

УДК

Д.О. Онищенко, Р.А. Сафонов, Г.А. Арутюнян.

**Верификация расчётной модели термоэлектрического генератора
для перспективного применения в составе ДВС.**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

D.O. Onishchenko, R.A. Safonov, G.A. Arutyunyan.

**Verification of the calculation model of a thermoelectric generator for
long-term use in the internal combustion engine.**

Bauman Moscow State Technical University

Идея утилизации отработавших газов двигателей внутреннего сгорания давно имеет место в мировом автомобилестроении. Одним из вариантов её преобразования в электрическую энергию является применение термоэлектрического генератора. Потери теплоты в отработавшие газы составляют до 41 % полной мощности двигателя. Установка термоэлектрического генератора позволяет утилизировать часть тепловых потерь. Электрическую мощность, вырабатываемую ТЭГ, затем возможно использовать для питания бортовой сети, уменьшая тем самым нагрузку на штатный генератор. Таким образом повышаются как мощностные показатели двигателя, так и уменьшается расход топлива. В данной работе проведено сравнительное математическое моделирование различных конструкций с помощью программного комплекса для расчетов методом конечных объемов в программном комплексе SOLIDWORKS Flow Simulation. Исходные данные для моделирования берутся из аналитического расчета для двигателя ВАЗ 21127.

Ключевые слова: утилизация отработавших газов, метод конечных объёмов, термоэлектрический генератор, рекуперации тепловых потерь, SOLIDWORKS Flow Simulation.

The idea of recycling the exhaust gas of internal combustion engines has long had a place in the global automotive industry. One option for its conversion into electrical energy is the use of a thermoelectric generator. Loss of heat in the exhaust gases up to 41% of full engine power. Installing TEG allows utilization of

the heat loss. The electric power generated by the TEG, and then can be used for food on-board network, thereby reducing the burden on the regular generator. Thus as the cardinality increased engine performance and reduced fuel consumption. In this paper, a comparative mathematical modeling of different designs using the software for the calculation method of finite volumes in the software package SolidWorks Flow Simulation. Initial data for the simulation are taken from the analytical calculation for the engine VAZ 21127.

Keywords: recycling exhaust gases, finite volume method, thermoelectric generator, heat recovery heat loss, SOLIDWORKS Flow Simulation.

Двигатели внутреннего сгорания являются основным источником энергии для подавляющего большинства транспортных средств, вырабатывая при этом около 90% суммарной мощности транспортных энергетических установок. Не смотря на долгую историю развития, поршневые двигатели до сих пор имеют потенциал по повышению эффективности. Увеличивающееся с каждым годом количество транспортных средств накладывает на поршневые двигатели высокие требования по экономичности и экологичности. В современных двигателях доля энергии сгоревшего топлива, которая расходуется на полезную мощность двигателя, составляет в среднем 35 %. Это оставляет большой потенциал как по повышению эффективности рабочего процесса двигателя, так и по утилизации тепловых потерь. Существует множество путей повышения эффективности поршневых двигателей: использование альтернативных топлив, теплоизоляция камеры сгорания, утилизация энергии отработавших газов, утилизация тепловых потерь. Одним из актуальных способов повышения эффективности ДВС является утилизация тепловых потерь. Для оценки возможности утилизации тепловых потерь в отработавшие газы необходимо проанализировать тепловой баланс ДВС. Уравнение теплового баланса двигателя ДВС в относительных единицах имеет следующий вид [1]:

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_{\text{г}} + q_{\text{м}} + q_{\text{ост}} = 100\%$$

где q_e – доля теплоты, эквивалентная эффективной работе двигателя;

$q_{\text{охл}}$ – доля теплоты, отводимая от двигателя охлаждающей средой ;

q_{Γ} – доля теплоты, отводимая выпускными газами;
 $q_{\text{м}}$ – доля теплоты, отводимая смазочным маслом;
 $q_{\text{ост}}$ – доля теплоты, расходуемая на лучистый и конвективный теплообмен

Для разных типов двигателей распределение теплоты может различаться. Для примера проанализируем усреднённые данные теплового баланса бензиновых двигателей, представленные в в таблице 1.

