



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

HERLON DE FAVERI LINEMBURG

**MODELO SEMI-EMPÍRICO DA ENERGIA
TÉRMICA RESIDUAL EM MOTORES DIESEL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
ENGENHARIA AUTOMOTIVA

2014

HERLON DE FAVERI LINEMBURG

**MODELO SEMI-EMPÍRICO DA ENERGIA
TÉRMICA RESIDUAL EM MOTORES DIESEL**

Prof. Dr. Rafael de Camargo Catapan
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

ENGENHARIA AUTOMOTIVA

Joinville,
Universidade Federal de Santa Catarina,
29 de julho de 2014.

ANÁLISE TERMODINÂMICA DA ENERGIA TÉRMICA RESIDUAL EM MOTORES DIESEL

Esta Monografia foi julgada adequada para obtenção do Título de Engenheiro Automotivo, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Graduação da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville, 14 de Julho de 2014.

Prof. Dr. Leonel Rincón Cancino
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Rafael de Camargo Catapan
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Leonel Rincón Cancino
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho à toda minha família.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer primeiramente aos meus pais, que me proveram com tudo que precisei durante o período acadêmico, sem vocês não estaria nem perto de onde cheguei.

A toda minha família pelo incessante e incondicional apoio e também por toda confiança depositada em mim.

Aos colegas da turma, Antônio Neto, Felipe e Rafael que através dos estudos e trabalhos em equipe engrandeceram meu conhecimento e me motivaram a nunca desistir.

Ao grande amigo e colega Bruno Backes que ao longo de toda jornada da graduação dividiu bons momentos de estudos comigo, compartilhando dificuldades e conquistas. Obrigado por sempre ter me ajudado quando precisei.

Ao professor e orientador, Rafael de Camargo Catapan, por ter me concedido a chance de trabalhar neste estudo e por toda ajuda e disposição oferecida ao longo do trabalho.

Por fim, agradeço a UFSC por todas as oportunidades que me concedeu, todas as novas amizades que formei e por ter me transformado em uma pessoa melhor, tanto no âmbito pessoal como profissional. Com certeza me proveu com uma bagagem a qual faço questão de carregar por toda minha vida. Serei eternamente grato.

”Todos os esforços... O tendem a levar a mente humana cada vez mais próxima daquela inteligência, mas que ainda permanecerá sempre infinitamente inatingível - Demônio de Laplace.”

PIERRE SIMON LAPLACE

”A teoria do cientista sonhador venceu e vencerá sempre o imediatismo grosseiro do ambicioso sem ideal filosófico. - Kelimet-Oul-Iah”

MALBA TAHAN

Resumo

Motores de combustão interna (MCI) são os dispositivos de conversão de energia mais utilizados no planeta, a eficiência térmica destes gira em torno de 35 a 40% para motores Diesel e 25 a 30% para motores Otto. A energia remanescente do processo de combustão é rejeitada através dos gases de exaustão, água de refrigeração, ar de refrigeração e resfriamento dos gases de recirculação. Sendo assim, o desenvolvimento de tecnologias que visam recuperar, pelo menos, parte desta energia trarão melhoramentos na eficiência térmica do sistema, como também no consumo de combustível. Neste trabalho, uma análise semi-empírica foi empregada para avaliar a energia térmica rejeitada em um motor Diesel. As energias térmicas residuais do *EGR cooler*, *intercooler*, radiador e gases de exaustão foram estimadas como uma função da velocidade de rotação do motor. Os resultados indicam que existe uma tendência de crescimento das energias residuais disponíveis com o aumento da velocidade do motor.

Abstract

Internal combustion engines (ICE) are the largely energy conversion devices used in the planet, thermal efficiencies of these engines stand around 35 to 40% for Diesel engines and 25 to 30% for Otto engines. The remaining energy from the combustion process is rejected through exhaust gases, coolant water, coolant air and cooling of the exhaust gas recirculation (EGR). Therefore, the development of technologies that recover, at least, part of this energy will bring improvements in the thermal efficiency of the system and fuel economy as well. Here, a semi-empirical analysis was employed to evaluate the thermal energy rejected by the Diesel engine. The EGR cooler, intercooler, radiator and exhaust gases residual thermal energies were estimated as a function of the engine speed. The results indicated that there is a tendency of increasing available residual energy as engine speed increases.

Lista de Figuras

1.1	Diagrama p-V do ciclo Diesel ideal.	2
1.2	Diagrama de distribuição de energia em um motor Diesel de 12 litros. . . .	5
2.1	Diagrama completo dos subsistemas.	7
4.1	Aumento da energia total fornecida pelo combustível.	19
4.2	Aumento da energia residual do Radiador.	20
4.3	Energia residual do Radiador.	21
4.4	Aumento de energia residual do <i>Intercooler</i>	22
4.5	Energia residual do <i>Intercooler</i>	23
4.6	Aumento de energia residual do <i>EGR Cooler</i>	24
4.7	Energia residual do <i>EGR Cooler</i>	25
4.8	Aumento da energia residual dos gases de exaustão.	26
4.9	Energia residual dos gases de exaustão.	27
4.10	Energia residual total.	28

Lista de Símbolos

P_n	$n = 1, 2, \dots, 6$ Pressão em cada estado do diagrama p-V.
V_n	$n = 1, 2, \dots, 6$ Volume em cada estado do diagrama p-V.
T_n	$n = 1, 2, \dots, 6$ Temperatura em cada estado do diagrama p-V.
γ	Razão entre calores específicos do ar.
η_{term}	Eficiência térmica do ciclo Diesel ideal.
W_{ciclo}	Trabalho realizado em um ciclo Diesel ideal.
W_{entra}	Trabalho que entra no ciclo através do combustível.
W_{sai}	Trabalho que sai do ciclo através do processo de exaustão.
c_p	Calor específico a pressão constante do gás ideal do ciclo.
c_v	Calor específico a volume constante do gás ideal do ciclo.
r_1	Razão de compressão do motor.
β	Razão entre os volumes de início e final da combustão.
η_{comb}	Eficiência de conversão de combustível.
\dot{M}_{ar}	Vazão mássica de ar admitido.
V_{cil}	Volume deslocado por cilindro.
ρ_{adm}	Densidade do ar na admissão.
η_{vol}	Eficiência volumétrica.
N_r	Rotação do motor.
N_{cil}	Número de cilindros do motor.
M_{comb}	Massa de combustível admitida.
M_{ar}	Massa de ar admitida.
PCI	Poder Calorífico Inferior do combustível.
\dot{M}_{comb}	Vazão mássica de combustível admitido.
E_{comb}	Energia total de combustível.
ϕ	Razão de equivalência.
AC_{esteq}	Razão de ar-combustível estequiométrica.
AC_{real}	Razão de ar-combustível real.
P_{fa}	Pressão depois do filtro de ar.
T_{fa}	Temperatura depois do filtro de ar.
K_{fai}	Constantes do filtro de ar ajustadas.
i	Índice numérico das constantes.
z	Parametrização da rotação do motor.
P_c	Pressão depois do compressor.
T_c	Temperatura depois do compressor.
K_{ci}	Constantes do compressor e <i>intercooler</i> ajustadas.
K_{xi}	Constantes do compressor calibradas.

P_{int}	Pressão depois do <i>intercooler</i> .
η_{int}	Eficiência do <i>intercooler</i> .
T_{amb}	Temperatura ambiente.
K_{ii}	Constantes do <i>intercooler</i> ajustadas.
\dot{M}_{ref}	Vazão do fluido de refrigeração.
$Q_{intercooler}$	Energia residual do <i>intercooler</i> .
cp_{ar}	Calor específico a pressão constante do ar.
B	Torque do motor.
K_{ri}	Constantes da rotação ajustadas.
z_r	Parametrização da rotação para cálculo do torque.
cp_{ex}	Calor específico a pressão constante dos gases de exaustão.
y_i	Fração mássica do subproduto de combustão <i>i</i> .
cp_i	Calor específico a pressão constante do subproduto de combustão <i>i</i> .
T_i	Temperatura do subproduto de combustão <i>i</i>
P_i	Pressão do subproduto de combustão <i>i</i> .
T_{af}	Temperatura da água fria.
K_{ai}	Constantes da temperatura da água ajustadas.
T_{aq}	Temperatura da água quente.
\dot{M}_{agua}	Vazão mássica da água de refrigeração.
K_{wi}	Constantes da vazão mássica de água ajustadas.
$Q_{radiador}$	Energia residual do radiador.
cp_{agua}	Calor específico a volume constante da água de refrigeração.
T_{ex}	Temperatura dos gases de exaustão .
K_{ei}	Constantes dos gases de exaustão ajustadas.
P_{ex}	Pressão dos gases de exaustão.
P_t	Pressão depois da turbina.
T_t	Temperatura depois da turbina.
\dot{M}_t	Vazão de gases na turbina.
\dot{M}_{ex}	Vazão de gases de exaustão.
\dot{M}_{EGR}	Vazão de gases de <i>EGR</i> .
$Q_{exaustao}$	Energia residual dos gases de exaustão.
K_{EGR}	Razão de <i>EGR</i> .
T_{EGR}	Temperatura dos gases depois do <i>EGR Cooler</i> .
η_{EGR}	Eficiência do <i>EGR Cooler</i> .
Q_{EGR}	Energia residual do <i>EGR Cooler</i> .
K_{ti}	Constantes da turbina ajustadas.
P_{atm}	Pressão atmosférica.
P_{rest}	Pressão de restrição no catalisador.
K_{di}	Constantes do catalisador ajustadas.

Lista de Abreviaturas e Siglas

MCI	Motores de Combustão Interna.
PCI	Poder Calorífico Inferior.
RPM	Rotações por Minuto.
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> (Recirculação dos Gases de Exaustão).
EES	<i>Engineering Equation Solver</i> (Calculador de Equações de Engenharia).

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos	1
1.2	Embasamento Teórico	2
1.2.1	O Motor Diesel	2
1.2.2	Ciclo Diesel Padrão (Ideal)	2
1.2.3	Parâmetros de Desempenho	4
1.2.4	Disponibilidade de Energia Térmica em MCI's	5
2	MODELAGEM	7
2.1	Vazão Mássica de Ar e Combustível	8
2.2	Subsistemas	9
2.2.1	Filtro de Ar	9
2.2.2	Compressor	10
2.2.3	Intercooler	10
2.2.4	Coletor de Admissão	12
2.2.5	Motor	12
2.2.6	Radiador	13
2.2.7	Gases de Exaustão	14
2.2.8	EGR Cooler	15
2.2.9	Turbina	15
2.2.10	Catalisador	16
3	METODOLOGIA	17
3.1	Dados Experimentais	17
3.1.1	Obtenção dos Dados Experimentais	17
3.2	Calibração das Constantes do Modelo	18
3.3	Simulação	18
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	19
4.1	Energia Residual do Radiador	20
4.1.1	Validação da Análise do Radiador	21

4.2	Energia Residual do <i>Intercooler</i>	22
4.2.1	Validação da Análise do <i>Intercooler</i>	23
4.3	Energia Residual do <i>EGR Cooler</i>	24
4.3.1	Validação da Energia Residual do <i>EGR Cooler</i>	25
4.4	Energia Residual dos Gases de Exaustão	26
4.4.1	Validação da Análise dos Gases de exaustão	27
4.5	Energia Residual Total	28
5	CONCLUSÕES	29
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	31

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna (MCI) são os dispositivos transformadores de energia mais utilizados no planeta. O setor de transportes, o qual usa na sua maior parte o MCI, consumiu quase 30% da energia total utilizada no Brasil em 2012 (MME, 2013). Enquanto amplamente usados, a eficiência térmica destes dispositivos ainda é baixa ficando em torno de 35 a 40% para MCI's Diesel e 25 a 30% para MCI's Otto (ÇENGEL e BOLES, 2006). Além do mais, a emissão de poluentes, leia-se óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e fuligem, destes equipamentos é o principal responsável pela má qualidade do ar nos centros urbanos.

