



Universidade Federal de Pernambuco
Centro de Tecnologia e Geociências
Departamento de Engenharia Mecânica

Curso de Graduação em Engenharia Mecânica

MONOGRAFIA

**Análise da Utilização de Geradores Termoelétricos na
Recuperação de Calor Residual de Exaustão em um Motor
de Combustão Interna**

Marco Antonio Rodrigues de Brito

Recife

2017



Universidade Federal de Pernambuco
Centro de Tecnologia e Geociências
Departamento de Engenharia Mecânica

**ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DE GERADORES TERMOELÉTRICOS NA
RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE EXAUSTÃO EM UM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA**

Marco Antonio Rodrigues de Brito

Trabalho de conclusão de curso apresentado junto à
Universidade Federal de Pernambuco, como parte
dos requisitos para obtenção do título de Bacharel
em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. Marcus Costa de Araújo, D.Sc.

Coorientador:

Jacek Stanislaw Michalewicz, D.Sc.

Recife 2017

Catálogo na fonte
Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

- B862a Brito, Marco Antonio Rodrigues de.
Análise da utilização de geradores termoelétricos na recuperação de calor residual de exaustão em um motor de combustão interna / Marco Antonio Rodrigues de Brito – Recife, 2017.
60 f.: il., fig. tab.
- Orientador: Prof. Marcus Costa de Araújo, D.Sc.
Coorientador: Prof. Jacek Stanislaw Michalewicz, D.Sc.
- TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Engenharia Mecânica, 2017.
Inclui referências.
1. Engenharia Mecânica. 6. Gerador termoelétrico. 3. Recuperação de calor residual. 4. Motor de combustão interna. 5. Modelagem termodinâmica. 6. Gases de exaustão. I. Araújo, Marcus Costa de (Orientador). II. Michalewicz, Jacek Stanislaw. III. Título.

MARCO ANTONIO RODRIGUES DE BRITO

ANÁLISE DA UTILIZAÇÃO DE GERADORES TERMOELÉTRICOS NA RECUPERAÇÃO DE CALOR
RESIDUAL DE EXAUSTÃO EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Trabalho de conclusão de curso submetido ao curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica .

Área de concentração: Engenharia Térmica
Linha de Pesquisa: Recuperação de Calor
Aprovado em: 22/06/2017

Profº. Dr. Marcus Costa de Araújo (Orientador acadêmico)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. Jacek Stanislas Michalewicz (Coorientador acadêmico)
Universidade Federal de Pernambuco

MSc. Carlos Vitor da Silva Sarmiento (Examinador científico externo)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Examinador científico externo)
Universidade Federal de Pernambuco

Dedico este trabalho a minha mãe por todo seu esforço, dedicação e esmero, sem os quais eu nunca teria chegado até aqui.

AGRADECIMENTO

Agradeço ao meus pais, Lúcia Silva e Uiraquitan Brito, pelo suporte financeiro e pela educação que me deram, permitindo que eu alcançasse tudo que alcancei.

Aos amigos que estiveram sempre ao meu lado, prontos para ajudar.

À minha namorada Karoline Pereira por todo seu apoio, inspiração e conselhos, sempre presentes para me manter no caminho certo.

Ao meu orientador Marcus Costa pela sua disposição e auxílio.

E por fim, ao ilustre professor Rabinadrath Baliga, por me agradecer com toda sua sabedoria e ensinamentos sobre as maravilhas da transferência de calor, e ao grande Dr. Ali Ghoreishi Madiseh por me mostrar as coisas fascinantes que eu poderia fazer com elas.

“Meu objetivo é simples. É a compreensão completa do universo, por que ele é assim e por que existe.”

Stephen Hawking, 1985

RESUMO

Os motores utilizados hoje na maioria dos veículos automotivos são conhecidos por terem rendimento particularmente baixo, entre 20 e 35%. Logo, se faz necessário o desenvolvimento de tecnologias que permitam melhorar este desempenho. A recuperação de calor residual é um dos meios mais promissores de alcançar esta melhoria, visto que cerca de 40% da energia do combustível é descartada como calor nos gases de exaustão. Os geradores termoelétricos têm destaque no campo da recuperação de calor, pois permitem converter energia térmica diretamente em energia elétrica. Neste trabalho, uma modelagem termodinâmica de uma unidade de recuperação de calor foi desenvolvida para conceber um sistema simples que possa ser implementado na indústria automotiva. Tal unidade foi projetada para ser acoplada ao sistema de exaustão de um motor de combustão interna, automotivo bicomcombustível, cujos dados foram obtidos através de uma parceria com a FCA – FIAT CHRYSLER Automóveis Brasil, com o objetivo de analisar as vantagens de tal sistema. Os materiais escolhidos para os geradores foram os semicondutores $\text{Yb}_{14}\text{MnSb}_{11}$ (tipo p) e $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ (tipo n) respectivamente. A modelagem foi realizada com o auxílio dos softwares *EES* e *Wolfram Mathematica*, permitindo a simulação do dispositivo e a avaliação de seu desempenho. O sistema consiste na utilização de trocadores de calor compactos que utilizam os gases de exaustão como fonte quente e o fluido de arrefecimento do motor como fonte fria. A análise mostrou que para o caso de máxima potência gerada, apesar do baixo rendimento (5,7%) apontado como principal desvantagem destes geradores, foi obtida uma fonte de energia elétrica de cerca de 2,3 kW, mais alta do que outros estudos presentes na literatura têm obtido. Esta alta potência gerada se deve principalmente às temperaturas dos gases serem bastante elevadas, da ordem dos 900 °C. A energia elétrica gerada poderia ser reaproveitada de diversas maneiras, incluindo em dispositivos elétricos no veículo ou ainda ser redirecionada para alimentar a bateria.

Palavras chave: Gerador termoelétrico. Recuperação de calor residual. Motor de combustão interna. Modelagem termodinâmica. Gases de exaustão.

ABSTRACT

The internal combustion engines used today in automotive vehicles are known for having low efficiencies, between 20 and 35%. Hence, it is necessary to develop technologies that would allow to enhance its performance. Waste heat recovery is one of the most promising ways of achieving that, since 40% of fuel energy is rejected as heat in the exhaust gases. Thermoelectric generators are highlighted in the field of heat recovery for their ability to convert thermal energy directly in electric energy. In this work, a thermodynamical modeling of a heat recovery unit was developed with the goal of conceiving a simple system that could be implemented on the automotive industry. This unit was projected to be coupled to the exhaust system of a bifuel automotive internal combustion engine, which data were obtained from an association with the FCA – Fiat Chrysler Automotives Brasil, aiming to analyze the advantages of such system. The materials chosen to integrate the generators were the semiconductors $\text{Yb}_{14}\text{MnSb}_{11}$ (p-type) e $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ (n-type) respectively. The modeling was made with the aid of the softwares *EES* e *Wolfram Mathematica*, allowing the numerical simulation of the device and the evaluation of its performance. The system is based on the use of compact heat exchangers that use the exhaust gases as a heat source and the engine coolant as a heat sink. The analysis showed that for the maximum generated power case, despite the low efficiency pointed as the worst disadvantage of the thermoelectric generators, a power source of 2.3 kW was achieved, higher than other studies in literature have found. This high power is produced mainly to the very high temperatures involved, of about 900 °C, given that the temperature of the heat source is the most important factor on the performance of such system. The amount of electric energy generated could be recovered and used in many ways, including electronic devices in the vehicle, or even to directly supply the battery.

Key words: Thermoelectric generator. Waste heat recovery. Internal combustion engine. Thermodynamical Modeling. Exhaust gases.

Lista de Figuras

Figura 1 - Corte longitudinal de um motor a ciclo Otto de quatro tempos.	20
Figura 2 - Os quatro tempos de um motor a ciclo Otto.	21
Figura 3 - Diagramas p-v e T-s do ciclo Otto idealizado.	22
Figura 4 - Motor a Ciclo Diesel de quatro tempos.	23
Figura 5 - Diagramas p-v e T-s do ciclo Diesel idealizado.	24
Figura 6 - Trajeto da energia em um veículo a gasolina.	26
Figura 7 - Esquema de um sistema de escape automotivo.	28
Figura 8 - Temperatura de exaustão de um motor a diesel típico a carga total.	29
Figura 9 - Porcentagem de exergia por quantidade de energia descartada nos gases de exaustão.	30
Figura 10 - Exergia nos gases de exaustão e calor convertido em trabalho efetivo.	31
Figura 11- Ciclo combinado Brayton-Rankine.	33
Figura 12 - Esquemática e diagrama T-S de um ciclo Rankine simples.	35
Figura 13 – Esquemática dos eventos que compõem um ciclo de seis tempos.	36
Figura 14 - Esquema de um sistema turbocompressor automotivo.	37
Figura 15 - Esquema básico de um dispositivo de conversão termoelétrica.	38
Figura 16 - Um típico sistema de recuperação de calor baseado em geradores termoelétricos	41
Figura 17 – Fluxograma da Metodologia	42
Figura 18 – Geometria selecionada para a unidade recuperadora de calor.	43
Figura 19 - Esquema de uma célula termoelétrica	49
Figura 20 – Fluxograma com etapas de cálculo do código	53
Figura 21 – Respostas do sistema a variação da resistência externa	56
Figura 22 – Respostas do sistema à variação de temperatura de entrada dos gases.	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros dos trocadores de calor.	44
Tabela 2 - Dados de entrada do software.	45
Tabela 3 - Dados relativos aos materiais termoelétricos	47
Tabela 4 – Resultados da simulação da unidade	54

Lista de Símbolos

Notação	Unidade	Descrição
A	m^2	Superfície do módulo termoeétrico
c_p	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	Calor específico a pressão constante
E	J	Exergia
I	A	Corrente elétrica
h	kJ/kg	Entalpia específica
K	W/K	Condutância térmica
L	m	Altura da perna do semicondutor
m	-	Razão entre resistências elétricas
\dot{m}	Kg/s	Vazão mássica
Nu	-	Número de Nusselt
P	kPa	Pressão
Pr	-	Número de Prandtl
P_{gen}	W	Potência gerada
Q	J	Quantidade de calor
\dot{Q}	W	Taxa de transferência de calor
r	-	Razão de compressão
R	Ω	Resistência elétrica
Re	-	Número de Reynolds
r_c	-	Razão de corte
S	V/K	Coefficiente de Seebeck
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura
V	V	Tensão elétrica
W	J	Trabalho
\dot{W}	W	Potência
ZT	-	Figura de mérito

η	-	Rendimento térmico
κ	W/(K·m)	Condutividade térmica
ρ	$\Omega \cdot m$	Resistividade elétrica
M	N·s/m ²	Viscosidade dinâmica

Sumário

1	Introdução	15
1.1	Delimitação do Problema	16
1.2	Justificativa	16
2	Objetivos	17
2.1	Geral	17
2.2	Específicos:	17
3	Fundamentação Teórica	18
3.1	Motor de Combustão Interna	18
3.1.1	Motor a Ciclo Otto	19
3.1.2	Motor a Ciclo Diesel	23
3.1.3	Perdas de Energia	25
3.1.4	Análise dos Gases de Exaustão	27
3.2	Recuperação de Calor Residual	31
3.2.1	Recuperação de Calor em Motores de Combustão Interna Veiculares	33
3.2.1.1	Recuperação com Ciclo Rankine	34
3.2.1.2	Recuperação com Uso de um Motor de Seis Tempos	36
3.2.1.3	Recuperação com Turbocompressor	37
3.2.1.4	Recuperação com Geradores Termoelétricos	38
4	Metodologia	42
4.1	Pesquisa Bibliográfica	43
4.2	Definição da Geometria da Unidade	43
4.3	Escolha de Parâmetros Físicos e Condições de Contorno	44
4.4	Cálculo Computacional	47
4.4.1	Obtenção da Proporção em Massa dos Gases de Exaustão	47
4.4.2	Modelagem Termodinâmica dos Geradores Termoelétricos	48
4.4.3	Confeção do Código e Simulação da Unidade	51
4.5	Aperfeiçoamento do modelo	52
5	Resultados e Discussão	54
6	Conclusão	58
	Referências	59

1 Introdução

Ao longo da história o homem sempre teve grande necessidade de se locomover, seja para exploração, para promover negócios ou para lazer. Necessidade essa que se intensificou com os avanços da globalização e proporcionou a criação e o desenvolvimento dos meios de transporte que conhecemos atualmente.

Hoje a humanidade é completamente dependente dos meios de transporte para viver, e a grande maioria destes é alimentada com combustíveis fósseis. Karvonen et al. (2016, p. 1) afirmam que “80 milhões de carros são vendidos por ano atualmente, enquanto que 95% destes carros funcionam a base de diesel ou outros tipos de combustíveis fósseis”. Dessa forma há também uma séria dependência dos combustíveis fósseis e de seus derivados.

Isso levanta uma questão ambiental preocupante: os combustíveis fósseis não são renováveis, e um consumo desenfreado pode levar a uma diminuição drástica e até uma possível extinção das reservas destes minerais. Ao mesmo tempo há a questão dos gases estufa. Combustíveis fósseis são inimigos das políticas de defesa ambiental por serem responsáveis por boa parte da emissão dos gases causadores do efeito estufa, como o dióxido de carbono (CO_2) e os óxidos de nitrogênio (NO_x). Além da emissão de outros gases que representam uma série de problemas ambientais, como os óxidos de enxofre (SO_x), causadores da chuva ácida, e o monóxido de carbono que é altamente tóxico.

Visto isso, é de suma importância que sejam constantemente pesquisadas e desenvolvidas novas tecnologias para a redução do consumo destes combustíveis. Um dos principais campos de pesquisa que tem este intuito é a recuperação de calor. Esta pode ser realizada em praticamente qualquer sistema onde ocorre perda de energia em forma de calor.

Os motores de combustão interna são conhecidos por terem rendimento relativamente baixo comparados a outros tipos de sistemas de geração de energia. Apenas cerca de 25% da energia liberada pela combustão é realmente utilizada para fins de mobilidade e acionamento elétrico de acessórios dos automóveis em que é empregado. A maior parte das perdas deste tipo de motor se dá através do sistema de exaustão e do sistema de arrefecimento do motor – cerca de 40% e 30% respectivamente (YANG, 2005). Portanto este é um sistema muito propício ao uso de recuperadores de calor, com objetivo de aumentar a eficiência e consequentemente diminuir o consumo de combustíveis fósseis e a emissão de gases poluentes.

Um dos métodos de recuperação de calor mais promissores atualmente é o uso de geradores termoelétricos, esta potencialidade se dá por serem de simples montagem e uso, e

principalmente pelo potencial relativo à descoberta de materiais que permitam células de conversão termoelétricas com eficiências cada vez maiores.

1.1 Delimitação do Problema

Tendo em vista os argumentos apresentados a seguinte questão é colocada: Quais são os possíveis benefícios trazidos por um sistema de recuperação de calor para motores de combustão interna baseado em geradores termoelétricos?

1.2 Justificativa

Como visto anteriormente os motores de combustão interna estão entre os menos eficientes meios de geração de energia. Sendo que cerca de 70% da energia gerada é descartada diretamente para o ambiente. Logo, seria muito proveitoso desenvolver métodos com os quais fosse possível recuperar parte desta energia perdida. Pois mesmo que existam em desenvolvimento tecnologias que visam criação de motores alimentados por combustíveis não-fósseis, como os motores elétricos ou motores baseados em células de hidrogênio, nenhuma tecnologia é totalmente limpa e inofensiva ao meio ambiente. Mesmo os carros elétricos dependem de outros meios de geração de energia, que podem inclusive ser via usinas termoelétricas alimentadas por combustíveis fósseis.

Por conseguinte, é promissor estudar maneiras de melhorar o desempenho dos motores de combustão interna (MCI), de modo a diminuir o consumo dos combustíveis fósseis. Já que estes representam uma quantidade majoritária na indústria de transportes, e é seguro dizer que continuarão a representar por bastante tempo.

