

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Anderson de Almeida
Souza E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 16 / 04 / 2010.


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Anderson de Almeida Souza

O Uso da Simulação no Desenvolvimento de
Motores Diesel

Campinas, 2010

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

O Uso da Simulação no Desenvolvimento de Motores Diesel

Autor: Anderson de Almeida Souza
Orientador: Pedro Teixeira Lacava
Co-orientador: Cristiane Aparecida Martins

Curso: Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística
Área de Concentração: Motores

Dissertação de mestrado profissional apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Campinas, 2010
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

So89u Souza, Anderson de Almeida
O uso da simulação no desenvolvimento de motores diesel / Anderson de Almeida Souza. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientadores: Pedro Teixeira Lacava, Cristiane Aparecida Martins.

Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Simulação. 2. Turbo-compressores. 3. Motor diesel. I. Lacava, Pedro Teixeira. II. Martins, Cristiane Aparecida. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Título em Inglês: Use of simulation in diesel engines development

Palavras-chave em Inglês: Simulation, Turbocharger, Diesel engine

Área de concentração: Motores

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Marcelo Moreira Ganzarolli, José Ricardo Sodré

Data da defesa: 16/04/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

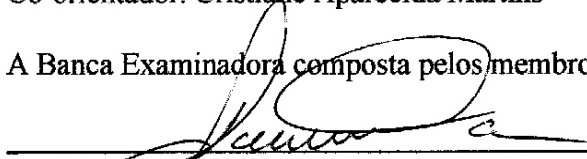
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

**O Uso da Simulação no Desenvolvimento de
Motores Diesel**

Autor: Anderson de Almeida Souza
Orientador: Pedro Teixeira Lacava
Co-orientador: Cristiane Aparecida Martins

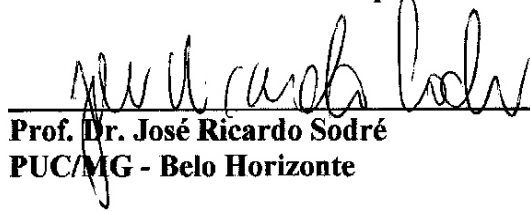
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação



Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava, Presidente
ITA - São José dos Campos



Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
DE/FEM/UNICAMP - Campinas



Prof. Dr. José Ricardo Sodré
PUC/MG - Belo Horizonte

Campinas, 16 de Abril de 2010.

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha filha Letícia, minha esposa Márcia Rejane e aos meus pais, Antonio e Maria Iraci.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A minha família pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava e a minha co-orientadora Prof^a. Dr^a. Cristiane Aparecida Martins, que me mostraram os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores, professora e colegas que me ajudaram para a conclusão deste trabalho.

A MWM International Motores e seus colaboradores pelo apoio e incentivo.

*“O homem não pode esperar pela oportunidade,
tem de criar a oportunidade.”*

Autor desconhecido

Resumo

SOUZA, Anderson de Almeida, O Uso da Simulação no Desenvolvimento de Motores Diesel, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 127p., Dissertação de Mestrado.

A cada introdução de uma nova norma de emissões de poluentes para motores diesel, modificações se fazem necessárias e um dos sistemas do motor que sofre diretamente tais modificações é o sistema de gerenciamento de ar, que é composto por: turbo-compressor, resfriador EGR e válvula EGR. Assim, todo um ciclo de desenvolvimento do motor é realizado com diversos tipos de ensaios, desde a definição dos componentes até a validação do motor. Com o intuito de reduzir a quantidade de ensaios realizados e o tempo durante a fase de definição dos componentes, uma alternativa é a utilização da simulação computacional. Com a ajuda de softwares específicos, é possível reduzir a quantidade de ensaios para a avaliação dos componentes, deixando para avaliação em dinamômetro apenas os ensaios das configurações que apresentaram os melhores resultados na simulação. Neste trabalho foi utilizado o software GT-POWER, sendo primeiramente realizada a calibração e a validação do modelo para um motor já existente, devido a gama de informações disponíveis sobre esse motor. Na sequência, foi adicionado ao modelo outros componentes, como o sistema EGR, com o intuito de avaliar o comportamento de diferentes modelos de turbo-compressores em relação às suas características aerodinâmicas e também avaliar diferentes resfriadores EGR em relação à sua capacidade de troca térmica (efetividade).

Palavras Chave:

- Simulação, Turbo-compressor, EGR, Motores Diesel.

Abstract

SOUZA, Anderson de Almeida, Use of Simulation in Diesel Engines Development, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 127p., Dissertação de Mestrado.

Every introduction of a new pollutant emissions standard for diesel engines, modifications are necessary and one of the engine systems that directly suffer such changes is the air management system, which is composed of turbocharger, EGR cooler and EGR valve. Thus an engine development cycle is carried out with several types of tests, from components definition to engine validation. Aiming at reducing the number of tests performed and the time during the definition phase of the components, an alternative is the use of computer simulation. With the help of specific software, it is possible to reduce the amount of tests for the assessment of the components, leaving only for assessment in the dynamometer testing the configurations that produced the best results in the simulation. In this work used the GT-POWER software. The model was first calibrated and validated for an existing engine, because of the range of information available for the engine. In the sequence, other components, such as the EGR system, were added to the model in order to evaluate the performance of different turbocharger models for aerodynamic characteristics and also evaluate different EGR coolers for thermal exchange capacity (effectiveness).

Key words:

- Simulation, Turbocharger, EGR, Diesel Engines.

Sumário

Dedicatória	iv
Agradecimentos.....	v
Resumo.....	vii
Abstract	viii
Lista de Figuras	xii
Lista de Tabelas.....	xvi
Lista de Símbolos	xvii
Capítulo 1 – Introdução.....	1
1.1 – Motivação.....	1
1.2 - Objetivo do trabalho	3
1.3 – Metodologia	3
1.4 - Resultados Esperados.....	7
Capítulo 2 – Fundamentos teóricos e Revisão bibliográfica.....	8
2.1 – Apresentação do capítulo	8
2.2 – Fundamentos teóricos.....	8
2.2.1 – Motores do ciclo Diesel.....	9
2.2.1.1 - Funcionamento Mecânico	9
2.2.1.2 - Balanço da massa de combustão	10
2.2.1.3 – Composição do Diesel combustível	11
2.2.1.4 – Relação estequiométrica do óleo Diesel.....	13
2.2.2 – Turbo-compressor	13
2.2.2.1 - Trim do rotor.....	18
2.2.2.2 - Tamanho da carcaça (A/R)	19

2.2.2.3 - Mapa do compressor	21
2.2.2.3.1 - Relação de pressão	22
2.2.2.3.2 - Vazão de ar	22
2.2.2.3.3 - Linha de surge.....	22
2.2.2.3.4 – Linha de Choke	23
2.2.2.3.5 – Linha de rotação do turbo-compressor	23
2.2.2.3.6 – Ilhas de eficiência.....	23
2.2.3 – Recirculação dos gases de escape para admissão - EGR	23
2.2.3.1 – Configurações do sistema EGR.....	25
2.2.3.1.1 – Sistema EGR de alta pressão.....	25
2.2.3.1.2 – Sistema EGR de baixa pressão.....	27
2.2.3.1.3 – EGR interno.....	28
2.2.3.2 – Componentes do sistema EGR.....	29
2.2.3.2.1 – Válvula EGR	29
2.2.3.2.2 – Resfriador EGR	30
2.3 – Revisão bibliográfica.....	33
Capítulo 3 – Funcionamento do Software GT-POWER	37
3.1 – Equações fundamentais para solução de fluxo.....	37
3.2 – Detalhes do método explícito.....	39
3.3 – Detalhes do método implícito	40
3.4 – Cálculo do intervalo de tempo	40
3.4.1 – Método explícito	40
3.4.2 – Método implícito	41
3.5 – Discretização	42
3.6 – Perda por atrito	44
3.7 – Perda de pressão	46
3.8 – Transferência de calor	47
3.9 – Coeficiente de descarga.....	48
3.10 – Correção do coeficiente de descarga.....	51
3.11 – Divisão do fluxo	52
Capítulo 4 – Modelação	56

4.1 – Modo de rotação versus Modo de carga.....	56
4.1.1 – Modo de rotação.....	56
4.1.2 – Modo de carga.....	56
4.2 – Combustão.....	57
4.2.1 – Metodologia da combustão de duas zonas	58
4.3 – Combustão preditiva versus não preditiva	60
4.3.1 – Modelo de combustão não-preditivo.....	62
4.3.1.1 – Perfil de combustão imposto	62
4.3.1.2 – Modelo de Wiebe para Injeção Direta.....	63
4.3.1.3 – Modelo Multi-Wiebe.....	65
4.3.2 – Cálculo da taxa de queima pela medição de pressão no cilindro	66
4.3.2.1 – Cálculo do pré-processamento da taxa de queima	66
4.3.2.2 – Cálculo da taxa de queima integrada na simulação.....	67
4.4 – Turbo-compressores	67
4.5 – Resfriador EGR	71
4.6 - Dados para a construção do motor.....	72
Capítulo 5 – Resultados.....	75
5.1 – Primeira fase.....	76
5.1.1 – Configuração do motor e detalhes do ensaio	76
5.1.2 – Configuração do modelo para simulação	77
5.1.3 - Resultados	80
5.2 – Segunda fase.....	88
5.2.1 – Configuração do motor e detalhes do ensaio	88
5.2.2 – Configuração do modelo para simulação	91
5.2.3 - Resultados	93
5.3 – Terceira fase	103
5.3.1 – Configuração do motor e detalhes do ensaio	103
5.3.2 – Configuração do modelo para simulação	104
5.3.3 - Resultados	105
Capítulo 6 – Conclusões e sugestões para próximos trabalhos.....	119
Referência bibliográfica	123

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Evolução dos níveis de emissões de NO _x e PM (material particulado) conforme norma EURO / PROCONVE e EPA.....	2
Figura 1.2 - Esquema de montagem do modelo de simulação de um motor diesel de 6 cilindros EURO III no software GT-POWER.....	6
Figura 1.3 - Exemplo de motor instalado em banco de teste	7
Figura 2.1 – Ciclo diesel de quatro tempos	9
Figura 2.2 – Balanço de energia no volume de controle	10
Figura 2.3 – Turbo-compressor de geometria fixa com válvula de alívio	15
Figura 2.4 – Turbo-compressor de geometria variável com o sistema de pás montado na carcaça da turbina.....	15
Figura 2.5 – Turbo-compressor de geometria variável com o sistema de pás montada na carcaça central	16
Figura 2.6 – Turbo-compressor de dois estágios.....	17
Figura 2.7 – Esquema de montagem do turbo-compressor de dois estágios em série no motor....	18
Figura 2.8 – Ilustração do diâmetro <i>inducer</i> e <i>exducer</i> nos rotores do compressor e turbina.....	19
Figura 2.9 – Ilustração da carcaça do compressor mostrando as características da razão A/R.....	20
Figura 2.10 – Mapa do compressor	21
Figura 2.11 – Esquema sistema EGR de alta pressão	26
Figura 2.12 – Esquema sistema EGR de baixa pressão	27
Figura 2.13 – Esquema EGR interno	29
Figura 2.14 – Válvula EGR.....	30
Figura 2.15 – Esquema de resfriador EGR	30