Um MCI descarrega na atmosfera calor rejeitado proveniente de seu processo de combustão. Assim sendo, o desenvolvimento de tecnologias que visam recuperar, pelo menos, parte desta energia trarão melhoramentos na eficiência térmica do sistema como também no consumo de combustível, resultando em substanciais benefícios em âmbito global.

1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é avaliar a energia térmica residual desperdiçada no *EGR cooler*, *intercooler*, radiador, e gases de exaustão de motores Diesel. Portanto uma análise termodinâmica foi empregada e essas energias térmicas foram estimadas como uma função da velocidade de rotação do motor. Esta simples porém efetiva modelagem permite a avaliação do potencial de energia desperdiçada. Nas seções seguintes, a modelagem termodinâmica é descrita e os resultados obtidos são apresentados e discutidos.

1.2 Embasamento Teórico

1.2.1 O Motor Diesel

Também conhecido como motor de ignição por compressão foi primeiramente proposto por Rudolph Diesel em nos anos 1890. Nestes motores o ar é comprimido na câmara de combustão até uma temperatura acima da temperatura de auto-ignição do combustível e a combustão se inicia pelo contato do combustível injetado com esse ar aquecido (ÇENGEL e BOLES, 2006).

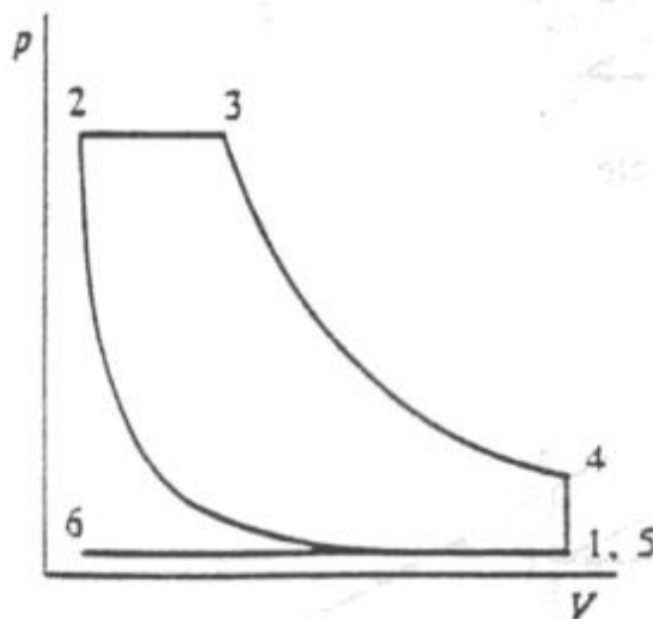
Visto que esses motores comprimem apenas ar na fase de compressão do ciclo, exclui-se a possibilidade de haver auto-ignição ou "batida de pino" e isso permite o uso de altas taxas de compressão de até 24 o que resulta numa eficiência térmica maior (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Os menores custos do combustível associado com a maior eficiência, faz com que os motores Diesel se tornem atraentes para aplicações que exigem quantidades relativamente grandes de potência, como locomotivas, geradores de emergência, navios e caminhões pesados. (ÇENGEL e BOLES, 2006)

1.2.2 Ciclo Diesel Padrão (Ideal)

Para melhor compreensão do ciclo Diesel ideal, a Fig. 1.1 representa o diagrama p-V (pressão-volume) e ilustra os processos envolvidos na operação deste motor.

Figura 1.1: Diagrama p-V do ciclo Diesel ideal.



Fonte: HEYWOOD, 1988

Assumindo-se as seguintes hipóteses:

$A \rightarrow$ O fluido de trabalho comporta-se como gás ideal com calor específico constante;

$B \rightarrow$ A massa do fluido de trabalho é constante ao longo do ciclo;

$C \rightarrow$ A combustão é modelada como uma adição de calor a partir de uma fonte externa;

$D \rightarrow$ A exaustão é modelada como uma rejeição de calor para uma fonte fria;

Neste caso, o ciclo Diesel compõe-se dos seguintes processos:

1 \rightarrow 2: Compressão isentrópica;

2 \rightarrow 3: Adição de calor a pressão constante;

3 \rightarrow 4: Expansão isentrópica;

4 \rightarrow 5: Rejeição de calor a volume constante;

5 \rightarrow 6: Exaustão a pressão constante;

6 \rightarrow 1: Admissão a pressão constante;

No estado 1, o pistão começa o período de compressão do ar. O volume do ar é reduzido a um valor proporcional a taxa de compressão. Nos instantes que precedem o estado 2 ocorre a injeção de combustível e no estado 2 existe a adição de calor através da combustão interna no cilindro. A combustão é assumida ocorrer de forma a manter a pressão constante ao mesmo tempo em que o volume aumenta. No estado 3 a combustão da mistura está encerrada e existe a expansão isentrópica do gás impulsionando o pistão e produzindo trabalho. No ponto 4, a válvula de exaustão é aberta e a pressão cai instantaneamente até o ponto 5. O pistão então movimentar-se para cima até o ponto 6 e expulsa os gases queimados. A seguir, a válvula de exaustão fecha-se e abre-se a válvula de admissão. O pistão desce novamente ao ponto 1 admitindo novamente o ar reiniciando o ciclo (HEYWOOD, 1988).

As equações que regem o comportamento da compressão e expansão isentrópica, processos 1 \rightarrow 2 e 3 \rightarrow 4 respectivamente são:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1}; \quad \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma; \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} \quad (1.1)$$

onde P_n com $n = 1, 2, \dots, 6$ é a pressão do gás nos respectivos estados do diagrama p-V, V_i e T_i com $i = 1, 2, \dots, 6$ é o volume e temperatura dos gases respectivamente.

Já para a combustão e exaustão, processos 2 \rightarrow 3 e 4 \rightarrow 5 respectivamente, são válidas as seguintes relações:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}; \quad \frac{T_4}{T_5} = \frac{P_4}{P_5} \quad (1.2)$$

1.2.3 Parâmetros de Desempenho

Eficiência Térmica

A eficiência térmica do ciclo Diesel pode ser obtida pela razão entre o trabalho que o motor consegue realizar durante um ciclo (área interna ao diagrama p-V) e a energia de entrada através da combustão (processo 2 → 3) (HEYWOOD, 1988), ou seja:

$$\eta_{term} = \frac{W_{ciclo}}{W_{entra}} = \frac{W_{entra} - W_{sai}}{W_{entra}} = 1 - \frac{W_{sai}}{W_{entra}} \quad (1.3)$$

Sabendo-se que:

$$W_{entra} = c_p[T_3 - T_2] \quad (1.4)$$

$$W_{sai} = c_v[T_4 - T_1] \quad (1.5)$$

onde c_p e c_v são os calores específicos a pressão e volume constante respectivamente e W_{entra} e W_{sai} são os trabalhos de entrada e saída por unidade de massa de mistura.

Substituindo as Eqs. 1.4 e 1.5 na Eq. 1.3 obtém-se:

$$\eta_{term} = 1 - \frac{c_v[T_4 - T_1]}{c_p[T_3 - T_2]} \quad (1.6)$$

das relações entre propriedades para os processos isentrópicos 1 → 2 e 3 → 4 e para o processo isobárico 2 → 3 e posteriores manipulações algébricas obtém-se a Eq. 1.7:

$$\eta_{term} = 1 - \frac{1}{\gamma} \left(\frac{1}{r_1} \right)^{\gamma-1} \frac{\beta^\gamma - 1}{\beta - 1} \quad (1.7)$$

onde γ é a razão entre os calores específicos e r_1 é a razão de compressão definida por:

$$r_1 = \frac{V_1}{V_2} \quad (1.8)$$

e β por:

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} \quad (1.9)$$

Eficiência de Conversão de Combustível

A eficiência de conversão de combustível é obtida pela razão entre o trabalho produzido pelo motor em um ciclo e a energia do combustível (HEYWOOD, 1988), conforme a Eq. 1.10:

$$\eta_{comb} = \frac{W_{ciclo}}{M_{comb}PCI} \quad (1.10)$$

onde M_{comb} é a massa de combustível admitida por ciclo e PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

Eficiência Volumétrica

a eficiência volumétrica é a razão entre a massa de ar admitida e aquela que seria admitida nas condições de temperatura e pressão ambientes (HEYWOOD, 1988), ou seja:

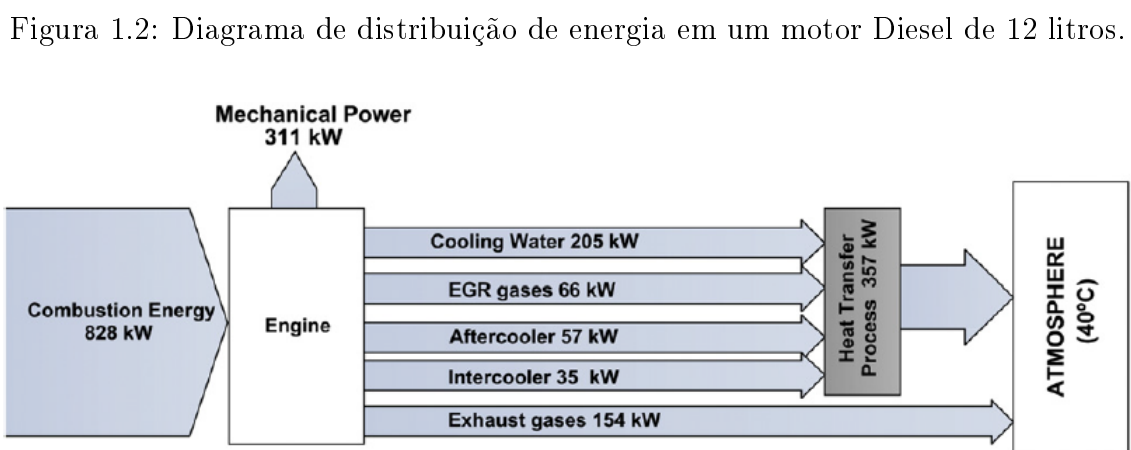
$$\eta_{vol} = \frac{M_{ar}}{\rho_{adm} V_{cil}} \quad (1.11)$$

onde M_{ar} é a massa de ar admitido por cilindro por ciclo, ρ_{adm} é a densidade do ar nas condições de temperatura e pressão de admissão e V_{cil} é o volume de um cilindro do motor.

1.2.4 Disponibilidade de Energia Térmica em MCI's

Os setores do motor nos quais a energia térmica residual se concentra são o sistema de refrigeração e o sistema de exaustão, o primeiro abrange o radiador, *intercooler* e *EGR cooler*, já o segundo compreende os gases de exaustão.