Com relação a escolha dos geradores termoelétricos para o sistema de recuperação, pode-se dizer que estes estão entre as tecnologias mais proeminentes na indústria de reaproveitamento de calor. Pois com o avanço de materiais com maiores coeficientes de Seebeck, será possível desenvolver geradores termoelétricos com eficiências muito altas (KARVONEN et al., 2016). Além de que esta tecnologia ganha certa vantagem na aplicação para carros, principalmente de pequeno porte, já que é realizável construir sistemas relativamente pequenos a serem acoplados nos veículos. Assim evitando adicionar peso extra, em quantidades que penalizem o almejado ganho de rendimento do sistema.

2 Objetivos

Para investigar a questão acima proposta é preciso atingir os seguintes objetivos:

2.1 Geral

Avaliar os ganhos que um sistema de recuperação de calor baseado em geradores termoelétricos traria ao rendimento de um motor de combustão interna, sistema este que pudesse ser utilizado em um veículo automotivo.

2.2 Específicos:

Para atingir o objetivo geral será necessário realizar as seguintes atividades:

- Avaliar as perdas de energia ocorridas nos motores de combustão interna.
- Estudar o funcionamento das unidades de geração termoelétrica.
- Projetar e simular um sistema de recuperação de calor com as células supracitadas, bem como avaliar a energia recuperada.

3 Fundamentação Teórica

3.1 Motor de Combustão Interna

O motor de combustão interna pode ser definido como uma máquina térmica que tem como propósito prover potência mecânica através da transformação da energia química de um combustível. A denominação de combustão interna é dada devido ao fato de que a liberação de energia se dá pela oxidação ou “queima” do combustível dentro do motor. Logo, os fluidos de trabalho são considerados os próprios gases de combustão e de exaustão (HEYWOOD, 1988). Os motores de combustão interna diferem dos chamados de combustão externa, onde a combustão ocorre fora do módulo onde a energia é gerada, e não ocorre mistura entre os fluidos de trabalho e os gases de combustão – como ocorre nos ciclos Rankine em que o calor é absorvido pelo fluido de trabalho na caldeira enquanto o trabalho é realizado na turbina. Devido a características como simplicidade e alta razão potência fornecida/peso, o motor de combustão interna tornou-se amplamente utilizado para fins de transporte – tanto em terra, mar ou ar. Ademais ainda é bastante utilizado também em plantas de geração de energia elétrica, normalmente na forma de usinas com ciclo combinado, em Grupos Moto-Geradores, e ainda em máquinas onde pequenos motores são necessários, como cortadores de grama e motosserras.

Existem várias maneiras de classificar motores de combustão interna, a primeira é em função do ciclo termodinâmico que eles utilizam para gerar energia, a segunda é em função do tipo de movimento realizado. Apesar de ser comumente utilizada para designar os motores a ciclo Otto e Diesel a denominação motor de combustão interna se refere a vários ciclos como Otto, Diesel, Brayton, Lenoir, Atkinson e Miller e outros. Destes, o Brayton e o Lenoir são utilizados em turbinas a gás e em motores de pulso a jato. Já segundo o tipo de movimento, os motores são classificados em rotativos ou alternativos. Entretanto no escopo deste trabalho serão tratados apenas os motores a ciclo Otto e Diesel, pois estes são os tipos de motores alternativos mais amplamente utilizados em automóveis de passeio. Os motores a ciclo Otto e os a ciclo Diesel tem um funcionamento bastante similar, contendo uma principal diferença: Enquanto a ignição da mistura ar-combustível é feita por uma fagulha no primeiro, no segundo a ignição é feita por compressão. Ambos os tipos de motores têm ainda uma subclassificação em relação ao número de cursos do pistão por ciclo do motor, podendo ser de dois tempos (dois cursos do pistão por ciclo), quatro tempos (quatro cursos do pistão por ciclo) ou até seis tempos

(seis cursos do pistão por ciclo), este último tendo sido desenvolvido recentemente como uma tentativa de melhorar o desempenho do de quatro tempos.

Os primeiros motores comerciais de combustão interna foram desenvolvidos por volta dos anos 1860 e eram chamados de motores atmosféricos, entretanto este modelo rudimentar não utilizava compressão antes da combustão, o que resultava em uma eficiência de no máximo 5% (PULKRABEK, 1997). Foi apenas em 1867 que Nicolaus A. Otto e Eugen Langen desenvolveram o primeiro motor que utilizava compressão para potencializar a geração de trabalho, este ciclo de dois tempos foi o precursor do motor de combustão interna conhecido hoje. O protótipo, no entanto, apresentava ainda eficiência muito baixa e era grande demais. Otto previu que um modelo melhorado do seu motor para sobrepujar as adversidades existentes deveria ter quatro tempos (HEYWOOD, 1988). Foi só próximo ao fim dos anos 1870 que sua proposta de um motor mais eficiente foi produzida. Este último protótipo era muito parecido com o que nós temos hoje na maioria dos automóveis modernos e a Otto foi dado o crédito pela sua invenção.

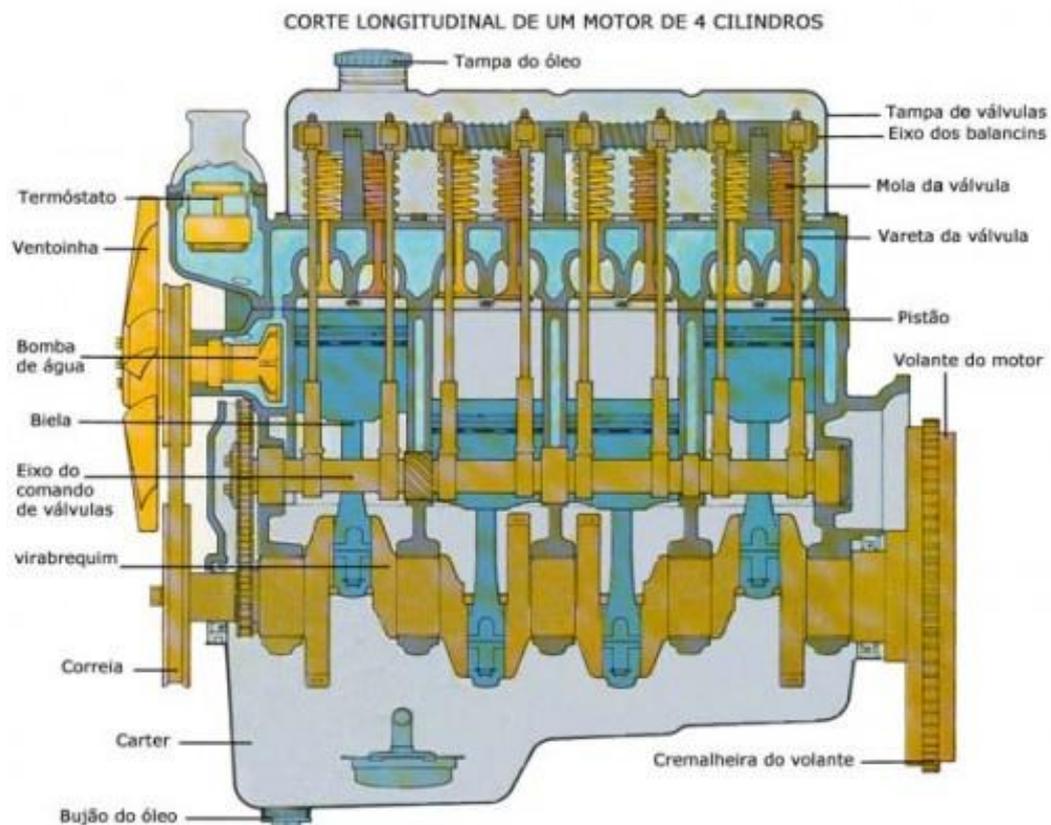
Mais de vinte anos depois, Rudolf Diesel registrou a patente de um motor em que o combustível era injetado em uma câmara contendo ar aquecido por compressão, isso veio a permitir maiores taxas de compressão e conseqüentemente uma maior eficiência do que os outros modelos existentes, este veio a ser conhecido por motor a ciclo Diesel (HEYWOOD, 1988).

3.1.1 Motor a Ciclo Otto

Tanto o motor a ciclo Otto quanto o a ciclo Diesel são motores alternativos, onde a energia da combustão empurra um pistão ligado a um mecanismo de biela-manivela, que gira uma árvore de manivelas – conhecida por virabrequim – tal estrutura pode ser vista na Figura 1. A rotação desta árvore é então transferida às rodas através do sistema de transmissão. A maioria dos motores alternativos utilizados em automóveis funciona baseado no chamado ciclo de 4 tempos.

No ciclo Otto podemos definir os quatro tempos de atuação do motor como admissão, compressão, explosão (ou expansão) e expulsão. Como é detalhado a seguir.

Figura 1 - Corte longitudinal de um motor a ciclo Otto de quatro tempos.



Fonte: centroautomotivo.com/motor

- 1º Tempo: Admissão

Nesta etapa o pistão se desloca para baixo até a posição mais baixa, chamada ponto morto inferior (PMI), enquanto a válvula de admissão abre-se permitindo a entrada de uma nova carga da mistura de combustão formada por ar e combustível.

- 2º Tempo: Compressão

Com ambas as válvulas fechadas o pistão sobe até a posição mais alta, chamada ponto morto superior (PMS), realizando trabalho que comprime a mistura ar-combustível e aumenta sua temperatura

- 3º Tempo: “Explosão”

Nesta etapa as válvulas permanecem fechadas. A mistura combustível comprimida é então inflamada por uma faísca entregue pela vela, fazendo com que a mistura se expanda e empurre o pistão para baixo novamente até o PMI. Esta é a fase responsável pela

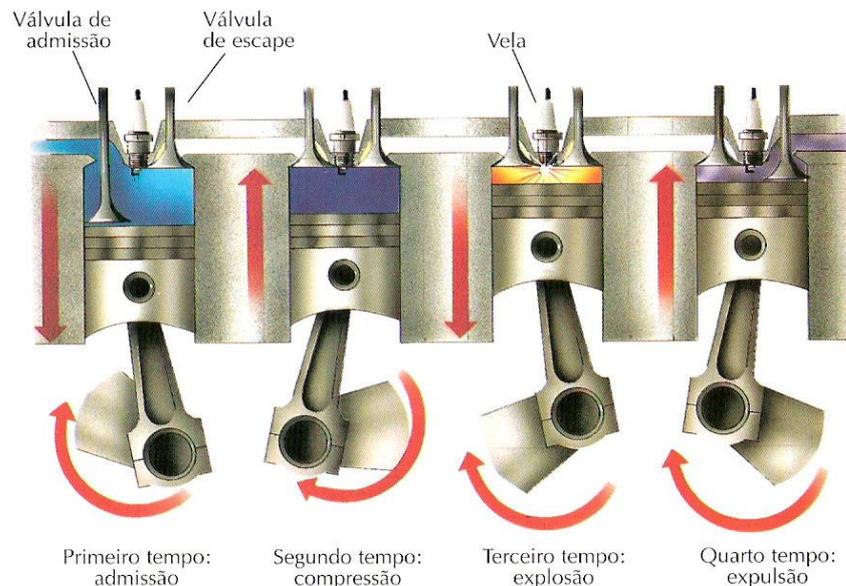
realização de trabalho. Uma parte da energia da combustão se perde sendo transferida para o bloco do motor e para o próprio pistão. O termo explosão é uma denominação imprecisa, já que o que realmente ocorre é uma combustão controlada do combustível.

- 4º Tempo: Expulsão

Aqui a válvula de escape abre-se e o pistão sobe novamente expulsando os gases resultantes do processo de combustão – que se encontram a altas temperaturas – os quais são direcionados ao sistema de exaustão para serem tratados e descartados no ambiente.

Os tempos descritos acima estão representados na Figura 2.

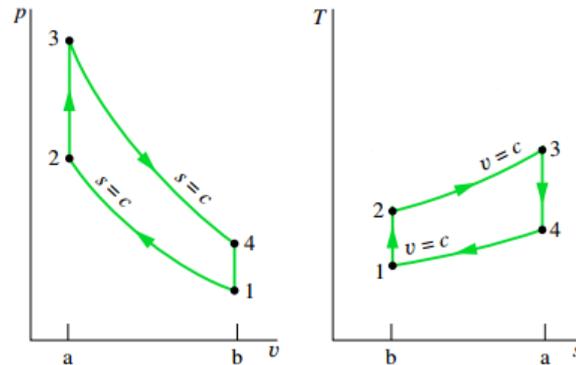
Figura 2 - Os quatro tempos de um motor a ciclo Otto.



Fonte: edsolique.com

Para análises termodinâmicas, o ciclo Otto é comumente considerado como uma sequência de quatro processos internamente reversíveis em série, sendo eles: uma compressão isentrópica (na etapa de compressão), uma troca de calor a volume constante (representando a combustão), uma expansão isentrópica (na etapa de expansão) e outra troca de calor a volume constante, representando a exaustão e a admissão (Moran e Shapiro, 2006), como pode ser observado nos diagramas da Figura 3 .

Figura 3 - Diagramas p-v e T-s do ciclo Otto idealizado.



Fonte: Modificado de Moran e Shapiro (2006).

Vê-se que o sistema trabalha com dois volumes apenas – visto que os processos 2-3 e 4-1 são isovolumétricos, estes são o volume do cilindro quando o pistão se encontra no ponto morto superior e no ponto morto inferior, respectivamente. Estes volumes são características muito importantes do ciclo, mais precisamente a razão deles ($r = V_1/V_2$), pois a quantidade de trabalho líquido está diretamente relacionada a essa razão. Assim o rendimento (representado por trabalho gerado/energia cedida) de um ciclo Otto pode ser dado por:

$$\eta = \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (1)$$

Onde T_i representa a energia interna do fluido nos pontos especificados. Avaliando rapidamente o ciclo com algumas considerações (gases assumidos como ideais e com c_p e c_v constantes) tem-se:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = r^{k-1} \quad (2)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \quad (3)$$

Substituindo na igualdade a direita de (1):

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (4)$$

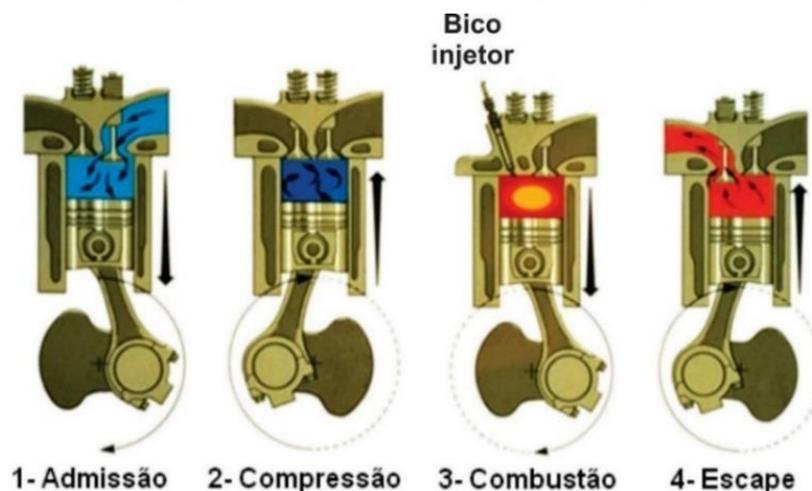
Onde $k = c_p/c_v$. Percebe-se então que a eficiência é uma função da razão de compressão r e do parâmetro k , e que quanto maior for r , maior será a eficiência do ciclo. Contudo a razão de compressão não pode ser aumentada indefinidamente em busca de uma maior eficiência, pois se for alta demais haverá risco de autoignição da mistura combustível, isto limita os valores utilizáveis para 8:1 a 12:1 no máximo. Devido a isto foi desenvolvido o motor a ciclo Diesel. O ciclo Otto requer ainda que o combustível utilizado contenha baixos pontos de fulgor para que a condição de ignição por fagulha seja alcançada na operação de maneira correta, por isso combustíveis mais refinados como o álcool e a gasolina precisam ser utilizados.