Таблица **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.** –
 Тепловой баланс бензиновых двигателей

q_e	$q_{\text{охл}}$	q_{Γ}	$q_{\text{м}}$	$q_{\text{ост}}$
25 – 33 %	30 %	30 – 43 %	2 – 4 %	2 – 7 %

Как видно на тепловые потери расходуется до 71 % энергии, полученной при сгорании топлива. [2]. Потери примерно поровну делятся на теплоту, отводимую охлаждающей жидкостью, и теплоту, отводимую отработавшими газами . Доля теплоты, отводимой маслом и расходуемой на излучение и конвекцию, является относительно несущественной. Отработавшие газы для двигателей с искровым зажиганием имеют температуру в начале выпускной системы от 750 до 850 °С, а для дизельных двигателей от 600 до 700 °С, при работе двигателя на режиме максимальной мощности [3,4,5].

Существует большое количество методов утилизации тепловых потерь, основанных на различных принципах, но термоэлектрический генератор (в дальнейшем ТЭГ) реализует непосредственное преобразование тепловой энергии в электрическую. Он не требует для этого дополнительного электрогенератора, а также не имеет в конструкции движущихся частей. Поэтому он сочетает в себе хороший баланс эффективности и невысоких затрат на установку.

Конструкция разработанного прототипа представлена на рисунке 1. Горячие отработавшие выхлопные газы поступают в шестигранную камеру ТЭГ, где нагревают внутреннюю стенку горячего теплообменника. Для

увеличения отбираемого тепла на внутренней поверхности камеры могут быть установлены пластины или другие элементы, увеличивающие площадь теплообмена и увеличивающие турбулентное перемешивание воздуха. Для этой же цели внутрь камеры может быть поставлен центральный расширитель потока. От горячего теплообменника за счёт теплопроводности тепловой поток проходит через термоэлектрическую батарею (в дальнейшем ТЭБ), а затем через холодный теплообменник передаётся системе водоснабжения. При наличии перепада температур на ТЭБ она преобразует часть проходящей тепловой мощности в электрическую за счёт эффекта Зеебека.[6,7]

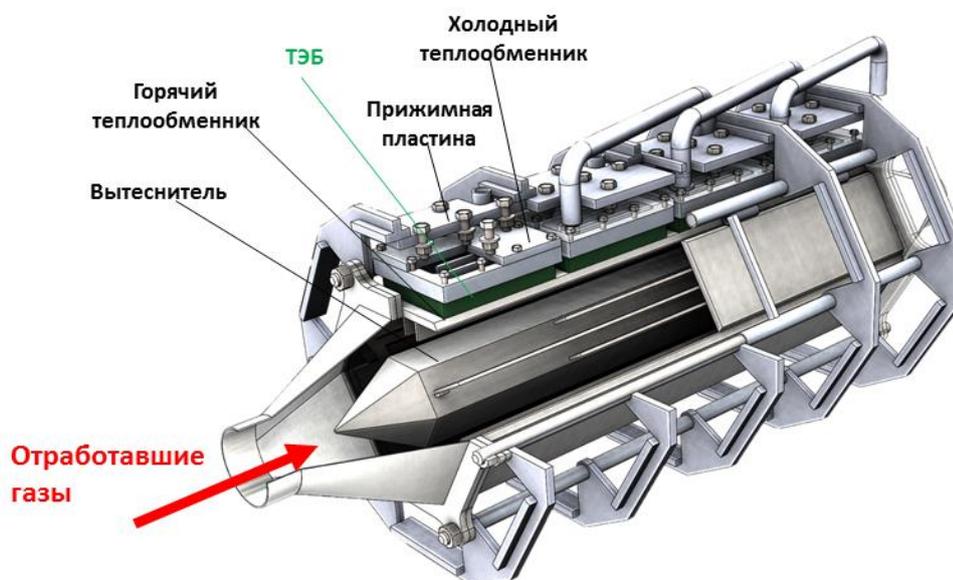


Рисунок **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.**

- Схема ТЭГ

ТЭГ выделяет электрическую мощность, которая расходуется на работу электроприборов и разгружает генератор двигателя. В результате может быть получен прирост механической мощности на валу двигателя при сохранении расхода топлива или сокращён расход топлива при сохранении мощности двигателя. В то же время масса ТЭГ увеличивает массу всего автомобиля, что может снизить удельную мощность. Таким образом, учёт эффективности применения разрабатываемых ТЭГ требует комплексного

анализа его эксплуатационных характеристик, для чего выполнено моделирование характеристик ТЭГ. Для осуществление расчёта методом конечных объёмов были посчитаны выходные параметры двигателя ВАЗ 21127 мощностью 106 л.с. (77,9 кВт) , представленные в таблице 2.

