

НЕКОТОРЫЕ «УЗКИЕ» МЕСТА
АВТОМОБИЛЬНЫХ
ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ
И ПОИСК НОВЫХ МАТЕРИАЛОВ
ДЛЯ ИХ УСТРАНЕНИЯ



Коржуев М.А.



Гранаткина Ю.В.

Коржуев М.А., Гранаткина Ю.В.

(Институт металлургии и материаловедения
им. А.А. Байкова РАН, Ленинский просп., 49,
Москва, 119991, Россия)

- Рассмотрено влияние термоэлектрического генератора (ТЭГ), установленного у выхлопной трубы (ВТ), на результирующий КПД автомобиля. Показано, что ТЭГ имеет довольно высокий масс-фактор ($m_{\text{ТЭГ}}/m_{\text{авто}} \sim 0.01$, где $m_{\text{ТЭГ}}$ и $m_{\text{авто}}$ – массы ТЭГ и автомобиля, соответственно), поэтому установка ТЭГ создает дополнительные потери при движении автомобиля, которые сравнимы по величине с полезной электрической мощностью, вырабатываемой ТЭГ ($W_{\text{потерь}} \sim W_e \sim 0.2$ кВт). Кроме того, работающий ТЭГ вступает в конфликт с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) вследствие конкуренции этих двух тепловых машин за тепловые потоки в системе (ДВС + ТЭГ). Поскольку КПД термоэлектрического генератора низкий (обычно $< 5\%$), большое количество тепла необходимо отводить от ВТ к ТЭГ. Это тепло поступает в систему охлаждения (СО) автомобиля, что может снизить общий КПД системы (ДВС + ТЭГ). Показано, что негативное влияние ТЭГ на систему (ДВС + ТЭГ) в целом можно снизить, прежде всего, за счет повышения добротности $Z = A/\kappa$ термоэлектрических материалов, где $A = \alpha^2\sigma$ – фактор мощности, α , σ и κ – коэффициент Зеебека, электро- и теплопроводность, соответственно. Показано, что при $Z = \text{const}$ и прочих равных условиях, наиболее предпочтительными термоэлектрическими материалами для автомобильных ТЭГ будут материалы, обладающие наибольшим фактором мощности A и одновременно – низким удельным весом d .

Введение

Вопросы экономии топлива и увеличения суммарной мощности автомобиля ΔW стимулируют актуальность разработки автомобильных термоэлектрических генераторов (ТЭГ) для рекуперации тепловых потерь двигателя внутреннего сгорания (ДВС) [1, 2]. В настоящее время созданы прототипы серийных автомобильных ТЭГ с полезной электрической мощностью $W_e = 0.2 - 0.5$ кВт, составляющей около 20 – 50 % от электрической мощности, необходимой для автомобиля [3 – 5]. Попытки дальнейшего увеличения W_e наталкиваются на технические трудности [2, 5]. Ранее мы предполагали, что последнее вызвано также термодинамическим конфликтом между тепловыми машинами (ТМ), ДВС и ТЭГ, возникающим в системе (ДВС + ТЭГ) при установке ТЭГ [6].

Настоящая работа является продолжением исследования [6]; нашей целью было подробное исследование конфликта тепловых машин, возникающего в системе (ДВС + ТЭГ) при установке ТЭГ на выхлопной трубе (ВТ) автомобиля. Мы рассматриваем некоторые «узкие» места размещения ТЭГ на ВТ и ищем пути для их устранения. Показано, что причиной конфликта тепловых машин является конкуренция ДВС и ТЭГ за тепловые потоки в системе (ДВС + ТЭГ). ТЭГ существенно уступает по мощности ДВС ($W_e < 1$ кВт $\ll W_{\text{ДВС}} = 10^2 - 10^3$ кВт и, кроме того, имеет более низкий КПД ($\eta_{\text{ТЭГ}} \leq 0.01 - 0.05 \ll \eta_{\text{ДВС}} \leq 0.4$) [7, 8]. По этой причине ТЭГ отклоняет

на себя значительные тепловые потоки, которые разбалансируют систему (ДВС + ТЭГ) в целом. В результате, с ростом $W_e > 0$, в системе (ДВС + ТЭГ) развивается конфликт тепловых машин, который ограничивает W_e ТЭГ, ΔW и мешает работе ДВС.

При размещении ТЭГ непосредственно на ДВС конфликт ТМ очевиден [6]. В этом случае ТМ конкурируют за основной тепловой поток сжигаемого топлива Q_0 и общий КПД системы резко снижается ($\eta_{\text{ДВС+ТЭГ}} < \eta_{\text{ДВС}}$), так как часть тепла Q_0 используется менее эффективной ТМ – ТЭГ [6]. При размещении ТЭГ на ВТ, ДВС и ТЭГ конкурируют за периферийные тепловые потоки, проходящие через ВТ и систему охлаждения (СО) автомобиля, в результате чего конфликт ДВС и ТЭГ уменьшается. В настоящей работе показано, что в этом случае конфликт ДВС и ТЭГ можно дополнительно уменьшить, и таким образом увеличить W_e ТЭГ и ΔW за счет повышения КПД ТЭГ ($\eta_{\text{ТЭГ}} > 0.1$). Соответственно, для этой цели необходимо синтезировать новые термоэлектрические материалы с более высокой добротностью $Z = 0.005 - 0.01$ 1 / К.

В настоящее время в термоэлектрическом сообществе нет единого мнения о перспективах использования автомобильных ТЭГ [1 – 5]. Некоторые исследователи прогнозируют широкое применение автомобильных ТЭГ в ближайшем будущем, а другие считают, что рекуперация энергетических потерь в автомобилях будет обеспечиваться другими, более эффективными методами [1, 9]. Результаты данного исследования дают аргументацию в пользу обеих точек зрения. Подтверждена необходимость дальнейшего исследования автомобильных ТЭГ с применением новых термоэлектрических материалов [1, 4]. Показано, однако, что и в этом случае ожидаемые значения W_e и ΔW будут существенно ограничены термодинамическими требованиями, существующими в системе (ДВС + ТЭГ) [6].

1. Общий анализ

1.1. Масс-фактор ТЭГ

Известно, что КПД автомобильных ТЭГ в значительной степени зависит от соотношения масс ТЭГ и автомобиля [9]. На кораблях, тепловозах и т.д. установка ТЭГ не вызывает существенного относительного увеличения веса системы, но для автомобилей и мотоциклов дело обстоит иначе [9]. Действительно, при мощности сжигаемого топлива $Q_0 = 100$ кВт, массе ТЭГ $m_{\text{ТЭГ}} \sim 10$ кг, массе автомобиля $m_{\text{авто}} \sim 1000$ кг, и мощности сопротивления движению $W^{\text{сопр}} \sim (0.1 - 0.2) Q_0$ [7] можно получить рост потерь при движении автомобиля за счет установки ТЭГ $\Delta W_{\text{потерь}} \sim 0.1 - 0.2$ кВт, что близко к выигрышу в полезной электрической мощности $W_e \sim 0.2$ кВт ТЭГ [5]. Дополнительная работа, требуемая от ДВС для компенсации дополнительной нагрузки автомобиля для семейства автомобилей с объемом двигателя 1.5 л, составляет около 12 Вт/кг [4]. Согласно [4], применение термоэлектрических модулей, изготовленных из материалов с низкой плотностью, таких как силицид магния, может значительно уменьшить потери энергии автомобилем, связанные с избыточным весом ТЭГ. Но избыточный вес не является единственным недостатком автомобильных ТЭГ [6].