3.1.2 Motor a Ciclo Diesel

O motor a Ciclo Diesel é classificado como um motor de ignição por compressão. O seu tipo normalmente utilizado em automóveis de passeio contém também quatro tempos, e seu funcionamento é bem semelhante ao do motor a ciclo Otto, contendo apenas algumas diferenças básicas.

Na etapa de admissão é apenas ar que adentra o cilindro, e não uma mistura ar-combustível. Este ar é então comprimido sozinho na etapa de compressão, a taxas muito maiores do que no ciclo Otto. Tamaña compressão aquece o ar até temperaturas maiores do que o ponto de autoignição do combustível. Neste ponto um bico injetor introduz o combustível fazendo com que ocorra uma combustão espontânea na etapa de “explosão”. Finalmente a combustão faz a mistura ar-combustível se expandir empurrando o pistão. As etapas podem ser vistas no esquema da Figura 4.

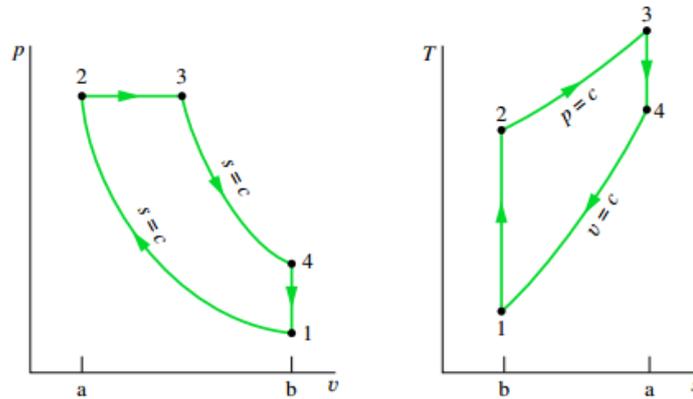
Figura 4 - Motor a Ciclo Diesel de quatro tempos.



As altas taxas de compressão do ciclo Diesel permitem uma maior eficiência em relação ao ciclo Otto, e ainda permitem combustíveis com temperaturas de ignição mais altas diferentes dos combustíveis voláteis necessários no ciclo Otto (MORAN e SHAPIRO, 2006), entretanto o motor precisa ser mais robusto para resistir aos maiores esforços de compressão e de expansão.

O ciclo Diesel idealizado pode ser considerado como composto de: uma compressão isentrópica, uma troca de calor a pressão constante (representando a injeção de combustível seguida da combustão), uma expansão isentrópica e uma troca de calor a volume constante (representando a exaustão e a admissão). O comportamento do ciclo ideal pode ser visualizado na Figura 5 (MORAN e SHAPIRO, 2006).

Figura 5 - Diagramas p-v e T-s do ciclo Diesel idealizado.



Fonte: Modificado de Moran e Shapiro (2006)

O ciclo Diesel tem então três volumes característicos: V_1 , V_2 e V_3 . Logo, além da razão de compressão ($r = V_1/V_2$), há também a razão de corte ($r_c = V_3/V_2$) e V_4/V_3 pode ser expresso por r/r_c , todos importantes na determinação do trabalho gerado. Tem-se para o rendimento então:

$$\eta = \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{m c_v (T_4 - T_1)}{m c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{k T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (5)$$

Novamente com uma rápida análise com considerações de c_p e c_v constantes tem-se:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = r^{k-1} \quad (6)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{r_c}{r}\right)^{k-1} \quad (7)$$

Substituindo em (5):

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (8)$$

Que mostra novamente uma relação inversa com a razão de compressão.

3.1.3 Perdas de Energia

Os modelos derivados anteriormente para os motores alternativos foram desenvolvidos com o uso de várias suposições e hipóteses, logo, eles não podem ser utilizados para análises quantitativas sobre motores reais. Isto pode ser observado, por exemplo, se a Eq. (4) for utilizada para calcular o rendimento de um motor a ciclo Otto comercial que tem $r = 8$, considerando $k = 1,4$.

$$\eta = 1 - \frac{1}{8^{1,4-1}} = 56,47\% \quad (9)$$

Saidur et al. (2012) dizem que “Apenas 12 a 25% da energia disponível no combustível será usada para mover as rodas e para o funcionamento de outros acessórios do carro”, como o alternador que carrega a bateria e o compressor do sistema de ar condicionado. Este valor destoa bastante do encontrado acima. O modelo se afasta do real por vários motivos: a consideração de que as propriedades são constantes com a temperatura, irreversibilidades relativas aos gradientes de pressão, perdas de calor, o processo de combustão (que ocorre na realidade ao invés de uma troca de calor a volume constante) pode ser incompleto, e há ainda perdas de cargas nos escoamentos das válvulas (BORGNAKKE et al., 2009). No motor real há uma grande quantidade de perdas de energia, dadas principalmente por perdas na forma de calor cedido ao bloco do motor e ao pistão durante a combustão e a expansão, além das perdas por atrito nos pistões. Um rendimento mais realístico pode ser calculado segundo Heywood (1988), utilizando a equação:

$$\eta = \frac{1}{CEC \times PCI} \quad (10)$$

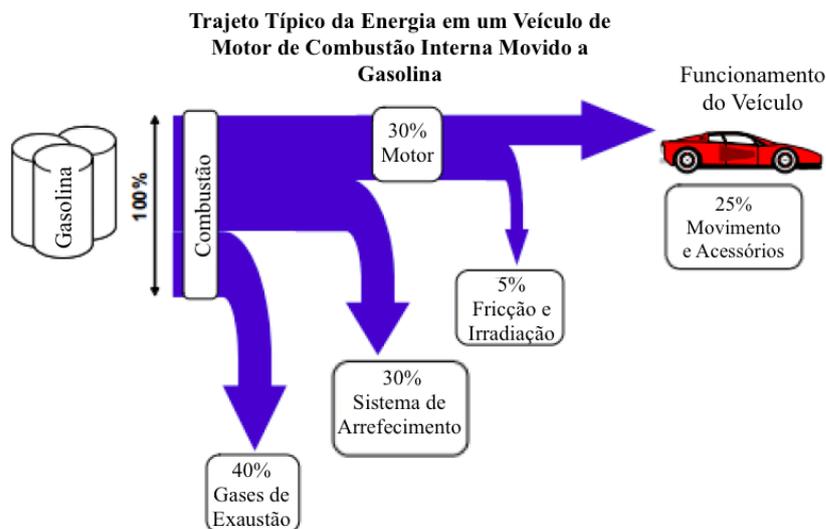
Onde PCI representa o poder calorífico do combustível e CEC representa o consumo específico de combustível, dado por:

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}} \quad (11)$$

Em que \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível e \dot{W} representa a potência desenvolvida pelo eixo do motor.

Estas perdas fazem com que os motores de combustão interna (principalmente os a ciclo Otto que têm um rendimento menor) estejam entre os menos eficientes meios de geração de energia. Logo, é de suma importância que sejam desenvolvidas novas tecnologias que visem aumentar o rendimento térmico dos motores de combustão interna de automóveis, já que estes representam uma grande parcela do uso de energia da sociedade, e só no Brasil este valor representa 32,5% de todo o uso de energia no país (BRASIL, 2016). Uma representação do trajeto da energia do combustível em um motor está representada na Figura 6.

Figura 6 - Trajeto da energia em um veículo a gasolina.



Fonte: Modificado de Yang (2005)

Como pode ser visto na Figura 6, de toda a energia cedida pelo combustível em um motor comum a ciclo Otto, operando com gasolina, estima-se que cerca de 40% desta energia

seja descartada nos gases de exaustão expelidos a altas temperaturas. Outros 30% são perdidos em forma de calor para o bloco do motor e conseqüentemente transferidos para o líquido refrigerante no sistema de arrefecimento e em seguida para o ambiente, e mais 5% são perdidos por fricção e irradiação, resultado assim no valor anteriormente mencionado de no máximo 25% para o movimento e acessórios.

Com isto pode-se perceber como há potencial para melhoria no desempenho de um motor de combustão interna partindo da recuperação das parcelas perdidas de energia, seja recuperação da energia em forma de calor e pressão dos gases de exaustão ou apenas em forma de calor no fluido do sistema de arrefecimento. Neste trabalho o foco incidirá sobre os gases de exaustão.

3.1.4 Análise dos Gases de Exaustão

Após a combustão ocorrer no interior da câmara do MCI, e os gases em alta pressão resultantes do processo serem utilizados para imprimir movimento ao pistão, estes precisam ser expelidos. O processo de expulsão pode ser dividido em duas partes, na primeira *Blowdown*¹, a válvula de escape começa a abrir-se, a pressão no cilindro ainda é cerca de 4 a 5 atm e a temperatura dos gases é cerca de 700 °C, devido a pressão elevada o gás tende a escapar pela válvula seguindo para o sistema de exaustão (PULKRABEK, 1997), na segunda conhecida por *Exhaust Stroke*², o pistão começa a mover-se novamente empurrando o restante dos gases que restaram na câmara, este processo precisa acontecer rapidamente para que uma nova carga de mistura ar-combustível seja recebida pela câmara. Os gases são expelidos contendo altas quantidades de energia resultantes do processo de combustão, esta energia se manifesta nas formas de temperatura, pressão e até ruído. Estes são enviados ao sistema de exaustão que os trata de modo a diminuir os impactos de seu descarte no meio ambiente.

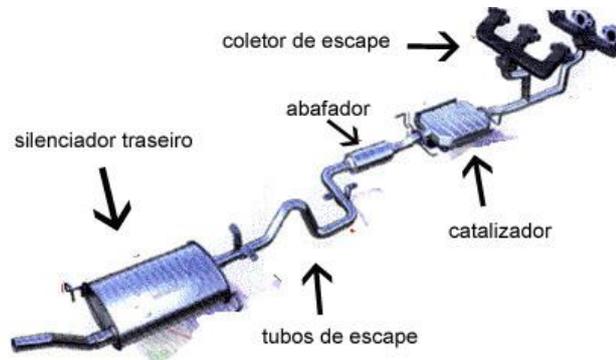
Fazem parte do sistema de exaustão o coletor, o conversor catalítico, os tubos, os silenciadores (abafadores) e a ponteira. Os Gases são recolhidos pelo coletor, que é ligado diretamente no motor do carro, e por isso precisa resistir a altas temperaturas. Em seguida estes passam pelo catalisador (conversor catalítico) que faz com que os componentes de uma combustão incompleta reajam, formando N₂, CO₂ e H₂O. Por fim os gases vão para os silenciadores, o dianteiro (ou abafador) que absorve uma parte dos ruídos e o traseiro (ou ressonador) que funciona como uma caixa de ressonância, assim diminuindo os ruídos

¹ Purga.

² Etapa de exaustão.

produzidos pelo motor, para então serem expelidos pelas ponteiras. Uma representação do sistema de exaustão automotiva pode ser vista na Figura 7.

Figura 7 - Esquema de um sistema de escape automotivo.



Fonte: assimquefaz.com/adm/ckfinder/

Chamas e Clodic (2005) afirmam que “em um típico motor a gasolina de 2 litros 21% da energia do combustível é descartada junto com os gases de exaustão em condições normais de carga e velocidade. Isto aumenta para 44% em condições de pico”, energia que é manifestada principalmente na forma de calor. Essa perda se dá pela incapacidade do sistema de transferir toda a energia do combustível ao processo de expansão, fazendo com que uma parte dela seja usada para elevar a temperatura da mistura de gases.

Pulkrabek (1997) aponta que ao longo da expulsão, quando o gás flui do cilindro para o sistema de exaustão, uma queda de pressão ocorre e, por conseguinte, uma queda de temperatura correspondente devido ao resfriamento por expansão. Um modelo utilizado com frequência para calcular a temperatura para o sistema de exaustão é a relação entre temperatura e pressão para a expansão isentrópica de um gás ideal:

$$T_{ex} = T_{EVO} \left(\frac{P_{ex}}{P_{EVO}} \right)^{(k-1)/k} \quad (12)$$

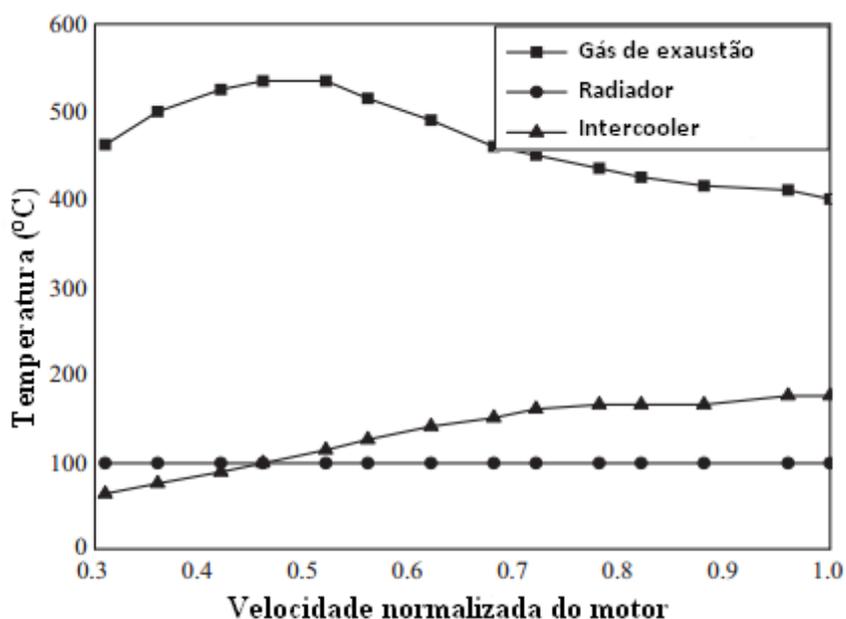
Onde T_{ex} e P_{ex} são a temperatura e a pressão de exaustão e T_{EVO} , P_{EVO} são a temperatura e a pressão do cilindro quando a válvula de exaustão se abre.

Todavia os gases resultantes do processo de combustão não têm um comportamento ideal e o processo também não é isentrópico devido às diversas irreversibilidades, perdas devido ao calor e ao estrangulamento do fluxo. Ainda assim a Eq. (12) permite que seja alcançada uma boa aproximação para a temperatura entrando no sistema de exaustão (PULKRABEK,

1997). Porém, a pressão e temperatura dos gases não será uniforme, pois para a porção de gases que é expelida primeiro, a pressão é maior e conseqüentemente a temperatura. A Eq. (12) dará a temperatura da porção final de gases a serem ejetados, a porção inicial dos gases entretanto, terá uma temperatura superior já que esta terá uma grande energia cinética que será rapidamente dissipada e convertida em calor.

Segundo Wang et al. (2011) as temperaturas dos gases de exaustão de motores a ciclo Otto podem ir de cerca de 500 até 900 °C, com uma faixa mais comum sendo entre 600 e 700°C. Já nos veículos de porte pesado que normalmente utilizam motores a Diesel as temperaturas costumam ir de 500 a 650 °C. Segundo Chamas e Clodic (2005) encontrou-se após análises das características de um motor a combustão por fagulha de 4 cilindros que o calor desperdiçado nos gases pode variar de 4,6 a 120kW dependendo das condições de operação do veículo, enquanto que no fluido de arrefecimento do motor – outra das principais meios por onde se perde energia – estes valores podem ir de 9 a 48kW. As temperaturas máximas atingidas foram 900 °C nos gases e 100 °C na água usada para arrefecimento.

Figura 8 - Temperatura de exaustão de um motor a diesel típico a carga total.



Fonte: Modificado de Wang et al. (2011)

A Figura 8 mostra a temperatura de exaustão de um típico motor a Diesel operando a carga máxima em diversas velocidades de rotação do motor. Percebe-se que apesar de a tendência geral ser o aumento da temperatura para maiores cargas e velocidades, os parâmetros ótimos de operação variam com as condições de carga sob as quais o motor opera.

Apesar de existir uma grande quantidade de energia sendo desperdiçada na corrente de gases exauridos pelo motor, nem toda essa energia é útil para gerar trabalho. Assim, torna-se interessante averiguar a relação exergia/energia disponível no fluxo de gases. Uma definição simplificada de exergia dada por Moran e Shapiro (2006) alega que a exergia é o máximo trabalho teórico que se pode obter de um sistema onde se leva em conta o sistema em estudo e o ambiente ao seu redor enquanto o sistema passa de seu estado atual para o estado de energia mínima interagindo apenas com o ambiente. Neste caso, pode-se entender por exergia do sistema a porção da energia contida nos gases capaz de realizar algum tipo de trabalho.

