива. При пуске двигателя в условиях пониженных температур окружающей среды температура в конце такта снижается по ряду причин. Так, уменьшение частоты вращения коленчатого вала двигателя приводит к снижению средней скорости движения поршня. В результате время, отводимое на процесс сжатия, увеличивается. Низкая температура стенок цилиндров двигателя обуславливает повышенную интенсивность теплообмена между воздухом и стенками цилиндров, что приводит к росту потерь тепла в процессе сжатия дизельного топлива. Кроме того, температура конца такта сжатия снижается вследствие поступления в цилиндры холодного воздуха.

В условиях низких температур окружающей среды на снижение температуры сжатия влияет неравномерность изменения скорости движения поршня. В этом случае увеличивается не только время теплообмена между «воздушным зарядом» и стенками цилиндра, но и имеет место максимальный перепад температур между ними; поэтому потери тепла при теплообмене растут. В результате снижения скорости движения поршня и недостаточно плотного прилегания поршневых колец к стенкам цилиндров происходят потери воздуха, перетекающего в зазорах между поршнем и цилиндром. Поэтому, кроме снижения температуры в конце такта сжатия, наблюдается еще и дополнительное уменьшение давления.

Низкая температура воздуха отрицательно сказывается и на качестве распыления топлива форсунками двигателя, что также затрудняет пуск ДВС. В первую очередь это связано с повышением вязкости дизельного топлива, ростом сил его поверхностного натяжения и, как следствие, образованием парафинов. Снижение качества распыления топлива, низкие значения температуры и давления при сжатии увеличивают время воспламенения топлива, что затрудняет пуск дизельного двигателя. Иногда сочетание этих факторов вообще не обеспечивает условий для самовоспламенения дизельного топлива, и запуск двигателя становится невозможным.

На сегодняшний день самым эффективным средством, обеспечивающийся предварительный прогрев дизельных двигателей и их надежный старт, является автономный предпусковой подогрев. Такие нагреватели подходят практически для всех типов транспортных средств, поэтому они применяются как в легковых и грузовых автомобилях, так и в автобусах, самолетах, яхтах и катерах. Кроме того, использованием такого оборудования достигается уменьшение выбросов токсичных веществ с выхлопными газами автомобиля в 5 раз, увеличение моторесурса двигателя на 50-60 тыс. км и экономия 90-150 л топлива только за один зимний сезон [1].

Однако одним из основных сдерживающих факторов широкого практического применения такого оборудования является необходимость в электрической энергии для питания компонентов предпусковых нагревателей: топливного насоса, вентилятора для подачи воздуха в камеру сгорания, циркуляционного насоса для прокачки жидкого теплоносителя. Например, при работе жидкостного нагревателя тепловой мощностью 4 кВт и потребляемой электрической мощностью 40 Вт, аккумулятор емкостью 60 А·ч только за 4.5 ч теряет 50% емкости. Чтобы не допустить «глубокой» разрядки аккумулятора рекомендуется в сильные морозы не только отключить функцию обогрева салона полностью, но и отказаться от использования, дополнительно установленного в автомобиле оборудования (аудио- и видео комплексов, GPS-навигаторов, сигнальных систем). Как показывает практика, водителям, которые в течение дня ездят на автомобиле менее 30 минут (дом-работа-дом) и при этом перед каждым запуском двигателя по 20-30 минут работает обогреватель, не избежать еженедельной зарядки аккумулятора.

Следует заметить, что на сегодняшний день ни одна из известных моделей предпусковых нагревателей не решает проблему разрядки аккумуляторной батареи. Наиболее распространенными способами прогреть холодный двигатель автомобиля без использования энергии аккумулятора является электроподогрев и подогрев с помощью тепловых аккумуляторов. Однако, в этом случае водителю постоянно необходим внешний источник энергии.

Как показано в работе [2], данная проблема решается с помощью термоэлектрического генератора. Несмотря на то, что процесс предпускового подогрева становится полностью автономным, без использования электрической энергии аккумулятора, избыток электричества термогенератора может использоваться для подзарядки аккумулятора и питания другого автомобильного оборудования.

В работе [3] проведен анализ технических характеристик предпусковых нагревателей для различных видов транспортных средств и определены электрические параметры термогенераторов, необходимые для автономной работы таких нагревателей. Так, общая электрическая мощность термогенератора для предпусковых нагревателей транспортных средств с объемом двигателя до 4 л должна составлять 70-90 Вт; для транспортных средств с

объемом двигателя 4-10 л и более 10 л – 130-150 Вт, 230-250 Вт соответственно. Кроме того такие электрические мощности термогенератора дополнительно позволят осуществлять питание штатного вентилятора отопления транспортных средств и подзарядку аккумуляторной батареи.

Поэтому целью данной работы является проектирование конструкции термоэлектрического автомобильного предпускового нагревателя на дизельном топливе электрической мощностью 70-90 Вт для предпускового подогрева двигателя в условиях пониженных температур окружающей среды.

Выбор конструкции термоэлектрического предпускового нагревателя

На рис. 1 приведена схема автомобильного предпускового нагревателя с термоэлектрическим источником питания. Такой термоэлектрический нагреватель состоит из горячего теплообменника 1, во внутреннем объеме которого расположен источник тепла 2 для пламенного сжигания жидкого или газообразного топлива и вентилятора подачи воздуха 3 для горения топлива. Подача топлива к источнику тепла осуществляется топливным насосом 4. На наружной поверхности горячего теплообменника находятся термоэлектрические модули 5, тепло от которых отводится жидкостными теплообменниками 6.

Жидкостные теплообменники объединены в один гидравлический контур, который штуцерами 7 подключен к системе охлаждения двигателя. Циркуляция жидкого теплоносителя в контуре «нагреватель-двигатель» осуществляется насосом 8. Продукты сгорания отводятся в окружающую среду выхлопной трубой 9. Запуск и управление работой всех устройств нагревателя (вентилятора, топливного и циркуляционного насосов) осуществляется электронным блоком 10.