Таблица **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.** – результаты расчета ВАЗ 21127

Показатель	Численное значение
Мощность	77,9 кВт
Тепловой поток отработавших газов	78,6 кВт
Тепловой поток через ТЭГ	15,3 кВт

Для улучшения интенсификации потока и как следствие - лучшей теплоотдачи на горячую сторону теплообменника были рассмотрены следующие конструкции ,представленные на рисунке 2: а)- проточная часть с вытеснителем турбулизатором и б) - с продольным оребрением.

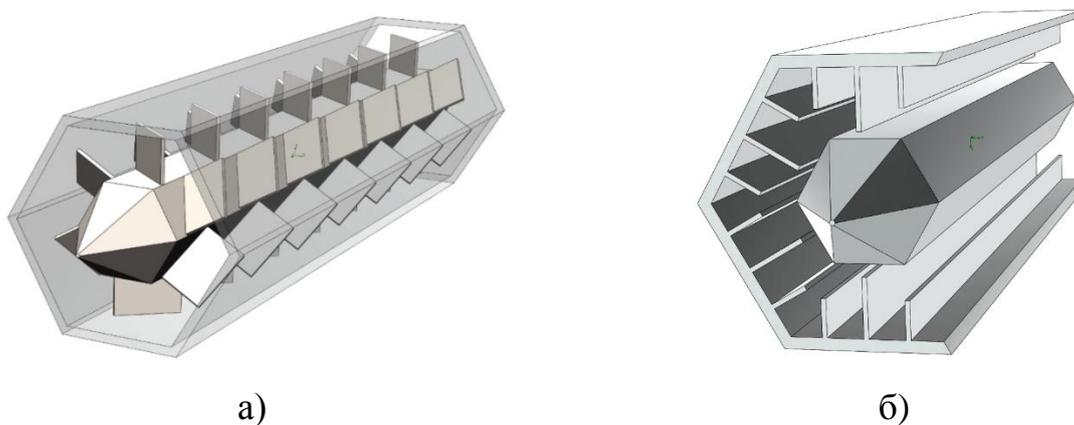


Рисунок 2 – Проточная часть с вытеснителем-турбулизатором и с продольным оребрением.

По результатам расчёта методом конечных объёмов можно оценить распределение температуры по длине термоэлектрогенератора представленное на рисунке 3.

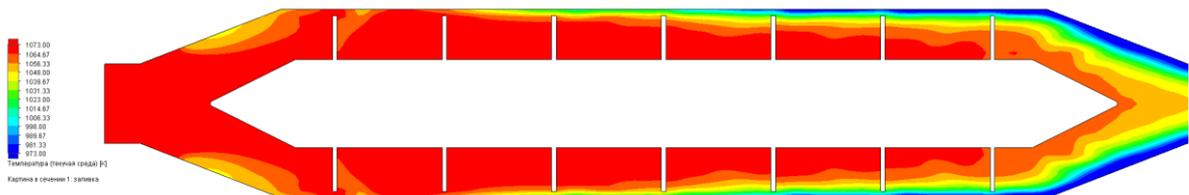


Рисунок **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.**
– Распределение температуры и вектора скоростей.

Наличие на вытеснителе ребер, расположенных под углом к потоку, приводит к закрутке потока отработавших газов, что увеличивает тепловой поток через горячий теплообменник. Но в то же время происходит резкое возрастание сопротивления течению отработавших газов, которое выражается в падении давления. На рисунке 4 показаны линии тока отработавших газов, а также распределение давления по длине.

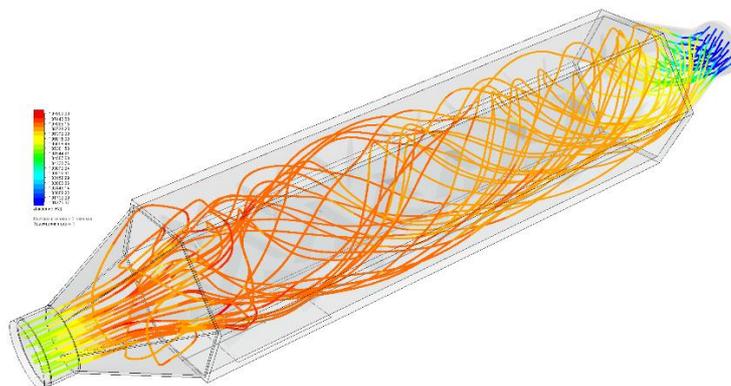


Рисунок 4 – Линии тока отработавших газов

Линии тока позволяют судить о наличии закрутки потока. Также видны некоторые завихрения потока в области расширения проточной части. Цветом показано плавное падение давления по длине ТЭГа.