A quantidade de energia térmica desperdiçada em um motor é muito expressiva, por exemplo, ao juntar-se o desperdício pela água de refrigeração (*Coolant Water*) e gases de escapamento (*Exhaust Gas* e *EGR gases*) soma-se a ordem de 60% de toda energia produzida pela combustão sendo inutilizada. Para exemplificação quantitativa, o diagrama de um motor bi-turbo Diesel de 12 litros estudado por DOLZ et al., (2011) comprova o valor como pode ser visto na Fig. 1.2.



Fonte: DOLZ et al., 2011

O foco deste trabalho é justamente nesta vertente, estudar o comportamento da rejeição de energia em cada componente e quantificá-lo de acordo com a rotação do motor. Com isso se tem uma estimativa da qualidade de recuperação de energia térmica caso

venha a se aplicar um ciclo termodinâmico de recuperação futuramente.

Diversas maneiras de transformar energia térmica em outro tipo utilizável pelo motor são estudadas, geralmente fazendo-se o uso de um ou mais ciclos termodinâmicos como, *Rankine, Brayton, Stirling, Ericsson* dentre outros (KOROBITSYN, 1998).

gando consigo uma quantidade de energia (E_{comb}). Para retirar o calor excessivo gerado pelo processo de combustão o radiador, através do fluido de trabalho (neste caso a água), troca calor com o ambiente, processo este que resulta numa energia térmica residual ($Q_{radiador}$).

Os gases resultantes do processo de combustão saem pelo coletor de exaustão e depois podem seguir duas diferentes rotas, a de *EGR* ou a expansão na turbina. Quando seguem a de *EGR* os gases passam por uma válvula associada à uma razão de passagem de *EGR* (K_{EGR}) e em seguida sofrem um resfriamento ao passar pelo *EGR Cooler* (processo que resulta na energia térmica residual Q_{EGR}) para então serem readmitidos no coletor de admissão. Quando seguem para a expansão na turbina sofrem uma diminuição de temperatura causada por este processo, em seguida passando pelo catalisador são despejados na atmosfera. Como ainda estão a altas temperaturas nesta etapa possuem uma energia térmica residual associada ($Q_{exaustao}$).

O estudo em questão faz parte de um projeto que envolve temas de melhoria de eficiência térmica em motores Diesel, sendo este uma parceria entre a Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC - e uma empresa fabricante de veículos pesados. Os dados experimentais aqui utilizados são provenientes de materiais cedidos pelo fabricante.

Cada um dos subsistemas da Fig. 2.1 foi modelado, e o modelo calibrado separadamente com base em testes de bancada realizados e disponibilizados pelo fabricante. A calibração foi realizada por meio da determinação das constantes das equações dos subsistemas, procedimento este que foi efetuado a partir de iterações.

A princípio, neste estudo será adotada operação em regime permanente para cada faixa de velocidade do motor e o sistema resultante de equações algébricas lineares foi resolvido no *software Engineering Equation Solver (EES)*.

2.1 Vazão Mássica de Ar e Combustível

A vazão de ar no motor foi considerada como função da rotação e condições termodinâmicas da admissão e pode ser obtida por

$$\dot{M}_{ar} = \frac{V_{cil} \rho_{adm} \eta_{vol} N_r N_{cil}}{120} \quad (2.1)$$

onde N_r é a rotação do motor em *RPM*, N_{cil} é o número de cilindros do motor e 120 é o fator de conversão para rotações por segundo e para duas revoluções por ciclo do motor.

Nesta modelagem não se entrará no âmbito do controle eletrônico do sistema de injeção, este será modelado como uma função da razão ar-combustível definida para o motor.

Para obtenção da quantidade correta de combustível dado a quantidade de ar, existe a razão estequiométrica, que se refere à proporção exata para que a quantidade de ar seja

aquela que oxidará o combustível de maneira adequada. Para o Diesel essa proporção está em torno de 14,5 (HEYWOOD, 1988), ou seja:

$$M_{comb} = 14,5M_{ar} \quad (2.2)$$

O fluxo de combustível carrega consigo uma quantidade de energia química por unidade de massa que é liberada caso venha-se a fazer a combustão completa do combustível. Ela é conhecida como *Poder Calorífico Inferior (PCI)* ou *Lower Heating Value* do inglês (HEYWOOD, 1988). Geralmente esse parâmetro é dado em Joules por quilograma de combustível, então para se obter a potência relacionada à um fluxo de combustível basta multiplicar o respectivo *PCI* pela vazão mássica, ou seja:

$$E_{comb} = \dot{M}_{comb}PCI \quad (2.3)$$

onde E_{comb} é a potência que será liberada caso toda essa vazão de combustível sofrer uma combustão completa.

A razão de equivalência, conhecido como ϕ (*phi*) é definido como a razão entre a proporção estequiométrica e a proporção real utilizada.

$$\phi = \frac{AC_{esteq}}{AC_{real}} \quad (2.4)$$

onde AC_{esteq} e AC_{real} são as razões mássicas de ar-combustível estequiométrica e real respectivamente.

2.2 Subistemas

2.2.1 Filtro de Ar

O filtro de ar é o primeiro subsistema presente no canal de admissão do MCI, ele é o responsável por evitar que partículas sólidas presentes no ar atmosférico entrem nas câmaras de combustão, além de preservar o compressor, uma vez que essas partículas em contato com suas partes móveis podem degradá-las. Uma vez que o filtro consiste basicamente de um meio poroso inserido no duto de admissão, o ar ao passar por ele sofre uma perda de pressão (PETTERSSON, 2000).

Para obtenção do comportamento da pressão e temperatura neste componente, ajustou-se uma curva com base em dados experimentais cedidos pelo fabricante. A curva de pressão é dada pela Eq. 2.5.

$$P_{fa} = K_{fa1}z^4 + K_{fa2}z^3 + K_{fa3}z^2 + K_{fa4}z + K_{fa5} \quad (2.5)$$

onde K_{fai} são constantes ajustadas conhecidas e z é uma parametrização da rotação do motor dada pela Eq. 2.6.

$$z = \frac{N_r - 1578,4}{435} \quad (2.6)$$

onde N_r é a rotação do motor em *RPM*.

A mesma ideia pode ser expandida para a temperatura, que neste caso apresentou comportamento linear de acordo com a Eq. 2.26.

$$T_{fa} = K_{fa6}N_r + K_{fa7} \quad (2.7)$$

2.2.2 Compressor

Acionado pela rotação da turbina através de um eixo o compressor tem o papel de comprimir o ar atmosférico e fornece-lo aos cilindros, resultando em maior massa de ar dentro da câmara de combustão. Uma vez que mais ar entra, mais combustível pode ser adicionado, gerando assim mais potência numa combustão do ciclo (BOSCH, 2004).

A pressão gerada pelo compressor foi obtida através de dados experimentais de acordo com a Eq. 2.8.

$$P_c = K_{c1}N_r^2 + K_{c2}N_r + K_{c3} \quad (2.8)$$

onde K_{ci} são constantes conhecidas.

Para o caso da temperatura do compressor, utilizou-se o modelo proposto por PETERSSON (2000), que consiste em:

$$T_c = K_{c4}T_{fa}\left(\frac{P_c}{P_{fa}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.9)$$

onde γ é a razão de calores específicos e K_{c4} foi obtido por meio de iterações e ajustado em função da rotação, resultando na Eq. 2.10

$$K_{c4} = K_{x1}z^5 + K_{x2}z^4 + K_{x3}z^3 + K_{x4}z^2 + K_{x5}z + K_{x6} \quad (2.10)$$

onde K_{xi} são constantes conhecidas.

2.2.3 Intercooler

Devido à compressão sofrida após sua passagem pelo compressor, o ar é submetido a um aumento considerável de temperatura e conseqüentemente uma redução de densidade.

Quanto menor a densidade do ar admitido, menos massa de ar será admitida pelos cilindros, ocasionando perda de torque. Para que a densidade do ar aumente é necessária uma redução de sua temperatura, por isso a utilização de um *intercooler* (BERGSTRÖM

e BRUGÅRD, 1999).

Utilizado em larga escala por MCI's sobrealimentados com turbocompressores, o *intercooler* tem por principal função resfriar o ar que será admitido pelo motor, o que o caracteriza basicamente como um trocador de calor. Na maioria dos veículos automotores o meio de refrigeração do *intercooler* é o ar atmosférico (FLÄRDH e GUSTAFSON, 2003).

A curva de pressão depois do *intercooler* se assemelha com a do compressor, porém aqui está associada uma perda de carga gerada pelo componente, então a equação segue a seguinte relação:

$$P_{int} = K_{c1}N_r^2 + K_{c2}N_r + K_{c5} \quad (2.11)$$

diferindo de P_c apenas por K_{c5} que carrega o efeito da perda de carga.

O cálculo da temperatura foi implementado utilizando o modelo de eficiência do *intercooler* que possui a seguinte forma:

$$\eta_{int} = \frac{\text{transferencia de calor real}}{\text{transferencia de calor ideal}} \quad (2.12)$$

podendo se reescrita de acordo com a Eq. 2.13.

$$\eta_{int} = \frac{T_c - T_{int}}{T_c - T_{amb}} \quad (2.13)$$

onde T_{amb} é a temperatura do ar ambiente e T_{int} é a temperatura do ar depois do *intercooler*.

Um modelo semi-empírico para η_{int} foi proposto por BERGSTRÖM e BRUGÅRD, (1999) e é mostrado na Eq. 2.14.

$$\eta_{int} = [K_{i1} + K_{i2} \frac{T_c - T_{amb}}{2} + K_{i3} \dot{M}_{ar} + K_{i4} \frac{\dot{M}_{ar}}{\dot{M}_{ref}}] \quad (2.14)$$

onde \dot{M}_{ref} é a vazão mássica do fluido refrigerante (neste caso, o ar ambiente) e K_{ii} são as constante conhecidas que foram ajustadas para o caso.

Resolvendo e Eq. 2.13 para T_{int} e substituindo nela a Eq. 2.14 obtém-se a expressão final de T_{int} , mostrada na Eq. 2.15.

$$T_{int} = T_c - [K_{i1} + K_{i2} \frac{T_c - T_{amb}}{2} + K_{i3} \dot{M}_{ar} + K_{i4} \frac{\dot{M}_{ar}}{\dot{M}_{ref}}](T_c - T_{amb}) \quad (2.15)$$

A taxa de rejeição de calor do *intercooler* pode ser calculado pela simples relação entra vazão mássica, calor específico e diferença de temperaturas, como mostrado na Eq. 2.16.

$$Q_{intercooler} = \dot{M}_{ar} c_{par} [T_c - T_{int}] \quad (2.16)$$

onde cp_{ar} é o calor específico do ar a pressão constante e neste caso é obtido para as condições de pressão e temperatura do *intercooler*.

2.2.4 Coletor de Admissão

O coletor de admissão é o componente responsável por distribuir o ar vindo do duto de admissão para os cilindros do motor, geralmente construído em ferro fundido, alumínio ou polímero nas mais diversas geometrias que dependem de como estão arranjados os cilindros. Pode haver ainda a variante de portar um sistema de entrada para recirculação dos gases de exaustão (*EGR*)(CEPRA, 2000).

Nesta modelagem foi considerado que as propriedades relativas à este componente, pressão e temperatura, são as mesmas do *intercooler*.

2.2.5 Motor

A quantidade de ar admitido pelo motor limita a quantidade de combustível que pode ser injetada, então quanto mais ar, mais oxigênio e conseqüentemente mais combustível pode ser queimado resultando em maior produção de torque (FLÄRDH e GUSTAFSON, 2003).