A porcentagem ideal de exergia nos gases de exaustão pode ser calculada por:

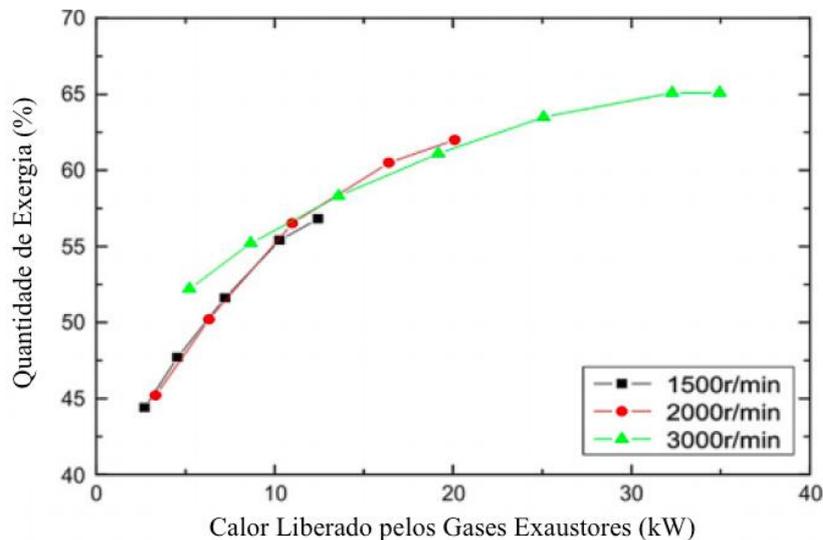
$$\eta_Q = E_{x,Q}/Q = 1 - T_0/T \quad (13)$$

Em que T_0 é a temperatura média ambiente.

He et al. (2011) realizaram um experimento para medição de diversos parâmetros relativos a energia desperdiçada em um motor a gasolina de 1.3L (funcionando em regime permanente) utilizado no automóvel TOYOTA 8A-FE. Os valores encontrados para porcentagem de exergia podem ser vistos nos gráficos a seguir. Para o cálculo da porcentagem de exergia utilizou-se uma temperatura ambiente $T_0 = 30^\circ\text{C}$.

Vê-se no gráfico da Figura 9 que à medida que aumenta a energia liberada (e consequentemente a temperatura) aumenta também a porcentagem de exergia existente no fluxo dos gases de exaustão.

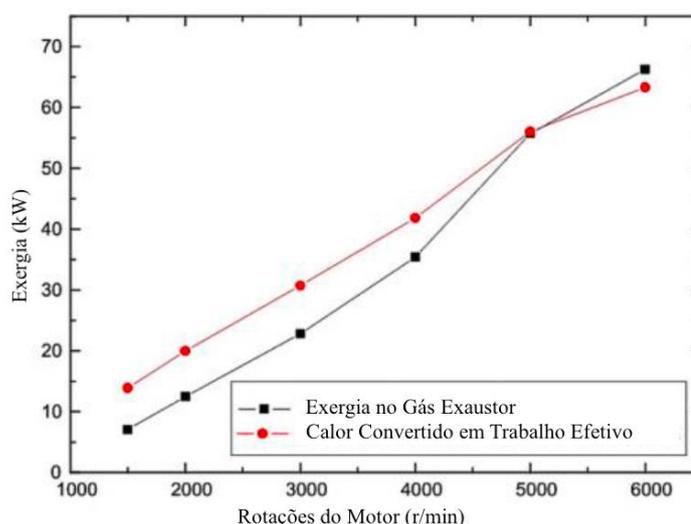
Figura 9 - Porcentagem de exergia por quantidade de energia descartada nos gases de exaustão.



Fonte: Modificado de He et al. (2011).

Já o gráfico na Figura 10 mostra que para rotações do motor bastante elevadas a exergia presente nos gases excede até mesmo a quantidade de calor da combustão convertida em trabalho efetivo (que é utilizado para mover o veículo). Assim pode-se observar o potencial real existente para o uso de técnicas de recuperação de calor em motores de combustão interna veiculares.

Figura 10 - Exergia nos gases de exaustão e calor convertido em trabalho efetivo.



Fonte: Modificado de He et al. (2011)

3.2 Recuperação de Calor Residual

Calor Residual é o aquecimento não utilizado gerado em um processo de combustão ou qualquer outra reação química ou processo térmico que é então descartado no meio-ambiente (TCHANCHE et al., 2011). O processo de combustão é utilizado para gerar energia em forma de calor em uma variedade de procedimentos, principalmente nos ciclos de geração de energia. Como visto anteriormente os gases de exaustão da combustão são eliminados a altas temperaturas, pois contém calor residual do processo, o que diminui o rendimento térmico do ciclo. Quanto maior a temperatura dos Gases de exaustão de um sistema, maior será a energia descartada e conseqüentemente menor o rendimento térmico do ciclo. Roy et al. (2010) estima que a energia rejeitada nos gases de exaustão de plantas térmicas constitui até 55% da energia existente no combustível. Logo, torna-se imprescindível a necessidade do desenvolvimento e evolução de tecnologias que possam capturar e reciclar esta energia residual.

A recuperação pode ser direta ou indireta. A primeira ocorre quando a troca de energia é feita diretamente entre a fonte de calor residual e o fluido a ser aquecido, em um único

permutador sem o uso de fluidos intermediários, já a segunda ocorre quando o calor é primeiro transferido a um fluido intermediário, que é então direcionado ao sistema que necessita da fonte quente. Pode-se ainda classificar a fonte de calor residual em três categorias: baixa – até 230 °C, média – de 230 °C a 650 °C – e alta – acima de 650 °C, (TCHANCHE et al., 2011).

A recuperação de calor residual pode ser aplicada não apenas em sistemas de geração de energia, mas em qualquer sistema em que haja combustão – como fornos industriais utilizados na indústria siderúrgica. Vale ainda lembrar que a energia em forma de calor liberada para o meio ambiente caracteriza poluição térmica, podendo causar nele efeitos danosos. Isto distingue então mais uma vantagem da recuperação de calor, já que com o seu uso a poluição térmica seria diminuída – é importante lembrar que a redução deste tipo de poluição é uma exigência de órgãos ambientais a alguns tipos de indústrias.

Um dos principais meios de recuperação de calor residual é através de um ciclo combinado. Nele dois ciclos termodinâmicos são combinados em série para melhorar o rendimento térmico do sistema. Podem ser combinados tanto ciclos de geração de potência, como de refrigeração (BORGNAKKE et al., 2009).

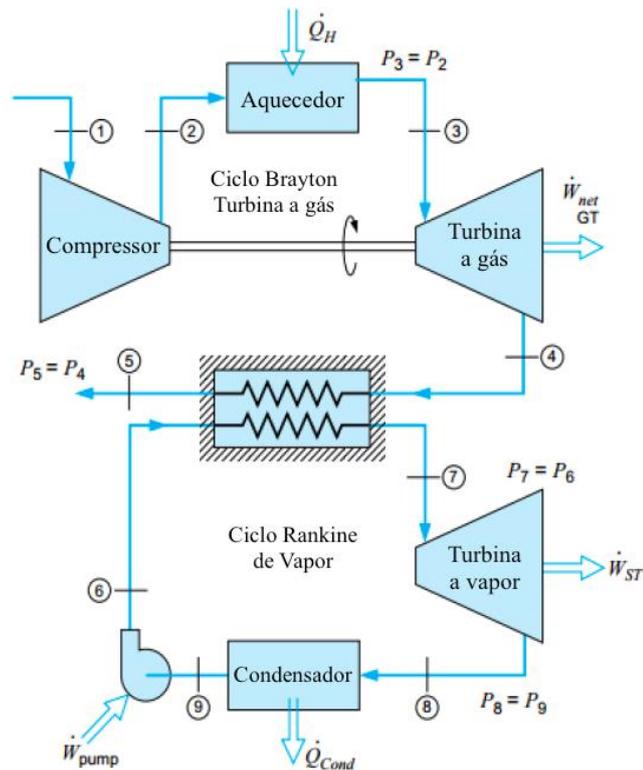
Um exemplo bastante aplicado deste tipo de ciclo é a combinação Brayton-Rankine, um esquema básico deste pode ser vista na Figura 11.

Neste tipo de ciclo o calor residual dos gases de exaustão da turbina a gás do ciclo Brayton é aproveitado como fonte quente para aquecer o vapor d'água (ou de outro fluido de trabalho) no ciclo Rankine, assim aumentando consideravelmente o rendimento térmico do sistema geral. Neste caso é dito que o ciclo a vapor age com um ciclo *Bottoming* do ciclo a gás.

O calor residual pode ainda ser aproveitado para cogeração (geração simultânea de diferentes tipos de energia), como no exemplo de um ciclo combinado Brayton-Refrigeração por absorção, no qual o resfriamento dos gases de exaustão da turbina a gás serve como fonte de calor para o gerador do ciclo de refrigeração por absorção. Este ciclo permite a geração de energia na forma de potência mecânica e de energia térmica na forma de frio, resultando em um aumento considerável do rendimento térmico do sistema.

Há ainda uma série de outras técnicas que têm sido desenvolvidas para diversos outros métodos de recuperação de calor, isto inclui “vários tipos de trocadores de calor (recuperadores, regeneradores, pré-aquecedores de ar, economizadores, tubos de calor), bombas de calor e conversores termoelétricos [...]” (TCHANCHE et al., 2011, p. 11), entre outros.

Figura 11- Ciclo combinado Brayton-Rankine.



Fonte: Modificado de Borgnakke et al. (2009).

3.2.1 Recuperação de Calor em Motores de Combustão Interna Veiculares

Vista o potencial da aplicação da recuperação de calor para aproveitamento de energia em gases de exaustão, torna-se bastante atrativa a ideia de que tais sistemas sejam utilizados em motores de combustão interna veiculares, já que estes motores apresentam rendimento consideravelmente baixo como visto anteriormente. A grande quantidade de energia expelida em forma de calor na corrente de gases exauridos pelos MCI poderia ser potencialmente recuperada para incrementar a potência mecânica do motor (SAIDUR et al., 2012) ou ainda para gerar energia elétrica auxiliar que alimentaria os componentes elétricos do automóvel.

Com um maior aproveitamento energético, obter-se-ia uma série de benefícios em relação aos motores de combustão interna. Como consequência do aumento de rendimento térmico haveria necessidade de uma quantidade menor de combustível, levando a uma diminuição de consumo e logo, da dependência de combustíveis fósseis, produzindo assim menos emissões de gases poluentes (SAIDUR et al., 2012). Seria possível ainda ter motores menores para gerar a mesma potência, levando a uma grande redução de custos de produção.

A recuperação de calor no MCI veicular pode ser feita em dois pontos, aproveitando calor dos gases de exaustão ou do fluido de arrefecimento do motor. O sistema de exaustão, no

entanto, recebe mais atenção dos estudiosos por lidar com temperaturas mais elevadas que facilitam a troca de calor. Logo, aqui estudar-se-á apenas a recuperação através dos gases liberados pelo sistema de exaustão.

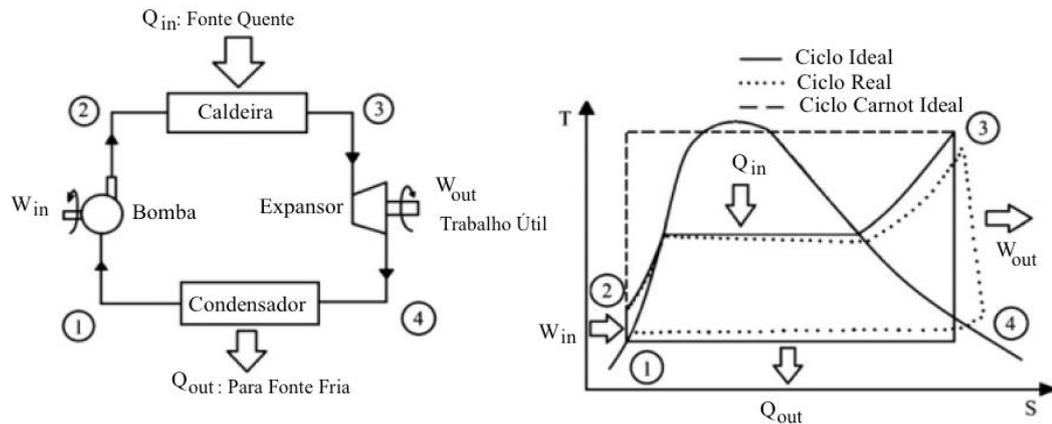
Recentemente grande atenção tem sido dada ao ramo de recuperação de calor veicular, levando a pesquisas significantes em várias tecnologias para este fim. Uma consideração importante dos métodos de recuperação para uso veicular é que estes devem atender a requisitos para poderem ser viáveis na indústria automotiva: devem ser compactos – pois não podem interferir na aerodinâmica do carro – e não podem ser muito pesados – para que os ganhos de potência não sejam sacrificados para locomover o próprio sistema de recuperação. Além disto devem ser economicamente plausíveis de modo que a redução de custos seja maior do que os gastos com implementação. Deve-se levar em conta ainda a inconstância dos parâmetros relacionados, já que a demanda energética no motor e conseqüentemente o calor disponível variam com o tempo. Isso pode fazer com que o sistema saia de sua faixa de operação, é necessário então que ele seja monitorado e controlado ou tenha uma faixa de operação bastante larga.

Das técnicas de recuperação de calor aplicáveis a motores de combustão interna veicular, as principais podem ser consideradas as seguintes: recuperação por ciclo Rankine, por conversores termoelétricos e por sistemas turbocompressores, este último já estando presente na indústria automotiva há muitas décadas (KARVONEN et al., 2016). Outra tecnologia significativa neste ramo é o chamado “motor de seis tempos”, este conceito foi concebido há bastante tempo, mas só recentemente ganhou atenção dos acadêmicos e encontra-se como tema de diversas pesquisas em estágios iniciais de desenvolvimento.

3.2.1.1 Recuperação com Ciclo Rankine

O ciclo Rankine é um dos mais comumente utilizados em sistemas de geração de potência. Ele representa o modelo de planta de geração de energia a vapor mais simples existente e pode ser idealizado por quatro processos básicos: Bombeamento isentrópico adiabático por uma bomba hidráulica; Transferência de calor a pressão constante em um evaporador; Expansão adiabática isentrópica em uma turbina ou outro atuador primário e transferência de calor a pressão constante no condensador (BORGNAKKE et al., 2009). A representação básica do ciclo Rankine e seu diagrama T-S podem ser observados na Figura 12.

Figura 12 - Esquemática e diagrama T-S de um ciclo Rankine simples.



Fonte: Modificado de Saidur et al. (2012).