В результате имитационного численного моделирования были получены следующие результаты:

- тепловой поток: 6372 Вт;
- падение давления: 4162 Па;
- температура ОГ на выходе: 1007 К;
- падение температуры: 66 К.

В конструкции с продольным оребрением на горячем теплообменнике, показанном на рисунке **Ошибка! Источник ссылки не найден.**), увеличение

теплоотдачи достигается за счет повышения коэффициента оребрения. В результате имитационного численного моделирования были получены следующие результаты:

- тепловой поток: 8374 Вт;
- падение давления: 1821 Па;
- температура ОГ на выходе: 983 К;
- падение температуры: 90 К.

Наличие продольных ребер увеличивает площадь горячего теплообменника, что приводит к значительному увеличению теплового потока, поэтому на рисунке можно наблюдать более значительное падение температуры. Так как ребра расположены вдоль потока, увеличение сопротивления происходит в меньшей степени.

Для начального этапа верификации проводятся испытания на горячем теплообменнике термоэлектрического генератора без установленных термоэлектрических батарей и системы охлаждения.

Испытываются две различные конструкции горячего теплообменника, описанных выше. С помощью термопар, установленных в различных точках теплообменника и тепловизора, в ходе испытаний измерена средняя температура на поверхности горячего теплообменника, а также перепад температуры по длине горячего теплообменника. Распределение температур, полученное с помощью тепловизора при работе ДВС в одном и том же режиме, представлено на рисунке 5.



а)

б)

Рисунок 5 – Распределение температур для конструкции а) с ребрением под углом к потоку, б) с продольным ребрением.

В конструкции с ребрением, расположенным под углом к потоку, наблюдается значительно больший перепад температур по длине термоэлектрического генератора. Термоэлектрический генератор с продольным ребрением имел полированную отражающую поверхность, из-за чего возникает погрешность при его измерении тепловизором. Сравнение параметров разных теплообменников представлены в таблице 3.

Таблица **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.** – Сравнение параметров теплообменников

	Под углом к потоку	Продольное
Температура коллектора, °С	530	530
Температура на входе в ТЭГ, °С	430	420
Температура на выходе из ТЭГ, °С	130	240
Перепад температур, °С	300	180

Для дальнейшей верификации был испытан макет термоэлектрического генератора с имитаторами, установленными вместо термоэлектрических батарей.

На рисунке 6 показан термоэлектрический генератор с установленными имитаторами и системой охлаждения.



Рисунок 6 – ТЭГ, установленный на испытательный стенд.

В таблице 4 представлены значения контролируемых параметров

Таблица 4 – Контролируемые параметры

Параметр	Обозначение	Значение
Разность давлений, Па	$p_{eg1}^{TO1} - p_{eg2}^{TO1}$	1980
Температура ОГ на входе в ТЭГ, °С	T_{eg1}^{TO1}	850
Температура ОГ на выходе из ТЭГ, °С	T_{eg2}^{TO1}	545
Частота вращения двигателя, об/мин	n_E	5800
Массовый расход ОГ, кг/ч	T_{eg}	64
Температура ОЖ на входе в ТЭГ, °С	T_{w1}^{TO1}	54
Температура горячей поверхности горячего теплообменника, °С	T_I^{TO1}	356
Объёмный расход в системе охлаждения, л/мин	G_w	7

Температура окружающего воздуха, °С	T_0	20
Момент затяжки прижимных болтов, Н/м	M_b	5

В первую очередь проводится сравнение с экспериментом результатов, полученных с помощью моделирования работы термоэлектрического генератора методом конечных объемов. Моделирование методом конечных объемов позволяет уточнить коэффициенты теплоотдачи, которые затем используются в имитационной математической модели. В качестве исходных данных принимаются полученные в результате испытаний значения, представленные в таблице 5.

Таблица 5 – Исходные данные

Параметр	Значение
Температура отработавших газов на входе в ТЭГ, °С	850
Температура охлаждающей жидкости на входе в ТЭГ, °С	54
Расход ОГ, кг/ч	64

На рисунках 7 и 8 представлено распределение температур, полученное в результате моделирования.