Sendo o principal dispositivo do sistema, aqui será abordada a curva de torque em função da rotação e um básico balanceamento da reação química de combustão, estimando a composição de seus produtos com o intuito de se obter as propriedades termodinâmicas relativas aos gases de exaustão.

A curva de geração de torque para o motor em questão foi obtida através do fabricante e com os pontos da curva foi ajustada uma equação de Torque *vs* Rotação mostrada na Eq. 2.17.

$$B = K_{r1}z_r^{10} + K_{r2}z_r^9 + K_{r3}z_r^8 + K_{r4}z_r^7 + K_{r5}z_r^6 + K_{r6}z_r^5 + K_{r7}z_r^4 + K_{r8}z_r^3 + K_{r9}z_r^2 + K_{r10}z_r + K_{r11} \quad (2.17)$$

onde K_{ri} são constantes conhecidas ajustadas e z_r é uma parametrização da rotação do motor.

Foi considerado neste estudo que os produtos da combustão do hidrocarboneto em questão são vapor de água (H_2O), dióxido de carbono (CO_2), nitrogênio (N_2) e oxigênio (O_2). Com isso fez-se o balanceamento da reação de combustão obtendo a quantidade de mols de cada produto possibilitando, então, a obtenção da fração mássica de cada componente.

Almejando a determinação do calor específico dos gases de exaustão e conhecendo as frações mássica de cada subproduto, pode-se utilizar a Eq. 2.18 para tal fim.

$$\sum_i^n cp_{ex} = y_i cp_i \quad (2.18)$$

onde y_i e cp_i são a fração mássica e o calor específico a pressão constante do subproduto i respectivamente. Visto que o *software EES* possui a função do calor específico em sua biblioteca, a cada iteração do programa é possível adquirir-se a variação desta propriedade em função da pressão e temperatura, como mostra a Eq. 2.19.

$$cp_i = f(T_i, P_i) \quad (2.19)$$

2.2.6 Radiador

Devido à combustão do combustível, uma quantidade considerável de energia na forma de calor é transferida para as paredes da câmara de combustão, se essa energia não for dissipada, as propriedades do óleo lubrificante serão comprometidas, o que acarreta em sérios danos ao componente. Um fluido é então bombeado através de canais internos às paredes do bloco do motor para carregar essa quantidade de energia para fora do mesmo e trocá-la com o meio externo. O radiador é o responsável por essa troca de calor do fluido de refrigeração - comumente utiliza-se água misturada com um aditivo - com o ambiente. Através de uma grande superfície de contato com o ar exterior ao veículo ele refrigera o fluido para que este volte ao motor dando repetição ao ciclo de retirada de energia térmica das paredes (CEPRA, 2000).

Para determinação do calor rejeitado através do radiador ajustou-se as curvas de temperaturas e vazão de água com base nos dados experimentais. Para as temperaturas, as equações que regem os respectivos comportamentos são mostradas a seguir.

$$T_{af} = K_{a1}z^4 + K_{a2}z^3 + K_{a3}z^2 + K_{a4}z + K_{a5} \quad (2.20)$$

$$T_{aq} = K_{a6} \quad (2.21)$$

onde T_{af} e T_{aq} são as temperaturas da água fria e quente respectivamente e K_{ai} são constantes conhecidas ajustadas. Como se pode perceber pela Eq. 2.21 a temperatura da água aquecida pelo motor não apresentou variação significativa com a rotação.

Seguindo a mesma metodologia a curva ajustada da vazão mássica de água através do radiador é obtida pela Eq. 2.22.

$$\dot{M}_{agua} = K_{w1}z^4 + K_{w2}z^3 + K_{w3}z^2 + K_{w4}z + K_{w5} \quad (2.22)$$

onde K_{wi} são constantes ajustadas e conhecidas.

Portanto a taxa de rejeição de calor residual associada ao radiador pode ser obtida

pela Eq. 2.23.

$$Q_{radiador} = \dot{M}_{agua} c p_{agua} [T_{aq} - T_{af}] \quad (2.23)$$

sendo cp_{agua} o calor específico a pressão constante da água nas condições de temperatura calculadas e pressão atmosférica.

2.2.7 Gases de Exaustão

O sistema de escapamento é responsável pela retirada dos gases provenientes da queima do combustível. Ao sair da câmara de combustão, esses gases possuem uma grande quantidade de energia, que se divide basicamente em cinética, devido à alta velocidade de saída, e térmica, devido à alta temperatura na qual deixa a câmara de combustão. Geralmente toda essa energia é despejada na atmosfera sem que seja aproveitada, porém, é comum observar motores com o uso de turbo-compressores, que utilizam parte da energia cinética dos gases de exaustão para que o motor admita mais ar nas câmaras de combustão. Ou seja, parte da energia dos gases esta sendo aproveitada de certa maneira, mas ainda existe outra quantidade de energia (a térmica) sendo desperdiçada (CEPRA, 2000).

Para o cálculo da temperatura dos gases de exaustão, o modelo proposto por PETERSSON, (2000) baseado no torque do motor (B) e velocidade de rotação (N_r) foi utilizado e é mostrado na Eq. 2.24.

$$T_{ex} = K_{e1} B^2 + K_{e2} \sqrt[4]{N_r} + K_{e3} B N_r \quad (2.24)$$

onde as constantes K_{ei} foram obtidas através de iterações tomando como base os valores obtidos experimentalmente.

Para o caso da pressão dos gases de exaustão, como os dados experimentais foram obtidos em regime permanente e assumindo uma expansão isentrópica na turbina a curva da pressão pode ser obtida pela Eq. 2.25.

$$P_{ex} = P_t \left[\frac{T_{ex}}{T_t} \right]^{\gamma/\gamma-1} \quad (2.25)$$

onde P_t e T_t são a pressão e temperatura depois da turbina respectivamente.

Devido ao fato dos gases de exaustão terem a possibilidade de seguir dois caminhos distintos, circuito de *EGR* e/ou seguir para a turbina, escolheu-se nesse caso avaliar a energia residual após a expansão na turbina. Então a vazão mássica relativa a essa energia deve descontar a vazão mássica que segue o circuito de *EGR*, ou seja:

$$\dot{M}_t = \dot{M}_{ex} - \dot{M}_{EGR} \quad (2.26)$$

onde \dot{M}_t é a vazão mássica de gases depois da turbina, \dot{M}_{ex} é vazão mássica na saída do

coletor de exaustão e \dot{M}_{EGR} é vazão mássica de *EGR*.

Sabendo-se que \dot{M}_{ex} é a soma de \dot{M}_{ar} e \dot{M}_{comb} e que a vazão de *EGR* é uma porcentagem de \dot{M}_{ex} , pode-se determinar o calor rejeitado pelos gases de exaustão por meio da Eq. 2.27.

$$Q_{exaustao} = \dot{M}_{ex}[1 - K_{EGR}]c_{p_{ex}}[T_t - T_{amb}] \quad (2.27)$$

onde K_{EGR} é a razão de *EGR*, que para esses motores pode assumir valores entre 10% e 30% (DOLZ et al., 2011) e é calculada de acordo com a Eq. 2.28.

$$K_{EGR} = \frac{\dot{M}_{EGR}}{\dot{M}_{ex}} \quad (2.28)$$

2.2.8 EGR Cooler

EGR - Exhaust Gas Recirculation do inglês, como o próprio nome diz, é a recirculação de uma parcela dos gases de exaustão de volta para a admissão do motor. É uma prática comum nos motores Diesel devido ao fato da combustão destes produzir alta temperatura de chama na presença de oxigênio abundante, resultando na geração de grandes quantidades de NO_x . Para amenizar essa ocorrência, usa-se o artifício do *EGR*, que diminui a temperatura de chama e a concentração de oxigênio na câmara de combustão (ZHENG et al., 2003).

Visto que os gases relativos ao *EGR* são provenientes dos gases de exaustão, eles possuem alta temperatura, principalmente quando o motor está sujeito à altas cargas. Consequentemente isso eleva a geração de fuligem na combustão e esta ocorrência indesejável é evitada fazendo-se o resfriamento do *EGR* (HOUNTALAS et al., 2006).

Para o cálculo da energia residual no *EGR cooler* foi considerado a razão de *EGR* constante com a rotação e valores foram arbitrados para algumas análises.

O cálculo da temperatura do *EGR* resfriado seguiu a mesma metodologia de eficiência do *intercooler*, porém aqui o valor de η_{EGR} foi arbitrado e considerado constante e a temperatura do *EGR* pode ser descrita pela Eq. 2.29.

$$T_{EGR} = \eta_{EGR}T_{amb} + T_{ex}[1 - \eta_{EGR}] \quad (2.29)$$

Com isso o calor rejeitado pelo *EGR cooler* pode ser obtido por:

$$Q_{EGR} = \dot{M}_{EGR}c_{p_{ex}}[T_{ex} - T_{EGR}] \quad (2.30)$$

2.2.9 Turbina

A turbina tem como principal função o aproveitamento da energia cinética dos gases de exaustão, ou seja, o escoamento dos gases propela a turbina, que através de um eixo

entrega torque ao compressor (BERGSTRÖM e BRUGÅRD, 1999).

A temperatura depois da turbina teve a curva ajustada com base nos dados experimentais que resultaram na Eq. 2.31.

$$T_t = K_{t1}z^5 + K_{t2}z^4 + K_{t3}z^3 + K_{t4}z^2 + K_{t5}z + K_{t6} \quad (2.31)$$

onde K_{ti} são as constantes conhecidas ajustadas para o motor.

Já a pressão depois da turbina foi modelada com base na pressão atmosférica acrescida da pressão de restrição causada pelo catalisador.

$$P_t = P_{atm} + \Delta P_{rest} \quad (2.32)$$

2.2.10 Catalisador

O catalisador é um dispositivo que visa minimizar a emissão de poluentes provenientes da combustão do motor, sua principal função é converter os componentes nocivos ao meio ambiente e seres vivos, como HC (hidróxido de carbono), CO (monóxido de carbono) e NO_x (óxidos de nitrogênio) em componentes não prejudiciais. Os produtos resultantes deste processo de catálise são H_2O (vapor de água), CO_2 (dióxido de carbono) e N_2 (nitrogênio) (BOSCH, 2004).

Este dispositivo, gera uma restrição de passagem de escoamento, portanto resulta num aumento de pressão na entrada do componente modelada com base nos dados experimentais.

$$\Delta P_{rest} = K_{d1}z^3 + K_{d2}z^2 + K_{d3}z + K_{d4} \quad (2.33)$$

onde K_{di} são constantes conhecidas e ajustadas para o motor em questão.

Capítulo 3

METODOLOGIA

Na presente seção apresenta-se como foram obtidos e tratados os dados experimentais ao longo da modelagem, como também, o procedimento de ajuste e calibração das curvas de pressão, temperatura e vazão mássica para cada componente do sistema.

3.1 Dados Experimentais

Para realização deste trabalho, foi cedido pelo fabricante do motor um documento contendo os dados necessários para as análises em questão. O motor foi instrumentado em bancada de teste nas condições de temperatura ambiente de 25°C e pressão normal do ar de 100 kPa (nível do mar). Todas informações relativas ao motor são baseadas na operação do mesmo com sistema de injeção de combustível, bomba de líquido refrigerante, bomba de óleo lubrificante, compressor de ar (descarregado) e sem alternador.

As informações fornecidas representam valores nominais de operação com tolerância de erro de 5% para mais ou para menos quando utilizadas para propósitos de cálculo e otimização (VP-EDAIR, 2011).