1.2. Формирование системы (ДВС+ТЭГ)

Установка ТЭГ в автомобиле формирует сложную термодинамическую систему (ДВС + ТЭГ), состоящую из двух разнородных тепловых машин – ДВС и ТЭГ (рис. 1) [7].

ДВС и ТЭГ существенно отличаются по принципу их работы и КПД ($\eta_{\text{ТЭГ}} \ll \eta_{\text{ДВС}}$) (таблица 1). Как известно, ДВС достигает высокого КПД $\eta^{\text{ДВС}} \sim 0.4$ (таблица 1) за счет использования энергии топлива, сгорающего непосредственно в цилиндрах, в этом случае дополнительный теплообменник на горячей стороне ДВС не требуется [7]. При переходе к

системе (ДВС + ТЭГ) это преимущество теряется, поскольку возникает необходимость в дополнительных теплообменниках, как на горячей, так и на холодной стороне ТЭГ [6, 7]. С другой стороны, ТЭГ преобразует входящий тепловой поток $Q_0^{ТЭГ}$ непосредственно в полезную электрическую мощность за счет термоэлектрического эффекта Зеебека согласно соотношению

$$W_e = \eta_{ТЭГ} Q_0^{ТЭГ}. \quad (1)$$

Однако, КПД такого преобразования

$$\eta_{ТЭГ} = 1 - Q_1^{ТЭГ} / Q_0^{ТЭГ} = W_e / Q_0^{ТЭГ} = (\Delta T / T_1)(M - 1) / (M + T_0 / T_1) \quad (2)$$

довольно низок (таблица 1) (здесь, Q_0 и Q_1 – входящие и выходящие тепловые потоки; $\Delta T = (T_1 - T_0)$, T_1 и T_0 – температуры горячих и холодных спаев термопар; $M = (1 + Z(T_0 + T_1) / 2)^{1/2}$; $Z = \alpha^2 / ((\kappa_n / \sigma_n)^{1/2} + (\kappa_p / \sigma_p)^{1/2})^2$ – добротность модулей; $\alpha = (\alpha_p - \alpha_n)$; $\alpha_{n,p}$, $\sigma_{n,p}$ и $\kappa_{n,p}$ – коэффициент Зеебека, электро- и теплопроводность ветвей n - и p -типа, соответственно. Здесь и ниже индексы 0 и 1 обозначают входящие и выходящие тепловые потоки) [8]. Таким образом, для получения даже небольшого количества электрической энергии W_e ТЭГ нуждается в мощном входящем тепловом потоке $Q_0^{ТЭГ}$, а также в двух теплообменниках на его входе и выходе с большой пропускной способностью ($\geq Q_0^{ТЭГ}$) [8].

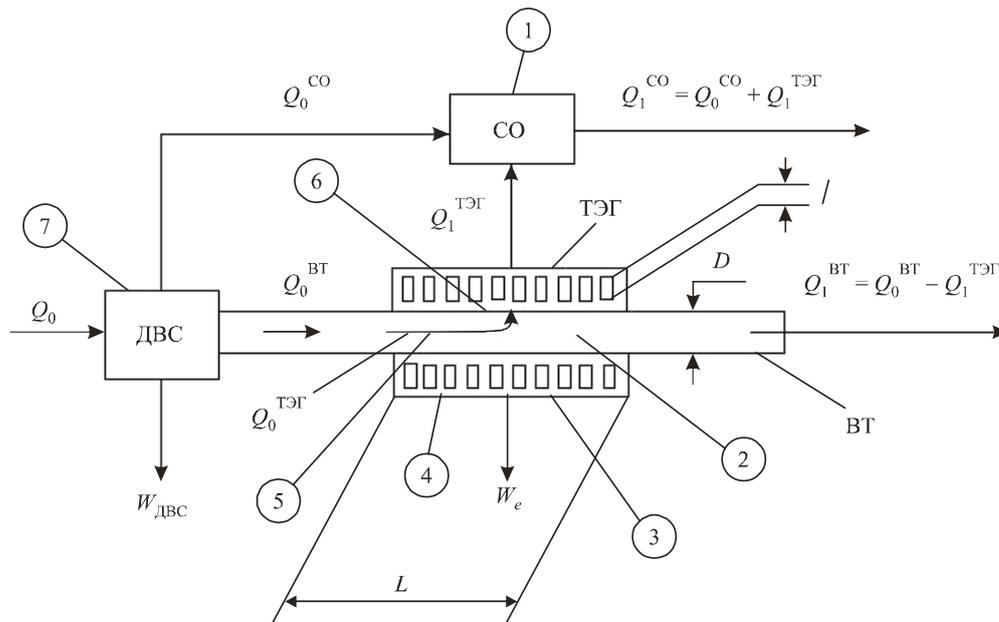


Рис. 1. Установка ТЭГ на ВТ в автомобиле. «Узкие» места системы: 1 – перегрузка СО теплоотводом ТЭГ; 2 – падение температуры ВТ; 3 – низкий КПД $\eta^{ТЭГ}$; 4 – увеличенный масс-фактор ТЭГ; 5 – незначительный отвод тепла от ВТ к ТЭГ; 6 – снижение теплового напора ТЭГ на границе выхлопной газ / выхлопная труба; 7 – различные помехи работе ДВС со стороны ТЭГ.

Механизмы переноса тепла от нагревателя к холодильнику в ДВС и ТЭГ также существенно различаются. В ДВС тепло переносится горячими выхлопными газами по выхлопным трубам (ВТ), и частично через систему водяного и (или) воздушного охлаждения (СО) в атмосферу [7]. В ТЭГ тепло переносится за счет теплопроводности полупроводниковых ветвей и частично за счет эффекта Пельтье (~ 5 %), что гораздо менее эффективно, чем комбинированный тепло- и массоперенос в трубах (Таблица 1) [8].

Соответственно, эффективная теплопроводность

$$K = Q_0 / \Delta T, \quad (3)$$

ДВС и его периферийных частей (ВТ и СО) оказывается намного выше, чем у ТЭГ (здесь Q_0 –

входящий тепловой поток, а ΔT – разность температур) (таблица 1) [9, 10]. Кроме того, в силу существенно различных и несовместимых друг с другом механизмов теплопереноса, в системе (ДВС + ТЭГ) возможно только параллельное включение ТЭГ с ДВС, ВТ и СО в тепловой поток [6, 9]. Но при параллельном включении ТЭГ отводит от нагревателя только часть теплового потока Q^H , пропорциональную теплопроводности ТЭГ [9, 10]

$$Q_0^{ТЭГ} = Q_0^H K^{ТЭГ} / (K^{ТЭГ} + K^H) < Q_0^H, \quad (4)$$

что существенно снижает суммарный КПД преобразования тепла.

Таблица 1

*Некоторые характеристики тепловых машин и их деталей
в системе (ДВС + ТЭГ)^{7, 8}*

Тепловая машина	Теплоносители	КПД, η	Входящий тепловой поток, Q_0 , кВт	Рабочие температуры, $(T_1 - T_2)$, К	Разность температур, ΔT , К	Эффективная теплопроводность, $K = Q_0 / \Delta T$, Вт / К	Выход ТЭГ W_e^{max} , кВт
ДВС	Выхлопные газы	0.4	100	2500 – 1100	1400	71	
ВТ	Выхлопные газы	–	30	900 – 450	650	66	
СО	Водяные и (или) воздушные потоки	–	30	373 – 323	50	600	
ТЭГ: В ДВС	Фононы и электроны	0.1*	< 28	2500 – 373	2127	28**	< 28
На ВТ		0.05*	< 5	900 – 373	527		< 0.45
На СО		0.01*	< 1.3	373 – 323	50		< 0.01

*Добротность $ZT = 1$ (Bi_2Te_3), **Длина ветвей $l = 0.01$ м.