Seu rendimento pode ser calculado por:

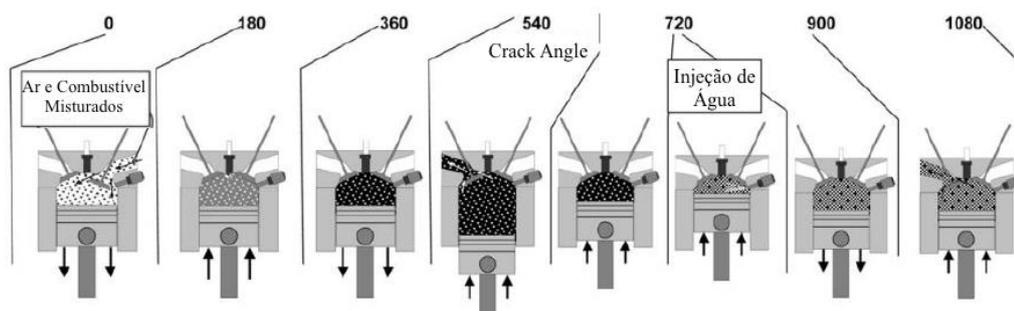
$$\eta = \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_4)} \quad (14)$$

Em um ciclo Rankine para recuperação de calor automotiva o evaporador/caldeira é usualmente um trocador de calor que absorve calor dos gases de exaustão do motor e que trabalha a um nível constante de pressão de vapor. O rendimento do ciclo, entretanto, depende da escolha do fluido e das condições de operação (SAIDUR et al., 2011). No caso de recuperação nos MCI as temperaturas são muito baixas para que um rendimento satisfatório seja obtido com água como fluido. Isto tem levado a uma série de pesquisas com ciclos Rankine que utilizam fluidos orgânicos, mostrando bons resultados. Um ciclo Rankine orgânico usa normalmente fluidos orgânicos isentrópicos, que não precisam ser superaquecidos para atingir um maior rendimento de recuperação (como a água precisa). Entretanto, muitos estudos ainda devem ser feitos já que os ciclos Rankine implicam no acoplamento de uma série de elementos extras de grandes dimensões no carro, sendo mais viável para veículos de grande porte (que normalmente utilizam motores a Diesel), além de que os sistemas apresentados em estudos recentes são mais complexos do que o mostrado na Figura 12 e incluem equipamentos extras e custos adicionais, principalmente no desenvolvimento de elementos mais compactos e mais leves que compensem o seu próprio peso com ganhos em energia. É importante acrescentar ainda que os fluidos orgânicos normalmente são tóxicos e de alto impacto ambiental, exigindo cuidados extras de manipulação e descarte (WANG et al., 2011).

3.2.1.2 Recuperação com Uso de um Motor de Seis Tempos

O motor de seis tempos surge de uma ideia pensada pela primeira vez na década de 1920 e que tem ganhado popularidade recentemente. Várias patentes de motores deste tipo têm sido registradas consistindo em ciclos com variações leves, mas a estrutura básica do ciclo é na maioria das vezes a mesma. Este motor baseia-se em uma modificação do ciclo Otto de quatro tempos. Os quatro tempos originais deste são admissão, compressão, “explosão” e expulsão, como descritos no tópico 3.1.1. O mecanismo fundamental do motor de seis tempos contém todos estes, entretanto na etapa de expulsão apenas parte dos gases é realmente expulsa, o restante deles é aprisionado no interior do cilindro e recomprimido enquanto o pistão sobe novamente. Após estas, segue-se uma etapa adicional em que água é injetada no cilindro, esta água se mistura aos gases de exaustão e evapora se expandindo, que é a última etapa do ciclo. A mistura final é então descartada para o ambiente próxima ao ponto de expansão máxima. Com estes dois tempos suplementares mais trabalho é realizado pelo motor sem nenhum combustível adicional, caracterizando assim um maior rendimento térmico (CONKLIN e SZYBIST, 2010).

Figura 13 – Esquemática dos eventos que compõem um ciclo de seis tempos.



Fonte: Modificado Conklin e Szybist (2010)

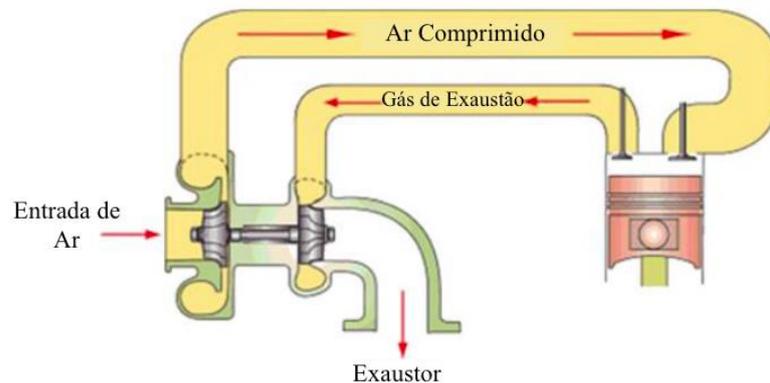
Segundo Saidur et al. (2011), muitas patentes têm sido registradas de motores de seis tempos, contudo poucos estudos foram publicados avaliando a performance de um motor baseado neste ciclo. Conklin e Szybist (2010) mostraram ainda que um aumento significativo pode ser alcançado no rendimento do motor de combustão interna com o uso de um ciclo deste tipo. O sistema, entretanto, é muito sensível a vários parâmetros, como a temperatura e a massa de injeção da água e os volume e pressão dos gases restantes no cilindro, sendo o primeiro destes o mais importante. Em algumas condições a água ainda pode condensar dentro do

cilindro durante a expansão, causando danos por erosão ao bloco do motor e ao pistão, todavia a pior desvantagem do sistema é definitivamente a necessidade de toda uma nova concepção dos MCI, fazendo com que seja necessário modificar consideravelmente todos os modelos existentes no mercado.

3.2.1.3 Recuperação com Turbocompressor

Por turbocompressor entende-se um sistema que é formado essencialmente por uma turbina e um compressor ligados por um eixo comum. Em um automóvel o turbocompressor é vinculado ao sistema de exaustão e ao de admissão. Os gases de exaustão do motor de combustão interna são direcionados para a turbina do sistema, onde se expandem gerando trabalho rotativo em um eixo, este eixo impele um compressor que é utilizado para comprimir o ar que entra na câmara de combustão. Devido ao aumento de densidade causado pela compressão, mais ar entra na câmara e conseqüentemente mais combustível é injetado por ciclo levando a uma maior potência gerada, isto confere um aumento no rendimento térmico do motor (RUMÉZ et al., 2001).

Figura 14 - Esquema de um sistema turbocompressor automotivo.



Fonte: Modificado de Saidur et al. (2011)

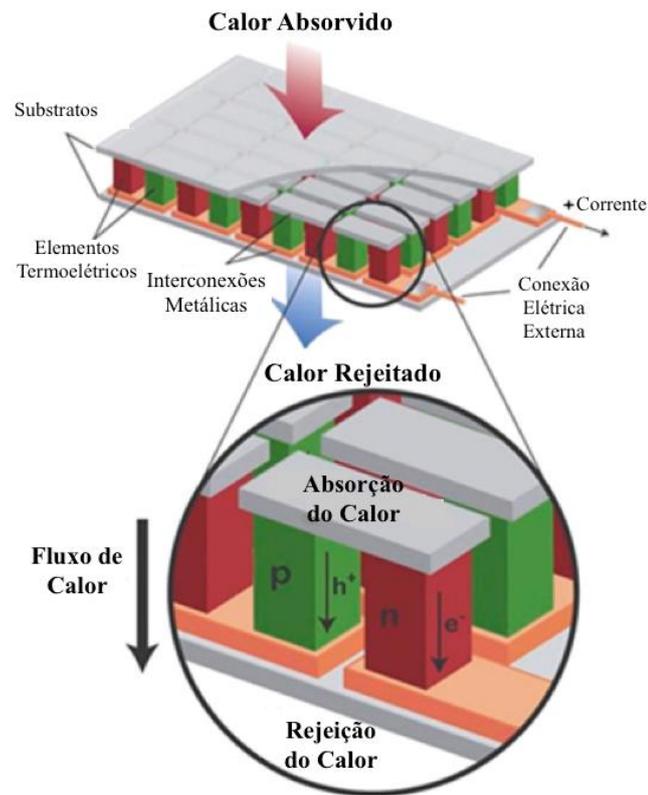
O turbocompressor foi concebido inicialmente para aeronaves e embarcações e foi sendo desenvolvido ao longo do tempo. O modelo conhecido atualmente vem sendo utilizado há algumas décadas, principalmente em motores a Diesel. A sua aplicação permite que um motor menor seja projetado para produzir uma mesma potência gerada. A sua utilização, porém, apresenta algumas limitações: o sistema apresenta uma resposta transiente, afetando seu funcionamento principalmente a baixas rotações e fazendo com que haja um atraso na entrega

de potência extra, causando o chamado *turbolag*. Por fim o módulo costuma necessitar de um sistema de arrefecimento extra, o que implica em mais espaço utilizado e mais peso adicionado ao automóvel, visto que o turbocompressor costuma alcançar temperaturas bastante elevadas (SAIDUR et al., 2011).

3.2.1.4 Recuperação com Geradores Termoelétricos

Células de conversão termoelétricas, também conhecidas como geradores termoelétricos (do inglês *thermoelectric generators*), estão entre as tecnologias mais promissoras para a recuperação de calor. Um dispositivo de conversão termoelétrica permite transformar diretamente um diferencial de temperatura em energia elétrica. As células são compostas por um par de materiais termoelétricos, que quando tem suas diferentes pontas expostas a temperaturas distintas é capaz de gerar uma diferença de potencial elétrico, e logo uma corrente elétrica (SAIDUR et al., 2011). O esquema de uma célula de conversão termoelétrica pode ser visto em detalhe na Figura 15.

Figura 15 - Esquema básico de um dispositivo de conversão termoelétrica.



Fonte: Modificado de Saidur et al. (2011)

A conversão de energia térmica para energia elétrica ocorre devido ao chamado efeito Seebeck – descoberto em 1821 pelo físico alemão Thomas Johann Seebeck – e é uma propriedade intrínseca de um material ou par de materiais. A energia gerada por este efeito, no entanto, depende das propriedades dos materiais e para a maioria dos materiais é pequena ao ponto de ser irrelevante. O efeito Seebeck diz que quando as junções de materiais condutores são expostas a diferentes temperaturas, uma diferença de potencial entre os materiais será gerada, e conseqüentemente uma corrente se o circuito for fechado. Isto ocorre pois quando as juntas são aquecidas os elétrons mudam de níveis de energia de maneira diferente em cada material, causando a diferença de potencial. Este efeito é conhecido por ser o oposto do efeito Peltier, onde uma diferença de temperatura é gerada por uma diferença de potencial elétrico. Os dois efeitos são comumente considerados como um só, o chamado efeito Peltier-Seebeck, e ambos podem ser observados nos dispositivos de conversão termoelétrica – de modo que estes dispositivos são popularmente chamados de células de Peltier.

O rendimento térmico de uma célula termoelétrica está diretamente ligado a uma propriedade adimensional dos materiais chamada figura de mérito. Esta é dada por:

$$ZT = S^2T/\kappa\rho \quad (15)$$

Onde S representa o coeficiente termodinâmico de Seebeck, T a temperatura absoluta, κ a condutividade térmica e ρ é a resistividade elétrica do material. A eficiência de um módulo construído com diferentes materiais, no entanto depende das figuras de mérito de ambos os materiais e normalmente é relacionada com a figura de mérito modificada, que é definida por Singh e Verma (2013) como:

$$Z\bar{T} = \frac{(S_{pn})^2\bar{T}}{[(\kappa_n\rho_n)^{1/2} + (\kappa_p\rho_p)^{1/2}]^2} \quad (16)$$

Em que os índices subscritos p e n designam as propriedades para os materiais semicondutores tipo p e tipo n respectivamente, $S_{pn} = S_p - S_n$ e \bar{T} representa a temperatura média entre os lados quente e frio do dispositivo. Sendo então o rendimento térmico de uma unidade termoelétrica de recuperação de calor, como dado por Kim et al. (2015):

$$\eta = \frac{\frac{T_H - T_C}{T_H} \int_{T_C}^{T_H} \frac{\sqrt{Z\bar{T} + 1} - 1}{\sqrt{Z\bar{T} + 1} + \frac{T_C}{T_H}} dT}{T_H - T_C} \quad (17)$$

No qual T_H e T_C representam a temperatura no lado quente e no lado frio do dispositivo, respectivamente.

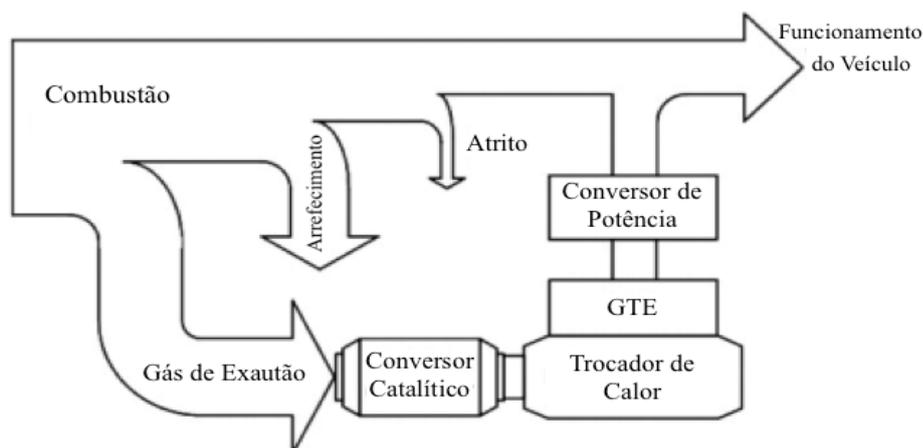
Por muito tempo as figuras de mérito dos materiais conhecidos estiveram abaixo de 1, fazendo com que estes geradores fossem utilizados apenas em aplicações aeroespaciais (em que a baixa eficiência é compensada pela necessidade de sistemas compactos e de simples operação). Porém, na última década vários estudos foram feitos desenvolvendo ligas de materiais semicondutores com acréscimo significativo nesta propriedade, tornando esta tecnologia pertinente para outras aplicações. Dentre os materiais mais eficientes utilizados em estudos atuais estão o Bi_2Te_3 (Telureto de Bismuto) e os compostos da família CeFeSb (conhecidos como *skutterudites*). E não apenas os materiais recentes tem desempenho mais alto, como várias ligas foram desenvolvidas para cobrir uma maior faixa de temperatura de operação. Yang (2005) cita que aponta que um gerador termoelétrico com ZT de aproximadamente 3 seria suficiente para permitir que um dispositivo tivesse rendimento próximo de 50% do ciclo de Carnot para as mesmas condições de temperatura. Isto mostra que as células termoelétricas apresentam um imenso potencial na recuperação de calor, no tocante que a medida que materiais com maiores figuras de mérito sejam desenvolvidos, dispositivos cada vez mais eficientes poderão ser confeccionados.

Apesar de ainda terem rendimento térmico baixo (o que se torna a principal desvantagem deste método), as células termoelétricas representam uma das principais alternativas para recuperação de calor veicular, garantindo a conversão de energia térmica de má qualidade em energia elétrica de boa qualidade de maneira simples e confiável (SAIDUR et al., 2011). Estes dispositivos poderiam ser utilizados para substituir o alternador – que recebe energia da rotação do motor – no carregamento da bateria e, por conseguinte na alimentação dos dispositivos eletroeletrônicos presentes nos automóveis. Logo, com seu uso haveria um benefício duplo no ganho de energia.

Na maioria das pesquisas sobre este tema, como em Baker et al. (2012) e em Liu et al. (2015), as células termoelétricas são posicionadas no conversor catalítico para recuperar calor dos gases do sistema de exaustão, já que o desempenho do sistema é diretamente dependente

da temperatura e as do fluido de arrefecimento são bastante inferiores aquelas dos gases supracitados, como visto em 3.1.4. Os outros componentes necessários para um sistema de recuperação de calor automotiva baseado em geradores termoelétricos seriam dois trocadores de calor (para transferir a energia dos gases às células e das células ao ambiente), um sistema de condicionamento de potência (transformador de potência) e um equipamento de armazenamento de energia (bateria elétrica) como descrito por Saidur et al. (2011) na Figura 16.