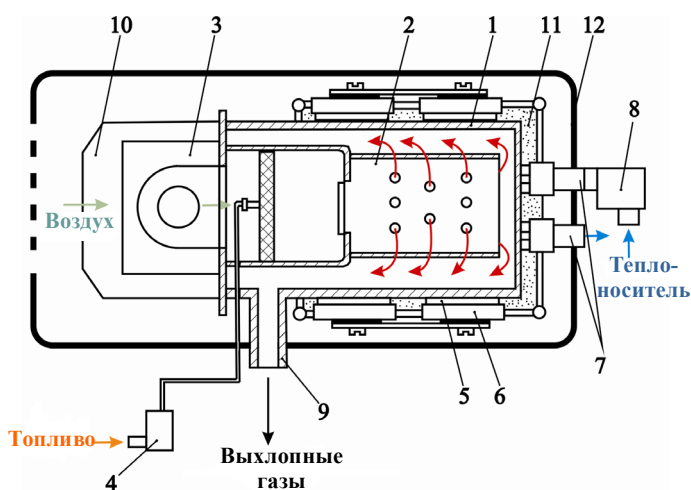


Рис. 1. Схема автомобильного предпускового нагревателя с термоэлектрическим источником питания: 1 – горячий теплообменник; 2 – источник тепла; 3 – вентилятор; 4 – топливный насос; 5 – термоэлектрический модуль; 6 – холодный теплообменник; 7 – входной и выходной штуцеры; 8 – циркуляционный насос; 9 – выхлопная труба; 10 – электронный блок; 11 – тепловая изоляция; 12 – корпус [4].

Свободный объем между горячим и холодными теплообменниками заполнен теплоизоляцией 11. Автомобильный обогреватель с вентилятором, электронным блоком, теплообменниками и термоэлектрическими модулями помещен в корпус 12.

Нагреватель работает следующим образом. Тепловая энергия, полученная в результате сгорания топлива, нагревает горячий теплообменник, проходит через термоэлектрический преобразователь и отводится жидким теплоносителем, циркулирующий в теплообменнике нагревателя и системе охлаждения двигателя. Вследствие разности температур между горячей и холодной сторонами термопреобразователь генерирует электрический ток. Тепловая энергия,

отведенная теплоносителем от термопреобразователя, используется для прогрева двигателя и отопления салона автомобиля.

В качестве источника тепла использована дизельная горелка максимальной тепловой мощностью 4 кВт жидкостного предпускового нагревателя «Thermo Top Evo 4» (Webasto). Схема и внешний вид горелки представлены на рис. 2.

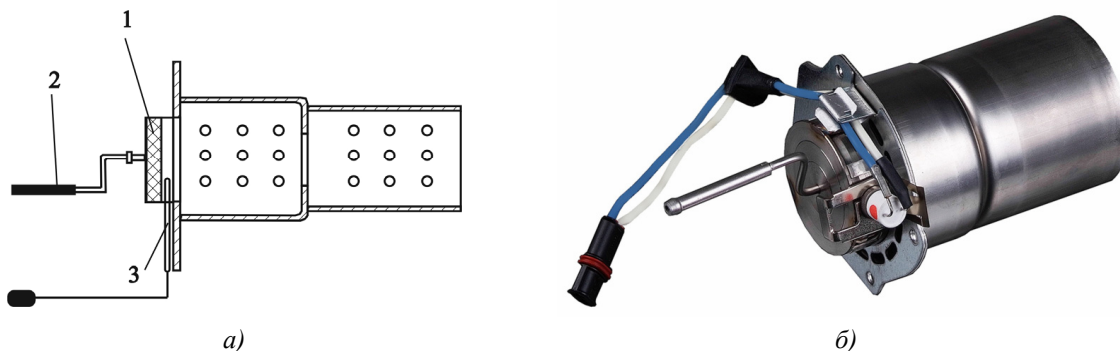


Рис. 2. Схема (а) и внешний вид (б) дизельной горелки Ersatzbrenner D TT-C MB (Webasto):

1 – испаритель; 2 – топливоотвод; 3 – электрод зажигания [5].

Наиболее рациональной формой горячего теплообменника с точки зрения эффективного теплообмена с источником тепла является цилиндрическая труба, один торец которой закрыт, а на другом установлена дизельная горелка. Внешняя поверхность теплообменника выполнена в виде плоскостей, где располагаются термоэлектрические модули.

Термоэлектрический преобразователь состоит из термоэлектрических модулей на основе теллурида висмута «АЛТЕК-1061», которые при поступлении необходимого количества тепла к горячей стороне и достижении оптимальных рабочих температур обеспечивают генерирование заданной электрической мощности. На рис. 3 приведены трехмерные зависимости электрической мощности P' и коэффициента полезного действия (КПД) η' от температуры горячей T_2 и холодной T_1 поверхностей термоэлектрического модуля «АЛТЕК-1061».