Figura 2.16 – Detalhe das partes do resfriador EGR.....	32
Figura 3.1 – Coletor de admissão com as divisões consideradas no modelo 3D para a discretização	43
Figura 3.2 – Coletor de admissão discretizado no GT-POWER.....	43
Figura 3.3 – Dados de entrada para o modelo do coletor de admissão	44
Figura 3.4 – Detalhamento de conexões em curva no GT-POWER.....	53
Figura 3.5 – Divisão do fluxo em conexões perpendiculares em forma de T	54
Figura 3.6 – Divisão do fluxo em conexões perpendiculares em ângulo.....	54
Figura 3.7 – Divisão do fluxo em Y.....	55
Figura 4.1 – Exemplo de mapa do compressor	70
Figura 4.2 – Exemplo de mapa da turbina	71
Figura 5.1 – Modelo motor 6 cilindros no software GT-POWER	80
Figura 5.2 – Potência do motor a plena carga	81
Figura 5.3 – Torque do motor a plena carga	82
Figura 5.4 - Consumo específico de combustível do motor a plena	83
Figura 5.5 - Vazão de ar do motor a plena carga	83
Figura 5.6 – Vazão de combustível do motor a plena carga	84
Figura 5.7 – Temperatura na saída do compressor do motor a plena carga.....	84
Figura 5.8 – Pressão na saída do compressor do motor a plena carga	85
Figura 5.9 – Temperatura no coletor de escape do motor a plena carga.....	85
Figura 5.10 – Pressão no coletor de escape do motor a plena carga	86
Figura 5.11 – Ponto de Início de injeção antes do ponto morto superior (°APMS) a plena carga	86
Figura 5.12 – Pressão de injeção a plena carga motor	87
Figura 5.13 – Mapa de eficiência do compressor, os pontos em branco no mapa correspondem aos pontos de operação do motor	87
Figura 5.14 – Mapa de eficiência da turbina, os pontos em branco no mapa correspondem aos pontos de operação do motor	88
Figura 5.15 – Componentes do sistema EGR	90
Figura 5.16 – Modelo motor 6 cilindros no software GT-Power.....	92
Figura 5.17 - Potência do motor a plena carga.....	93
Figura 5.18 - Torque do motor a plena carga.....	94

Figura 5.19 - Consumo específico de combustível do motor a plena carga.....	94
Figura 5.20 - Vazão de ar do motor a plena carga	95
Figura 5.21 – Vazão de combustível do motor a plena carga	95
Figura 5.23 – Pressão na saída do compressor do motor a plena carga	97
Figura 5.24 – Temperatura no coletor de escape do motor a plena carga.....	97
Figura 5.25 – Pressão no coletor de escape do motor a plena carga	98
Figura 5.26 – Ponto de Início de injeção antes do ponto morto superior (°APMS) a plena carga, dados de entrada para a simulação	98
Figura 5.27 - Pressão de injeção a plena carga, dados de entrada para a simulação.....	99
Figura 5.28 – Mapa de eficiência do compressor, os pontos em branco no mapa do compressor correspondem aos pontos de operação do motor.	99
Figura 5.29 – Mapa de eficiência da turbina, os pontos em branco no mapa do compressor correspondem aos pontos de operação do motor.	100
Figura 5.30 – Taxa de EGR do motor a plena carga	101
Figura 5.31 – Vazão de EGR do motor a plena carga.....	102
Figura 5.32 – Temperatura dos gases de escape na entrada do resfriador do EGR do motor a plena carga	102
Figura 5.33 – Temperatura dos gases de escape na saída do resfriador do EGR do motor a plena carga.	103
Figura 5.34 - Potência do motor a plena carga.....	105
Figura 5.35 - Torque do motor a plena carga.....	106
Figura 5.36 - Consumo específico de combustível do motor a plena carga.....	106
Figura 5.37 - Vazão de ar do motor a plena carga	107
Figura 5.38 – Vazão de combustível do motor a plena carga	107
Figura 5.39 - Temperatura na saída do compressor do motor a plena carga.....	108
Figura 5.40 – Pressão na saída do compressor do motor a plena carga	108
Figura 5.41 – Temperatura no coletor de escape do motor a plena carga.....	109
Figura 5.42 – Pressão no coletor de escape do motor a plena carga	110
Figura 5.43 - Relação de compressão do compressor	110
Figura 5.44 - Relação de expansão da turbina	111
Figura 5.45 – Taxa de EGR do motor a plena carga	111

Figura 5.46 – Vazão de EGR do motor a plena carga.....	112
Figura 5.47 - Potência do motor a plena carga.....	113
Figura 5.48 - Torque do motor a plena carga.....	113
Figura 5.49 - Consumo específico de combustível do motor a plena carga.....	114
Figura 5.50 - Vazão de ar do motor a plena carga	114
Figura 5.51 – Taxa de EGR do motor a plena carga	115
Figura 5.52 – Vazão de EGR do motor a plena carga.....	115
Figura 5.53 – Temperatura de entrada dos gases de escape no resfriador EGR	116
Figura 5.54 – Temperatura de saída dos gases de escape no resfriador EGR.....	117
Figura 5.55 – Curva de efetividade dos diferentes resfriadores EGR.....	118

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Exemplo de matriz com a combinação de testes para a definição do melhor conjunto..	4
Tabela 3.1 – Valores de rugosidade compilados para diferentes tipos de materiais e processos...	46
Tabela 5.1 – Características técnicas do motor ciclo Diesel de 6 cilindros e cilindrada de 7,2 litros, que atende a Norma de emissões de gases de escape EURO III/PROCONVE P5.....	76
Tabela 5.2 – Parâmetros do motor	78
Tabela 5.3 – Características técnicas do motor ciclo Diesel de 6 cilindros e cilindrada de 7,2 litros, que atende a Norma de emissões de gases de escape EURO IV/PROCONVE P6.	89
Tabela 5.4 – Parâmetros do motor	92
Tabela 5.5 – Diferenças entre os turbo-compressores avaliados	104
Tabela 5.6 – Diferenças entre os resfriadores EGR avaliados	105

Lista de Símbolos

Letras Latinas

$\dot{m}$	vazão mássica dentro do volume, $\dot{m} = \rho Au$	[-]
m	massa do volume	[kg]
V	volume	[mm ³]
p	pressão	[bar]
A	área do fluxo	[mm ²]
A_S	área da superfície de transferência de calor	[mm ²]
e	energia interna total por unidade de massa	[J/kg]
H	entalpia total	[J/kg]
h	coeficiente de transferência de calor	[W/m ² K]
T_{fluido}	temperatura do fluído	[°C]
T_{parede}	temperatura da parede	[°C]
u	velocidade no limite	[m/s]
C_f	coeficiente de fricção da película	[-]
C_p	coeficiente de perda de pressão	[-]
D	diâmetro equivalente	[mm]
dx	comprimento do elemento de massa na direção do fluxo	[mm]
dp	pressão diferencial na secção dx	[bar]
Δt	tempo da etapa	[s]
Δx	comprimento mínimo do elemento discretizado	[mm]
u	velocidade do fluído	[m/s]
c	velocidade do som	[m/s]

m	multiplicador da etapa de tempo especificado pelo usuário na configuração da simulação (menor ou igual a 1,0)	[-]
Re_D	número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo	[-]
D	diâmetro do tubo	[mm]
h	altura da rugosidade	[mm]
p_2	pressão total na entrada	[bar]
p_1	pressão total na saída	[bar]
V_1	velocidade na entrada	[m/s]
C_f	coeficiente de fricção no tubo liso	[-]
U_{eff}	velocidade efetiva fora da camada limite	[m/s]
C_p	calor específico	[J/kgK]
Pr	número de Prandtl	[-]
$h_{g,rugosidade}$	coeficiente de transferência de calor do tubo rugoso	[W/m ² K]
$C_{f,rugosidade}$	coeficiente de fricção do tubo rugoso	[-]
D	diâmetro de referência	[mm]
ΔP	perda de pressão	[bar]
A_{eff}	área efetiva do fluxo	[mm ²]
U_{is}	velocidade isentrópica na entrada	[m/s]
C_D	coeficiente de descarga	[-]
A_R	área da referência do fluxo	[mm ²]
P_R	relação de pressão absoluta	[-]
R	constante do gás	[-]
T_o	temperatura antes da estagnação	[°C]
m_u	massa da zona não queimada	[kg]
m_f	massa de combustível	[kg]
m_a	massa de ar	[kg]
$m_{f,i}$	massa de combustível injetada	[kg]
e_u	energia da zona não queimada	[J/kg]
p	pressão no cilindro	[bar]
V_u	volume da zona não queimada	[mm ³]
Q_u	transferência de calor na zona não queimada	[W/m ² K]

h_f	entalpia da massa de combustível	[J/kg]
h_a	entalpia da massa de ar	[J/kg]
$h_{f,i}$	entalpia da massa de combustível injetada	[J/kg]
SOI	início de injeção	[°APMS]
ID	atraso da ignição	[°]
D_P	duração da pré-mistura	[°]
D_M	duração da principal	[°]
D_T	duração da pós	[°]
F_P	fração da pré-mistura	[-]
F_T	fração da pós	[-]
E_P	expoente da pré-mistura	[-]
E_M	expoente da principal	[-]
E_T	expoente da pós	[-]
CE	fração de combustível queimado	[-]
F_M	fração da principal	[-]
WC_P	constante da pré-mistura de Wiebe	[-]
WC_M	constante da principal de Wiebe	[-]
WC_T	constante da pós de Wiebe	[-]
FF	fração de combustível pela curva de Wiebe	[-]
CE	fração de combustível queimado	[-]
i	índice do número de coluna de cada curva de Wiebe do MultiWiebe	[-]
$Combustão(\theta)$	taxa de queima em função do ângulo de manivela	[-]
M_{esc}	massa de gás de escape	[kg/s]
M_a	massa de ar	[kg/s]
M_{comb}	massa de combustível	[kg/s]
M_{EGR}	massa de recirculação dos gases de escape	[kg/s]
M_{OL}	massa de óleo lubrificante	[kg/s]
RP_{comp}	relação de pressão do compressor	[-]
P_{2l}	pressão de saída do compressor	[bar]
P_l	pressão de entrada do compressor	[bar]
$T_{EGR,e}$	temperatura de entrada dos gases de escape no resfriador EGR	[°C]

$T_{EGR,s}$	temperatura de saída dos gases de escape no resfriador EGR	[°C]
$T_{L,e}$	temperatura de entrada do liquido de arrefecimento no resfriador EGR	[°C]
C_D	coeficiente de descarga	[-]
A_R	área de referência	[mm ²]
L	deslocamento	[mm]
D	diâmetro	[mm]
$h_{entrada}$	entalpia da admissão	[J/kg]
h_{saida}	entalpia de escape	[J/kg]
Δ_{hs}	variação da entalpia isentropicamente	[J/kg]
P	potência	[KW]
PR	relação de pressão	[-]
C_p	calor especifico do gás na entrada	[J/kgK]
$T_{total,entrada}$	temperatura total na entrada	[°C]
$T_{entrada}$	temperatura na entrada	[°C]
$u_{entrada}$	velocidade na entrada	[m/s]
dp	recuperação da pressão	[bar]
u	velocidade na entrada	[m/s]
A_1	área na entrada	[mm ²]
A_2	área na saída	[mm ²]