Figura 16 - Um típico sistema de recuperação de calor baseado em geradores termoelétricos



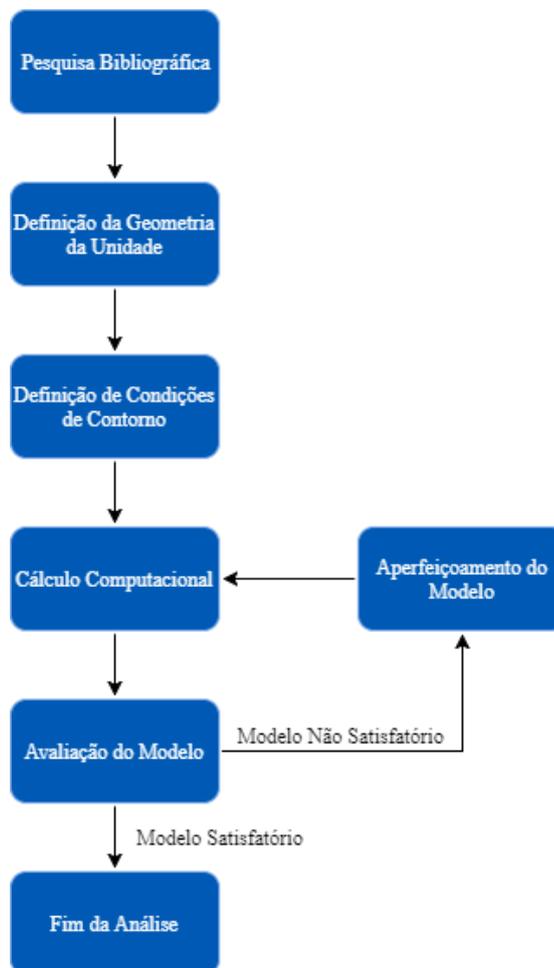
Fonte: Modificado de Saidur et al. (2011)

Estas células ainda apresentam grandes vantagens quanto a outras formas de recuperação de calor veicular, já que são dispositivos compactos, de alta confiabilidade, de operação silenciosa e não contém nenhuma parte mecânica complexa ou móvel como os outros métodos aqui citados. Além disto, nenhuma modificação precisa ser realizada no motor pois são necessárias apenas pequenas alterações no sistema de exaustão, diminuindo consideravelmente o custo de implantação desta tecnologia em escala industrial.

4 Metodologia

Neste trabalho foi realizada uma avaliação dos ganhos que um sistema de recuperação de calor baseado em geradores termoelétricos pode proporcionar em um motor de combustão interna. O motor estudado foi o EtorQ EVO 1.6L 16v Turbo-Flex MGU-H e os dados de utilizados neste estudo foram cedidos pela FCA – FIAT CHRYSLER Automóveis Brasil LTDA. A eficiência de geração termoelétrica será avaliada em função da variação da resistência elétrica sobre o conjunto e sobre a variação da temperatura dos gases de exaustão do motor.

Figura 17 – Fluxograma da Metodologia



Fonte: Autoria própria

A metodologia utilizada foi dividida nas seguintes etapas (esquematisadas na Figura 17) :

- Pesquisa bibliográfica sobre motores de combustão interna, recuperação de calor veicular e geradores termoelétricos;
- Definição da geometria da unidade;

- Escolha de parâmetros físicos e condições de contorno do sistema;
- Cálculo computacional para solução das equações e simulação do modelo;
- Avaliação dos resultados e aperfeiçoamento do modelo proposto.

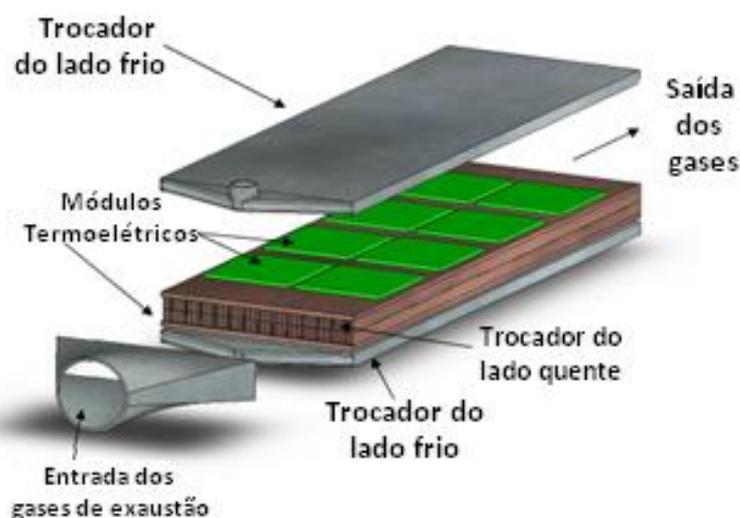
4.1 Pesquisa Bibliográfica

A etapa inicial de pesquisa bibliográfica foi realizada com o enfoque sobre os fundamentos dos motores de combustão interna, a recuperação de calor veicular e os geradores termoelétricos, servindo como base para a continuidade das etapas seguintes.

4.2 Definição da Geometria da Unidade

Após o estudo das perdas de energia de um motor de combustão interna e do funcionamento dos geradores termoelétricos, realizou-se a escolha da geometria para o sistema. O exemplar selecionado como base para a modelagem foi o desenvolvido por Stabler (2009) e pode ser visto na Figura 18.

Figura 18 – Geometria selecionada para a unidade recuperadora de calor.



Fonte: Stabler (2009)

Este modelo básico utiliza uma geometria de seção transversal retangular e o fluido de arrefecimento do motor como fonte fria. Ele contém um trocador com aletas transversais no lado quente e dois trocadores simétricos para a fonte fria acoplados na parte superior e inferior. Esta geometria foi selecionada por ser de simples modelagem, simulação e construção (na

ocasião de confeccionar um protótipo) que permite um coeficiente geral de troca de calor satisfatório em um sistema compacto, característica essencial em aplicação para veículos de passeio como visto em 3.2. Além disto, este tipo de modelo pode ser facilmente vinculado ao sistema de exaustão de um MCI.

4.3 Escolha de Parâmetros Físicos e Condições de Contorno

Os parâmetros geométricos iniciais, para a unidade de recuperação, utilizados neste trabalho foram adaptados de Baker et al. (2012), que modelou um sistema semelhante. Estes podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros dos trocadores de calor.

Dados Geométricos do Sistema		
Trocador	Fonte Quente	Fonte Fria
Altura (cm)	3,50	1,00
Largura (cm)	30,00	30,00
Comprimento (m)	1,00	1,00
Espessura das Paredes (mm)	6,35	6,35

Para as temperaturas utilizadas como entrada no programa foram empregados dados do motor EtorQ EVO 1.6L 16v Turbo-Flex MGU-H cedidos pela FCA – FIAT CHRYSLER Automóveis Brasil. Como os dados variam com a rotação do motor, foram tomados para análise os valores médios, tais dados podem ser vistos na Tabela 2. É importante notar que a localização da unidade recuperadora de calor é logo após a saída da turbina do sistema turbocompressor e antes dos dispositivos de tratamento (catalisador), já que os dados dos gases de exaustão cedidos pela montadora de automóveis supracitada são relativos a esta posição.

Os dados relativos a vazão e pressão do líquido de arrefecimento correspondente não foram cedidos e tiveram valores aproximados calculados através de Brace et al. (2001) e Power Solutions (2003) para um motor de 1.6L e cerca de 85kW de potência. Através da vazão obtida estimou-se um aumento percentual ao sistema de arrefecimento, ao tamanho do radiador e ao volume total de fluido para comportar também a troca de calor na fonte fria do sistema de recuperação.

Tabela 2 - Dados de entrada do software.

Condições de Contorno (médias)	
Rotação do Motor (RPM)	3500
Fluxo de Fluido de Arrefecimento no Motor (L/s)	2,8
Aumento Necessário no Sistema de Arrefecimento	14%
Gases de Exaustão	
Vazão (kg/s)	0,09
Temperatura de Entrada (°C)	921,6
Líquido de Arrefecimento	
Vazão (L/s)	0,4
Temperatura de Entrada (°C)	80,0

*Vazões somadas dos trocadores de fluido de arrefecimento na parte superior e inferior

É importante perceber que o sistema descrito e modelado com as equações presentes em 4.4.2 leva em conta apenas a metade simétrica da nossa unidade de recuperação de calor. Logo, as equações tiveram de ser adequadamente corrigidas para avaliar as duas partes do sistema. A vazão mostrada na Tabela 2 para o líquido de arrefecimento percorrendo o sistema é dividida igualmente para a parte superior e a inferior de líquido frio como pode ser visto na Figura 18.

Passada esta etapa, foram selecionados os materiais dos trocadores. Decidiu-se por utilizar cobre devido à sua alta condutividade térmica, baixo custo e alto ponto de fusão, necessário já que o sistema irá atuar em altas temperaturas (na faixa de 900 °C).

Para o cálculo dos coeficientes de convecção, fatores muito importantes na simulação do comportamento térmico do sistema, foi utilizada a correlação de Sieder e Tate para um fluido turbulento em um duto representada a seguir:

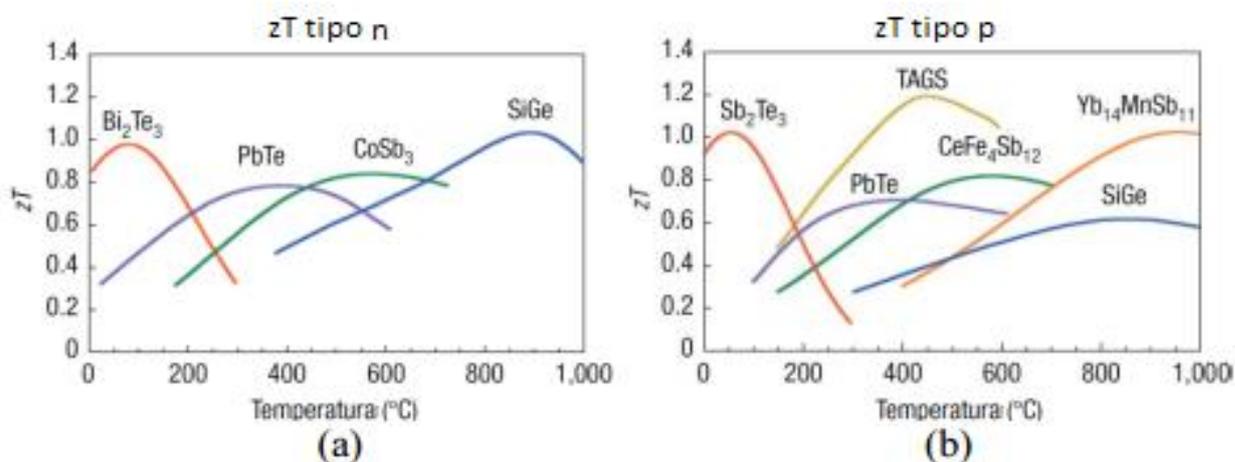
$$Nu = 0.027 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.333} \times \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (18)$$

Onde Nu corresponde ao número de Nusselt, Re ao número de Reynolds, Pr se refere ao número de Prandtl, μ é a viscosidade dinâmica e μ_s é a viscosidade na superfície do duto.

Por fim foi feita a seleção dos materiais termoelétricos a serem empregados nas células e suas propriedades geométricas. Os materiais foram escolhidos com o intuito de obter a máxima figura de mérito na faixa de temperatura em que o sistema atuará, entretanto, utilizando materiais mais comumente encontrados no mercado para garantir assim uma maior viabilidade financeira ao projeto. Utilizando dados disponíveis em Nochetto et al. (2013), como pode ser visto na Figura 19, optou-se por $Yb_{14}MnSb_{11}$ (Antimoneto de Itérbio Manganês) para o

semicondutor tipo ‘p’ e $\text{Si}_{80}\text{Ge}_{20}$ (uma liga de Silício-Germânio nanoprocessada) para o semicondutor tipo ‘n’. Os parâmetros para estes materiais foram retirados de Zhang et al. (2015) e Kallel et al. (2013) respectivamente.

Figura 19 – Figuras de mérito de materiais termoeétricos conhecidos



Fonte: Modificado de Nochetto et al. (2013)

Os parâmetros geométricos iniciais relativos à área de contato e altura dos semicondutores foram baseados nos trabalhos de Liang et al. (2014) e Liu et al. (2015) e podem ser vistos na Tabela 3.

A superfície externa dos trocadores foi preenchida com os módulos referidos, deixando uma margem para dilatação térmica (da cerâmica) de 0,5 mm em cada célula termoeétrica. O número limite escolhido foi de 320 pares termoeétricos na parte superior e 320 na inferior do duto de exaustão representado na Figura 18. Para fins de referência vale citar que um modelo comercial de célula como os vendidos pela Hi-Z (empresa americana que comercializa geradores termoeétricos) contém de 40 a 120 módulos p-n (um único par termoeétrico). Estes módulos são ligados eletricamente em série (para gerar o maior potencial elétrico possível) e termicamente em paralelo (para absorver a maior quantidade de calor possível), configurando assim o sistema final. Quando várias células (compostas por vários pares p-n) são utilizadas para compor um sistema maior elas são também ligadas eletricamente em série e termicamente em paralelo. Logo, as propriedades dos módulos termoeétricos S , K_{TE} , $K_{||}$ e R devem ser multiplicados pelo número de módulos n .

Tabela 3 - Dados relativos aos materiais termoelétricos

Propriedades dos Materiais Termoelétricos a 920 °C		
Semicondutor	Tipo 'p'	Tipo 'n'
Material	Yb ₁₄ MnSb ₁₁	Si ₁₈₀ Ge ₂₀
Altura da perna (mm)	3,5	3,5
Largura da perna (cm)	1	1
Comprimento da perna (cm)	1	1
Área de Contato da perna (cm ²)	1	1
Coefficiente de Seebeck 'S' (V/K)	1,83E-04	-2,49E-04
Condutividade Térmica 'k' (W/m-K)	7,22E-01	2,98E+00
Condutividade Elétrica 'σ' (S/m)	19100	33300
Figura de Mérito	1,06	0,83
Propriedades por módulo (par p-n)		
Largura da cerâmica em módulo (cm)	2	
Comprimento da cerâmica em módulo (cm)	4	
Área da cerâmica em cada módulo (cm ²)	8	
Fração de Preenchimento	0,25	

4.4 Cálculo Computacional

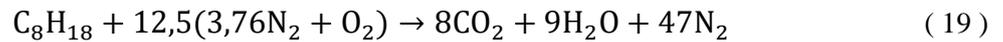
Na fase de cálculo, alguns passos foram necessários antes da simulação do sistema. A equação de combustão da gasolina foi analisada para a obtenção da composição aproximada dos gases de exaustão do motor a ciclo Otto. Em seguida um estudo das modelagens termodinâmicas existentes para um gerador termoelétrico foi realizado para seleção do modelo mais apropriado. Por fim o código foi confeccionado e executado. A realização destas etapas está descrita nos itens a seguir.

4.4.1 Obtenção da Proporção em Massa dos Gases de Exaustão

Com o objetivo de obter um modelo mais preciso, uma composição aproximada dos gases de exaustão foi utilizada. Para encontrar os coeficientes estequiométricos dos componentes destes gases, a equação de combustão da gasolina (aqui considerada octano puro) foi resolvida utilizando dados relativos à proporção ar/combustível também cedidos pela FCA – FIAT CHRYSLER Automóveis Brasil LTDA. Estes coeficientes foram utilizados na obtenção da

proporção em massa de todos os elementos presentes nos produtos da combustão, e com eles foram calculadas, através de uma média ponderada, todas as propriedades termodinâmicas dos gases. É evidente que mesmo assim algumas suposições foram feitas, como a composição do combustível, mas esta análise permite alcançar um nível de precisão maior do que se apenas ar fosse considerado.