При установке на ВТ, ТЭГ подключается к основному тепловому потоку Q_0 параллельно с ВТ, но последовательно с ДВС, в результате чего конфликт ТМ уменьшается. В этом случае ДВС и ТЭГ будут конкурировать, в основном, за периферийные тепловые потоки, проходящие через ВТ и СО. Поэтому можно рассчитывать на увеличение общего КПД системы ($\eta_{ДВС+ТЭГ} > \eta_{ДВС}$), если ТЭГ не мешает работе ДВС [6].

1.3. Установка ТЭГ на ВТ

На рис. 1 показана оптимальная установка ТЭГ на ВТ, предполагающая отвод тепла $Q_1^{ТЭГ}$ в существующую (штатную) СО автомобиля [1, 5]. Эта схема используется большинством исследователей как основная, поскольку установка дополнительной собственной системы

водяного охлаждения ТЭГ (массой не менее 10 кг) ведет к значительному увеличению масс-фактора ТЭГ и, соответственно, к снижению ΔW [11]. Таким образом, используя штатную СО автомобиля для сброса отработанного тепла ТЭГ, исследователи ограничивают масс-фактор ТЭГ, однако вынужденно перегружают СО автомобиля [6]. Кроме того, установка ТЭГ на ВТ создает ряд дополнительных проблем для теплообмена в системе (ДВС + ТЭГ). Основные из них следующие: 1) обеспечение отвода максимальной мощности $Q_0^{\text{ТЭГ}}$ от ВТ к ТЭГ; 2) создание максимального теплового напора (ΔT) на ветвях ТЭГ; 3) обеспечение теплоотвода отработанного тепла $Q_1^{\text{ТЭГ}}$ ТЭГ в СО. Эти проблемы решаются с помощью соответствующих теплообменников с высокой собственной добротностью, которая характеризуется критерием Био

$$Bi = \Delta T^{\text{ТЭГ}} / (\Delta T_0 - \Delta T^{\text{ТЭГ}}) = \Delta T^{\text{ТЭГ}} / (\Delta T_1 + \Delta T_2). \quad (5)$$

Здесь ΔT_0 и $\Delta T^{\text{ТЭГ}}$ – приложенная на входе теплообменников и реальная разность температур вдоль ветвей, ΔT_1 и ΔT_2 – потери теплового напора в холодном и горячем теплообменниках [9, 10]. Обычно для ТЭГ считается оптимальным критерий Био 15 – 20, но для автомобильного ТЭГ такие значения Bi выглядят недостижимыми из-за обычно высокого переходного сопротивления фазовой границы выхлопные газы / ВТ [10, 11].

1.4. Математический подход и расчетные модели

Хорошо известно, что расчет автомобиля представляет собой сложную математическую задачу со многими переменными, решаемую лишь приближенно [7]. При установке ТЭГ на ВТ расчет системы (ДВС + ТЭГ) дополнительно осложняется появлением двух новых малых параметров – W_e и $\Delta W \leq W_e$. В малости параметров W_e и ΔW можно легко убедиться, сделав оценки отношения $W_e / Q_0 \sim 0.2 \text{ кВт} / 500 \text{ кВт} \sim 0.04 \%$ [6] на основе экспериментальных данных, полученных для автомобиля BMW 535i ($Q_0 \sim 500 \text{ кВт}$) [5]. Поэтому прямые расчеты системы (ДВС + ТЭГ), основанные на «первых принципах», представляются невозможными так же, как и точное экспериментальное определение величины ΔW . К счастью, величина W_e ТЭГ может быть точно измерена экспериментально методом амперметра и вольтметра и затем использована в расчетах как подгоночный параметр с известным интервалом значений.

В настоящей работе мы сделали приближенные тепловые расчеты системы (ДВС + ТЭГ), целью которых было получение правильного знака ΔW и приближенная оценка величины W_e . В качестве исходных данных при расчетах были использованы табличные данные для различных характеристик автомобилей [7] и материалов [12]. Основными среди них являлись – мощность, выделяемая сгорающим топливом $Q_0 = 100 \text{ кВт}$ («городской» автомобиль ВАЗ-2101 с объемом двигателя 1.3 л и мощностью двигателя $W_{\text{ДВС}} \approx 54 \text{ л.с.}$), $\eta_{\text{ДВС}} = W_{\text{ДВС}} / Q_0 = 0.4$, $Q_0^{\text{СО}} = Q_0^{\text{ВТ}} = 0.3 Q_0$, а также ряд характерных температур различных частей автомобиля (таблица 1). В качестве исходных данных для теплопроводности материалов были использованы значения $\kappa = 0.025, 0.015$ и $0.005 \text{ Вт/(см}\cdot\text{К)}$, соответствующие кристаллам $PbTe$, Bi_2Te_3 и «фононным стеклам». В качестве КПД ТЭГ использовались значения $\eta_{\text{ТЭГ}} = 0.03, 0.05$ и 0.1 , соответствующие серийным промышленным, лучшим лабораторным и перспективным модулям, соответственно.

Для расчетов мы использовали стандартную слоистую модель ТЭГ [11], которая была предельно упрощена (рис. 2). Вместо термоэлектрического модуля ТЭГ со сложной внутренней структурой (1, рис. 2) мы использовали сплошную термоэлектрическую среду (2). При расчете паразитного теплового сопротивления мы учитывали: (a) – адсорбированный слой газа на внутренней поверхности ВТ; (b) – корпус ВТ (Fe); (c) – границу $Fe / \text{ТЭГ}$; (d) – ветви ТЭГ; (e) –

границу ТЭГ / Al; (f) – радиатор (Al); (j) – границу радиатора / хладагента. Слои a, b, d, f, j были сплошными, a слой c и e – дискретными, последнее моделирование контактного сопротивления ветвей (3, рис. 2). Основные толщины слоев h, m: a – 0.0001; b – 0.002; c – 0.001; d – 0.01; e – 0.001; f – 0.002; j – 0.001 были выбраны с учетом обширного опыта проектирования ТЭГ, отраженного в литературе [10, 11]. Толщина поглощенного газового слоя на ВТ принималась равной ее средней шероховатости r [11]. Последняя определялась экспериментально ($r \approx 0.0001$ м) с применением фрагментов отработанной ВТ (рис. 3). Парциальное тепловое сопротивление сплошных слоев a, b, d, f и j рассчитывали по формуле $R^T = h/\kappa S$ (здесь κ – теплопроводность материалов, h и S – толщина слоя и его площадь). Контактное сопротивление ветвей (c, e, рис. 2) рассчитано по той же формуле без учета вклада металла, которым пренебрегали. Эффективное значение толщины контакта определено как $h^* \approx 10 r$, где $r = 0.0001$ м – шероховатость ветвей. Таким образом, дискретные слои (c и e, рис. 2) рассматривались как сплошная термоэлектрическая среда с увеличенной толщиной [11]. При расчете ТЭГ (таблица 1), мы использовали длину $L = 0.6$ м и внутренний диаметр $D = 0.05$ м для модулей, и длину $l = 0.0001$ до 0.2 м для ветвей (рис. 1).