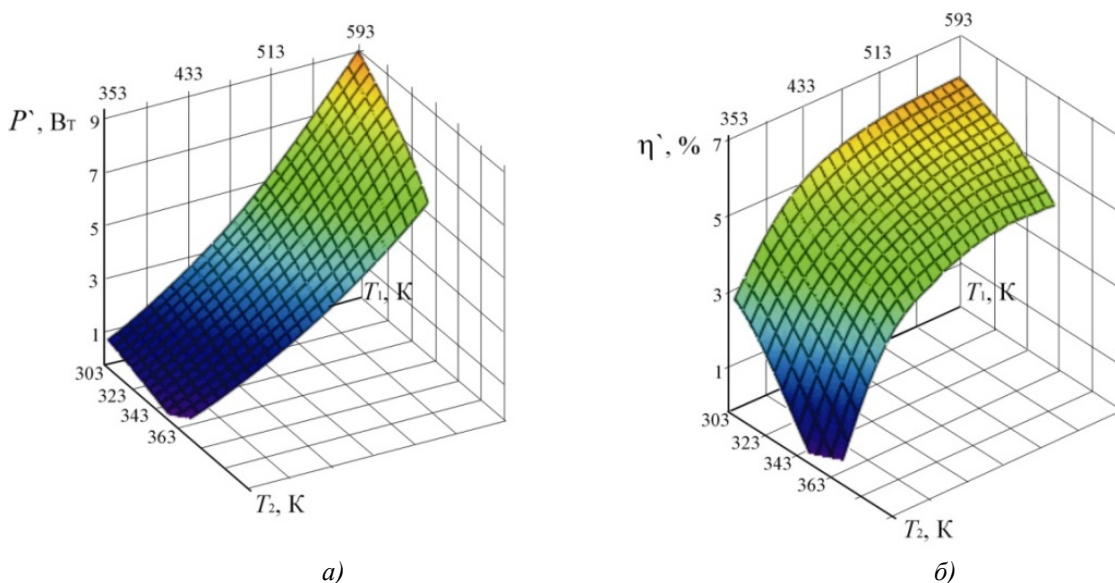


Рис. 3. Зависимость электрической мощности P' (а) и КПД η' (б) от температуры

горячей T_2 и холодной T_x сторон термоэлектрического модуля «АЛТЕК-1061» [6].

Из анализа представленных на рис. 3 данных следует, что для обеспечения исходной электрической мощности нагревателя на уровне 90-70 Вт необходимо 12 модулей «АЛТЕК-1061». Исходя из этих соображений, эффективной конструкцией горячего теплообменника будет правильный шестигранник, на каждой стороне которого размещены по 2 термоэлектрических модуля. При этом температура горячей стороны модулей должна составлять 330-280 °С, холодной – 30-70 °С.

Для подачи дизельного топлива использовано топливный насос (рис. 4) импульсного типа жидкостного предпускового нагревателя «Thermo Top E» (Webasto). Необходимая для дальнейшего проектирования горячего теплообменника экспериментально измеренная зависимость расхода топлива g_n и тепловой мощности Q дизельной горелки от периода импульса t топливного насоса, приведено на рис. 5.

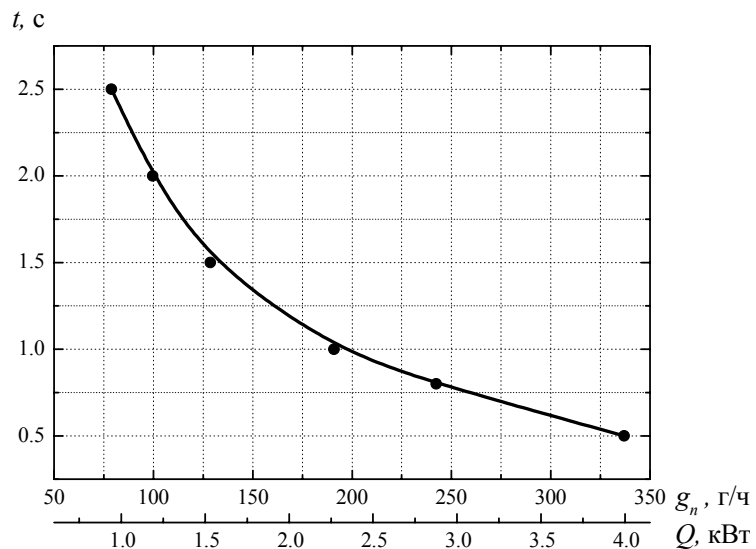


Рис. 4. Внешний вид топливного насоса BTL.DP30.02.12V DAEMPFLE E-TEIL (Webasto) [5].

Рис. 5. Зависимость расхода топлива g_n и тепловой мощности Q от периода импульса t топливного насоса.

Из приведенных на рис. 5 данных видно, что максимальная мощность источника тепла 4 кВт достигается при периоде импульса топливного насоса 0.5 с. При этом расход топлива составляет ~ 350 г/ч.

Если учесть, что эффективность термоэлектрических генераторов, в которых использованы однокаскадные модули на основе теллурида висмута, составляет 3-3.5% [7], то для обеспечения исходной электрической мощности нагревателя на уровне 90-70 Вт необходимо затратить ~ 2.3-2.5 кВт тепла, что соответствует расходу топлива на уровне 180-220 г/ч.

В качестве циркуляционного насоса использована жидкостная помпа (рис. 6) предпускового нагревателя «Thermo Top C» (Webasto). Данный тип насоса специально спроектирован для прокачки теплоносителя в транспортных средствах с объемом двигателя 2.5-4 л. Необходимая для дальнейшего моделирования холодных теплообменников экспериментально определенная зависимость расхода q_T жидкого теплоносителя от напряжения

питания U помпы показана на рис. 7.



Рис. 6. Внешний вид жидкостной помпы 12V U4847 TT C/E (Webasto) [5].