A equação de combustão estequiométrica do octano é dada por:



Com ela obtêm-se a razão ar/combustível estequiométrica para a gasolina de aproximadamente 15 ($[\text{m}_{\text{ar}}/\text{m}_{\text{comb}}]_{\text{esteq}} = 15,05$). Utilizando a proporção real para a rotação média do motor calculada a partir dos dados cedidos obtêm-se $[\text{m}_{\text{ar}}/\text{m}_{\text{comb}}]_{\text{real}} = 12,16$ e então calcula-se:

$$\lambda = \frac{[\text{m}_{\text{ar}}/\text{m}_{\text{comb}}]_{\text{real}}}{[\text{m}_{\text{ar}}/\text{m}_{\text{comb}}]_{\text{esteq}}} = 0,81 \quad (20)$$

Refazendo a equação de combustão para o caso real têm-se:



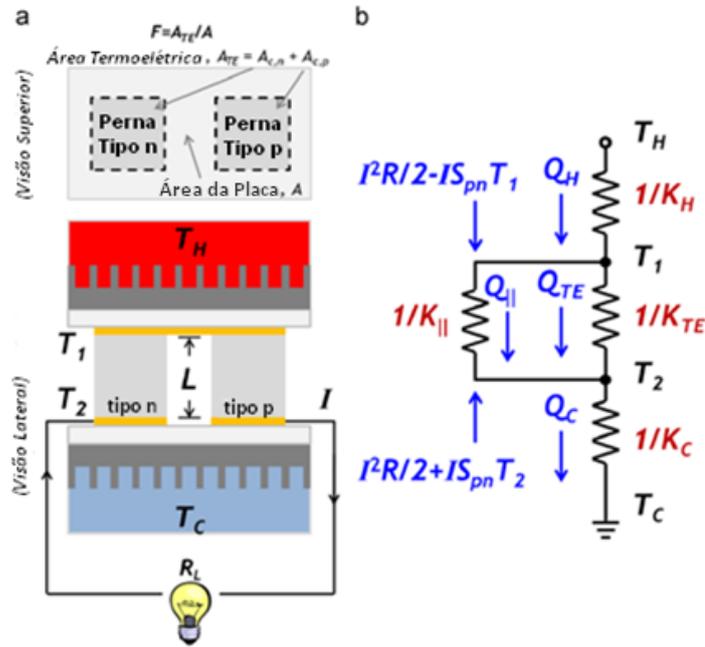
Calculando os coeficientes desconhecidos encontram-se os valores: $a = 4,75$; $b = 9$; $c = 38,07$ e $d = 3,25$. Com estes coeficientes a proporção em massa dos gases é calculada, obtendo-se: $\text{CO} \rightarrow 0,137$; $\text{CO}_2 \rightarrow 0,147$; $\text{H}_2\text{O} \rightarrow 0,167$; $\text{N}_2 \rightarrow 0,549$. Assim, com as frações encontradas as propriedades termodinâmicas dos gases podem ser calculadas através de uma média ponderada das propriedades de cada um dos componentes.

4.4.2 Modelagem Termodinâmica dos Geradores Termoelétricos

A maioria dos modelos existentes para geradores termoelétricos foram derivados da modelagem desenvolvida por Angrist (1982) que foi modificada à medida que autores da literatura a revisitavam desejando uma abordagem mais aprofundada sobre algum aspecto de seu funcionamento (Hendricks et al., 2016). Aqui, decidiu-se utilizar a modelagem de Leblanc et al. (2013). Nele, a célula termoelétrica é modelada como uma sequência de resistências

térmicas existentes entre uma fonte quente e uma fonte fria. Um esquema do modelo pode ser visualizado na Figura 20.

Figura 20 - Esquema de uma célula termoeétrica



Fonte: Modificado de Leblanc et al. (2013)

Segundo este modelo os princípios considerados no funcionamento de uma célula termoeétrica incluem o efeito Seebeck, o efeito de condução e o efeito joule e através disto é possível calcular as taxas de fornecimento de calor (\dot{Q}_h) e a taxa de remoção de calor (\dot{Q}_c) do sistema. Assim, obtêm-se através de um balanço de energia (nos pontos T_1 e T_2) as seguintes equações:

$$\dot{Q}_h = (K_{\parallel} + K_{TE})(T_1 - T_2) + S_{pn}IT_1 - \frac{1}{2}I^2R \quad (22)$$

$$\dot{Q}_c = (K_{\parallel} + K_{TE})(T_1 - T_2) + S_{pn}IT_2 + \frac{1}{2}I^2R \quad (23)$$

Aqui K_H representa a condutância térmica da interface com a fonte quente e K_C representa a condutância térmica da interface com a fonte fria. Estas levam em conta a condutância de todos os componentes entre os dois pontos do sistema (incluindo convecção na

fonte, condução através do trocador, contato entre materiais e condução através da cerâmica utilizada como isolante elétrico na célula). K_{TE} representa a condutância dos materiais termoelétricos utilizados e K_{\parallel} aparece para levar em conta a perda de calor no interior da célula para o meio. Os valores de K_{TE} e R (resistência interna do sistema) são dados respectivamente por:

$$K_{TE} = \frac{k_p A_{c,p}}{L_p} + \frac{k_n A_{c,n}}{L_n} \quad (24)$$

$$R = \frac{L_p}{k_p A_{c,p}} + \frac{L_n}{k_n A_{c,n}} \quad (25)$$

Sabendo ainda que \dot{Q}_h e \dot{Q}_c podem ser dados por:

$$\dot{Q}_h = K_H(T_H - T_1) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_c = K_C(T_2 - T_C) \quad (27)$$

E utilizando a seguinte expressão para a corrente I :

$$I = \frac{S_{pn}(T_1 - T_2)}{(m + 1)R} \quad (28)$$

Onde $m = R_L/R$ e R_L é a resistência da carga elétrica a ser conectada ao sistema. Substituindo a Eq. (26) e a Eq. (27) na Eq. (22) e na Eq. (23), com alguma manipulação chega-se a:

$$K_H(T_H - T_1) - (K_{\parallel} + K_{TE})(T_1 - T_2) - \frac{S_{pn}^2(T_1 - T_2)T_1}{(m + 1)R} + \frac{S_{pn}^2(T_1 - T_2)^2}{(m + 1)^2R} = 0 \quad (29)$$

$$m \frac{S_{pn}^2(T_1 - T_2)^2}{(m + 1)^2R} - K_H(T_H - T_1) + K_C(T_2 - T_C) = 0 \quad (30)$$

Que podem ser resolvidas numericamente para encontrar as temperaturas das junções T_1 e T_2 . Encontrados estes valores, as outras equações apresentadas podem ser resolvidas para encontrar Q_H , Q_C , I além de outras variáveis, como a potência gerada pelo sistema, dada por:

$$P_{gen} = m \frac{S_{pn}^2 (T_1 - T_2)^2}{(m + 1)^2 R} \quad (31)$$

A tensão elétrica gerada entre os terminais é:

$$V = S_{pn}(T_1 - T_2) \quad (32)$$

Outro termo importante é a figura de mérito do módulo, uma medida da capacidade do módulo em converter energia térmica em elétrica, definida como:

$$ZT_i \equiv \frac{S_{pn}^2 T_i}{K_T R} \quad (33)$$

Onde i é o coeficiente que representa a temperatura em que a propriedade é avaliada. E por fim, a eficiência do módulo pode ser calculada:

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_H} \left(\frac{m Z T_1}{Z T_m + m Z T_1 + (m + 1)^2} \right) \quad (34)$$

4.4.3 Confeção do Código e Simulação da Unidade

Após a modelagem matemática do sistema através das equações descritas em 4.4.2 e da escolha de todos os parâmetros geométricos e das condições de contorno, inicia-se a resolução das equações que compõem o modelo e a análise dos resultados, utilizando ferramentas computacionais, condições semelhantes às reais são simuladas a fim de medir o desempenho da unidade na recuperação de energia dos gases de exaustão de um motor de combustão interna.

Inicialmente o software *EES – Engineering Equation Solver* foi escolhido para realizar os cálculos desta análise, selecionado preferencialmente por ser um programa mais simples e capaz de resolver grandes sistemas de equações não lineares em menos de um segundo. Ele recebe os valores dos parâmetros de entrada e das condições de contorno do sistema a ser

modelado (Temperaturas de entrada dos fluidos de trabalho, características físicas escolhidas para o sistema, propriedades termodinâmicas dos materiais selecionados para a estrutura, propriedades termoelétricas dos materiais escolhidos para a confecção dos pares de semicondutores e vazões) além das equações que regem a atividade dos geradores termoelétricos, dos escoamentos e dos trocadores de calor.

Para o cálculo das temperaturas nas duas faces das células termoelétricas dois fatores importantes são a carga elétrica externa a qual o sistema está ligado (R_L) e a condutância equivalente à energia que escapa da face quente direto para a face fria, por convecção e por radiação ($K_{||}$). O fator $K_{||}$ aqui foi considerado desprezível (zero) supondo um sistema perfeitamente isolado, esta aproximação é utilizada por Leblanc et al. (2014) e pode ser considerada válida (dando uma boa aproximação dos resultados reais) garantindo-se o máximo de isolamento térmico possível para o sistema ao ser construído. Já R_L aqui é considerado inicialmente igual à resistência interna do sistema tornando $m = R_L/R = 1$, o que segundo Leblanc et al. (2014) maximiza a potência elétrica gerada e minimiza o custo do sistema.

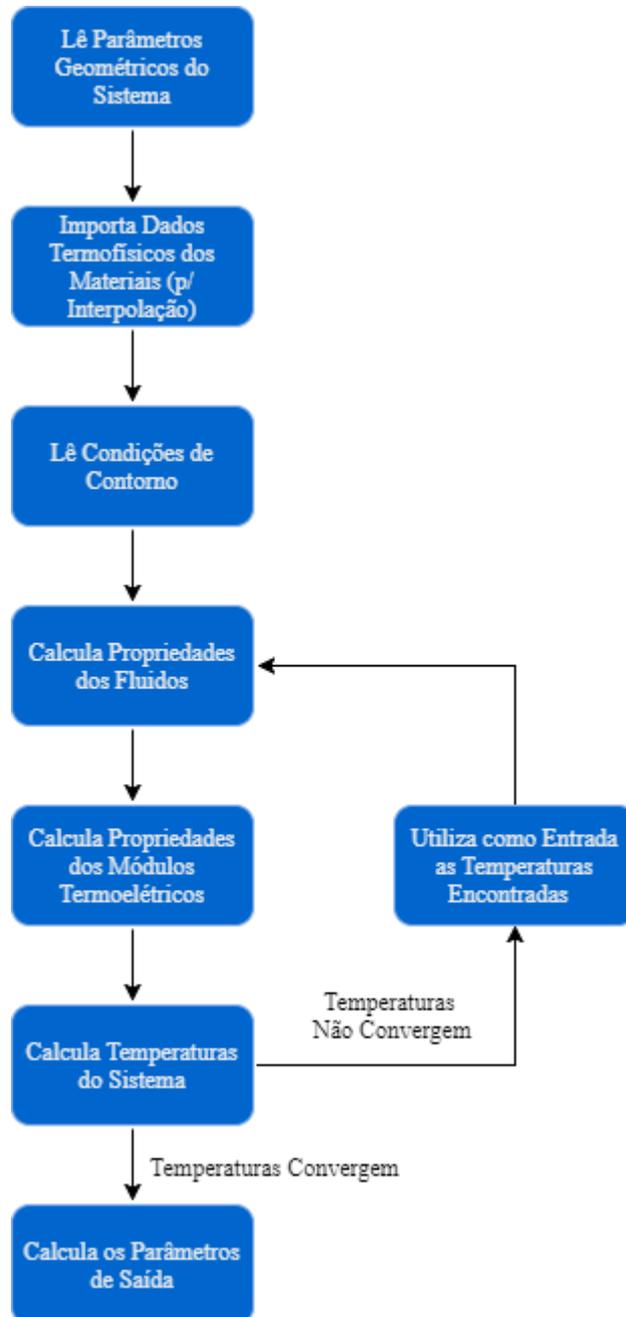
Outras considerações feitas aqui são: Os escoamentos totalmente desenvolvidos, dutos são lisos (sem rugosidade), o sistema atua com um regime permanente de operação e temperatura médias nas fontes fria e quente, já que ao longo dos dutos as temperaturas dos fluidos mudam e conseqüentemente as suas propriedades e a troca de calor.

4.5 Aperfeiçoamento do modelo.

Após a realização dos cálculos e obtenção da resposta do sistema, notou-se uma série de melhorias que poderiam ser realizadas. A primeira delas foi a implementação de um algoritmo iterativo para aumentar a precisão do modelo. Neste sistema, as únicas temperaturas conhecidas são as temperaturas de entrada do fluido frio e do fluido quente, assim estas foram utilizadas como temperaturas médias dos fluidos para efeitos de transferência de calor. O uso de um algoritmo iterativo permitiu que ao fim do processo as temperaturas médias reais fossem obtidas e assim substituídas e os cálculos refeitos. Para implantar este tipo de algoritmo com mais praticidade o software de trabalho foi trocado para o *Wolfram Mathematica*. Com esta troca foram também possíveis outras mudanças, como a utilização de tabelas de valores para propriedades, dos fluidos e dos materiais termoelétricos, que variam com a temperatura e não constam no software em si. Assim, estes parâmetros puderam ser interpolados e determinados precisamente para cada iteração. Estas modificações foram realizadas a fim de tornar a modelagem mais próxima de um sistema real e obter resultados mais confiáveis sobre o

desempenho da unidade um fluxograma esquematizando o comportamento deste código está representado na Figura 21. Por fim, foi acrescentado um segundo algoritmo iterativo para avaliar o efeito da variação de alguns parâmetros possivelmente relevantes ao funcionamento do sistema.

Figura 21 – Fluxograma com etapas de cálculo do código



Fonte: Autoria própria

5 Resultados e Discussão

O programa confeccionado retorna uma série de dados referentes ao desempenho da unidade, entre eles: a potência total gerada pelos módulos, rendimento térmico da unidade, tensão e corrente elétrica geradas. Estes dados podem então ser vistos na Tabela 4, junto com outros dados obtidos na análise.

Tabela 4 – Resultados da simulação da unidade

Resultados		
Face do sistema	Lado Frio	Lado Quente
Temperatura de Entrada do Fluido (°C)	80,00	921,6
Temperatura de Saída do Fluido (°C)	103,1	559,8
Temperatura Média do Fluido (°C)	91,56	740,7
Temperatura na Superfície do Duto (°C)	113,0	596,1
Temperatura na Face da Célula (°C)	114,1	593,7
Coefficiente de Convecção 'h' (W/m ² -K)	1402,6	80,77
Fluxo de Calor 'Q' (kW)	37,54	39,80
Potência Gerada (kW)	2,267	
Tensão Elétrica (V)	101,2	
Corrente Elétrica (A)	44,8	
Eficiência térmica	5,69%	

Os resultados obtidos mostram-se em concordância com resultados apresentados por outros trabalhos da literatura. Encontrou-se uma potência gerada de 2,27 KW, pouco mais do que o dobro dos 975 W encontrados por Baker et al. (2012) para um sistema com geometria semelhante. Um valor tão alto se deve principalmente à temperatura da fonte quente que é muito mais alta neste trabalho (cerca de 900 °C em comparação com 500 °C), já que como visto por Hendricks et al. (2016) a temperatura da fonte quente é um dos fatores que mais influenciam no desempenho do sistema. É importante notar que apesar de o trabalho realizado por Baker et al. (2012) lidar com um sistema de geometria semelhante, os materiais termoelétricos utilizados diferem dos utilizados aqui, este é outro motivo relevante para a discrepância entre potências geradas. Logo, esta comparação é apenas qualitativa, já que dificilmente dois trabalhos da literatura terão todos os parâmetros iguais. O coeficiente de convecção do escoamento de fluido de exaustão $h_{exh} = 80,77 \text{ W/m}^2\text{-K}$ encontrado está próximo do estimado em outras pesquisas

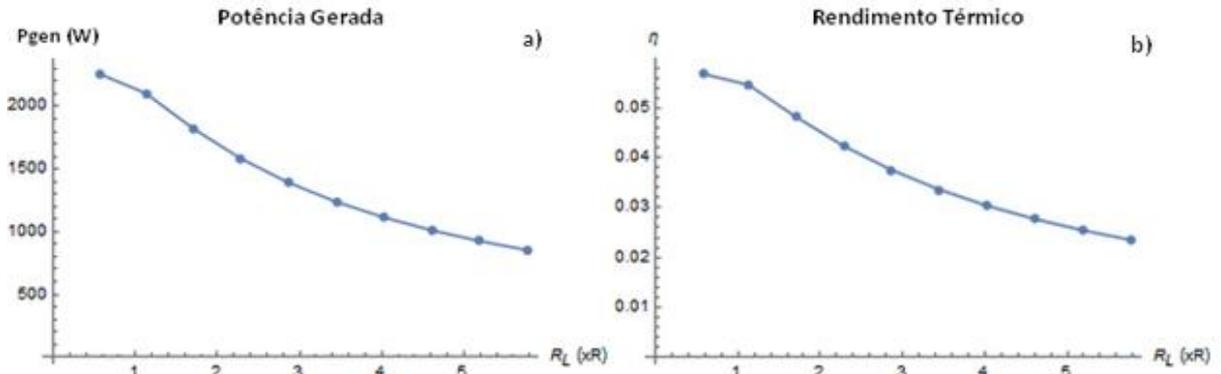
como Baker et al. (2012) que encontrou $70 \text{ W/m}^2\text{-K}$ para um duto retangular e Weng et al. (2013) que encontrou $65 \text{ W/m}^2\text{-K}$ para um duto hexagonal aletado. O coeficiente de convecção do escoamento do fluido de arrefecimento encontrado é $h_{\text{cool}} = 1402,6 \text{ W/m}^2\text{-K}$ também próximo ao encontrado por Baker et al. (2012). É importante lembrar que esses coeficientes são valores médios considerando a temperatura média de cada escoamento, uma vez que o coeficiente local de convecção depende da temperatura e esta é diferente para cada posição axial dos trocadores. A alta tensão elétrica encontrada se deve ao fato de os materiais terem uma figura de mérito bastante alta na faixa de temperatura, também a alta temperatura da fonte quente e a grande quantidade de pares termoelétricos aplicados em série. O baixo rendimento térmico de apenas 5,69 % encontra-se dentro do esperado já que é característico das células termoelétricas ter um rendimento bastante baixo, entre 5 e 8% (HATAMI et al., 2014).