Letras Gregas

α	ângulo	[°]
ρ	densidade	[kg/m ³]
ρ_{is}	densidade isentrópica na entrada	[kg/m ³]
ρ_o	densidade antes da estagnação	[kg/m ³]
η	eficiência	[%]
θ	ângulo da árvore de manivela	[°]
γ	razão de calor especifico	[-]

Abreviações

<i>EGR</i>	Exhaust Gas Recirculation
<i>SCR</i>	Selective Catalytic Reduction
<i>PMS</i>	Ponto Morto Superior
<i>PMI</i>	Ponto Morto Inferior
<i>APMS</i>	Antes do Ponto Morto Inferior
<i>DoE</i>	Design of Experiments
<i>EPA</i>	Environmental Protection Agency
<i>UOP</i>	Universal Oil Products
<i>TGV</i>	Turbina de Geometria Variável
<i>HP</i>	High Pressure
<i>LP</i>	Low Pressure
<i>DPF</i>	Diesel Particulate Filter
<i>ppm</i>	partes por milhão
C_D	Coeficiente de descarga
A_R	Área de referência
L	Deslocamento
D	Diâmetro
<i>IVC</i>	Intake Valve Close
<i>RPM</i>	Rotações por Minuto
<i>BSFC</i>	Brake Specific Fuel Consumption
<i>STD</i>	Standard
CO_2	dióxido de carbono
CO	monóxido de carbono
H_2O	água
H_2	hidrogênio
HC	hidrocarboneto
N	nitrogênio
O	oxigênio
NH_3	amônia

Capítulo 1 – Introdução

1.1 – Motivação

Para o atendimento às futuras normas de emissões para motores Diesel, dentre os sistemas do motor, um que tem grande influencia nas emissões é o sistema de gerenciamento de ar, pois influi diretamente na combustão do motor e está diretamente relacionado com a diminuição dos níveis de emissões. Na Figura 1.1, pode ser visualizado a evolução dos níveis de emissões de NO_x e PM (material particulado) desde a introdução das normas de emissões, por exemplo, no Brasil, pela Resolução CONAMA 008/1993 (similar a EURO I). Alguns tipos de tecnologia para a redução dos níveis de emissões podem ser empregados, como o sistema EGR (*Exhaust Gas Recirculation*, na língua inglesa - Recirculação dos Gases de Escape para a Admissão) e o sistema que utiliza Uréia para redução de emissões, mais conhecido como SCR (*Selective Catalytic Reduction*, na língua inglesa). Neste trabalho o foco será direcionado ao uso do sistema EGR.

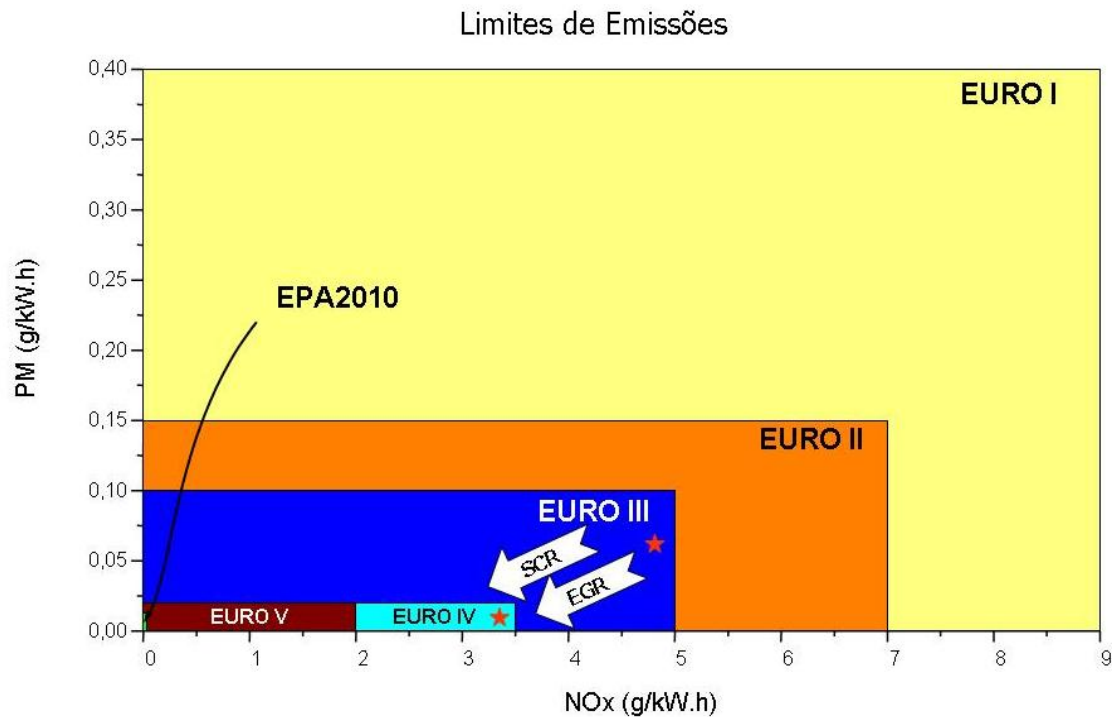


Figura 1.1 – Evolução dos níveis de emissões de NO_x e PM (material particulado) conforme norma EURO / PROCONVE e EPA.

Assim, para se determinar qual o melhor sistema de gerenciamento de ar a ser utilizado em um motor do ciclo Diesel, um Projeto de Experimentos (DoE – *Design of Experiments*, na língua inglesa) é elaborado com a combinação de diversas propostas dos componentes do sistema de gerenciamento de ar. Dentre os componentes estão turbo-compressores, válvula EGR e resfriador EGR, havendo em média uma combinação de, no mínimo, 16 ensaios. Cada teste tem a duração média de 5 dias para obtenção de resultados. Anteriormente à etapa de ensaios com as combinações determinadas, há a etapa de obtenção dos protótipos para realização dos ensaios, que pode levar de um a dois meses, isto é, construção de peças físicas para os ensaios em motor. Por exemplo, é realizado a avaliação de opções de turbo-compressores com diferentes características aerodinâmicas, resfriador EGR com diferentes níveis de efetividade (troca térmica) e formatos (perda de carga) e válvulas EGR com diferentes perdas de carga. Caso estes protótipos não apresentem os resultados esperados, novos protótipos são projetados, construídos e novamente avaliados, tornando-se um processo demorado até a definição do melhor sistema, algo que a indústria automobilística atualmente não comporta mais devido aos curtos períodos de desenvolvimento dos motores.

Um artifício para ajudar a minimizar o tempo de desenvolvimento é a utilização da simulação computacional. Neste caso não é necessário construir protótipos e qualquer alteração no componente a ser avaliado torna-se mais rápida e simples. De acordo com a complexidade do componente dura, em média 2 dias para simular, considerando que o modelo para simulação já esteja pronto para ser avaliado, sem a necessidade de construir nenhuma peça fisicamente. Assim, ao invés de se realizar 16 ensaios em dinamômetro de motor, realiza-se apenas 2 ou 3 ensaios com as melhores opções encontradas na simulação para comprovar os resultados.

1.2 - Objetivo do trabalho

O objetivo deste trabalho é avaliar e comparar os resultados obtidos entre a simulação unidimensional e os ensaios realizados em dinamômetro em relação aos componentes do sistema de gerenciamento de ar, tais como turbo-compressores e resfriadores EGR, em relação ao desempenho do motor. Os valores de potência, torque, consumo específico de combustível, temperaturas e pressões são verificadas. Este tipo de trabalho já é uma prática na indústria automobilística, comparar os resultados obtidos entre a simulação e os ensaios em dinamômetro, pois representa um ganho de tempo na determinação dos componentes. Contudo, isso deve ser feito com critério para que os ganhos esperados sejam alcançados.

1.3 – Metodologia

O ensaio em dinamômetro é ainda o método mais utilizado para avaliação e determinação dos componentes do sistema de gerenciamento de ar, pois a partir dos resultados destes ensaios determina-se qual a melhor configuração de turbo-compressor, resfriador EGR (componente utilizado para reduzir a temperatura dos gases de escape que recirculam para a admissão), válvula EGR (componente utilizado para dosar a quantidade de gás de escape que será recirculado para a admissão), coletores de admissão e coletores de escape. Para isso há a necessidade de diversas avaliações e um DoE deve ser elaborado. Essa metodologia é comumente utilizada na indústria automobilística para determinação e avaliação dos componentes. O DoE é uma série de combinações das diversas opções disponíveis dos componentes a fim de verificar quais são os melhores componentes para atender os requisitos do projeto.

Abaixo, na Tabela 1, segue um exemplo de uma matriz para definição da melhor combinação dos componentes do sistema de gerenciamento de ar para o motor. Nota-se que para avaliar duas opções de turbo-compressores, resfriador EGR e válvula EGR é necessário realizar 16 ensaios para somente ao final definir qual a melhor opção.

Tabela 1 - Exemplo de matriz com a combinação de testes para a definição do melhor conjunto

DOE			
Teste	Turbo	EGR Cooler	Válvula EGR
1	1	1	1
2	1	1	1
3	1	1	2
4	1	1	2
5	1	2	1
6	1	2	1
7	1	2	2
8	1	2	2
9	2	1	1
10	2	1	1
11	2	1	2
12	2	1	2
13	2	2	1
14	2	2	1
15	2	2	2
16	2	2	2

Na simulação alguns componentes podem ser avaliados individualmente, como os coletores de admissão e escape, quanto à eficiência volumétrica, o resfriador EGR quanto à efetividade (eficiência térmica), perda de carga e a velocidade interna dos gases, pois quando a temperatura de saída dos gases de escape, após passarem pelo resfriador EGR atinge valores abaixo de 120°C. Os gases começam a condensar, provocando uma maior deposição dos resíduos dos gases de escape nas paredes internas dos tubos diminuindo a sua efetividade, havendo casos de obstrução destes tubos sendo mais conhecido como a formação de *fouling*. A válvula EGR quanto à vazão máxima e a perda de carga. Assim, a interação com o modelo torna-se mais rápida e qualquer alteração, por menor que seja, pode ser facilmente avaliada.

No mercado há inúmeros softwares disponíveis de simulação, desde versões simples até os mais específicos para simular cada componente do motor. Alguns softwares podem trabalhar em conjunto com outros para obter um resultado mais próximo do real antes mesmo de ter o motor disponibilizado fisicamente para ser ensaiado. Para este trabalho será utilizado o software

comercial GT-POWER da empresa Gamma Technologies, havendo a necessidade dos seguintes parâmetros para a construção do modelo: número de cilindros, combustível, diâmetro e curso, geometria do comando de válvulas, formato dos dutos de admissão e escape do cabeçote, geometria dos coletores de admissão e escape, tempo de injeção, débito (quantidade de combustível injetado), posição do bico injetor, fluxo hidráulico, quantidade de furos, protuberância do injetor (altura do injetor em relação à face do cabeçote), ângulo entre os furos, mapas de compressor e turbina, geometria do resfriador EGR, geometria da válvula EGR, geometria da válvula borboleta (*throttle*, na língua inglesa) e geometria e *layout* da tubulação do sistema EGR. Após estes dados serem inseridos no software, na calibração do modelo tem-se os seguintes resultados: potência, torque, consumo específico de combustível, temperatura, pressão, vazão de ar, vazão de escape, vazão de EGR, eficiência volumétrica e rotação do turbo-compressor.