3.1.1 Obtenção dos Dados Experimentais

O motor foi submetido a medições em diversas faixas de rotação, estas escolhidas de modo a contemplar toda sua faixa de operação, ou seja, são dados discretos para uma dada rotação. Em cada rotação configurada, a obtenção de dados negligenciou a faixa transiente de comportamento, esperando-se que as medições atingissem um valor constante (regime permanente) para então ser feita a coleta do dado.

Como a obtenção de dados se deu somente para rotações fixas, a qualidade da expansão destes dados para toda a faixa de rotação é um fenômeno pertinente, portanto o comportamento dos dados no intervalo entre as rotações fixadas será analisado ao fim dos experimentos pela observação do comportamento das curvas geradas.

3.2 Calibração das Constantes do Modelo

Se tratando de um componente modelado através dos dados experimentais, utilizou-se o *software MATLAB*[®] para que a equação descrevesse com maior riqueza de detalhes o comportamento do parâmetro em questão.

Já para os componentes modelados através de modelos propostos por outros autores já citados, um método iterativo de variação de constantes de ajuste foi utilizado até que o parâmetro em questão atingisse o valor de referência obtido experimentalmente.

3.3 Simulação

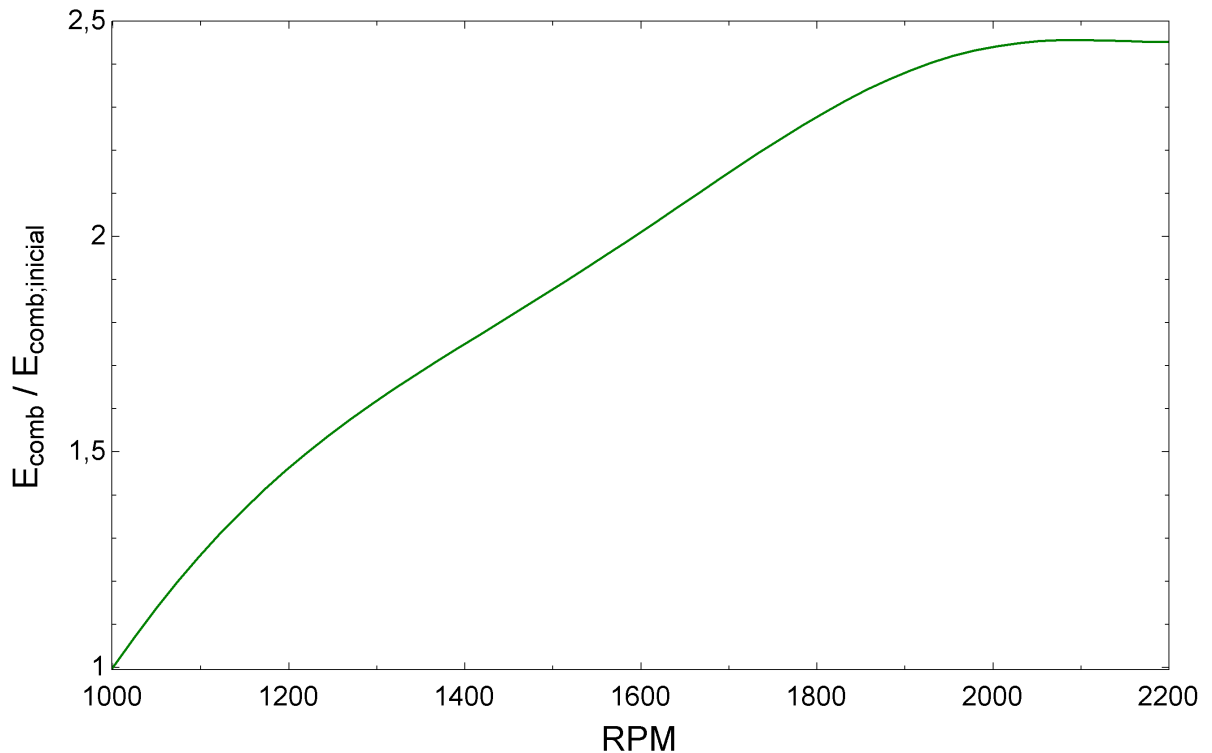
Ao fim do processo de calibração de constantes e ajuste de curvas de cada subsistema, montou-se as equações no *software EES* para geração dos gráficos pertinentes ao estudo em questão. É válido ressaltar que propriedades termodinâmicas, como densidades e calores específicos dos fluidos participantes, estão contidas na própria biblioteca do *software*. Isso possibilitou um detalhamento maior ao modelo uma vez que o valor dessas propriedades era atualizado em cada ciclo de iterações do programa.

Capítulo 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção discute os resultados obtidos para a rejeição de energia em cada componente ao longo da faixa de velocidades do motor. Por razão de confidencialidade os dados aqui apresentados serão mostrados na forma de porcentagem da energia total de combustível entrando no sistema (E_{comb}). Portanto vale lembrar que E_{comb} é uma função da vazão de combustível (\dot{M}_{comb}) e que esta aumenta com a rotação. A Fig. 4.1 mostra, no eixo vertical, uma normalização deste parâmetro o que facilita o entendimento de como essa energia de entrada aumenta com a rotação.

Figura 4.1: Aumento da energia total fornecida pelo combustível.

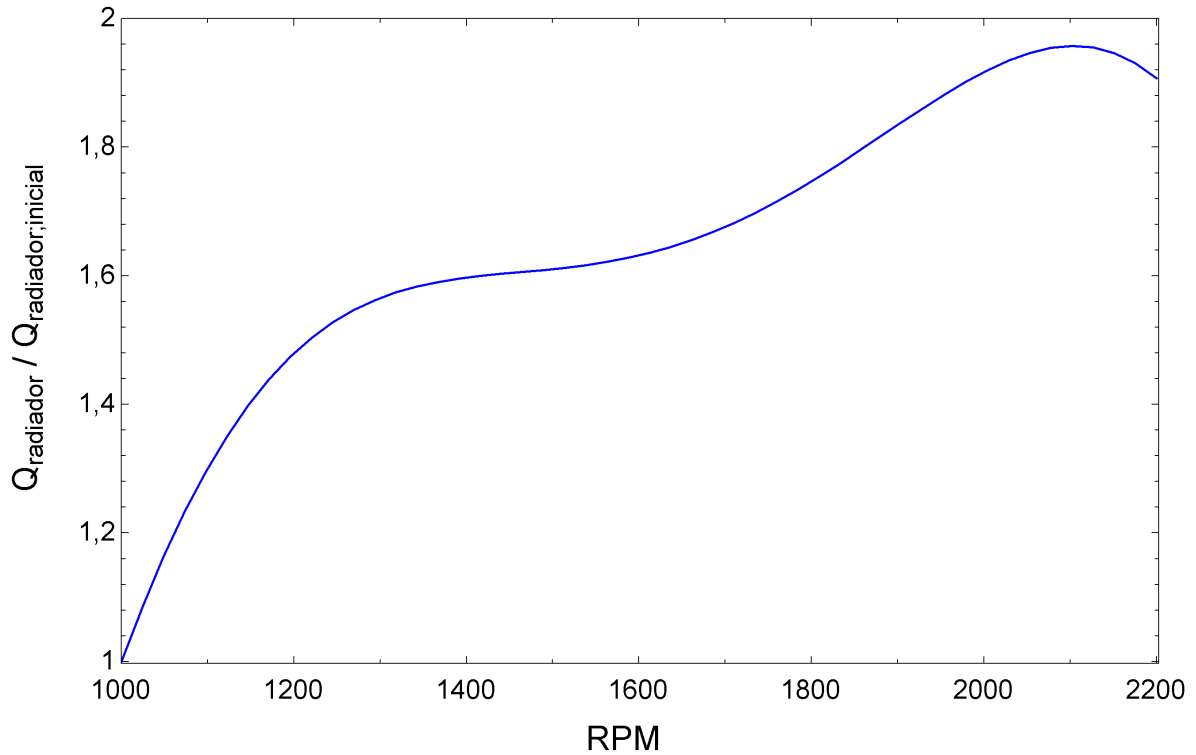


Fonte: Autoria Própria

4.1 Energia Residual do Radiador

Este componente opera isolado do resto do sistema com seu próprio circuito de fluido refrigerante, portanto suas variáveis \dot{M}_{agua} e temperaturas de entrada e saída não dependem dos outros subsistemas. O comportamento da energia rejeitada pelo radiador é mostrado na Fig. 4.2, através desta se percebe um aumento de quase 100% da energia rejeitada ao longo de toda faixa de rotação. Apesar de ter apresentado pouca variação nas temperaturas de entrada e saída, a vazão aumentou consideravelmente com a rotação, o que justifica a curva crescente.

Figura 4.2: Aumento da energia residual do Radiador.

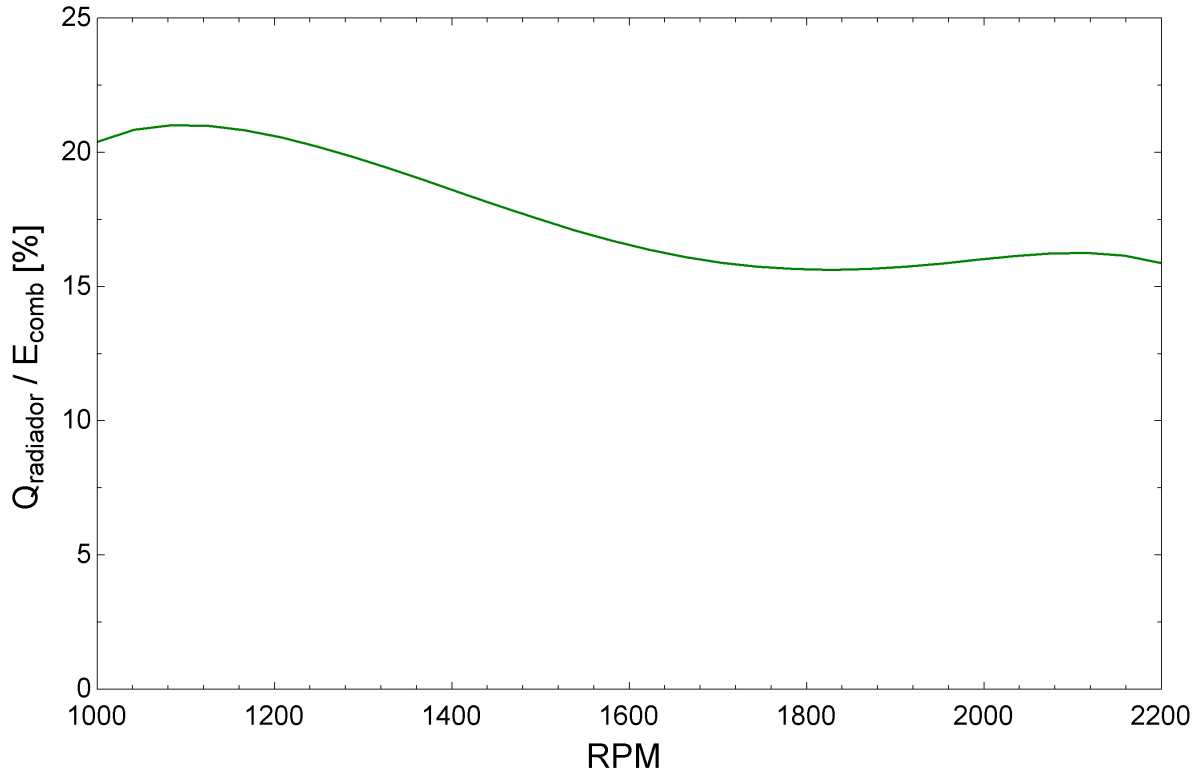


Fonte: Autoria Própria

Já a Fig. 4.3 mostra a energia residual do radiador como uma porcentagem de E_{comb} . Apesar do aumento de rejeição de energia conforme a rotação, esta curva do radiador possui uma tendência ao decrescimento. Isso acontece devido ao fato da E_{comb} aumentar numa proporção maior que Q_{radiador} conforme visto na Fig. 4.1.