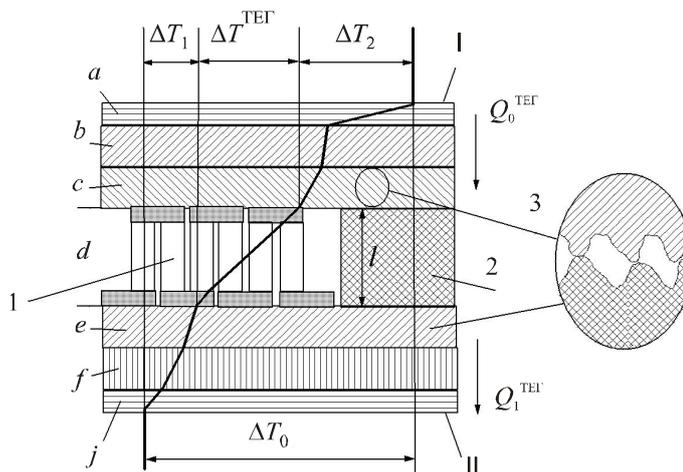


Рис. 2. Схема распределения температуры по сечению ТЭГ. Секции: a – внутренний слой газа на поверхности ВТ; b – корпус ВТ (Fe); c – граница Fe / ТЭГ; d – ветви ТЭГ; e – граница ТЭГ / Al; f – радиатор (Al); j – граница радиатора /хладагента. I – горячая сторона; II – холодная сторона; 1 и 2 – батарея термопар и ее модель; 3 – модель границы ветви ТЭГ.

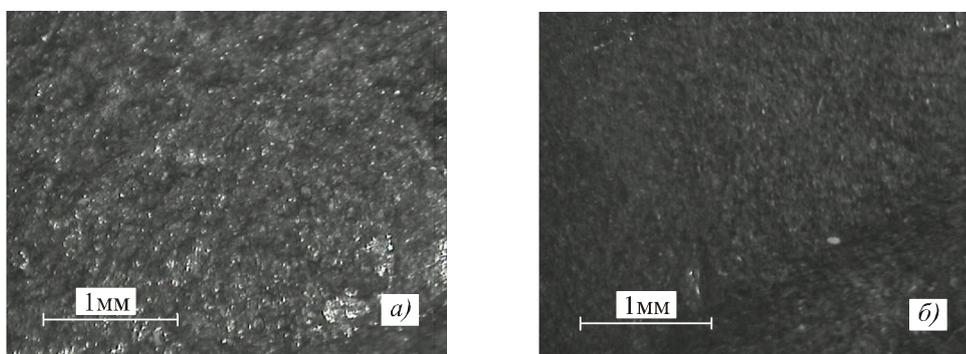


Рис. 3. Внутренняя поверхность ВТ отработавшей в течение 3 лет в автомобиле мощностью 60 л.с. (а, б). Максимальная рабочая температура, T_{max} , К: (а) – 800; (б) – < 600. Тип поверхности: (а) – отшлифованная горячими газами; (б) – покрытая пленкой нагара (кокса).

Тепловые схемы автомобильного ТЭГ приближенно рассчитывались нами аналогично случаю электрических цепей. В качестве расчетных формул были использованы закон Ома $I = U / R$ и правило Кирхгофа ($\sum I = 0$ для любой точки цепи), в которых была сделана замена $I \leftrightarrow Q$, $U \leftrightarrow \Delta T$, $R \leftrightarrow R^T$ (здесь I и Q – электрический ток и тепловой поток, U и ΔT – напряжение и разность температур, R и R^T – электрическое и тепловое сопротивление, $Q^{ТЭГ} = Q^{ВТ} \cdot K^{ТЭГ} / K$, $Q^{ВТ} = Q_0^{ВТ} \cdot K^{ВТ} / K$, и $K = K^{ВТ} + K^{ТЭГ}$ – общая теплопроводность системы (ВТ + ТЭГ)).

На рис. 4 приведена модель аналоговой схемы теплового потока в системе (ВТ + ТЭГ), использованная для расчетов. Парциальные разности температур в схеме $\Delta T_i = \Delta T R_i^T / R^T$ были рассчитаны с помощью общей разности температур $\Delta T = \sum_i \Delta T_i$ (здесь $R^T = \sum_i R_i^T$ и R_i^T – общее и парциальные тепловые сопротивления, соответственно). Эффективное тепловое сопротивление различных компонентов автомобиля определено из соотношения $R_i^T = \Delta T_i / Q_i$ (здесь Q_i – проходящий тепловой поток, а ΔT_i – соответствующая разность температур).

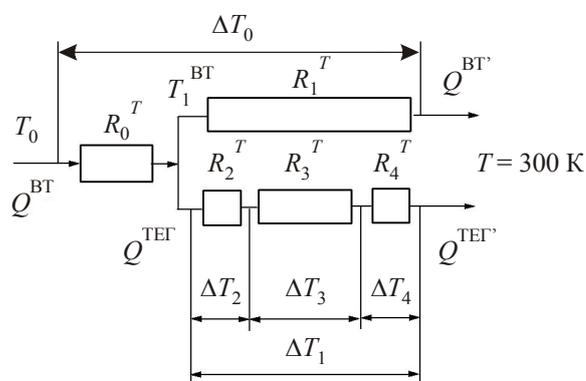


Рис. 4. Аналоговая схема теплового потока в системе (ВТ + ТЭГ). Тепловое сопротивление секций: R_0^T – начало ВТ; R_1^T – остальная часть ВТ; R_3^T – ТЭГ; R_2^T и R_4^T – паразитные сопротивления на границе теплообменников.

2. Результаты расчета

2.1. Дисбаланс системы (ДВС + ТЭГ)

Некоторые характеристики ТМ и их компонентов, рассчитанные для общей мощности сжигаемого топлива $Q_0 = 100\text{ кВт}$ представлены в таблице 1. В таблице 1 показано, что теплопроводность различных деталей автомобиля отвечает соотношению (6) $K^{СО} < K^{ДВС} < K^{ВТ} < K^{ТЭГ}$. Следовательно, входящий тепловой поток $Q_0^{ТЭГ}$ ТЭГ и W_e существенно ограничены при любом размещении ТЭГ в автомобиле. В частности, при установке ТЭГ на ВТ мы получим максимум $Q_0^{ТЭГ} \approx 1/3 Q_0^{ВТ}$ и $W_e^{max} \approx 0.45\text{ кВт}$ в лучшем случае.

На рис. 5 показано изменение теплового баланса в системе (ДВС + ТЭГ) в зависимости от электрической мощности W_e ТЭГ. Кривые (рис. 5) рассчитаны по формуле (1) для $\eta_{ТЭГ} = 0.05$ с помощью уравнения теплового баланса систем $Q_0 = W_{ДВС} + Q_0^{СО} + Q_0^{ВТ} + W_e$. При расчетах кривых (рис. 5), мы полагали, что установка ТЭГ на ВТ не снижает $W_{ДВС}$ ДВС.

Согласно рис. 5, рост W_e вызывает резкие изменения в системе (ДВС + ТЭГ). А именно, тепловые потоки $Q_0^{ТЭГ}$ и $Q_0^{СО}$ через ТЭГ и СО возрастают на 20 кВт (кривые 4 и 2), а $Q_1^{ВТ}$ через ВТ уменьшается на 20 кВт (кривая 3). Таким образом, общее увеличение полезной мощности $\Delta W = \Delta W_e$ (кривая 5, рис. 5) оказывается намного меньше, чем общее перераспределение тепловых потоков в системе (кривые 2 – 4). Следовательно, ТЭГ приведет к существенному изменению тепловых условий ВТ и СО (рис. 6, 7).