O software utiliza o mesmo princípio de um ensaio em dinamômetro, isto é, simula a combustão que ocorre no motor com informações que são inseridas no modelo na sua fase de criação. As características da combustão podem ser informadas (com os dados retirados de um ensaio prévio em dinamômetro, quando o motor já existir) ou pode ser utilizado um software específico para simular uma combustão, como, por exemplo, o KIVA. Como resposta tem-se a força disponível na árvore de manivelas (virabrequim).

Na Figura 1.2 segue um modelo no GT-POWER de um motor diesel de 6 cilindros.

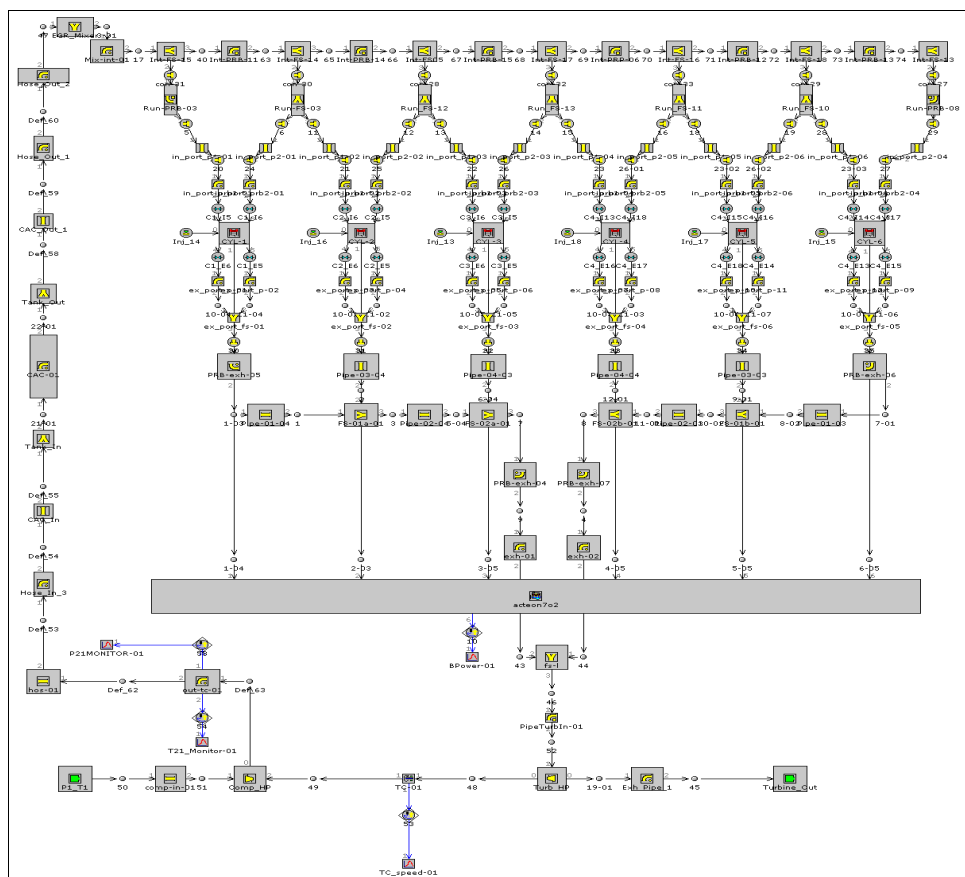


Figura 1.2 - Esquema de montagem do modelo de simulação de um motor diesel de 6 cilindros EURO III no software GT-POWER

Os ensaios realizados em dinamômetros seguem a Norma NBR ISO 1585, onde os parâmetros para iniciar os ensaios são estabelecidos. Estes parâmetros têm a finalidade de estabelecer que independente do lugar onde o motor estiver sendo ensaiado, será levado em conta um fator de correção para que os resultados sempre sejam representativos. Parâmetros como temperatura de admissão, temperatura de bulbo seco e bulbo úmido (caso não haja disponibilidade da medição direta da umidade), pressão atmosférica e temperatura do combustível são controlados. Depois de estabelecidos os parâmetros iniciais descritos anteriormente, já com o motor em funcionamento na condição de potência máxima, outros parâmetros são estabelecidos, como a restrição de admissão, contra pressão de escape, temperatura de água do motor, temperatura na saída do *intercooler* (resfriador ar/ar utilizado para reduzir a temperatura de saída do compressor para o coletor de admissão) e a restrição do *intercooler*. Na Figura 1.3 pode ser visto um exemplo de uma bancada de dinamômetro de motor.



Figura 1.3 - Exemplo de motor instalado em banco de teste

1.4 - Resultados Esperados

Ao final deste trabalho o resultado esperado é obter uma correlação entre os resultados obtidos em ensaios de motor em dinamômetro e a simulação no software GT-POWER, tendo como objetivo alcançar uma diferença máxima de 5%, nos valores de desempenho como potência, torque, consumo específico de combustível, pressões e temperaturas. A partir de então pode-se utilizar a simulação computacional para seleção dos componentes do sistema de gerenciamento de ar (turbo-compressor, resfriador EGR, válvula EGR, geometria de coletores de admissão e escape).

Capítulo 2 – Fundamentos teóricos e Revisão bibliográfica

2.1 – Apresentação do capítulo

O principal intuito deste capítulo é apresentar, de uma forma clara e objetiva, o material bibliográfico básico sobre motores de combustão interna do ciclo Diesel e dos componentes a serem estudados neste trabalho, como turbo-compressores e resfriadores EGR. Além da apresentação das principais características, resultados e conclusões obtidas com os modelos e métodos utilizados pelas pesquisas consultadas, procurar-se-á alguns pontos básicos que nortearão as características da metodologia a ser seguida nesta investigação científica.

2.2 – Fundamentos teóricos

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que transforma a energia proveniente de uma reação química em energia mecânica. O processo de conversão se dá através de ciclos termodinâmicos que envolvem expansão, compressão e mudança de temperatura dos gases. São considerados motores de combustão interna aqueles que utilizam os próprios gases da combustão como fluido de trabalho. Ou seja, são estes gases que realizam os processos de compressão, aumento de temperatura (queima), expansão e finalmente exaustão.

Motores de combustão interna também são popularmente chamados de motores a explosão. Esta denominação, apesar de frequente, não é tecnicamente correta. De fato, o que ocorre no interior das câmaras de combustão não é uma explosão e sim uma deflagração. O que impulsiona

os pistões é o aumento da pressão interna do cilindro, decorrente da combustão (queima controlada com frente de chama).

2.2.1 – Motores do ciclo Diesel

2.2.1.1 - Funcionamento Mecânico

Na maioria das aplicações, os motores Diesel funcionam a quatro tempos. O ciclo inicia-se com o pistão no Ponto Morto Superior (PMS). A válvula de admissão está aberta e o pistão ao descer aspira o ar para dentro do cilindro. O pistão atinge o Ponto Morto Inferior (PMI) e inicia-se então a compressão. A temperatura do ar dentro do cilindro aumenta substancialmente devido à diminuição do volume, isto é, à compressão do ar. Pouco antes do PMS o combustível começa a ser pulverizado pelo injetor em pequenas gotículas, misturando-se com o ar quente até que se dá a ignição. A combustão é controlada pela quantidade de combustível injetado no cilindro. A expansão começa após o PMS do pistão com a mistura (ar + combustível) na proporção certa para a combustão espontânea, durante este processo o combustível pode continuar a ser pulverizado até momentos antes do PMI (dependendo do nível de emissões que se deseja alcançar). O ciclo termina com a fase de escape, onde o pistão retorna ao PMS, o que faz com que os gases de combustão sejam expulsos do cilindro, retomando assim o ciclo como pode ser observado na Figura 2.1.

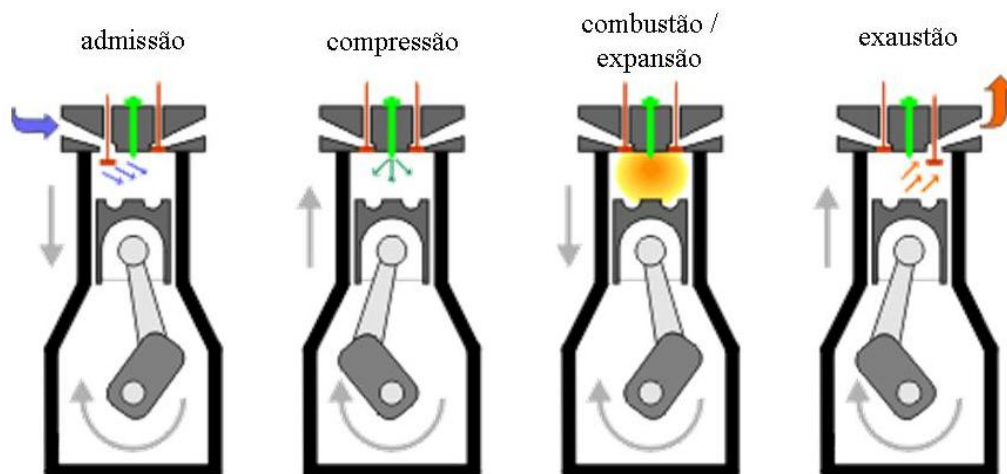


Figura 2.1 – Ciclo diesel de quatro tempos

Toda máquina térmica ou mecânica, que utiliza ou transforma uma energia qualquer, não pode restituir integralmente em trabalho a energia fornecida, pois há duas formas de perda de energia na transformação e na utilização. Estas perdas são térmicas (resfriamento e escapamento) e perdas mecânicas (atrito entre os componentes).

Portanto, considerando o sistema térmico da Figura 2.2, pode-se pensar em um volume de controle onde o combustível e o ar é fornecido e o movimento de retorno do pistão (trabalho) é entregue, mas o trabalho entregue é menor que o valor da energia fornecida para o volume de controle. A diferença entre a energia fornecida para o volume de controle e a que ele aproveita corresponde à soma das perdas.