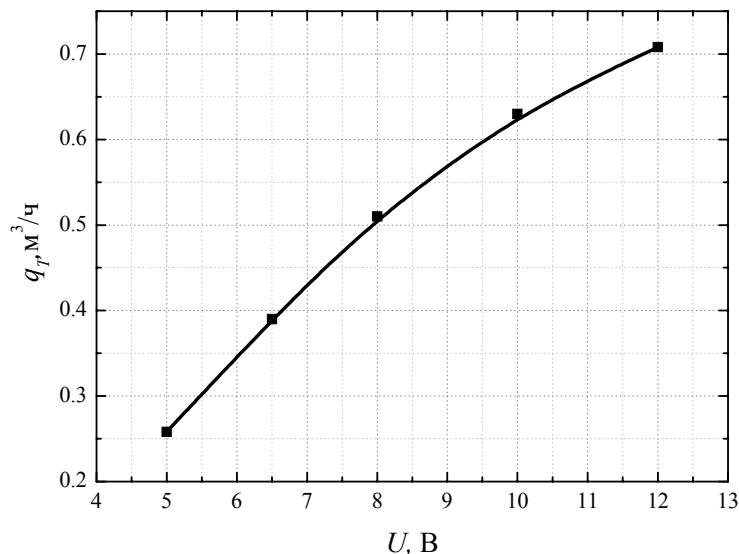


Рис. 7. Зависимость расхода q_T жидкого теплоносителя от напряжения питания U помпы.

Топливная помпа начинает прокачивать теплоноситель при напряжении питания 5 В с расходом $0.25 \text{ м}^3/\text{ч}$. При напряжении 12 В расход теплоносителя является максимальным и составляет $0.7 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Физическая модель термоэлектрического предпускового нагревателя и её описание

Физическая модель термоэлектрического предпускового автомобильного нагревателя приведена на рис. 8.

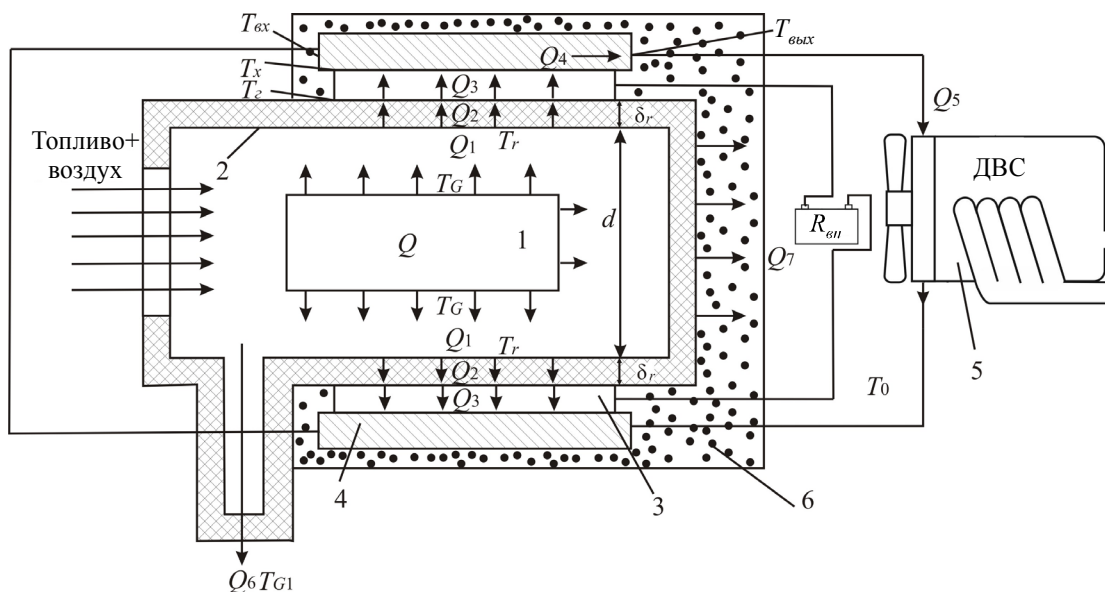


Рис. 8. Физическая модель термоэлектрического автомобильного нагревателя:
 1 – источник тепла; 2 – горячий теплообменник; 3 – термоэлектрическая батарея;
 4 – холодный теплообменник; 5 – двигатель автомобиля; 6 – тепловая изоляция.

Источником тепла 1 в термоэлектрическом автомобильном нагревателе является химическая реакция пламенного горения дизельного топлива, в результате которого выделяется тепловая мощность Q .

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

где G_n – теплотворная способность дизельного топлива, g_n – расход дизтоплива.

Тепло Q_1 , которое поступает от источника тепла к горячему теплообменнику 2 передается конвективным путем и излучением:

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

где α – конвективный коэффициент теплоотдачи от горячего газа к теплоприемной поверхности горячего теплообменника;

T_G – средняя температура газов в горячем теплообменнике;

T_r – средняя температура теплоприемной поверхности горячего теплообменника;

S_R – площадь теплоприемной поверхности горячего теплообменника;

$\varepsilon = (\varepsilon_r + 1)/2$ – эффективная степень черноты системы «горячий газ - теплоприемная поверхность» горячего теплообменника;

ε_r – степень черноты теплоприемной поверхности горячего теплообменника;

σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана;

ε_G – степень черноты газа;

A_r – поглощаемая способность теплоприемной поверхности горячего теплообменника.

Тепло Q_2 за счет теплопроводности передается теплопроводностью от теплоприемной поверхности горячего теплообменника горячей стороне термобатареи (ТЭБ) 3:

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

S_r – площадь теплоотдающей поверхности горячего теплообменника;

λ_r – теплопроводность материала теплообменника;

δ_r – толщина основания теплообменника;

T_2 – температура горячей стороны ТЭБ.

Количество теплоты Q_3 , поступающего к термоэлектрическим модулям, исчисляется исходя из мощности P' одного модуля при определенных температурах горячей T_2 и холодной T_x сторон ТЭБ, его КПД η' и количества модулей n :

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

Количество теплоты Q_4 , отводящегося от холодной стороны ТЭБ потоком теплоносителя, циркулирующего в холодном жидкостном теплообменнике 4:

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

где g_T – расход теплоносителя; c_{pT} – теплоемкость теплоносителя T_{ex} , $T_{вых}$ – температуры теплоносителя на входе и на выходе системы охлаждения ТЭБ соответственно.