Ao longo das simulações percebeu-se que quanto maior o número de módulos termoelétricos, maior a potência total gerada, e menor a eficiência do sistema. Este se dá pela diminuição da quantidade de calor convertida por cada módulo e pela diminuição das temperaturas de trabalho (diminuindo a figura de mérito do sistema). Entretanto, em casos onde há calor excedente (como é no caso da recuperação de calor residual), o mais apropriado é maximizar a potência gerada (Leblanc et al., 2014). Por isso um grande número de pares de semicondutores foi selecionado.

Todos estes cálculos foram realizados baseados na situação de potência máxima gerada, em que $R_L = R$. Esta circunstância não é facilmente alcançável e pode tornar necessário o uso de sistemas condicionadores de potência. Estes acarretariam considerável custo extra, podendo penalizar o projeto. Portanto é relevante analisar no sistema o efeito de uma possível discrepância entre a resistência interna e a resistência do circuito externo. Os resultados desta análise estão representados no Figura 22.

A potência gerada diminui com o aumento da resistência externa, como já esperado. A eficiência do sistema também cai, mas em ritmo mais lento. Na verdade, a condição de máxima eficiência ocorre em $m = \sqrt{1 + ZT_m}$ (Leblanc et al., 2014), o que acontece bastante próximo de $m = 1$, esclarecendo o comportamento da curva na Figura 22b. Apesar da diminuição destes valores, a tensão elétrica não se altera nestas situações, já que como visto na equação (12) ela não depende da resistência elétrica do circuito externo.

Figura 22 – Respostas do sistema a variação da resistência externa



Fonte: Autoria própria

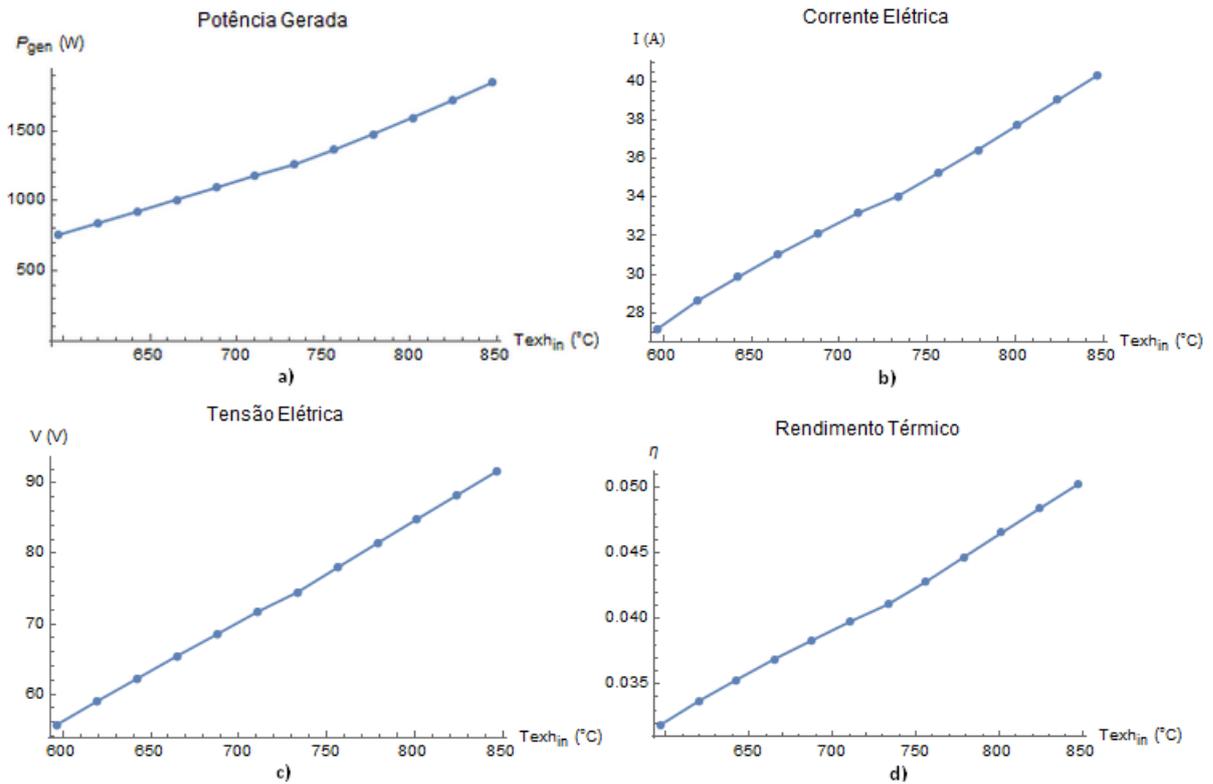
É possível perceber que a potência gerada pode ainda ser satisfatória para pequenas variações da condição de máxima potência. Porém, para valores muito altos de R_L tem-se uma ampla diminuição de potência, que ocasionaria correntes elétricas muito baixas e indesejáveis para alimentar baterias e dispositivos eletrônicos.

Outra análise realizada foi a da variação da temperatura dos gases de exaustão. Sabe-se que durante o funcionamento do motor sua rotação varia, com isto há também uma variação da temperatura dos gases de exaustão. Para rotações mais baixas do motor têm-se temperaturas mais amenas. Logo, o principal objetivo desta análise é avaliar o impacto resultante na geração de energia elétrica devido à variação das rotações do motor. A consideração de condições de máxima potência foi mantida ($R_L = R$). Os resultados desta investigação estão apresentados nos gráficos da Figura 23.

Esta verificação, contudo, permite também estimar o desempenho da unidade em outras situações onde a temperatura dos gases é menor, como uma mudança na sua localização em relação ao sistema de exaustão ou até a troca do motor por um a diesel.

Os gráficos mostram o comportamento das variáveis de saída do sistema em relação à temperatura de entrada dos gases de exaustão ($T_{exh_{in}}$). A resposta obtida é quase linear para todas as principais saídas do sistema, comprovando a forte dependência do modelo com a temperatura da fonte quente já citada anteriormente. Este comportamento deixa claro que quanto maiores as temperaturas dos gases dos quais se busca recuperar calor, maior o aproveitamento possível.

Figura 23 – Respostas do sistema à variação de temperatura de entrada dos gases



Fonte: Autoria própria

Ainda assim, percebe-se que mesmo para a mínima temperatura considerada, tem-se condições que tornariam possível o uso da unidade para fins de carregamento da bateria do automóvel (12 V) e alimentação de outros componentes eletrônicos. Esta análise mostra que ainda que para um motor funcionando em rotações mais baixas (consequentemente temperaturas de gases de exaustão menores) a unidade seria capaz de entregar potência e tensão elétricas consideráveis, mesmo não sendo sua condição ótima de operação.

6 Conclusão

Através de uma extensa pesquisa bibliográfica e investigação do estado da arte em relação à recuperação de calor veicular e geradores termoelétricos, foi possível projetar um sistema relativamente simples a ser acoplado no exaustor de um motor de combustão interna. Apesar da escolha dos dados de um motor a gasolina, o sistema pode ser facilmente adaptado a um motor diesel por meio da mudança de alguns parâmetros.

O sistema foi modelado e com ajuda dos softwares *EES – Engineering Equations Solver* e *Wolfram Mathematica* foi possível simulá-lo e resolver as equações que regem seu funcionamento. Os resultados encontrados para as devidas condições de contorno foram bastante satisfatórios, sendo obtidos valores mais altos de potência e tensão do que em trabalhos semelhantes na literatura. Estes valores mostram que o sistema simulado atuando em condições ótimas seria capaz, através da recuperação de calor residual, de gerar potência e tensão elétricas suficientes para alimentar uma bateria ou outros dispositivos eletrônicos utilizados em um automóvel. Os resultados para condições não ótimas de operação são inferiores, como esperado, mas ainda relevantes, de modo que o sistema poderia funcionar e fornecer potência elétrica relevante mesmo em tais condições. O ideal, entretanto, seria vincular a este, outro método de recuperação de energia (como recuperação de energia cinética), permitindo que todas as faixas de operação fossem cobertas, recuperando sempre o máximo de energia possível de maneira combinada.

A viabilidade do sistema deve ser ainda avaliada para garantir que os resultados podem ser reproduzidos em um protótipo real, devido ao custo da grande quantidade de materiais termoelétricos com alto custo de mercado. Outro ponto a ser considerado para futuras pesquisas é a melhoria dos parâmetros geométricos da unidade, principalmente no tocante aos trocadores de calor, que podem ser modificados em busca de uma geometria aperfeiçoada. Por fim, pode-se sempre aprimorar o modelo, trabalhando-se para diminuir a quantidade de considerações admitidas e tornando-o ainda mais próximo do sistema real.

Referências

- ANGRIST, S.W. **Direct energy conversion**. Boston: Allyn and Bacon Inc., 1982.
- BAKER, C., VUPPULURI, P., SHI, L.; HALL, M. **Model of heat exchangers for waste heat recovery from diesel engine exhaust for thermoelectric power generation**. Journal of electronic materials, 41(6), p.1290-1297, 2012.
- BIMESTRE, T.A.; **Cogeração de Energia com Motores de Combustão Interna**. 2012. 85f. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia Campus de Guaratinguetá, UNESP – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentals of thermodynamics**. 7. Ed. Wiley, 2009.
- BRACE, C.J., BURNHAM-SLIPPER, H., WIJETUNGE, R.S., VAUGHAN, N.D., WRIGHT, K.; BLIGHT, D. **Integrated cooling systems for passenger vehicles** (No. 2001-01-1248). SAE Technical Paper, 2001.
- BRASIL. **Empresa de Pesquisa Energética. Balanço Energético Nacional 2016** – Ano base 2015: Relatório Síntese. Rio de Janeiro: EPE, 2016 p. 62.
- CHAMMAS R.E.; CLODIC D. **Combined cycle for hybrid vehicles**. In: SAE paper 2005-01-1171; 2005.
- CONKLIN, J. C.; SZYBIST, J. P. **A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery**. Energy, v. 35, n. 4, p. 1658-1664, 2010.
- HATAMI, M.; GANJI, D. D.; GORJI-BANDPY, M. **A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 37, p. 168-181. 2014
- HE, M.; ZHANG, X.; ZENG K.; GAO K. **A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine**. Energy, v. 36, n. 12, p. 6821-6829, 2011.
- HENDRICKS, T. J.; YEE, S.; LEBLANC, S. **Cost Scaling of a Real-World Exhaust Waste Heat Recovery Thermoelectric Generator: A Deeper Dive**. Journal of Electronic Materials, 45(3), p. 1751-1761, 2016.
- HEYWOOD, J.B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw-Hill. 1988.
- KALLEL, A.C., ROUX, G.; MARTIN, C.L. **Thermoelectric and mechanical properties of a hot pressed nanostructured n-type Si 80 Ge 20 alloy**. Materials Science and Engineering: A, 564, p. 65-70., 2013.

KARVONEN, M.; KAPOOR R.; UUSITALO A. E OJANEN V. **Technology competition in the internal combustion engine waste heat recovery: a patent landscape analysis**, Journal of Cleaner Production v. 112, Part 5, p. 3735-3743, 2016.

KIM, H. S., Liu, W., Chen, G., Chu, C.-W., Ren, Z. Relationship between thermoelectric figure of merit and energy conversion efficiency. **Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America**, v. 112, n. 27, p. 8205-8210, 2015.

LEBLANC, S., YEE, S.K., SCULLIN, M.L., DAMES, C. AND GOODSON, K.E. **Material and manufacturing cost considerations for thermoelectrics**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 32, p. 313-327, 2014.

LIANG, X., SUN, X., TIAN, H., SHU, G., WANG, Y.; WANG, X. **Comparison and parameter optimization of a two-stage thermoelectric generator using high temperature exhaust of internal combustion engine**. Applied Energy, 130, p. 190-199, 2014.

LIU, X., DENG, Y.D., LI, Z.; SU, C.Q. **Performance analysis of a waste heat recovery thermoelectric generation system for automotive application**. Energy Conversion and Management, 90, p. 121-127, 2015.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. Wiley. 2006.

NOCHETTO, H.; TAYLOR, P.; MADDUX, J.R. **High temperature thermoelectric materials for waste heat regeneration**. No. ARL-TR-6311. Army research lab adelphi md sensors and electron devices directorate, 2013.

OLIVEIRA NETO, R. **Análise técnica e econômica do aproveitamento energético do calor residual em motores de combustão interna usando o ORC**. 2016. 126f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2016.

POWER SOLUTIONS. **1.6L Industrial Engine Service Manual**, 2003. 183 p.

PULKRABEK, W.W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. Pearson Prentice Hall. 1997.

ROY. J. P., MISHRA. M. K., MISRA. A. **Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle**. Energy, p. 1-14, 2010.

RUMEZ, W.; SCHMIDT, E.; SUMSER, S. **Internal combustion engine with VTG supercharger**. U.S. Patent n. 6,167,703, 2 jan. 2001.

SAIDUR, R.; REZAEI, M.; MUZAMMIL, W. K.; HASSAN, M. H.; PARIA S.; HASANUZZAMAN, M. **Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 16, n. 8, p. 5649-5659, 2012.

SINGH, J.; VERMA, S.S. **A Comparison of Figure of Merit for Some Common Thermocouples in the High Temperature Range.** Global Journal of Researches in engineering electrical and electronics engineering, v. 13, n. 11, p. 6-12, 2013.

STABLER, F. **Automotive thermoelectric generator design issues.** InDOE Thermoelectric Applications Workshop on Future Tech LLC, 2009.

TCHANCHE. B. F., LAMBRINOS. G., FRANGOUDAKIS. A., PAPADAKIS. G. **Lowgrade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v.15, p. 3963-3979, 2011.

WANG, T.; ZHANG Y.; PENG Z.; SHU G. **A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 15, n. 6, p. 2862-2871, 2011.

WENG, C.-C.; HUANG, M.-J. **A simulation study of automotive waste heat recovery using a thermoelectric power generator.** International Journal of Thermal Sciences, v. 71, p. 302-309, 2013.

YANG, J. **Potential applications of thermoelectric waste heat recovery in the automotive industry.** In Thermoelectrics, 2005. ICT 2005. 24th International Conference on, p. 170-74, 2005.

ZHANG, X.; ZHAO, L.D. **Thermoelectric materials: energy conversion between heat and electricity.** Journal of Materiomics, 1(2), p. 92-105, 2015.