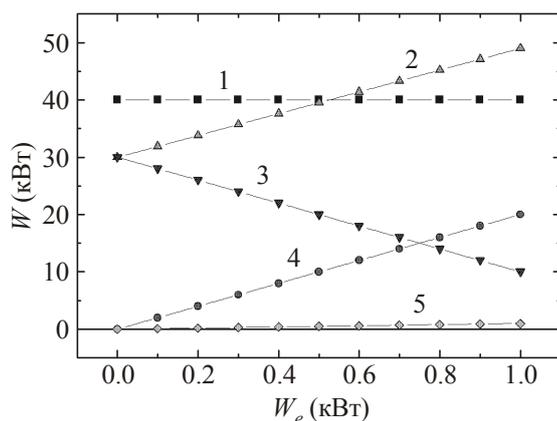


Рис. 5. Перераспределение потоков энергии в системе (ДВС + ТЭГ) в зависимости от полезной электрической мощности W_e при установке ТЭГ на ВТ.

1 – $W_{\text{двс}}$; 2 – Q^{CO} ; 3 – Q^{BT} ; 4 – $Q^{\text{ТЭГ}}$, 5 – ΔW . ($\eta_{\text{ТЭГ}} = 0.05$).

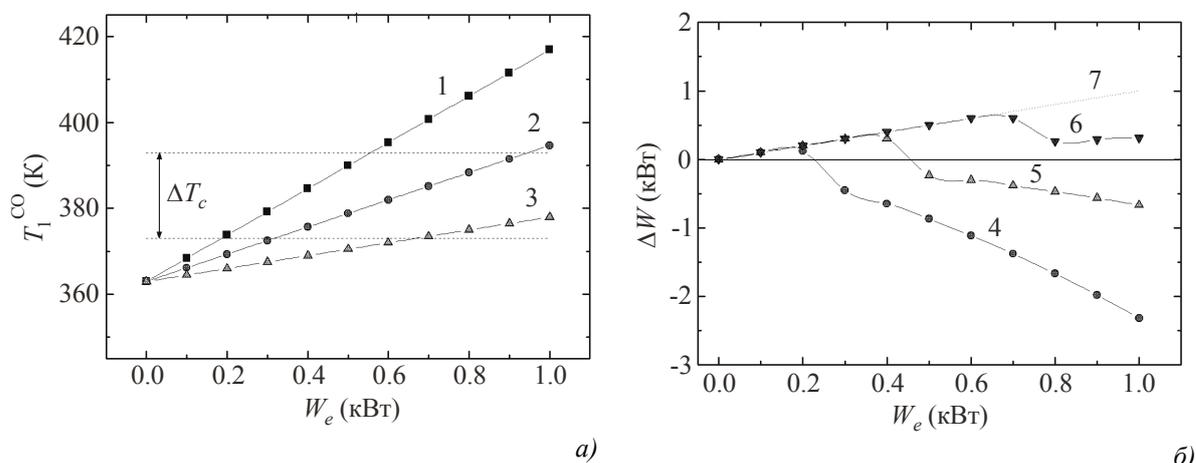


Рис. 6. Повышение температуры T_1^{CO} горячей стороны СО (а) и увеличение полезной мощности ΔW системы (ДВС + ТЭГ) (б) в зависимости от полезной электрической мощности W_e ТЭГ. 4 – 6 – $\Delta W = W_e - W_c^{\text{CO}}$; 7 – $\Delta W = W_e$. $\eta_{\text{ТЭГ}}$: 1, 4 – 0.03; 2, 5 – 0.05; 3, 6 – 0.1.

Стрелками показан интервал кипения воды ΔT_c в СО.

На рис. 6 а показан рост температуры T_1^{CO} по горячей стороне СО благодаря теплоотводу ТЭГ. Расчеты T_1^{CO} были сделаны по формуле $T_1^{\text{CO}} = T_0^{\text{CO}} + Q_1^{\text{CO}} / K^{\text{CO}}$, где $T_0^{\text{CO}} = 313 \text{ К}$ – базовая температура холодной стороны СО, $Q_1^{\text{CO}} = Q_0^{\text{CO}} + Q_1^{\text{ТЭГ}}$ – результирующий тепловой поток СО (рис. 1), а $K^{\text{CO}} = 0.6 \text{ кВт/К}$ – эффективная теплопроводность СО (таблица 1). Из рис. 6 а видно, что с ростом W_e и в зависимости от $\eta_{\text{ТЭГ}}$, температура T_1^{CO} будет возрастать, достигая интервала кипения воды в радиаторе $T_0 = 373 - 393 \text{ К}$. Следовательно, без дополнительных расходов энергии со стороны системы принудительного охлаждения ΔW_c^{CO} , вода в СО начнет кипеть и двигатель остановится. С другой стороны, при увеличении исходного энергопотребления W_c^{CO} до необходимой величины выигрыш в мощности ΔW может стать сомнительным. На рис. 6 б показан общий выигрыш в полезной мощности ΔW в системе (ДВС + ТЭГ) благодаря росту W_e , сопровождаемому ростом расходов на принудительное охлаждение до $W_c^{\text{CO}'} = W_c^{\text{CO}} + \Delta W_c^{\text{CO}}$. Величину $W_c^{\text{CO}'}$ рассчитывали, исходя из условий $W_c^{\text{CO}} = 1 \text{ кВт}$ ($0.033 Q^{\text{CO}}$), $W_c^{\text{CO}'} = W_c^{\text{CO}} (Q^{\text{CO}'} / Q^{\text{CO}})^2$. При расчетах было использовано квадратичное приближение для $W_c^{\text{CO}'}$, соответствующее критической области кипения воды в радиаторе. В этой области, как

мы полагали, из-за образования газовых пузырьков и нарушения процессов теплопереноса в трубах увеличение расхода энергии на охлаждение по линейному закону может оказаться недостаточным для предотвращения остановки ДВС.

Согласно расчетам (рис. 6 б), всегда существует узкий диапазон W_e ТЭГ вблизи нуля, где рекуперация тепловых потерь в системе (ДВС + ТЭГ) может быть возможна ($\Delta W > 0$) при использовании существующей (штатной) СО автомобиля [2]. Напротив, для достаточно большой W_e увеличение ΔW не наблюдается совсем (кривые 1, 2), или оно существенно снижается благодаря росту ΔW_c^{CO} (кривая 4). По этой причине, для реальной рекуперации тепловых потерь автомобиля ($\Delta W > 0$) требуется использовать ТЭГ с увеличенным КПД $\eta_{ТЭГ} > 0.1$.

На рис. 7 показано снижение температуры T_1^{BT} горячей стороны ВТ в результате охлаждения за счет теплоотбора ТЭГ в зависимости от полезной электрической мощности W_e . Расчеты T_1^{CO} сделаны по формуле $T_1^{BT} = T_0^{BT} + Q_1^{BT} / K^{BT}$, где $T_0^{BT} = 450$ К – базовая температура холодной стороны ВТ, $Q_1^{BT} = Q_0^{BT} - Q_0^{ТЭГ}$ – полученный тепловой поток ВТ (Рис. 1), а $K^{BT} = 66$ Вт/К – эффективная теплопроводность ВТ (таблица 1). В свою очередь, снижение температуры горячей стороны ВТ снижает коэффициент Карно ($\Delta T / T$) ТЭГ, уменьшая при этом $\eta_{ТЭГ}$ и W_e [7]. С другой стороны, соответствующее снижение температуры выхлопных газов уменьшает их вязкость χ (от ~ 35 Па·с при 800 К до ~ 22 Па·с при 400 К) [12], что может немного снизить противодавление в ВТ и уменьшить таким образом потери в системе.