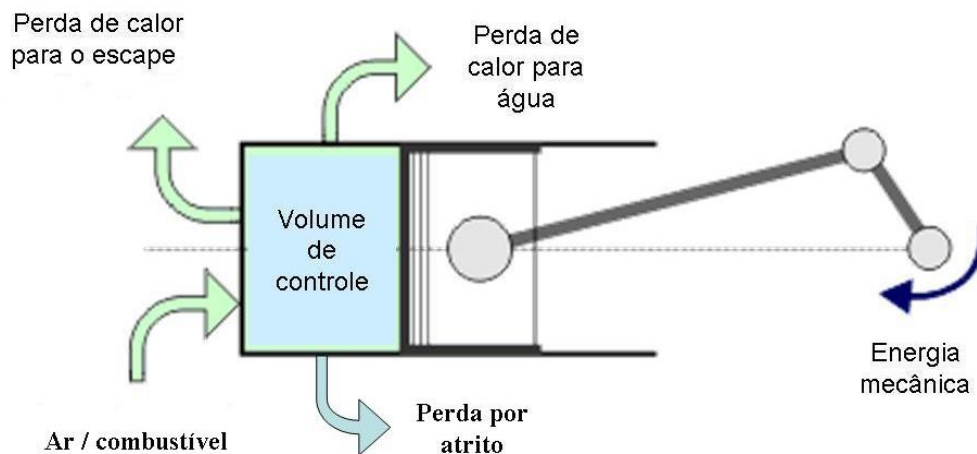


Figura 2.2 – Balanço de energia no volume de controle

Em outras palavras, uma troca cuidadosa da energia fornecida para o volume de controle e as fornecidas pelo mesmo volume pode ajudar na avaliação da eficiência de conversão do sistema. Cuidado deve ser exercido quando da definição do volume de controle. Até agora, tem-se considerado um cilindro em um motor como o volume de controle. No entanto, um motor inteiro ou o veículo pode ser visto como o volume de controle.

2.2.1.2 - Balanço da massa de combustão

Como ilustrado na Figura 2.2, o combustível e o ar são os dois principais componentes que entram no volume de controle. Em vista da tecnologia dos motores diesel, este pode ser um

tratamento limitado das massas que entram no volume de controle, desde que a necessidade do controle de emissões poder ditar alguns produtos da recirculação dos gases de escape de volta para a admissão. Além disso, a contribuição do óleo lubrificante para as emissões de gases de escape está sendo examinada e estão sendo feitos esforços para limitar o seu consumo no interior do cilindro. Portanto, uma representação mais precisa do balanço de massa em um volume de controle pode ser descrita pela seguinte relação:

$$M_{esc} = M_a + M_{comb} + M_{EGR} + M_{OL} \quad (2.1)$$

onde:

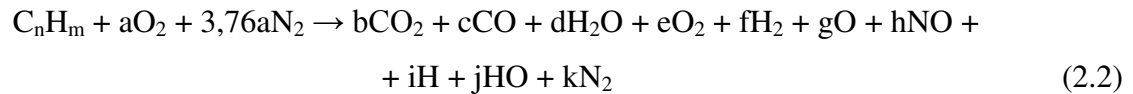
M_{esc}	massa de gás de escape
M_a	massa de ar
M_{comb}	massa de combustível
M_{EGR}	massa de recirculação dos gases de escape
M_{OL}	massa de óleo lubrificante

Na prática, os acessórios dos motores de combustão interna são usados para executar várias funções para manter o funcionamento do motor. Por exemplo, a lubrificação do motor exige uma bomba de óleo acionada pelo próprio motor, assim, subtraindo uma parcela do trabalho produzido por este. Portanto, se o volume de controle é o cilindro, a eficiência da conversão de tal sistema será mais elevada do que se o volume de controle for considerado todo o motor. Outras partes que são necessárias para o funcionamento do motor incluem o comando de válvulas, alternador, bomba d'água, compressores etc.

2.2.1.3 – Composição do Diesel combustível

Apesar da combustão em motores a diesel não ser um tema profundo desta discussão, um tratamento alternativo do balanço de massa em um volume de controle, o cilindro neste caso, pode ser útil. Uma expressão simplificada para a conservação da massa pode ser limitada às espécies reagentes e produtos da reação, como combustível (C_nH_m) e ar (principalmente

nitrogênio e oxigênio) reagindo uns com os outros no ambiente adequado e produzindo os componentes de escape como segue:



Na equação (2.5), C_nH_m representa um combustível hidrocarboneto que reage com o ar considerado apenas oxigênio e nitrogênio na proporção volumétrica de 20,99 ~ 79,01%, respectivamente. Assim, para cada mol de oxigênio fornecido, 3,76 moles de nitrogênio estariam presentes na reação.

Baseada na massa molecular média do óleo diesel e da sua relação de carbono para hidrogênio pode-se calcular a fórmula química média para esse combustível. O seguinte cálculo baseia-se na massa molecular do diesel de 191 conforme determinado pelo Método UOP 375-86, isto é, Cálculo do Fator UOP (*Universal Oil Products*, na língua inglesa) de Caracterização e Estimativa de Peso Molecular de óleos derivados do petróleo (Van Gerpen, 2000). Como a massa molecular do carbono (C) é 12,0111 e o do hidrogênio (H) é 1,00797 a designação dos hidrocarbonetos do óleo diesel pode ser determinada como segue:

$$12,0111n + 1,00797m = 191 \quad (2.3)$$

Da análise do combustível, cada kg do combustível diesel contém 0,8616 kg de carbono ou:

$$\frac{0,8616 \text{ kgC}}{12,0111} = 0,07173 \text{ kmolC} \quad (2.4)$$

Similar

$$\frac{0,1251 \text{ kgH}}{1,00797} = 0,12411 \text{ kmolH} \quad (2.5)$$

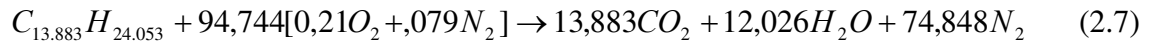
Das equações (2.4) e (2.5), a relação hidrogênio / carbono fica:

$$\frac{m}{n} = \frac{H}{C} = \frac{0,12411}{0,07173} \quad (2.6)$$

Pela resolução de equações (2.3) e (2.6), pode-se definir o diesel combustível como $C_{13,883}H_{24,053}$.

2.2.1.4 – Relação estequiométrica do óleo Diesel

Tendo determinado a composição do óleo diesel, é relativamente simples calcular sua relação estequiométrica. Por definição, a relação estequiométrica é a relação de ar/combustível que quando totalmente queimada renderia nada mais que CO_2 (dióxido de carbono), H_2O (água) e N_2 (nitrogênio). Por vezes é referida como a proporção quimicamente correta. Aplicando esta definição para o óleo diesel a partir da seção anterior tem-se:



Da equação (2.7), a relação molar ar/combustível é 94,744 kmol(ar)/kmol(combustível). A relação de massa de ar/combustível pode ser calculada do seguinte modo:

$$\left[94,744 \frac{\text{kmol(ar)}}{\text{kmol(combustível)}} \right] \times \left[28,97 \frac{\text{kg(ar)}}{\text{kmol(ar)}} \right] \times \left[\frac{\text{kmol(combustível)}}{191\text{kg(combustível)}} \right] = 14,37 \frac{\text{kg(ar)}}{\text{kg(combustível)}} \quad (2.8)$$

2.2.2 – Turbo-compressor

Turbo-compressores são compressores centrífugos impulsionados pelos gases de escape que se expandem em uma turbina. São empregados nos motores para aumentar a pressão do ar e, conseqüentemente aumentar a potência do motor. Vários tipos de turbo-compressores foram desenvolvidos, incluindo turbo-compressores de geometria fixa, geometria fixa com válvula de alívio (mais conhecido como *waste gate*, na língua inglesa), geometria variável e dois estágios, que podem ser utilizado em série, paralelo ou seqüencial paralelo. O desempenho do turbo-

compressor influencia todos os parâmetros importantes do motor, parâmetros estes de desempenho, isto é, potência, torque, consumo específico de combustível e os níveis de emissões.

No entanto, com a proliferação de aplicações que requerem turbo-alimentação por várias razões, incluindo o controle de emissões, novos desenhos e tipos de turbo-compressores se tornaram necessários. Alguns desses projetos não são conceitos novos, mas envolvem alterações em turbo-compressores já existentes. A premissa principal para o uso de turbo-compressores é que eles alcançam uma relação quase constante de pressão de ar sobre uma ampla gama de condições de funcionamento. Atingir essa meta requer o controle do funcionamento do turbo-compressor de uma forma flexível. Este processo é geralmente obtido através de regulagem da válvula de alívio em turbo-compressores de geometria fixa, do ângulo das pás nos modelos com geometria variável e pelo uso de válvula de alívio ou direcionais, dependendo da configuração do turbo-compressor de dois estágios.

A Figura 2.3 é uma representação esquemática de um turbo-compressor de geometria fixa com válvula de alívio, ilustrando o mecanismo que contorna os gases de escape na turbina, isto é, controla a parcela de gases que passa ou não pelo rotor da turbina (Foulkes, 1995). Os turbo-compressores com válvula de alívio são geralmente acionados pneumáticamente, com base em uma pressão, sendo que esta pressão pode ser originada do coletor de admissão ou da própria carcaça do compressor. A regulagem da válvula de alívio é feita através de um atuador, que é composto por uma mola e um diafragma. Com a adição da válvula de alívio nos turbo-compressores de geometria fixa foi possível a utilização de turbo-compressores menores, podendo se explorar mais o seu potencial, pois em baixas rotações o motor apresenta uma resposta mais rápida além de poder obter um resultado de desempenho melhor. Através da abertura desta válvula de alívio não ultrapassar os limites dos componentes, como rotação, pressões e temperaturas.

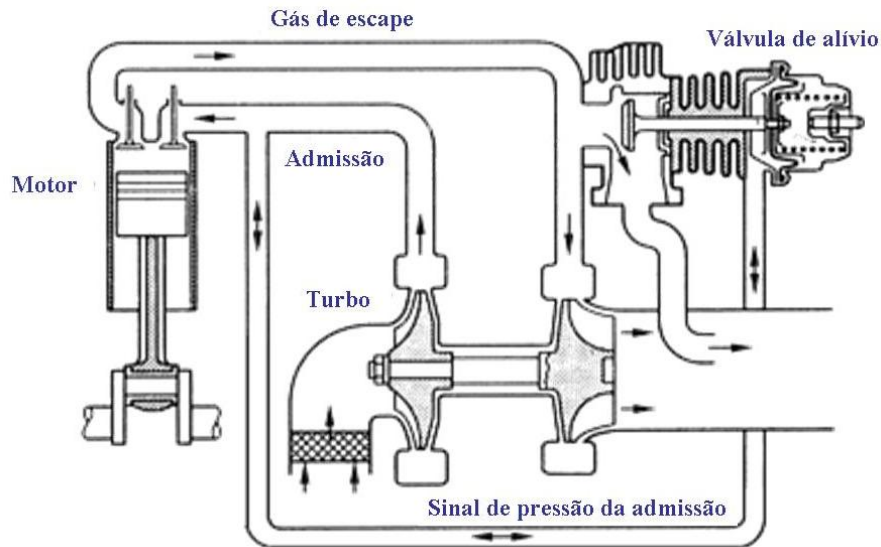


Figura 2.3 – Turbo-compressor de geometria fixa com válvula de alívio

Em turbo-compressores de geometria fixa com válvula de alívio, parte da energia dos gases de escape não é utilizada para acionar a turbina, como descrito anteriormente. Dissipar essa energia diretamente para a atmosfera em vez de fazer uso dela pode ser visto como um desperdício, que por sua vez reduz a eficiência do turbo-compressor. Uma alternativa para este método é o turbo-compressor de geometria variável, que é mostrado esquematicamente na Figura 2.4 (Foulkes, 1995).