Поскольку холодные жидкостные теплообменники объединены в один гидравлический контур с системой охлаждения двигателя 5, отведенное теплоносителем тепло от модулей используется для предпускового прогрева двигателя:

$$Q_5 = c_d \cdot m_d \cdot (T_{вых} - T_0), \quad (6)$$

где c_D , m_D – теплоемкость и масса двигателя автомобиля соответственно; T_0 – температура окружающей среды.

Основной расход тепла определяется следующим образом:

1) Q_6 – с продуктами реакции (водой H_2O , углекислым газом CO_2 и азотом N_2):

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

где C_c – средняя теплоемкость продуктов реакции, m_c – масса продуктов реакции, T_{G1} – температура продуктов реакции.

2) Q_7 – на тепловой изоляции :

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

где λ – теплопроводность изоляционного материала; S_{pz} – площадь поверхности горячего теплообменника, не занята термоэлектрической батареей; L – толщина слоя теплоизоляции.

Таким образом, уравнение теплового баланса для избранной модели термоэлектрического автомобильного нагревателя можно записать в виде:

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

Решение системы уравнений теплового баланса (9) позволяет определить основные энергетические и конструктивные параметры термоэлектрического автомобильного нагревателя.

Компьютерное проектирование термоэлектрического автомобильного нагревателя проводилось в два этапа, цель которых заключалась в определении:

– температуры газов T_G в горячем теплообменнике и эффективной площади теплоприемной поверхности горячего теплообменника S_R для обеспечения на горячей стороне термобатареи температуры $T_e = 330 - 280$ °С.

– тепловой мощности Q_5 , которая отводится теплоносителем для оценки скорости прогрева двигателя автомобиля.

Расчет температуры горячих газов

Процесс нагревания газов, образовавшихся в результате сгорания дизельного топлива в горячем теплообменнике описывается уравнением:

$$Q = C_p \cdot (T_G - T_0), \quad (10)$$

где C_p – суммарная теплоемкость газов, образовавшихся в результате сгорания дизельного топлива:

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

где $C_p(CO_2)$, $C_p(H_2O)$, $C_p(N_2)$, $C_p(\text{воздух})$ – теплоемкость углекислого газа, воды, азота и воздуха.

Теплоемкость газа равна:

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

где i – количество степеней свободы газа, R – постоянная Клапейрона-Менделеева, M – масса, а μ – молярная масса газа.

Массы CO_2 и H_2O определяются соотношением:

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

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

где коэффициенты 0.87 и 0.13 определяют содержание C и H в дизельном топливе; $\mu(CO_2)$, $\mu(C)$, $\mu(H_2O)$ и $\mu(H_2)$ – молярные массы углекислого газа, углерода, воды и водорода соответственно.

Масса азота определяется массой кислорода, необходимого для сгорания дизельного топлива:

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

где

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

а $M(O_2)$ – масса кислорода, необходимая для образования CO_2 и H_2O .

Масса воздуха, образовавшаяся в результате сгорания топлива:

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

где $\kappa > 1$ – коэффициент избытка, который определяет количество избыточного воздуха, которую необходимо затратить для полного сгорания топлива. В идеале $\kappa = 1$, однако в реальных условиях, используя только стехиометрическое количество кислорода, полного сгорания достичь невозможно.

Подставляем (13)–(17) в (10), приравниваем (10) и (1), получаем соотношения для определения κ :

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

Коэффициенты 18.53 и 16.85 определяют содержание углекислого газа, воды, азота и воздуха, которые образовались в результате полного сгорания дизтоплива и выведены с учетом конкретных значений i , μ газов и R .

З другой стороны скорость подачи воздуха v в теплообменник определяется из соотношений:

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

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

где $g_{\text{возд}}$ – расход воздуха, ρ_{T_0} – плотность воздуха при заданной температуре окружающей среды.

Подстановкой (16) и (18) в (19) получаем зависимость скорости v от температуры горячих газов T_G в теплообменнике:

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

где 3.36 – коэффициент, определяющие количество кислорода, необходимого для полного сжигания дизтоплива.

С помощью пакета прикладных программ Mathcad определили обратную зависимость температуры горячих газов T_G от скорости воздуха v (рис. 9) при $G_n = 42.7$ МДж/кг, $T_0 = 0^\circ\text{C}$, $g_n = 220$ г/ч, $\rho_{T0} = 1.29$ кг/м³ и диаметре камеры сгорания $d = 70$ мм.

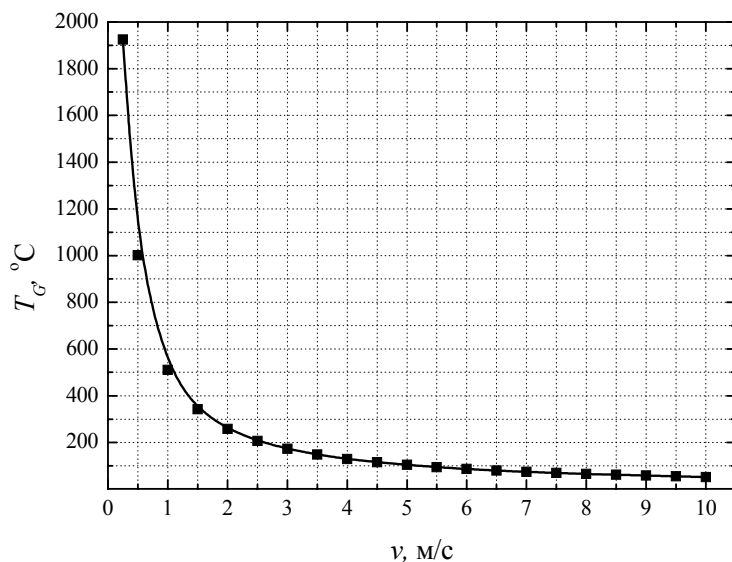


Рис. 9. Зависимость температуры горячих газов T_G в теплообменнике от скорости воздуха v .