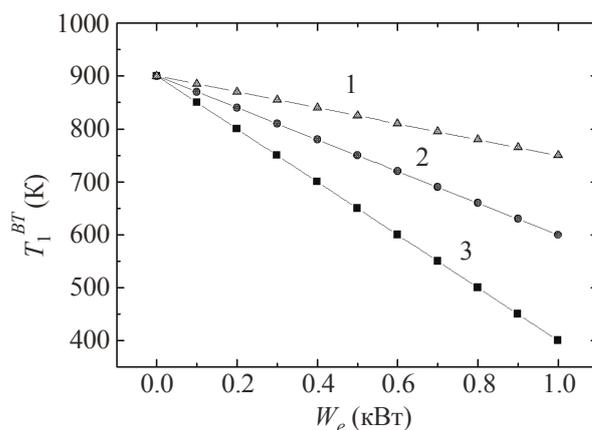


Рис. 7. Снижение температуры T_1^{BT} горячей стороны ВТ в зависимости от полезной электрической мощности W_e ТЭГ. $\eta_{ТЭГ}$: 1 – 0.03; 2 – 0.05; 3 – 0.1.

2.2. Тепловой напор вдоль ветвей

На рис. 8 и 9 представлены распределения температур вдоль ТЭГ и входящий тепловой поток $Q_0^{ТЭГ}$ через ТЭГ для случая модулей воздушного (А, кривые 1 – 3) и водяного (В, кривые 4 – 6) охлаждения.

Расчеты проводились для случая неработающего ТЭГ в диапазоне температур $T = 300 - 800$ К, используя модель ТЭГ (рис. 2) и аналоговую схему теплового потока (рис. 4). Расчеты паразитного теплового сопротивления R_2^T горячей стороны ТЭГ (рис. 4) проводились с учетом газового слоя на поверхности ВТ, корпуса ВТ и фазовой границы $Fe / ТЭГ$ (Секции $a - c$, рис. 8). Соответственно, расчеты паразитного теплового сопротивления R_4^T холодной стороны ТЭГ (рис. 4) проводились с учетом фазовых границ ТЭГ / Al , радиатор / хладагент и теплового сопротивления радиатора (Al) (Секции $a - c$, рис. 8). Согласно рис. 8, паразитные тепловые сопротивления R_2^T и R_4^T (рис. 4) вносят существенный вклад в распределение

температур вдоль ТЭГ. Из них наиболее существенным является паразитное тепловое сопротивление фазовой границы газ/твердое вещество в теплообменниках [7, 9]. Поэтому значения общего критерия Био $Bi = 0.16 - 0.65$ и $Bi = 0.71 - 2.05$, рассчитанного для модулей воздушного и водяного охлаждения, во всех случаях оказались достаточно низкими (рис. 8). Поскольку модули воздушного охлаждения имеют нежелательные границы раздела газ / твердое тело сразу в двух местах, на горячей и на холодной сторонах, их входящий тепловой поток $Q_0^{ТЭГ}$ сокращен вдвое (кривые В-А, рис. 9).

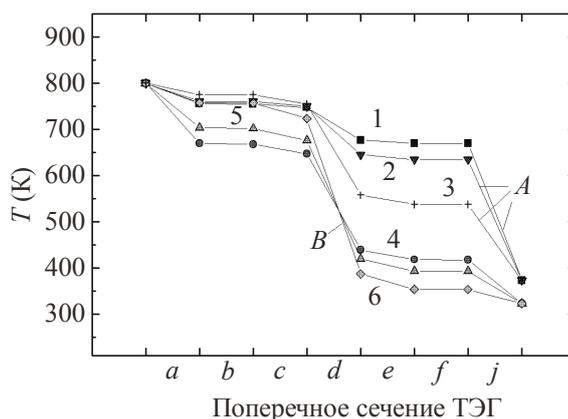


Рис. 8. Распределение температуры T вдоль поперечного сечения ТЭГ для модулей воздушного (A) и водяного (B) охлаждения. Обозначения секций указаны на Рис. 2. Высота секций h , т: $a - 0.0001$; $b - 0.002$; $c - 0.001$; $d - 0.01$; $e - 0.001$; $f - 0.002$; $j - 0.001$. Теплопроводность ветвей κ , $W / (cm \cdot K)$: 1, 4 - 0.025; 2, 5 - 0.015; 3, 6 - 0.005. Общий критерий Bi : 1 - 0.16; 2 - 0.26; 3 - 0.65; 4 - 0.71; 5 - 1.06; 6 - 2.05.

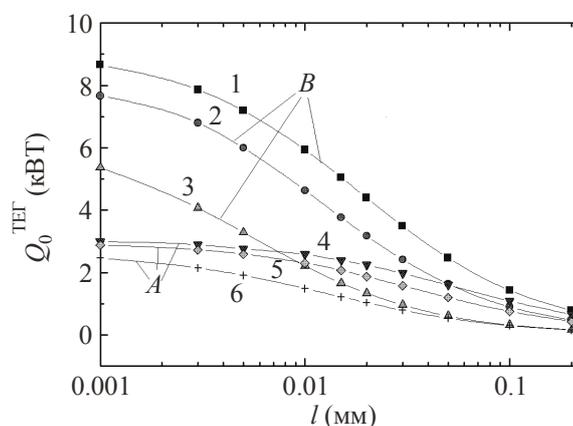


Рис. 9. Входящий тепловой поток $Q_0^{ТЭГ}$ ТЭГ в зависимости от длины ветви l для модулей воздушного (A) и водяного (B) охлаждения. Теплопроводность ветвей κ , $Вт / (см \cdot К)$: 1, 4 - 0.025; 2, 5 - 0.015; 3, 6 - 0.005.

По этой причине модули воздушного охлаждения с достаточно большой полезной электрической мощностью W_e ТЭГ построить сложно. Только водяное охлаждение создает существенную разность температур в модулях и большие тепловые потоки к ТЭГ (B, рис. 8). Тем не менее, даже и в этом случае, из-за низкой добротности горячего теплообменника, критерий Bi автомобильного ТЭГ существенно снижен по сравнению со стандартными ($Bi = 15 - 20$) [10]. Поэтому паразитное сопротивление R_2^T (рис. 4) на фазовой границе раздела выхлопной газ / ВТ существенно снижает разность температур ΔT вдоль ТЭГ и W_e . Более того,

снижение температуры по горячей стороне ВТ (рис. 7) может привести к дополнительному повышению R_2^T из-за интенсивного осаждения нагара (кокса) на внутренней поверхности ВТ (рис. 3 б) [11]. Следовательно, в реальной практике будет получено не более $\sim 50 - 70\%$ W_e ТЭГ от предварительно предполагаемой [10, 11].

2.3. Перспективные материалы для автомобильных ТЭГ

На рис. 10 представлены расчеты ожидаемой максимальной полезной электрической мощности W_e^{\max} ТЭГ в зависимости от длины ветвей. При расчете W_e^{\max} мы использовали формулы (1) и (2) и результаты расчетов входящего теплового потока $Q_0^{\text{ТЭГ}}$ (рис. 9) и температурного давления на ветви $\Delta T^{\text{ТЭГ}}$ (рис. 8). Согласно этим расчетам, максимальная W_e^{\max} ТЭГ для модулей водяного охлаждения составляет ~ 0.5 кВт и ~ 0.9 кВт для добротности модулей $Z = 0.003$ 1/К и 0.01 1/К, соответственно (рис. 10).