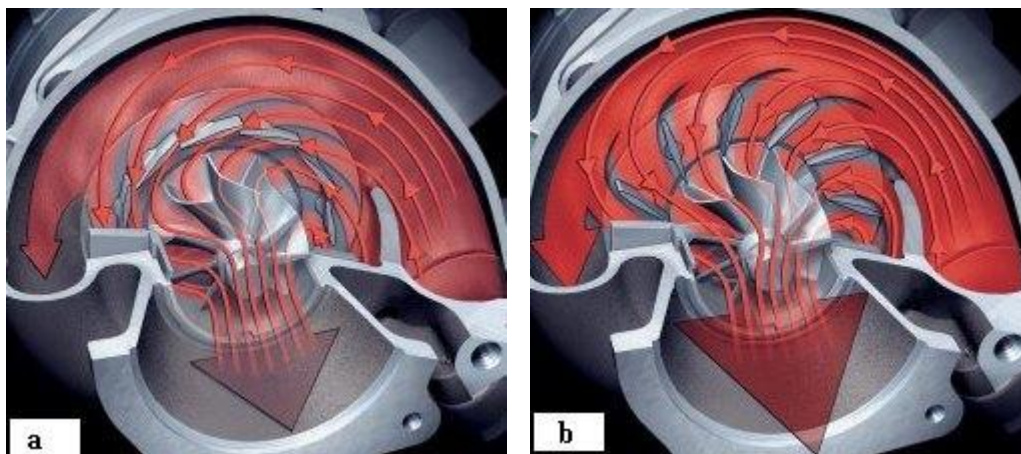


Figura 2.4 – Turbo-compressor de geometria variável com o sistema de pás montado na carcaça da turbina

Na verdade, a Figura 2.4 mostra a carcaça quente (turbina) de um turbo-compressor de geometria variável (TGV). As pás de ângulo variável podem ser montadas tanto na carcaça quente (Figura 2.4) como no conjunto rotativo quando já montado na carcaça central (Figura 2.5). Em condições de baixa energia dos gases de escape, as pás de ângulo variável reduzem a área de fluxo entre duas pás consecutivas; assim, há conversão dos gases de escape em energia potencial (pressão) e em energia cinética (velocidade) conforme pode ser visto na Figura 2.4a. O rápido impacto dos gases de escape no rotor da turbina o faz girar com maior rotação, fornecendo ao compressor mais energia para movimentar o ar para o interior do cilindro. Inversamente, em condições de alta energia dos gases de escape, as pás são posicionadas de modo que há pouca conversão de energia potencial (pressão), conforme mostrado na Figura 2.5b. Essa condição impede o compressor de atingir uma velocidade de rotação muito alta e, portanto, leva à redução de ar introduzido no cilindro.



Figura 2.5 – Turbo-compressor de geometria variável com o sistema de pás montada na carcaça central

Turbo-compressores de geometria variável oferecem uma grande flexibilidade em controlar o desempenho do motor, bem como reduzir as emissões, especialmente em motores modernos, onde o uso da eletrônica é mais prevalente. O acionamento das pás é realizado por um atuador que pode ser pneumático ou eletrônico. Esta metodologia de controle ajuda a diminuir a fumaça, que geralmente ocorre durante acelerações repentinas. Além desta possibilidade de controle, pode-se pensar em outras vantagens do turbo-compressor de geometria variável. Entre eles está a de controlar a relação de pressão entre os gases no coletor de escape e o coletor de admissão. Ao posicionar as pás de ângulo variável para reduzir a área de escape, aumenta a pressão no coletor

de escape, enquanto a pressão no coletor de admissão pode não aumentar na mesma proporção. No controle de emissões esse efeito é usado para aumentar a quantidade de gases de escape direcionados para a admissão pelo sistema EGR, reduzindo assim as emissões de NOx.

Outra tecnologia recentemente utilizada é o turbo-compressor de dois estágios como mostrado na Figura 2.6. Este modelo de turbo-compressor está sendo utilizado nos motores Diesel para atendimento às novas normas de emissões como, por exemplo, EURO V, EURO IV, EPA 2007 e EPA 2010. Neste modelo, o turbo denominado por *High Pressure*, na língua inglesa (alta pressão – turbo-compressor de menor dimensão) é utilizado para as rotações mais baixas do motor até as rotações de máximo torque do motor, e o turbo denominado por *Low Pressure*, na língua inglesa (baixa pressão – turbo-compressor de maior dimensão) é utilizado para as rotações após a rotação de torque até a rotação de máxima potência. Entre os dois turbo-compressores há uma válvula de alívio instalada no lado da turbina para que no momento do turbo *High Pressure* atingir o seu limite de funcionamento como pressão e/ou rotação esta válvula é aberta, permitindo a passagem de uma maior quantidade de gases de escape para o segundo turbo, o *Low Pressure*.



Figura 2.6 – Turbo-compressor de dois estágios

Na Figura 2.7 pode ser visualizado o esquema de montagem de um turbo-compressor de dois estágios no motor. Nesta configuração o turbo-compressor *High Pressure* pode ser um turbo de geometria fixa com a válvula de alívio ou um turbo-compressor de geometria variável. Esta definição está vinculada com as características do motor, como atendimento às normas de emissões e desempenho do motor.

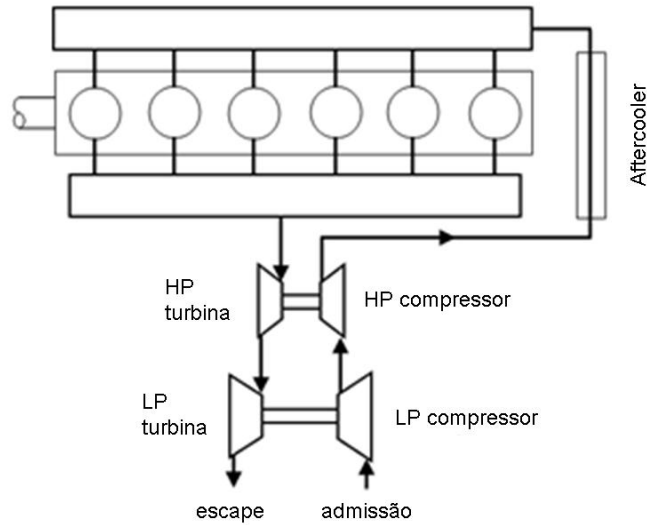


Figura 2.7 – Esquema de montagem do turbo-compressor de dois estágios em série no motor

2.2.2.1 - Trim do rotor

Trim é um termo comum usado quando se descreve as características aerodinâmicas do turbo-compressor. Trim é um termo para expressar a relação entre o *inducer* e o *exducer* de ambos os rotores de turbina e do compressor ou, mais precisamente, é uma razão de área.

$$Trim = \left(\frac{inducer^2}{exducer^2} \right) \times 100 \quad (2.9)$$

O diâmetro do *inducer* é definido como o diâmetro onde o ar entra no rotor, enquanto o diâmetro *exducer* é definido como o diâmetro onde o ar sai do rotor. Com base na aerodinâmica e para o lado de entrada de ar, o *inducer* para um rotor de compressor é o diâmetro menor. Para o rotor da turbina, o *inducer* é o diâmetro maior, como pode ser visto na Figura 2.8.

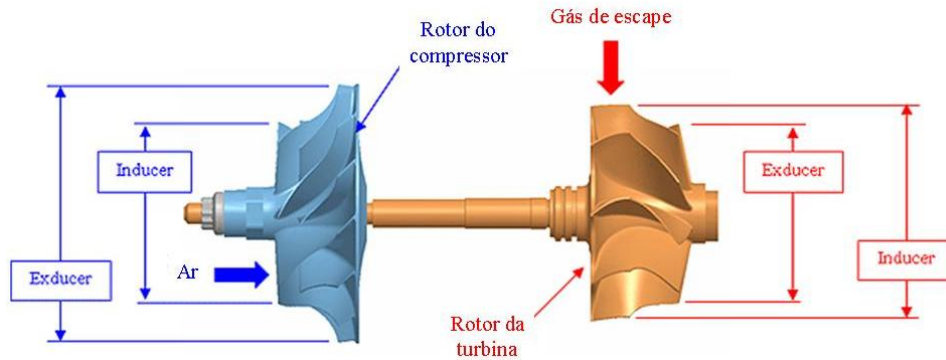


Figura 2.8 – Ilustração do diâmetro *inducer* e *exducer* nos rotores do compressor e turbina

O Trim do rotor do compressor ou da turbina afeta a eficiência do compressor ou da turbina, deslocando a capacidade de vazão de ar para uma ilha de maior ou menor eficiência do compressor ou da turbina. Mantido os demais fatores constantes, isto é, a geometria das pás do rotor, o maior Trim do rotor terá maior vazão que o menor Trim do rotor. No entanto, é importante ressaltar que, muitas vezes, a geometria das pás do rotor não é mantida constante. Então se um Trim do rotor é maior não significa necessariamente que ele vai ter maior vazão ou eficiência, pois em alguns casos o Trim já está próximo do limite. Este limite é a sua relação de diâmetros. Esta alteração por si só não traz diferenças significativas, obrigatoriamente a geometria das pás terão de ser alteradas para atender os requisitos desejados.

2.2.2.2 - Tamanho da carcaça (A/R)

A razão A/R (Área/Raio) descreve uma característica geométrica do conjunto da carcaça do compressor e carcaça da turbina. Tecnicamente, é definido como a área transversal dividido pelo raio da linha central do turbo, como pode ser visualizado na Figura 2.9.

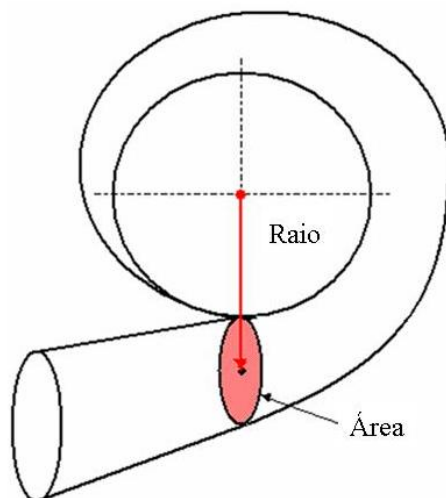


Figura 2.9 – Ilustração da carcaça do compressor mostrando as características da razão A/R.

O parâmetro A/R tem efeitos diferentes sobre o desempenho do compressor e da turbina, como descrito a seguir:

- A/R do compressor - o desempenho do compressor é relativamente insensível a mudanças em A/R. Carcaças com A/R grandes são por vezes utilizadas para otimizar o desempenho de aplicações com baixa pressão de turbo e A/R pequenos são usados para aplicações com a necessidade de alta pressão de turbo. No entanto, a influência do A/R sobre o desempenho do compressor é pequena.
- A/R da turbina – o desempenho da turbina é muito afetado pela mudança do A/R da carcaça, este é usado para ajustar a capacidade de vazão da turbina. Usando um A/R pequeno irá aumentar a velocidade dos gases de escape para o rotor da turbina. Isso proporciona maior potência em rotações baixas do motor, resultando em um aumento mais rápido da pressão do turbo. No entanto, um A/R pequeno também faz com que o fluxo entre no rotor mais tangencialmente, o que reduz a capacidade do escoamento final do rotor da turbina. Isto tenderá a aumentar a contrapressão dos gases de escape e, conseqüentemente, reduzir a capacidade do motor para "respirar" efetivamente em altas rotações, afetando adversamente o pico de potência.