Percebe-se pela Fig. 4.3 que mesmo decrescendo, a energia do radiador corresponde a uma grande parcela da energia total do sistema, o que caracteriza este componente como um potencial candidato a implementação de alternativas de recuperação de energia térmica.

Figura 4.3: Energia residual do Radiador.



Fonte: Autoria Própria

4.1.1 Validação da Análise do Radiador

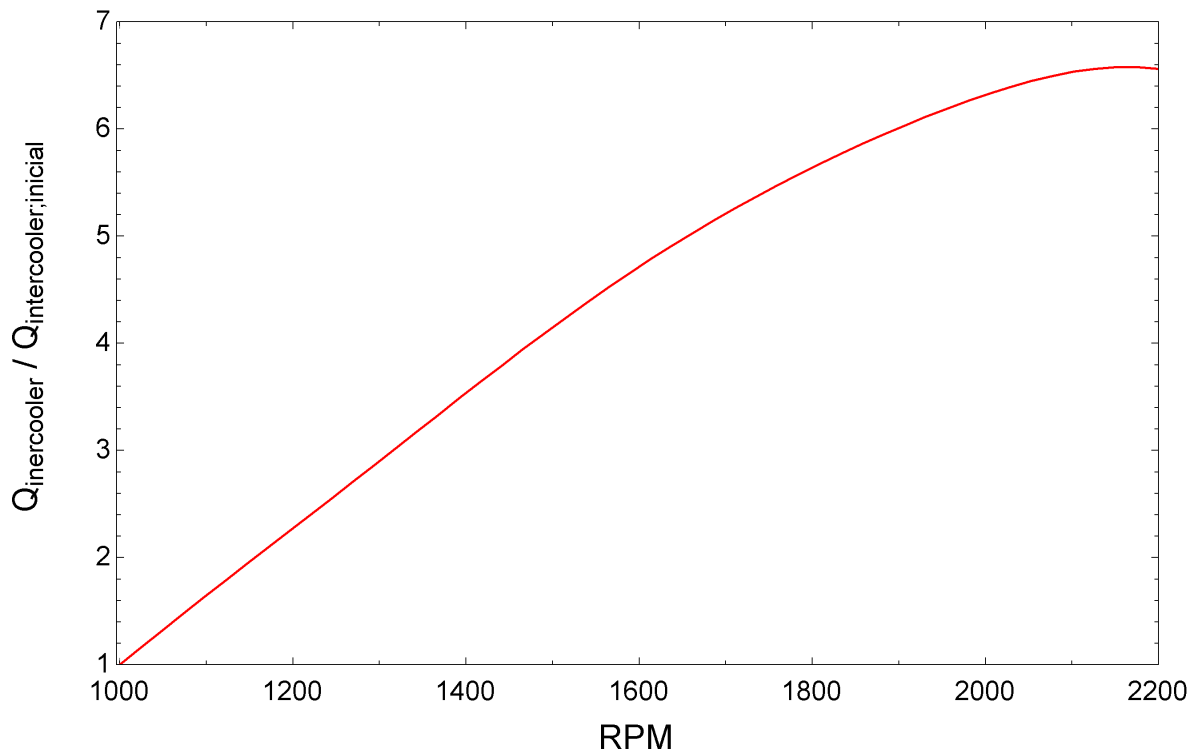
Os resultados obtidos nesta análise se apresentam coerentes com àqueles obtidos experimentalmente pelo fabricante, o que significa que o método de ajuste das constantes, expansão dos dados para todas as faixas de rotação assim como a variação das propriedades termodinâmicas ao longo da simulação pode ser implementado sem maiores problemas para o componente em questão.

Em comparação com os valor máximo obtido por DOLZ et al., (2011) de aproximadamente 25% para o radiador, os resultados podem ser considerados realistas, pois o motor utilizado pelo autor é de maior porte que o do presente estudo. Então os valores obtidos na faixa de 21% são admissíveis.

4.2 Energia Residual do *Intercooler*

O *Intercooler* foi o componente que apresentou maior aumento de sua energia rejeitada com o aumento da rotação. Como pode ser observado na Fig. 4.4 a energia relativa a este componente cresce mais de 500% desde o início até o final da faixa de rotações. O principal motivo deste acontecimento é a grande variação de temperaturas, enquanto a temperatura depois do *intercooler* (T_{int}) aumenta de maneira suave, a temperatura do compressor (T_c) cresce consideravelmente com a rotação. Além disso a vazão de ar (\dot{M}_{ar}) também aumenta de maneira acentuada.

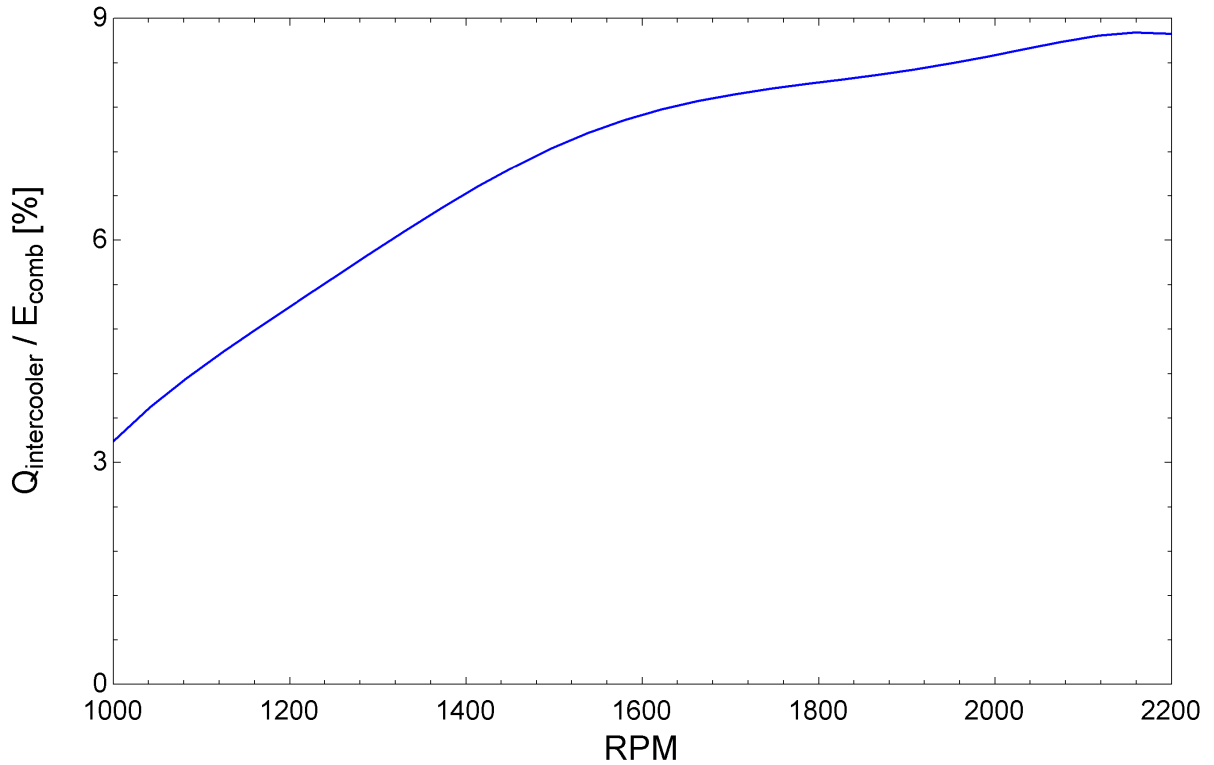
Figura 4.4: Aumento de energia residual do *Intercooler*.



Fonte: Autoria Própria

Apesar de apresentar este grande aumento de energia rejeitada com a rotação, o *intercooler* contribuiu pouco com a porcentagem de energia rejeitada. Como pode ser visto na Fig. 4.5, a máxima rejeição ocorre em 2200 *RPM* chegando próxima a 9% da energia total do combustível. Se comparada com o radiador essa energia residual não é tão expressiva, porém deve frisar que E_{comb} possui valores bastante altos, especialmente em altos regimes de rotação, então mesmo sendo uma porcentagem baixa, uma quantidade expressiva de energia está sendo rejeitada por este componente rejeitada.

Figura 4.5: Energia residual do *Intercooler*.



Fonte: Autoria Própria

Devido ao fato da rejeição de energia térmica deste componente não ser tão intensa se comparada aos outros sistemas, numa possível implementação de soluções de recuperação de energia térmica, provavelmente o *intercooler* não seja uma fonte de calor apropriada para esta tarefa uma vez que se corre o risco do esforço tecnológico aplicado a este componente não justificar o benefício que ele trará.

4.2.1 Validação da Análise do *Intercooler*

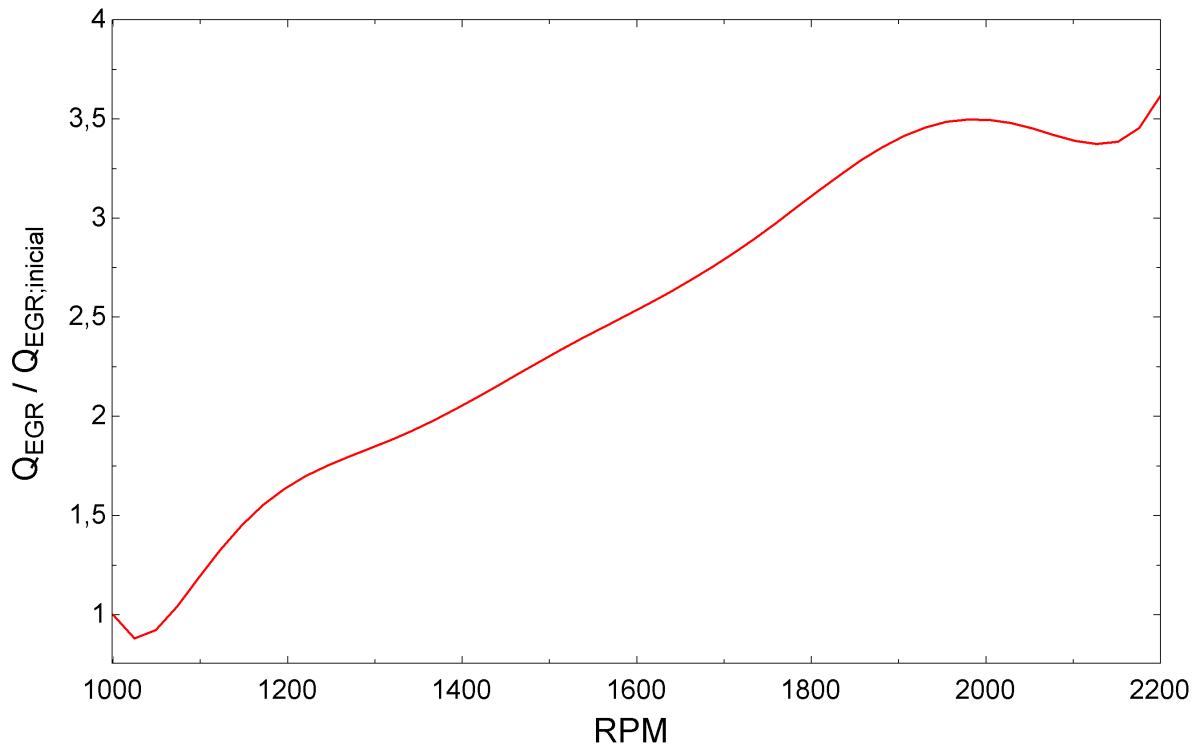
Os resultados obtidos para a energia residual do *intercooler* se mostraram de acordo com àqueles obtidos experimentalmente pelo fabricante, comprovando a eficácia do modelo proposto por BERGSTRÖM e BRUGÅRD, (1999) juntamente com a metodologia utilizada.