Согласно рис. 10, термоэлектрические материалы с низкой теплопроводностью κ , аналогичной «фононным стеклам» [13] имеют уменьшенную оптимальную длину ветвей, что важно для экономии дорогих и дефицитных термоэлектрических материалов, и для снижения масс-фактора ТЭГ [10, 11]. В то же время, мы находим, что для $Z = \alpha^2 \sigma / \kappa = \text{const}$ при прочих равных условиях материалы с более высоким фактором мощности $A = \alpha^2 \sigma$ будут более предпочтительны для автомобильных ТЭГ, чем «фононные стекла» с низким κ (кривая 3 – 1, и 6 – 4, рис. 10) [8]. Этот результат имеет простой физический смысл, который разъясняет рис. 11.

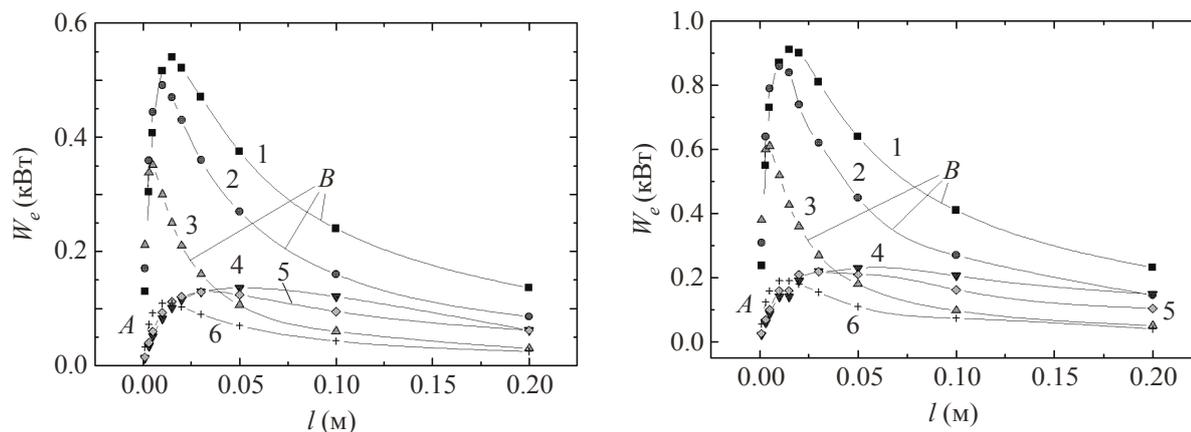


Рис. 10. Полезная электрическая мощность W_e ТЭГ в зависимости от длины ветви l для модулей воздушного (А) и водяного охлаждения (В) (а, б).

Теплопроводность ветвей κ , Вт/(см·К): 1, 4 – 0.025; 2, 5 – 0.015; 3, 6 – 0.005.

Добротность модулей Z , 1/К: (а) – 0.003; (б) – 0.01.

На рис. 11 показано относительное тепловое сопротивление $R^T = 1 / K$ различных узлов автомобиля и секций ТЭГ. Автомобильные ТЭГ выполняют две функции одновременно: 1) передача тепла от нагревателя к охладителю и 2) преобразование тепла в электричество [8, 10]. Для выполнения первой функции модули должны иметь сравнительно высокую теплопроводность $K = 1 / R^T$ (D , рис. 11), а для выполнения второй функции они должны иметь низкую теплопроводность κ ветвей ($Z = \alpha^2 \sigma / \kappa$). Обычно это противоречие снимается уменьшением длины ветвей l , поэтому R^T ветвей (d) и общее R^T модулей (D) снижается (стрелки, рис. 11) [10, 11]. Но сокращение l имеет предел в связи с неизменными граничными сопротивлениями ($a - c$ и $e - j$, рис. 11), уменьшающими температурное давление на ветви для малых значений l [8, 10, 11]. В автомобильных ТЭГ за счет повышенного паразитного теплового сопротивления R_2^T (a , рис. 11), общее граничное сопротивление особенно велико,

поэтому оптимальная высота ветвей ТЭГ оказывается достаточно большой ($l \sim 0.01 - 0.02$ м) (рис. 10) [10, 11]. Согласно нашим расчетам, значительный вклад в общее граничное сопротивление ТЭГ вносится также контактным сопротивлением материалов ветвей, обратно пропорциональным удельной теплопроводности к термоэлектрических материалов (c и e , Рис. 11). Поэтому при идентичной шероховатости поверхности r контактное сопротивление «фонных стекол» оказывается довольно большим (c и e , 1–3, рис. 11). Эти контактные сопротивления не изменяются с l , поэтому для меньших l их вклад оказывается существенным. Нами установлено, что именно эти контактные сопротивления ответственны за снижение W_e^{\max} «фонных стекол» по сравнению с материалами с более высоким фактором мощности A (рис. 10). По нашему мнению, повышенное контактное сопротивление может значительно ограничить применение «фонных стекол» в автомобильных ТЭГ [11]. Тем не менее, недавно, одновременное повышение теплопроводности K и добротности Z модулей наблюдалось для градиентных ветвей, что может быть особенно полезным для автомобильных ТЭГ [14].

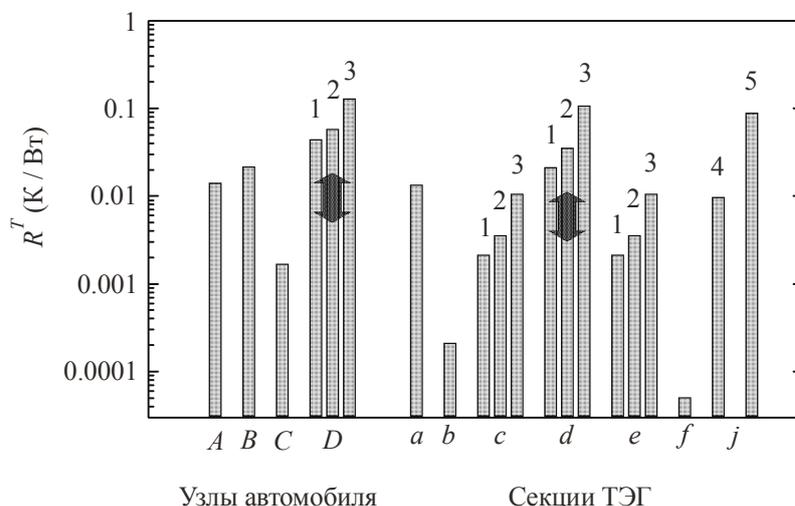


Рис. 11. Относительное тепловое сопротивление R^T узлов автомобиля (A – D) и секций ТЭГ (a – j). Узлы автомобиля: A – ДВС; B – ВТ; C – СО; D – ТЭГ. Секции ТЭГ: a – внутренний газовый слой на поверхности ВТ; b – корпус ВТ (Fe); c – граница Fe / ТЭГ; d – ветви ТЭГ; e – граница ТЭГ / Al; f – радиатор (Al); j – граница радиатор /хладагент. Теплопроводность ветвей k , Вт/(см·К): 1 – 0.025; 2 – 0.015; 3 – 0.005.

3. Дискуссия

В настоящей работе нами рассмотрена проблема автомобильных ТЭГ с учетом конфликта тепловых машин (ТМ), ДВС и ТЭГ. ДВС и ТЭГ – это разнородные тепловые машины, поэтому установка ТЭГ в автомобиле вызывает термодинамический конфликт с ДВС из-за конкуренции ТМ за тепловые потоки в системе (ДВС + ТЭГ) [6]. При установке ТЭГ непосредственно на ДВС ТМ конкурируют за мощность сжигаемого топлива Q_0 . В этом случае конфликт быстро развивается с ростом W_e , что приводит к резкому снижению общего КПД системы ($\eta_{\text{ДВС}+\text{ТЭГ}} < \eta_{\text{ДВС}}$) [6]. При установке ТЭГ на выхлопной трубе, ТМ конкурируют за периферийные тепловые потоки, проходящие через выхлопную трубу и систему охлаждения, поэтому конфликт можно уменьшить путем увеличения $\eta_{\text{ТЭГ}}$ (рис. 6 – 10).