Por outro lado, utilizando-se um A/R maior irá diminuir a velocidade dos gases de escape. A vazão em uma carcaça com um A/R maior entra no rotor de uma forma mais radial, aumentando a capacidade efetiva da vazão no rotor, resultando em uma menor contrapressão e uma melhora na potência em altas rotações do motor.

2.2.2.3 - Mapa do compressor

O mapa do compressor é um gráfico que descreve as características particulares de desempenho de um compressor, incluindo a eficiência, vazão, a capacidade de aumentar a pressão do turbo e a rotação. A Figura 2.10 identifica os aspectos de um mapa de compressor típico.

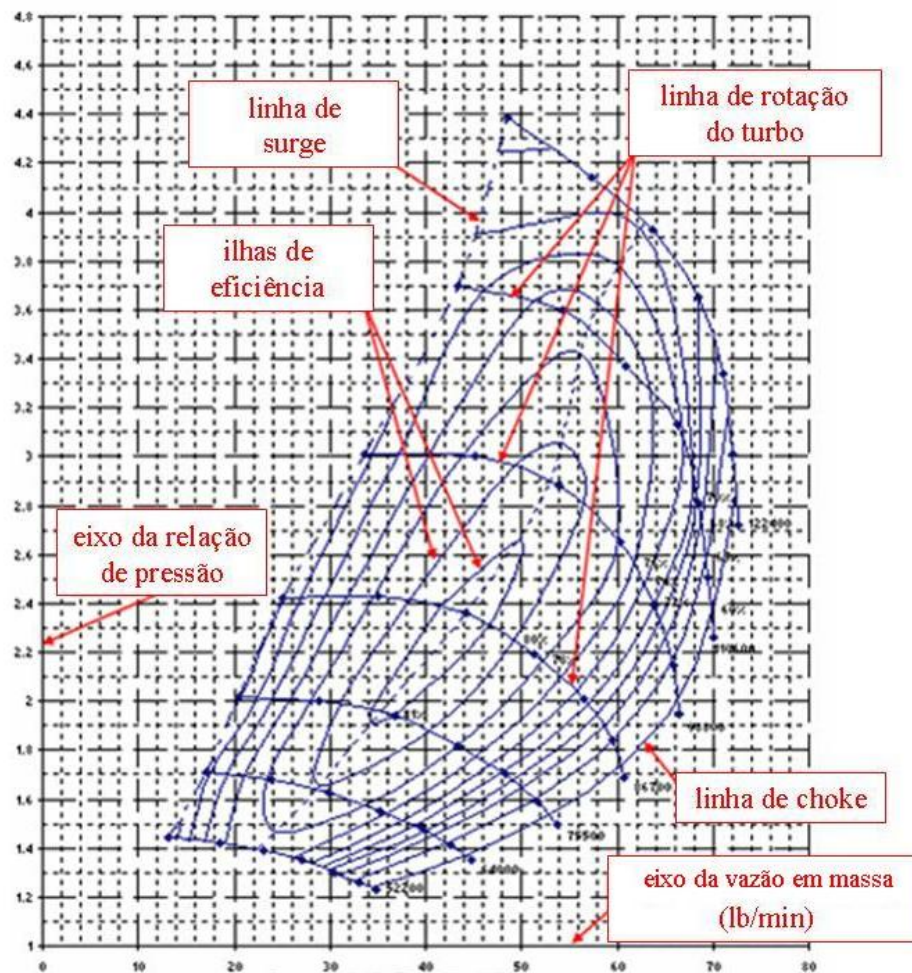


Figura 2.10 – Mapa do compressor

2.2.2.3.1 - Relação de pressão

A relação de pressão é definida como a divisão entre a pressão de saída do compressor pela pressão na sua entrada, ambas em condição absoluta.

$$RP_{comp} = \frac{P_{21}}{P_1} \quad (2.10)$$

onde:

RP_{comp}	relação de pressão do compressor
P_{21}	pressão de saída do compressor
P_1	pressão de entrada do compressor

2.2.2.3.2 - Vazão de ar

Vazão é a massa de ar que flui através de um compressor (e motor) durante um determinado período de tempo e é normalmente expressa em kg/min. A vazão de ar pode ser fisicamente medida, mas, em muitos casos, é suficiente estimar a vazão de ar para escolher o turbo adequado.

2.2.2.3.3 - Linha de *surge*

Bombeamento (ou *Surge*, na língua inglesa) é o limite esquerdo do mapa do compressor, como pode ser visto na Figura 2.10. Operar à esquerda desta linha representa uma região de instabilidade. Esta região é caracterizada pela vibração suave e flutuação de pressão no compressor. A contínua operação nesta região pode levar a quebras prematuras de turbo-compressores devido às altas cargas axiais. O *surge* geralmente é esperado em condições onde o motor está em rotações baixas e a plena carga; assim pode ser um indício de que o tamanho do compressor é grande.

2.2.2.3.4 – Linha de *Choke*

A linha de estagnação (*choke*, na língua inglesa) é o limite à direita do mapa do compressor como pode ser visto na Figura 2.10 sendo que é o ponto de máxima vazão do rotor. A linha de *choke* é normalmente definida pelo ponto onde a eficiência do compressor se torna muito baixa. Além da rápida queda de rendimento do compressor para além deste ponto, a relação de compressão é muito baixa.

2.2.2.3.5 – Linha de rotação do turbo-compressor

As linhas de rotação do turbo são linhas de rotação constante, conforme a Figura 2.10. Para pontos entre as linhas, as rotações podem ser estimadas por interpolação. Conforme aumenta a rotação do turbo, a relação de pressão aumenta e a vazão também aumenta. Como indicado acima na descrição da linha de *choke*, as linhas de rotação do turbo são muito próximas na extrema direita do mapa. Uma vez que o compressor está operando além do limite da linha de *choke*, a rotação do turbo aumenta rapidamente e a condição de sobre rotação é muito provável.

2.2.2.3.6 – Ilhas de eficiência

As ilhas de eficiência são regiões concêntricas nos mapas que representam a eficiência do compressor em qualquer ponto no mapa. A ilha menor perto do centro do mapa é a ilha de maior eficiência, conforme a Figura 2.10.

2.2.3 – Recirculação dos gases de escape para admissão - EGR

A recirculação dos gases de escape para a admissão (EGR) é uma técnica eficaz de reduzir as emissões de NO_x dos gases de escape dos motores Diesel. EGR envolve a substituição de O₂ e N₂ no ar que entra na câmara de combustão por CO₂ e vapor de água dos gases de escape do motor. A recirculação de parte dos gases de escape para o ar de admissão do motor aumenta a

capacidade de absorção de calor e a redução da concentração de oxigênio na admissão. Esses dois fatores combinados levam a uma redução significativa das emissões de NO_x. Inconvenientes do uso do EGR incluem o aumento das emissões de material particulado e consumo de combustível.

O EGR não é uma tecnologia nova, pois vem sendo utilizada desde meados dos anos 1970 nos motores movidos a gasolina para carros de passageiros. Após a aplicação nos motores a gasolina, o EGR foi introduzido também para motores a diesel a partir do início do ano 2000 (Hawley, 1999). Com o tempo, sistemas avançados de EGR em veículos a diesel também adotaram controle eletrônico e maior capacidade de refrigeração dos gases de escape, tornando-os altamente sofisticados.

O benefício do uso do EGR para redução da emissão de NO_x tem um certo custo: maiores emissões de PM (material particulado), HC (hidrocarbonetos não queimados) e CO (monóxido de carbono), aumento no consumo de combustível e desgaste do motor. Assim, as aplicações com EGR têm sido forçadas por normas de emissões mais rigorosas ou por programas de incentivo de baixa emissão de poluentes. Mais do que um caminho técnico para cumprir o limite de emissão de NO_x, o EGR pode às vezes ser usado como uma das várias tecnologias alternativas. Essa competição existe, por exemplo, entre EGR arrefecido e a tecnologia de injeção de uréia juntamente com o SCR (*Selective Catalytic Reduction*, na língua inglesa) em motores diesel para atendimento aos limites de emissões, por exemplo, a partir dos limites para Euro IV em diante. No entanto, para cumprir os limites de emissões cada vez mais rigorosos de NO_x, pode ser necessário o uso de EGR combinado com o sistema SCR.

Em geral, o fator mais importante que contribui para o efeito de redução de NO_x quando do uso de EGR é a diminuição na temperatura de pico da chama de combustão. Os efeitos que conduzem à menor temperatura de pico podem ser divididos em efeitos de diluição, térmico e químico.

O efeito térmico: aumento da capacidade de calor na admissão devido à maior capacidade de calor específico da recirculação do CO₂ e H₂O em comparação com O₂ e N₂ (a pressão de alimentação constante), resultando em baixas temperaturas de gás durante a combustão, e

particularmente em uma temperatura mais baixa da chama (Ladommatos *et al*, 1997a) e (Jacobs *et al*, 2003).

O efeito da diluição: a diminuição da concentração de O_2 na admissão, cuja principal consequência é a desaceleração da mistura entre O_2 e o combustível resultando na extensão da região da chama. Assim, a quantidade de gás que absorve o calor liberado aumenta, resultando em uma menor temperatura de chama. Como resultado, uma consequência do efeito da diluição é a redução da temperatura local, que pode ser considerada também como um efeito térmico (Ladommatos *et al*, 1997a) e (Ladommatos *et al*, 1998).

O efeito químico: A recirculação do vapor de água e CO_2 para a admissão são dissociados durante a combustão, modificando o processo de combustão e a formação de NO_x . Em particular, a dissociação endotérmica da H_2O resulta em uma diminuição da temperatura da chama (Ladommatos *et al*, 1997a) (Ladommatos *et al*, 1998).

Adicionando, o EGR para o ar de admissão em um motor resulta na combinação dos efeitos mencionados acima. Separar estes efeitos é útil para compreender melhor o impacto global da diluição da carga de EGR. Ao mesmo tempo, separando o impacto dos vários efeitos citados acima (diluição, térmico e químico), é muito difícil e requer um planejamento cuidadoso de qualquer mecanismo de experiências. Como ponto de partida é útil definir cuidadosamente esses efeitos e considerar como eles podem ser isolados em experimentos do motor para evitar possíveis confusões.