Из анализа приведенных на рис. 9 данных следует, что для дальнейших расчетов конструкции горячего теплообменника нецелесообразно использовать $T_G < 300^\circ\text{C}$ и $T_G > 500^\circ\text{C}$: в первом случае необходимых температур на горячей стороне модуля достичь невозможно, во втором – повышение температуры ведет к увеличению габаритных размеров теплообменника из-за вероятности перегрева термобатареи.

Расчет горячего теплообменника

Для определения зависимости температуры горячей стороны модулей T_2 от площади теплоприемной поверхности использовали температуру горячих газов $T_G = 500 - 300^\circ\text{C}$, что соответствует скорости воздуха 1-2 м/с.

Проектирование проводилось с использованием программной среды «Comsol Multiphysics» [8] численным методом конечных элементов.

В процессе компьютерного проектирования как входные данные использовались следующие величины:

- температура горячих газов $T_G = (300; 400; 500)^\circ\text{C}$;
- скорость газов в теплообменнике $v = (1; 1.5; 2)$ м/с;
- площадь теплоприемной поверхности $S_R = (0.025; 0.045; 0.07; 0.09)$ м²;
- теплопроводность материала горячего теплообменника $\lambda_r = 140$ Вт/м·К;
- тепловое сопротивление термоэлектрического модуля $\kappa_m = 0.7$ м·К/Вт.

Предполагалось, что стоки тепла находятся в месте выхода продуктов сгорания из теплообменника и в местах расположения модулей, а на всех остальных границах наложены условия тепловой адиабатической изоляции.

На рис. 10 приведены полученные в результате компьютерного проектирования зависимости температуры горячей стороны модуля T_2 от площади теплоприемной поверхности

S_R при температурах горячих газов T_G в пределах 500-300 °С.

Из представленных на рис. 10 данных видно, что в случае неразвитой площади теплоприемной поверхности ($S_R \sim 0.025 \text{ м}^2$) при $T_G = 400 \text{ °С}$, T_2 приближается к оптимальной и составляет 290 °С. Увеличение площади теплообмена ведет к повышению T_2 и при $S_R = 0.09 \text{ м}^2$ достигается необходимый уровень температур на горячей стороне модуля в 330 °С.

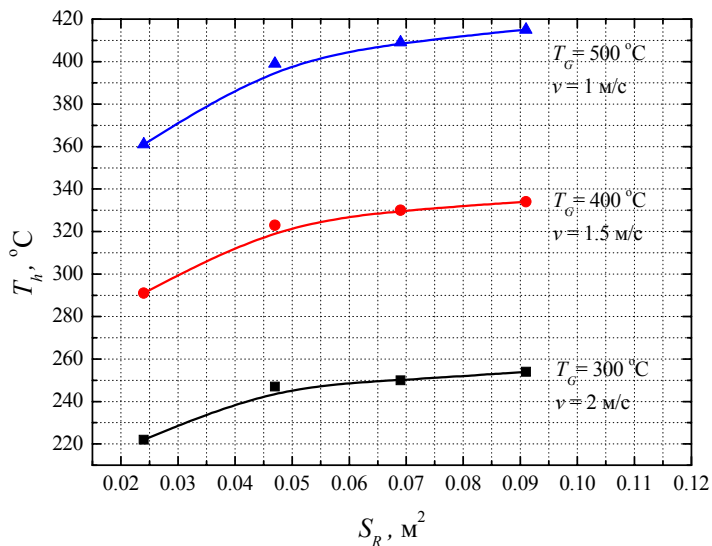


Рис. 10. Зависимость температуры горячей стороны модуля T_2 от площади теплоприемной поверхности S_R теплообменника.

На рис. 11 приведено распределение температур в системе «горячий теплообменник-термоэлектрические модули», на рис. 12 – сетка метода конечных элементов:

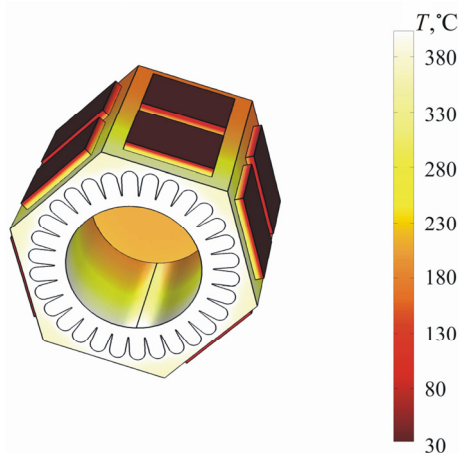


Рис. 11. Распределение температур в системе «горячий теплообменник-термоэлектрические модули». $T_G = 400 \text{ °С}$, $S_R = 0.09 \text{ м}^2$.

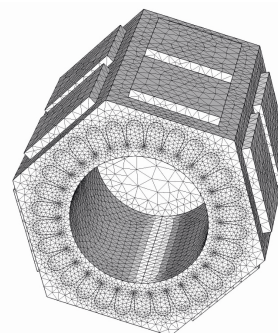


Рис. 12. Сетка метода конечных элементов.

Следует заметить, что компьютерная модель нагревателя является несколько упрощенным вариантом физической модели. Для избегания громоздких расчетов для определения потоков тепла с излучением и конвекцией, а также потерь тепла с продуктами сгорания, считаем, что процесс теплопередачи происходит в результате прохождения через теплообменник потока газов с известной температурой T_G на входе. Поэтому, как видно из рис. 11, по мере протекания газов к стоку тепла, T_G уменьшается, что приводит к снижению температуры T_2 от 330 до 250 °С. Однако поскольку в реальной конструкции источник тепла находится непосредственно в теплообменнике, можно считать, что температура горячей стороны модулей одинакова.