В настоящей работе показано, что при установке ТЭГ на выхлопной трубе существует узкий диапазон $W_e > 0$ ТЭГ, в котором возможна рекуперация тепловых потерь в системе (ДВС + ТЭГ) ($\eta_{\text{ДВС}+\text{ТЭГ}} > \eta_{\text{ДВС}}$) при использовании существующей (штатной) СО автомобиля. Этот вывод был

получен для идеального случая, когда ТЭГ не мешает работе ДВС, а отрицательный масс-фактор установленного ТЭГ не учитывается. На практике, установка ТЭГ на выхлопной трубе создает дополнительную нагрузку на автомобиль, что снижает его общую эффективность. Кроме того, ТЭГ из-за снижения температуры ВТ может нарушить турбо-резонансный наддув ДВС со стороны ВТ, регулирующий процессы впуска топлива в цилиндры и удаления из них отработанных газов [6]. Эти два фактора могут снизить полезную мощность двигателя $W_{\text{ДВС}}$ на 5 % и более [6], однако, их можно устранить или уменьшить техническими методами.

С другой стороны, при установке ТЭГ на ВТ конфликт в системе (ДВС + ТЭГ) будет по-прежнему развиваться благодаря: 1) различным механизмам ДВС и ТЭГ; 2) несоответствию КПД ДВС и ТЭГ ($\eta_{\text{ТЭГ}} \ll \eta_{\text{ДВС}}$); 3) несоответствию тепловых сопротивлений ТЭГ и ВТ (таблица 1). Цифрами в кружках (рис. 1) показаны основные «узкие» места автомобильных ТЭГ, возникающие в результате разнородности ТЭГ и ДВС и фатального конфликта между ними. Этими «узкими» местами являются: 1) перегрузка системы охлаждения автомобиля отработанным теплом ТЭГ; 2) падение температуры ВТ; 3) низкие значения $\eta^{\text{ТЭГ}}$; 4) повышенный масс-фактор ТЭГ; 5) слишком малый отвод тепла от ВТ к ТЭГ; 6) снижение теплового напора на ТЭГ на границе выхлопной газ / ВТ; 7 – различные помехи работе ДВС со стороны ТЭГ [15].

Поэтому мы ищем пути устранения этих «узких» мест ТЭГ за счет уменьшения конфликта в системе (ДВС + ТЭГ). Есть два способа уменьшения конфликта ТЭГ и ДВС в автомобиле. Первый способ – уменьшить соотношение W_e / Q_0 за счет использования более мощных автомобилей. Второй способ предполагает повышение КПД ТЭГ до $\eta_{\text{ТЭГ}} \geq 0.1$ с помощью новых материалов с более высокой добротностью Z . Согласно нашим оценкам, для материалов с $Z = 0.005 \text{ 1 / К}$ можно получить $W_e \sim 0.8 \text{ кВт}$ ($Q_0 = 100 \text{ кВт}$), при этом становится возможной рекуперация тепловых потерь в системе ($\eta_{\text{ДВС} + \text{ТЭГ}} > \eta_{\text{ДВС}}$). Наиболее предпочтительными термоэлектрическими материалами для автомобильных ТЭГ являются материалы с более высоким фактором мощности $A = \alpha^2 \sigma$ и неоднородным распределением концентрации носителей тока по длине ветвей (сегментированные, градиентные и т.п.) [14].

4. Выводы

Установка ТЭГ в автомобиле благодаря высокому масс-фактору ТЭГ ($m_{\text{ТЭГ}} / m_{\text{авто}} \sim 0.01$) приводит к дополнительным потерям мощности при движении, которые сравнимы по величине с полезной электрической мощностью, вырабатываемой ТЭГ ($W_{\text{потеря}} \sim W_e \sim 0.2 \text{ кВт}$). Кроме того, работающий ТЭГ вступает в фатальный конфликт с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) автомобиля из-за конкуренции тепловых машин за потоки энергии в системе (ДВС + ТЭГ). В результате ТЭГ мешает работе ДВС, поэтому общий КПД системы (ДВС + ТЭГ) может дополнительно понизиться. Негативное воздействие ТЭГ на систему (ДВС + ТЭГ) в целом может быть уменьшено, прежде всего, путем увеличения добротности Z термоэлектрических материалов, а также использования материалов с низким удельным весом.

Благодарим д.х.н. Киселеву Н.Н. за полезные рекомендации по использованию в работе отдельных положений термодинамики необратимых процессов.

Литература

1. Вайнинг К.Б. Ограниченная роль термоэлектричества в условиях климатического кризиса / К.Б. Вайнинг // Термоэлектричество. – 2008. – № 4. – С. 7 – 19.
2. Сакр К.М. Тепловой расчет термоэлектрических генераторов, работающих на выхлопных газах автомобилей: цели и задачи / К.М. Сакр, М.К. Мансур, М.Н. Мусса //

- Термоэлектричество. – 2008. – № 1. – С. 59 – 66.
3. Anatyчук L.I., Luste O.J., Kuz R.V. Theoretical and Experimental Study of Thermoelectric Generators for Vehicles // *J. Electronic Materials*. 2011. – V. 40. – № 5. – P. 1326 – 1331.
 4. Rowe D.M., Smith J., Thomas G., Min G. Weight Penalty Incurred in Thermoelectric Recovery of Automobile Exhaust Heat // *J. Electronic Materials*. 2011. – V. 40. – № 5. – P. 784 – 788.
 5. Lieb J., Neugebauer S., Eger A., Linde M., Masar B., Stütz W. The Thermoelectric Generator from BMW is Making Use of Waste Heat // *MTZ*. 2009. – V. 70. – № 4. – P. 4 – 11.
 6. Korzhuev M.A., Katin I.V. On the Placement of Thermoelectric Generators in Automobiles // *J. Electronic Materials*. 2010. – V. 39. – № 9. – P. 1390 – 1394.
 7. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.В. – Москва: Энергия, 1974. – 448 с.
 8. Иоффе А.Ф. Полупроводниковые термоэлементы / Иоффе А.Ф. – Москва-Ленинград: Изд. АН СССР, 1960. – 188 с.
 9. Манасян Ю.Г. Корабельные термоэлектрические устройства и установки / Манасян Ю.Г. – Ленинград: Судостроение, 1968. – 284 с.
 10. Котырло Г.К. Расчет и проектирование термоэлектрических генераторов и тепловых насосов: справочник / Г.К. Котырло, Ю.Н. Лобунец. – К.: Наукова думка, 1980. – 328 с.
 11. Лыков А.В. Тепло- и массообмен: справочник / Лыков А.В. – М.: Энергия, 1972. – 560 с.
 12. Физические свойства материалов: справочник / Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейликова. – Москва: Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.
 13. Nolas G.S., Sharp J., Goldsmid H.J. Thermoelectricity. Basic Principles and New Materials Developments. Berlin, Heidelberg, N.Y.: Springer. – 2001. – 293 p.
 14. Korzhuev M.A. Symmetry Analysis of Thermoelectric Energy Converters with Inhomogeneous Legs // *J. Electronic Materials*. 2010. – V. 39. – № 9. – P. 1381 – 1385.
 15. Korzhuev M.A. Conflict between Internal Combustion Engine and Thermoelectric Generator during Waste Heat Recovery in Autos // *Technical Physics Letters*. 2011. V. 37. № 2. P. 151 – 153.

Поступила в редакцию 01.06.2011.