Em comparação com o resultado obtido por DOLZ et al., (2011), o valor máximo de 9% encontrado neste estudo se mostra aceitável, uma vez que o autor obteve aproximadamente 11% para um motor relativamente maior.

4.3 Energia Residual do *EGR Cooler*

No estudo do *EGR Cooler* tem-se a possibilidade de analisar diferentes resultados dependendo da razão de *EGR* (K_{EGR}) utilizada. Porém, como pode ser visto na Fig. 4.6, este parâmetro não influenciou no aumento da energia residual deste componente, ou seja, independentemente do K_{EGR} utilizado, o aumento segue a mesma curva para todas as razões, alcançando um aumento máximo de aproximadamente 250%.

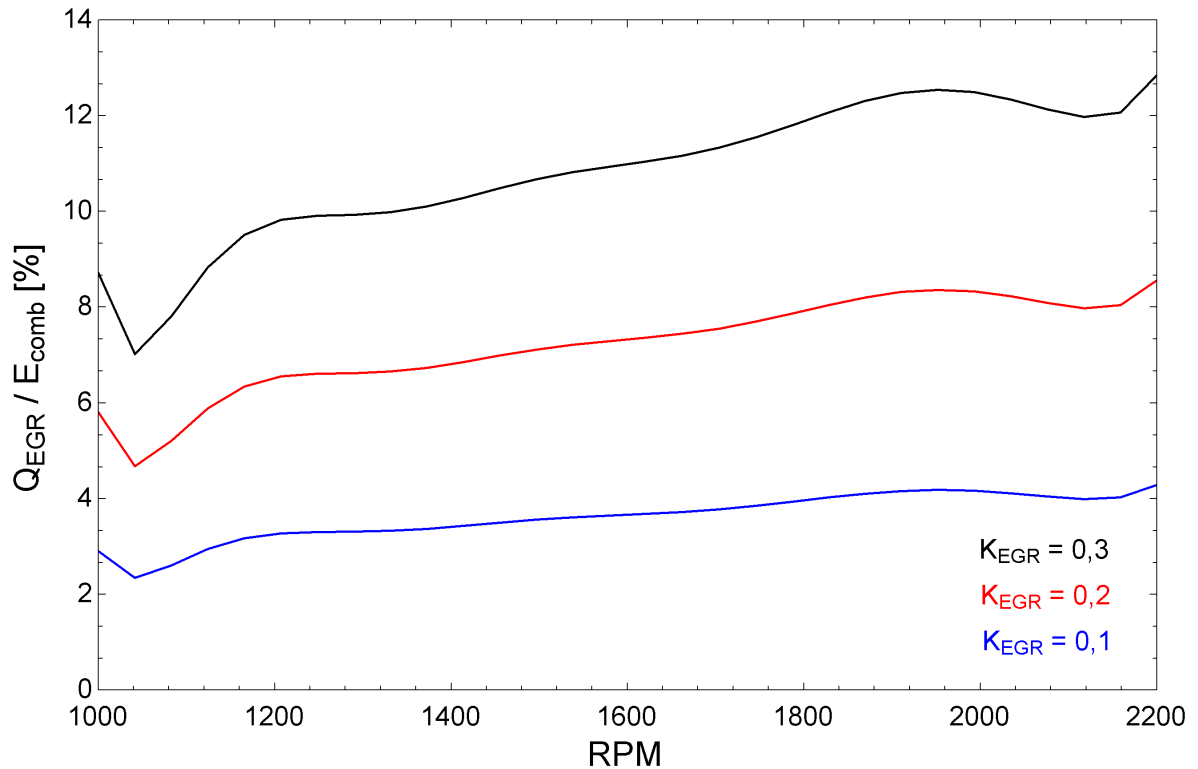
Figura 4.6: Aumento de energia residual do *EGR Cooler*.



Fonte: Autoria Própria

Observando a Fig. 4.7 nota-se o aumento da contribuição do calor rejeitado pelo *EGR Cooler* com o crescimento da razão de *EGR*, fato facilmente justificável pois quanto maior o K_{EGR} maior é a vazão através deste componente. Percebe-se também que há uma pequena queda no início da curva que acontece devido à uma diminuição da temperatura de exaustão nesta faixa de rotação.

Figura 4.7: Energia residual do *EGR Cooler*.



Fonte: Autoria Própria

Como observado na Fig. 4.7 vê-se que a energia residual do *EGR Cooler* não se apresenta expressiva para baixos valores de K_{EGR} , porém conforme se aumenta esse parâmetro a rejeição de energia cresce consideravelmente. No entanto, mesmo para maiores razões de *EGR*, pelo mesmo motivo do *intercooler*, este componente talvez não seja o mais apropriado para a implementação de recuperação de energia térmica.

4.3.1 Validação da Energia Residual do *EGR Cooler*

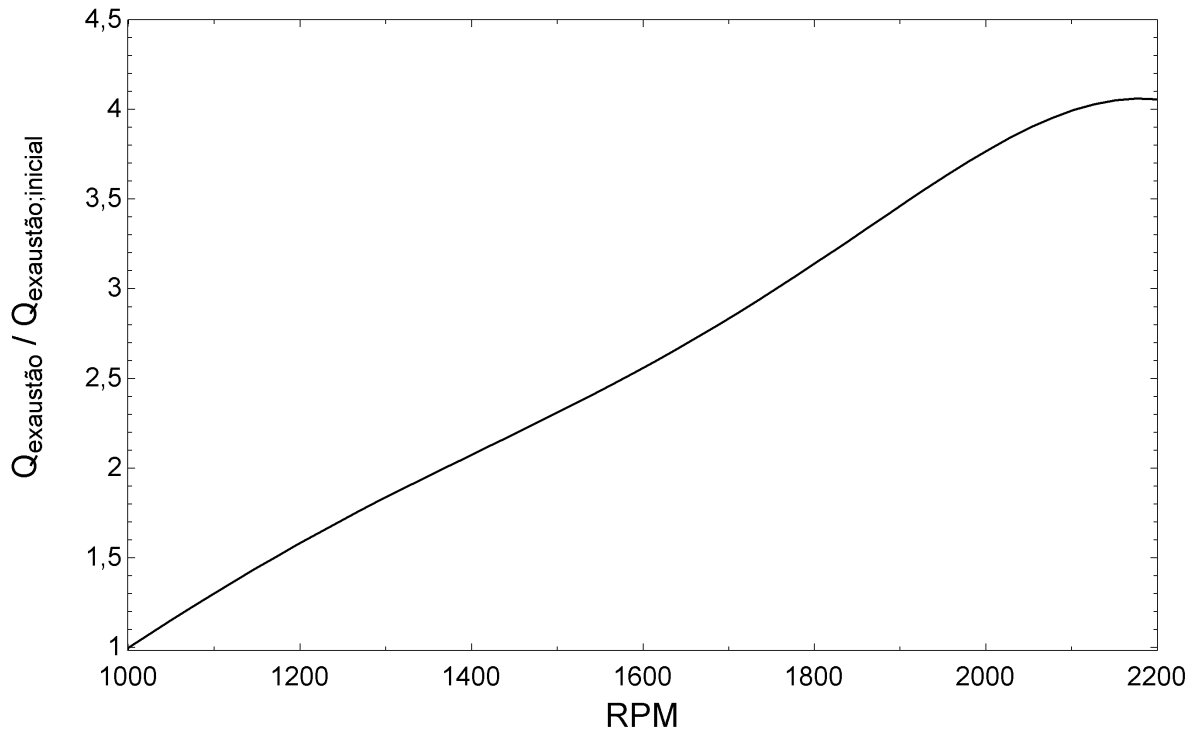
Visto que originalmente o motor em questão não possui sistema de *EGR*, a implementação deste foi feita visando uma estimativa da energia residual que se conseguiria caso venha-se a utilizar este sistema no motor. Portanto não há dados experimentais que possam servir para fins de comparação, então os resultados encontrados na bibliografia serão o parâmetro de validação.

O valor máximo energia residual obtido por DOLZ et al., (2011) está na faixa de 8% para uma razão de *EGR* de 30%, já o alcançado neste estudo foi de aproximadamente 13% da energia total do combustível, fato que é passível de contestação uma vez que o motor aqui analisado é de menor porte que o anterior. Porém essa divergência pode ser justificada pela eficiência do *EGR Cooler*, que no presente estudo foi adotado um valor constante que, provavelmente, não se mostrou apropriado para o caso.

4.4 Energia Residual dos Gases de Exaustão

O aumento da energia residual dos gases de exaustão se mostrou bastante expressivo dado que seu valor máximo alcançou aproximadamente 300% conforme a Fig. 4.8. Neste caso a razão de *EGR* também não influenciou o comportamento da curva de aumento como no caso da Fig. 4.6, devido ao fato do eixo vertical ser uma normalização, o que anula esse efeito.

Figura 4.8: Aumento da energia residual dos gases de exaustão.