Аналогичные расчеты по определению T_G при постоянной $S_R = 0.09 \text{ м}^2$ показывают, что для обеспечения на горячей стороне термобатареи температуры 280 °C необходимо, чтобы температура горячих газов в теплообменнике сохранилась на уровне 350 °C . В этом случае скорость подачи воздуха должна составлять 1.2 м/с .

Расчет холодных теплообменников

Для быстрого прогрева двигателя автомобиля необходимо обеспечить максимальную передачу тепловой мощности от модулей к холодному теплоносителю. С другой стороны для обеспечения эффективной работы модулей важным является создание таких условий, при которых разность температур теплоносителя между входом и выходом из теплообменников была минимальной. С этой целью на данном этапе моделирования определялись эффективная площадь каналов холодных теплообменников и оптимальный расход жидкого теплоносителя. Моделирование холодного теплообменника осуществлялось методом конечных элементов с использованием пакета прикладных программ «Comsol Multiphysics».

В процессе компьютерного проектирования как входные данные использовались следующие величины:

- температура холодного теплоносителя на входе в холодный теплообменник $T_{\text{вх}} = 30 \text{ °C}$;
- суммарная тепловая мощность, отводимая от модулей в рабочем режиме $Q_4 = 1.4 \text{ кВт}$;
- расход теплоносителя $g_T = (0.25; 0.5; 0.7) \text{ м}^3/\text{ч}$;
- площадь каналов холодного теплообменника $S_k = (10 - 70) \text{ см}^2$;
- теплопроводность материала холодного теплообменника $\lambda_{\text{к1}} = 105 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;
- теплоемкость теплоносителя (антифриз) $c_{pT} = 3151 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$;
- теплопроводность теплоносителя $\lambda_T = 0.34 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

При проектировании сток тепла задавался в местах выхода теплоносителя из теплообменника, а на всех остальных границах наложены условия адиабатической тепловой изоляции.

На рис. 13 приведена зависимость тепловой мощности Q_5 , отводимой от термоэлектрических модулей к двигателю автомобиля от суммарной площади каналов S_k холодных теплообменников при различных затратах теплоносителя.

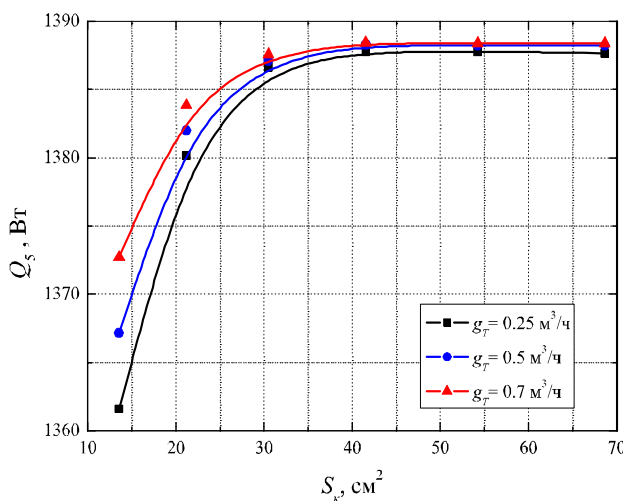


Рис. 13. Зависимость тепловой мощности Q_5 от площади каналов S_k холодных теплообменников.

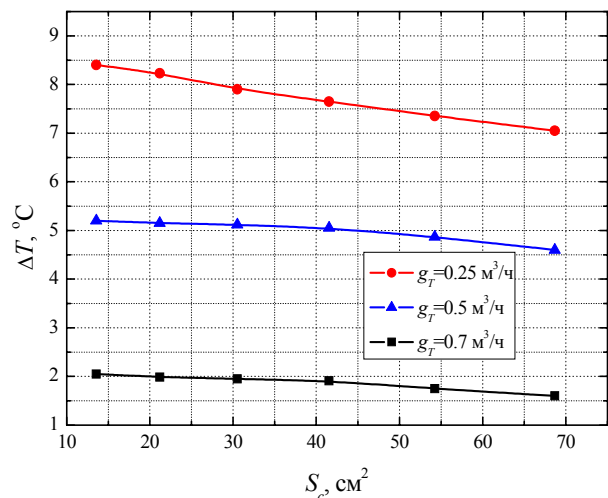


Рис. 14. Зависимость разности температур ΔT теплоносителя между входами и выходами из холодных теплообменников от площади каналов S_k .

Из анализа данных, представленных на рис. 13, следует, что для полной передачи тепловой мощности от модулей к двигателю необходимо, чтобы площадь каналов в холодных теплообменниках составляла не менее 40 см^2 . При такой площади каналов Q_5 практически не зависит от расхода теплоносителя, что в свою очередь позволяет уменьшить затраты исходной электрической мощности нагревателя на питание циркуляционного насоса. Однако, как следует из рис. 14, расход теплоносителя должен находиться на уровне $0.7 \text{ м}^3/\text{ч}$. В этом случае перепад температур теплоносителя между входом и выходом из теплообменников минимальный и составляет $\sim 2 \text{ }^\circ\text{C}$.

На рис. 15 приведен пример распределения температуры в узлах сетки (рис. 16) метода конечных элементов для холодного теплообменника.

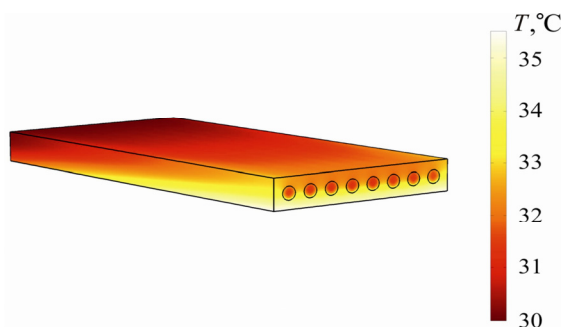


Рис. 15. Распределение температур в холодном теплообменнике $S_k = 40 \text{ см}^2$, $g_T = 0.7 \text{ м}^3/\text{ч}$.