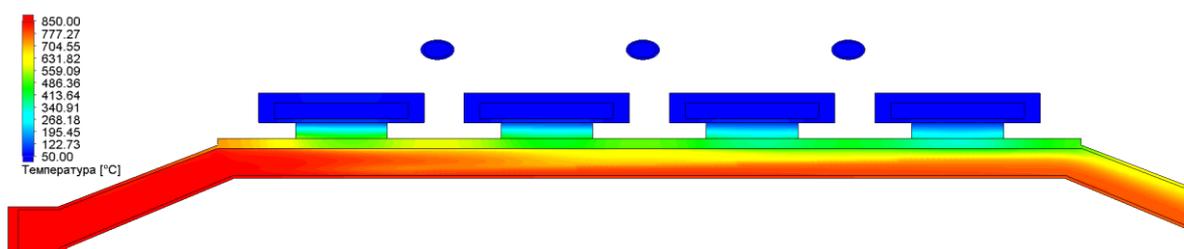


Рисунок 7 – Распределение температур в продольном сечении

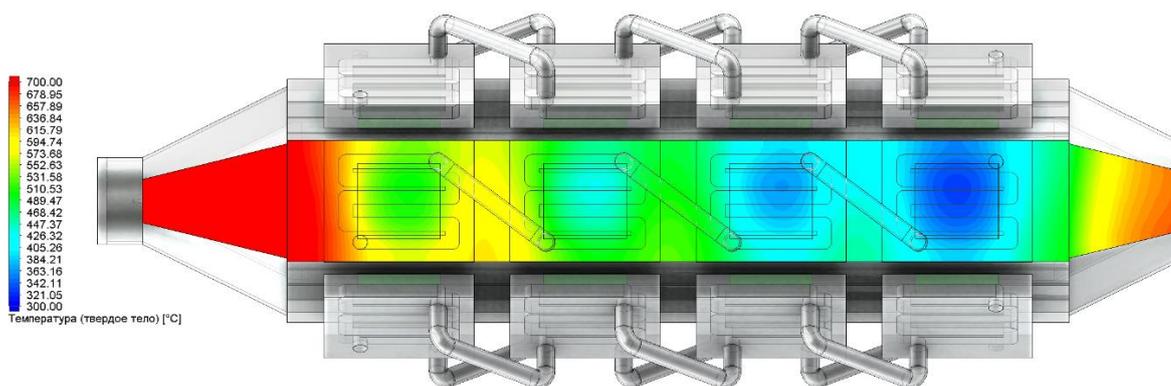


Рисунок 8 – Распределение температур на поверхности

Сравнение проводится по параметрам, которые необходимы для вычисления коэффициентов теплоотдачи (Таблица 5).

Таблица 5 – Результаты моделирования и измерения температур

Наименование	Экспериментальное значение	Расчетное значение	Погрешность
Средняя температура горячей стороны, °С	356	567	59%
Перепад температур, °С	191	239	25%
Температура ОГ на выходе, °С	545	719	32%

По результатам работы делаются следующие выводы:

Сравнение с экспериментом показало, что значения температур, полученных с помощью моделирования методом конечных объемов оказываются выше экспериментальных. Погрешность достигает 59%. Для уменьшения величины погрешностей и достижения большего соответствия между результатами моделирования и экспериментом проведена доработка имитационной конечной модели.

Испытания выявили, что кроме охлаждения за счет теплоотдачи в систему охлаждения ТЭГ, значительная часть тепла также отводится за счет конвективного охлаждения внешних стенок и излучения. Для повышения

точности результатов в имитационную конечно-объемную модель нужно добавить учет этих механизмов теплоотдачи.

Список использованной литературы

- 1 Онищенко Д.О. Улучшение эффективных и экологических показателей дизеля и снижение тепловых нагрузок на его основные детали. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Москва. 2013. 234с.
- 2 Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
- 3 Kumar S., Heister S., Xu X., Salvador J., Meisner G. Thermoelectric generators for automotive waste heat recovery systems. Part 1 – numerical modeling and baseline model analysis // Journal of electronic materials. 2013.
- 4 Liu X., Deng Y., Chen S., Wang W., Xu Y., Su C. A case study on compatibility of automotive exhaust thermoelectric generation system, catalytic converter and muffler // Case studies in thermal engineering. pp. 62-66. 2014.
- 5 Liu X., Deng Y., Chen S., Wang W., Xu Y., Su C. A case study on compatibility of automotive exhaust thermoelectric generation system, catalytic converter and muffler // Case studies in thermal engineering. pp. 62-66. 2014.

- 6 Eder A., linde M. Efficient and dynamic. The BMW Group roadmap for the application of thermoelectric generators //San Diego. 2011.
- 7 Ringler J., Seifert M., Guyotot V., Hubner W. Rankine cycle for waste heat recovery of IC engines./ BMW group of research and technology. 2009.