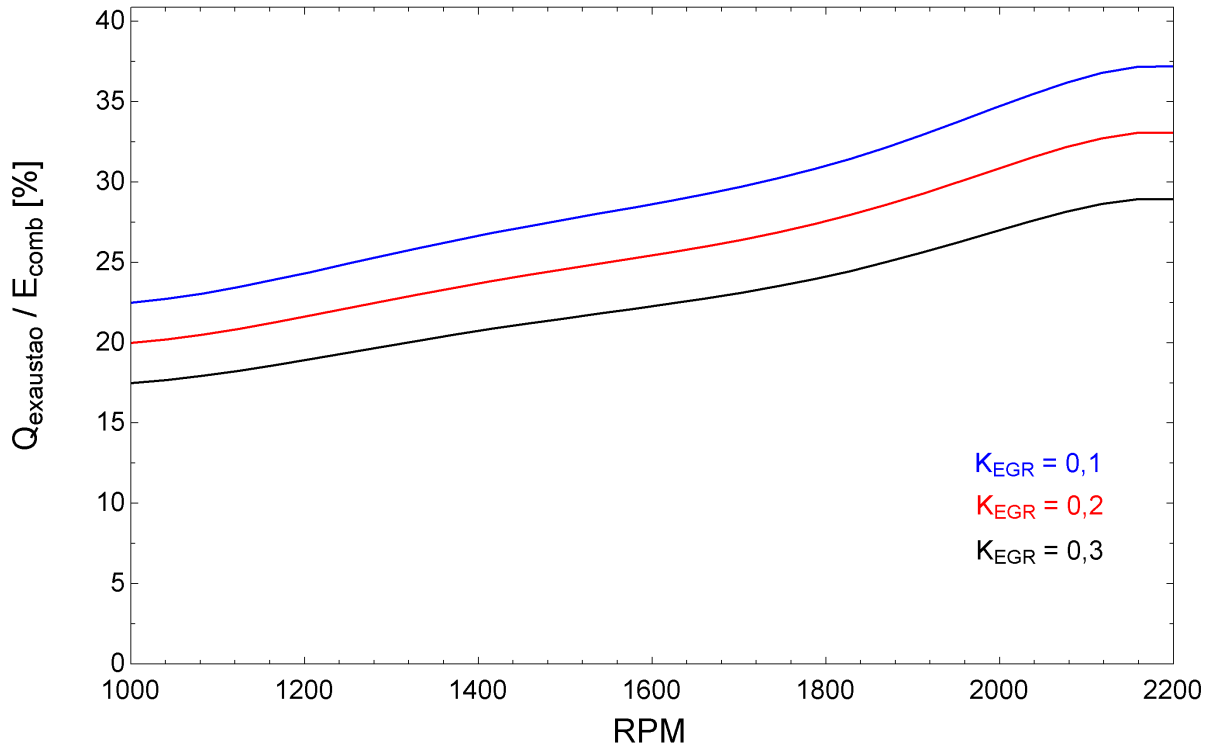


Fonte: Autoria Própria

Os resultados mostram que a energia rejeitada por esse sistema é a mais expressiva dentre os componentes e também sofre influência da razão de *EGR* uma vez que a vazão do fluido depois da turbina diminui com o aumento de K_{EGR} conforme a Eq. 2.26.

A Fig. 4.9 mostra como a rejeição de energia dos gases de exaustão se comporta em função da rotação do motor e razão de *EGR*. Pode-se perceber que este componente é responsável por uma grande parcela da energia residual mesmo quando o K_{EGR} é alto. Com essa participação expressiva na rejeição ele se torna um candidato potencial para fonte de uma possível implementação de recuperação.

Figura 4.9: Energia residual dos gases de exaustão.



Fonte: Autoria Própria

4.4.1 Validação da Análise dos Gases de exaustão

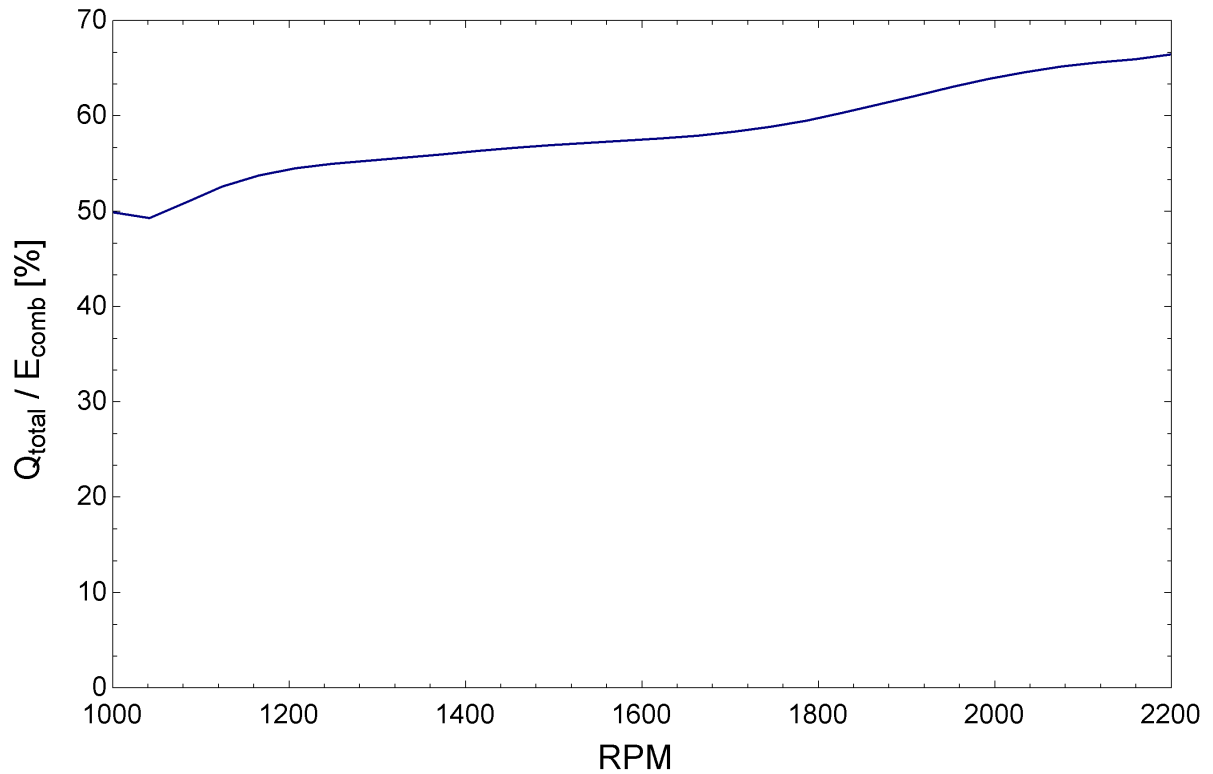
Os resultados obtidos na simulação se mostraram em coerência com aqueles encontrados experimentalmente, mais uma vez confirmando a eficácia do modelo proposto por BERGSTRÖM e BRUGÅRD, (1999) juntamente com a metodologia de simulação adotada.

A energia máxima rejeita pelos gases de exaustão obtida por DOLZ et al., (2011) foi de aproximadamente 20% da energia total de combustível, o que é inferior àquela encontrada no presente estudo (aproximadamente 37%). Essa ocorrência pode ser justificada pelo fato do autor utilizar um motor com duas turbinas em série. A turbina é um componente que sofre expressivo aquecimento com a passagem dos gases de exaustão, principalmente em altas rotações do motor (PETTERSSON, 2000). Portanto, parte da energia dos gases é transferida para a turbina. Como o autor utilizou para o estudo a parcela de gases depois da segunda turbina, estes possuem um decréscimo ainda maior em sua temperatura, logo estão associados à uma rejeição de calor menos significativa. Vale citar também que o autor utiliza uma temperatura ambiente elevada (40 °C), o que diminui a variação de temperaturas e conseqüentemente a quantidade de calor rejeitado.

4.5 Energia Residual Total

Para se ter uma noção da quantidade de energia um motor deste porte pode desperdiçar, somou-se todas as rejeições previamente calculadas e plotou-se a curva de energia residual total do motor, mostrada na Fig. 4.10.

Figura 4.10: Energia residual total.



Fonte: Autoria Própria

Observando esta curva percebe-se que mesmo operando em mínima rotação, metade da energia total do combustível está sendo inutilizada para realização de trabalho pelo motor. Esse desperdício aumenta com a rotação alcançando valores superiores à 65%.

Esses valores confirmam a importância de se investir em métodos de recuperação de, pelo menos, parte desta energia, tanto por razões financeiras como por questões ambientais, uma vez que o combustível poderá ser utilizado com maior aproveitamento.

Capítulo 5

CONCLUSÕES

No presente trabalho desenvolveu-se uma modelagem semi-empírica de um motor turbo Diesel. Os esforços se focaram na avaliação da energia residual associada ao radiador, *intercooler*, *EGR Cooler* e gases de exaustão. Os modelos individuais foram implementados com bases nos dados experimentais obtidos pelo fabricante do motor e também utilizando o modelo proposto de BERGSTRÖM e BRUGÅRD, (1999) para alguns componentes.

As constantes respectivas de cada modelo foram determinadas iterativamente e calibradas através do *software MATLAB*[®] almejando-se o menor erro possível e, em seguida, montadas no *EES* para a implementação do modelo completo. Este *software* foi capaz de captar as variações das propriedades termodinâmicas nos vários estados de cada componente a cada ciclo de iterações do programa, isso através de funções pré-determinadas contidas em sua vasta biblioteca.

Simulações de regime permanente foram executadas e os parâmetros de entrada e saída dos respectivos componentes, assim como vazão mássica e propriedades termodinâmicas dos fluidos participantes do sistema, foram obtidas em função da rotação do motor. Através dessas informações a determinação da energia residual do radiador, *intercooler*, *EGR Cooler* e gases de exaustão se tornou possível.

Os resultados indicam uma tendência de aumento da energia residual de cada componente com a rotação como mostrado pelas Figs. 4.2, 4.4, 4.6 e 4.8. Cada componente rejeitou uma parcela da energia total do combustível, porém foi o radiador e gases de exaustão os responsáveis pelos maiores índices de desperdício, chegando a valores expressivos da ordem de 20 e 35% respectivamente nos altos regimes de rotação.

Os dados obtidos foram exibidos como uma porcentagem da energia total do combustível (E_{comb}), como mostrado nas Figs. 4.3, 4.5, 4.7 e 4.9. Esses resultados foram validados com base naqueles encontrados experimentalmente pelo fabricante e também por comparação com a análise de DOLZ et al., (2011) mostrada na Fig. 1.2. As possíveis inconsistências foram esclarecidas com base na diferença de porte dos motores e propriedades utilizadas em cada estudo, concluindo que a presente análise se mostrou coerente

com a realidade.

Por fim, com base nas expressivas quantidades de energia rejeitada, fica evidente que há um potencial para implementação de alternativas de recuperação dessa energia residual a partir destes componentes, trazendo benefícios tanto no âmbito econômico como em termos de eficiência global do motor.

Referências Bibliográficas

BERGSTRÖM, J. e BRUGÅRD, J., Modeling of a Turbo Charged Spark Ignited Engine, Master Thesis. Linköping Institute of Technology, 1999.

BOSCH, R., "Manual de Tecnologia Automotiva", 2004.

CEPRA - DESENVOLVIMENTO CURRICULAR (Portugal). Sistemas de Admissão e Escape. Lisboa: Cepra, 2000. 90 p. (Formação Modular Automóvel).

ÇENGEL, Y. A., e BOLES, M. A., "Termodinâmica", 2013.

DOLZ, V., NOVELLA, R., GARCÍA, A., e SÁNCHEZ, J., "HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy," Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 36, 2011, pp. 269-278.

FLÄRDH, O., e GUSTAFSON, M., Mean Value Modelling of a Diesel Engine with Turbo Compound, Mater Thesis. Linköping Institute of Technology, 2003.

HEYWOOD, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", 1988.

HOUNTALAS, D. T., MAVROPOULOS, G. C., BINDER, K. B., "Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions," Journal of Energy, Vol. 33, 2006, pp. 272-283.

KOROBITSYN, M. A., New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles, Doctor Thesis. Universiteit Twente, 1998.

MME - Ministério de Minas e Energia. BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL: Relatório Final. Rio de Janeiro: Empresa de Pesquisa Energética – Epe, 2013.

PETTERSSON, F., Simulation of a Turbo Charged Spark Ignited Engine, Master Thesis. Linköping Institute of Technology, 2000.

VP - EDAIR. EDAIR – P3175 – MIM7B – VM EU5. Curitiba: Vp, 2011. 38 p.

ZHENG, M., READER, G. T., e HAWLEY, J. G., "Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts," *Journal of Energy Conversion & Management*, Vol. 45, 2003, pp. 883-900.