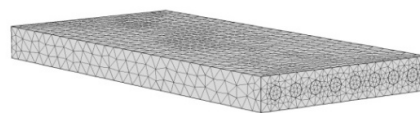


Рис. 16. Сетка метода конечных элементов.

Согласно (6), количество тепла, которое необходимо потратить для прогрева двигателя теплоемкостью $0.462 \text{ кДж}/(\text{кг К})$ (материал двигателя – сталь) и массой 200 кг от $0 \text{ }^\circ\text{C}$ до $30 \text{ }^\circ\text{C}$ будет составлять $\sim 2.8 \text{ МДж}$. Если учесть, что суммарная тепловая мощность, отводимая от термобатареи теплоносителем с температурой $30\text{-}70 \text{ }^\circ\text{C}$ составляет $\sim 1.39 \text{ кВт}$ (рис. 17), то для предпускового прогрева двигателя необходимо $\sim 40 \text{ мин}$.

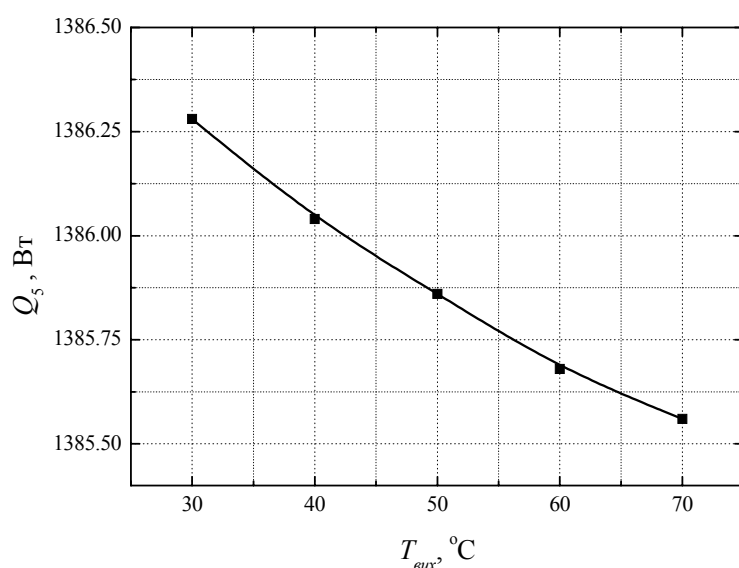


Рис. 17. Зависимость тепловой мощности Q_5 , отводимой теплоносителем, от температуры теплоносителя $T_{\text{вых}}$ на выходе с холодных теплообменников.

В реальных условиях время прогрева двигателя будет несколько больше, что связано с потерями тепла в результате теплообмена двигателя с окружающей средой, потерями при

переносе тепла по контуру охлаждения, а также с наличием гидравлических сопротивлений в системе «нагреватель-двигатель».

Выводы

1. Установлено, что выходная электрическая мощность нагревателя на уровне 90-70 Вт достигается при использовании 12 модулей «АЛТЕК-1061» с температурами на горячей и холодной сторонах 330-280 °С и 30-70 °С соответственно. При КПД нагревателя в пределах 3-3.5 %, для достижения такой электрической мощности необходимо затратить ~ 2.3-2.5 кВт тепла, что соответствует расходу топлива на уровне 180-220 г/ч.
2. Показано, что необходимый уровень температур на горячей стороне термобатареи, а именно $T_2 = 330 - 280$ °С, достигается при температуре газов в горячем теплообменнике в интервале 400-350 °С, скорости подачи воздуха в камеру сгорания 1.5-1.2 м/с и площади теплоприемной поверхности горячего теплообменника 0.09 м².
3. Установлено, что суммарная тепловая мощность, передаваемая от термобатареи к теплоносителю, составляет ~ 1.39 кВт. При расходе теплоносителя 0.7 м³/ч и площади каналов холодных теплообменников 40 см² обеспечивается как полная передача тепловой мощности от теплоносителя к двигателю автомобиля так и минимальная разница температуры теплоносителя между входом и выходом из теплообменников. В этих условиях при температуре теплоносителя 30-70 °С для предпускового прогрева двигателя от 0 °С до 30 °С необходимо ~ 40 мин.

Автор выражает благодарность академику НАН Украины Анатычуку Л.И. за тему и идею научного исследования, а также младшему научному сотруднику Мочернюку Р.М. за полезные советы по компьютерному моделированию.

Литература

1. Найман В.С. Все о предпусковых обогревателях и отопителях / М.: АСТ, 2007. – С. 213.
2. Михайловский В.Я., Максимук Н.В. Режимы работы автомобилей при пониженных температурах. Необходимость использования нагревателей и рациональность применения термогенераторов для их работы / Термоэлектричество. – 2015. – №3. – С. 20-31.
3. Михайловский В.Я., Максимук Н.В. Рациональные мощности термогенераторов для предпусковых нагревателей транспортных средств / Термоэлектричество. – 2015. – №4. – С. 69-77.
4. Патент (UA) № 72304. МПК: F01N 5/00; H01L35/00. Автомобильный обогреватель с термоэлектрическим источником питания / Анатычук Л.И., Михайловский В.Я. – Опубл. 10.08.2012, бюл. № 15, Заявка u2012 02055 от 23.02.2012.
5. <http://www.webasto.com/ua/>
6. <http://www.inst.cv.ua>
7. Анатычук Л.И., Михайловский В.Я. Двухсекционный термоэлектрический генератор на газовом топливе / Термоэлектричество. – 2008. – №1. – С. 76-86.
8. www.comsol.com

Поступила в редакцию 16.02.2016.