2.2.3.1 – Configurações do sistema EGR

2.2.3.1.1 – Sistema EGR de alta pressão

A partir da Figura 2.11 abaixo, fica implícito que existe uma diferença de pressão entre os gases de escape e coletor de admissão, sem a qual não poderia ter a vazão necessária de EGR. Em motores diesel, muitas vezes, é difícil introduzir EGR no coletor de admissão, o problema é que a

pressão no coletor de admissão é geralmente maior que a pressão do sistema de escape. Para contornar esse dilema alguns artifícios são utilizados, como exemplo, uma adequação do turbo-compressor, onde a pressão de escape se torna superior à do coletor de admissão (Psaras, 1997). Assim uma parte da vazão de escape é direcionada de volta para a admissão do motor por meio de uma válvula EGR controlada eletronicamente após ser resfriado, como mostrado na Figura 2.11. Esta abordagem é designada como sistema EGR de alta pressão (HP - *High Pressure*, na língua inglesa) (Khair, 1997).

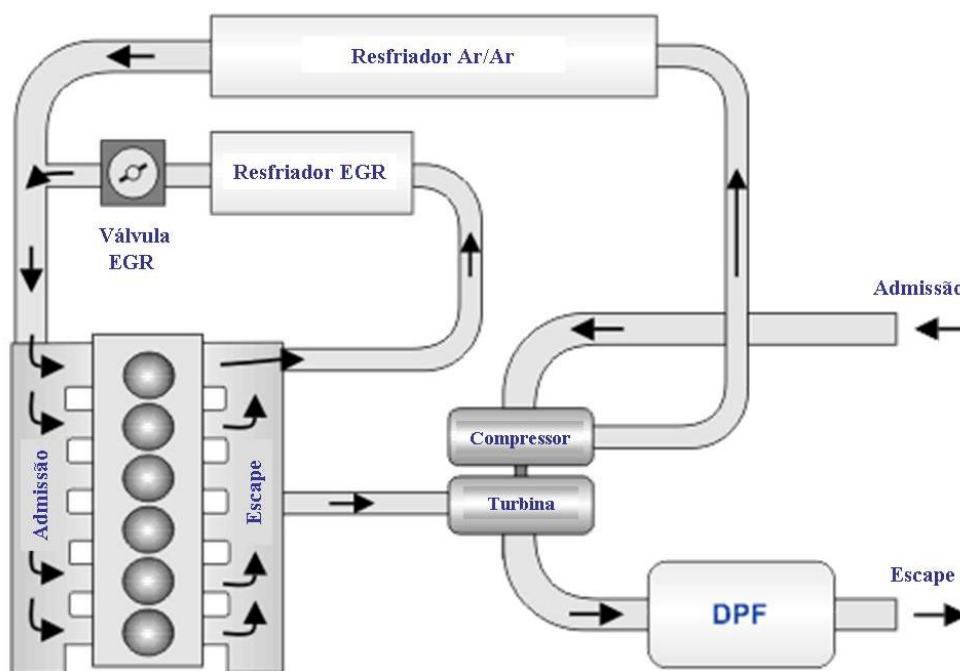


Figura 2.11 – Esquema sistema EGR de alta pressão

Várias estratégias têm sido utilizadas para aumentar a diferença de pressão entre os gases de escape e a admissão para facilitar a vazão de EGR no motor. A otimização da admissão ou a restrição de escape são exemplos de técnicas possíveis. Outra alternativa é alterar as características do turbo ou a sua tecnologia.

2.2.3.1.2 – Sistema EGR de baixa pressão

Outro esquema de implementação do sistema EGR em motores diesel é o sistema de baixa pressão (LP – *Low Pressure*, na língua inglesa). Este sistema é frequentemente empregado em conjunto com o filtro de particulado (DPF – *Diesel Particulate Filter*, na língua inglesa) localizado no sistema de pós-tratamento. Ao invés de derivar o sistema EGR diretamente do coletor de escape (como no caso do EGR de alta pressão), sistemas de EGR de baixa pressão utilizam o gás de escape que já tenham sido filtrados através do filtro de particulado (DPF). A Figura 2.12 mostra uma representação esquemática de um sistema de EGR de baixa pressão, onde EGR foi retirado de um ponto após o DPF. Esta configuração alternativa procurou preservar o desempenho do turbo-compressor pelo fornecimento de gases de escape de um ponto após o filtro de particulado (ver Figura 2.12), permitindo, assim, que todo o gás de escape possa ser utilizado na turbina. Neste local, a pressão dos gases de escape está em um nível inferior ao do coletor de admissão. Então, para promover a vazão de EGR a ser introduzido novamente no motor, os gases de escape têm seu ponto de retorno antes da entrada do turbo-compressor, na tubulação do sistema de admissão do motor, pois neste ponto há sucção e assim a válvula EGR dosa a vazão necessária de EGR para cada condição do motor.

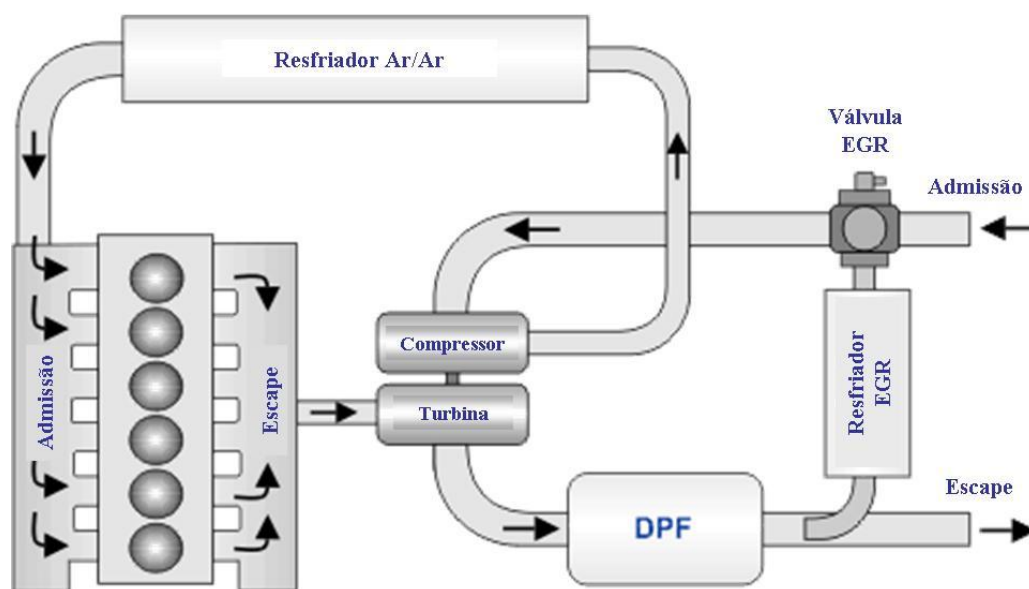


Figura 2.12 – Esquema sistema EGR de baixa pressão

2.2.3.1.3 – EGR interno

Conforme descrito em todas as configurações do sistema, uma parcela dos gases de escape foi retirada do coletor de escape ou do tubo de escape e direcionada de volta para a admissão. Na verdade, esta metodologia está de acordo com a definição convencional de EGR. Uma forma alternativa de alcançar a redução de NO_x através de produtos de combustão é feita através dos gases de escape residuais. Em teoria, se fosse possível manter esses produtos da combustão no interior do cilindro até o ciclo de combustão seguinte, então seria possível atingir a redução de NO_x sem a complicação de um sistema EGR externo com seus diversos componentes e seu controle. O uso do gás residual para redução de NO_x é comumente referido como EGR interno, neste caso os gases de escape não é recirculado, mas mantido no cilindro. Em alguns casos, produtos da exaustão dos gases de escape podem ser devolvidos ao cilindro através da atuação de válvula de escape.

Um exemplo dos gases de escape retornado para o cilindro é o sistema EGR *Pulse*, na língua inglesa (Brezonick, 2000). No sistema EGR *Pulse*, a válvula de escape é reaberta durante o curso de admissão do motor por meio do desenho do *came* do comando de válvulas. Este projeto apresenta um segundo *came* no comando de válvulas denominado *sub-lift*, como mostrado na Figura 2.13. À medida que o pistão vai do ponto morto superior para o ponto morto inferior durante o curso de admissão, o *sub-lift* do comando de válvulas abre a válvula de escape e permite o retorno dos gases de escape residuais que ainda se encontram nos dutos de escape para o cilindro.

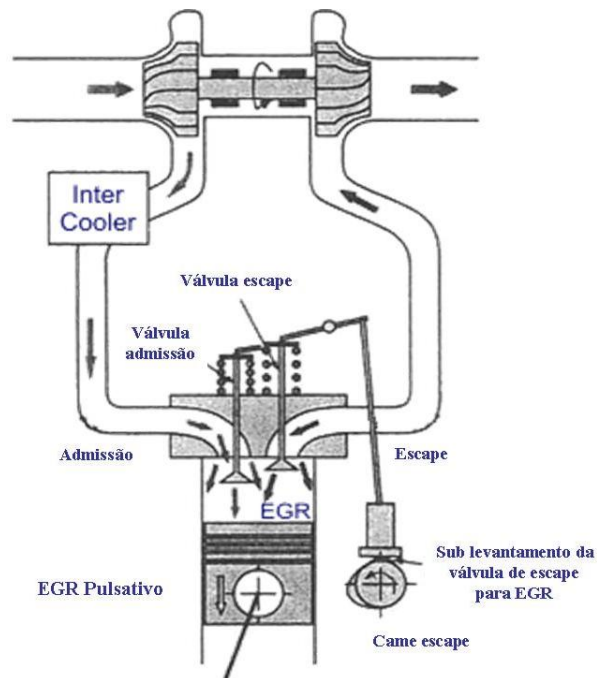


Figura 2.13 – Esquema EGR interno

2.2.3.2 – Componentes do sistema EGR

2.2.3.2.1 – Válvula EGR

A taxa de EGR no motor é controlada por uma válvula que controla a vazão de EGR. Esta válvula funciona como um orifício variável, proporcionando assim a flexibilidade necessária para alcançar a taxa de EGR necessária para cada condição do motor, conforme pode ser observado na Figura 2.14 abaixo.

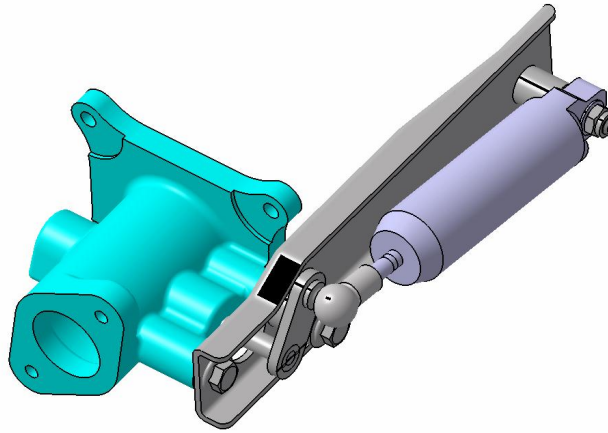


Figura 2.14 – Válvula EGR

2.2.3.2.2 – Resfriador EGR

A função principal do resfriador EGR é reduzir a temperatura dos gases de escape que estão sendo direcionados para a admissão. Quanto menor for a temperatura de saída dos gases de escape do resfriador, menor será a quantidade necessária de EGR direcionada para a admissão.

A representação esquemática de um refrigerador EGR é mostrada na Figura 2.15.

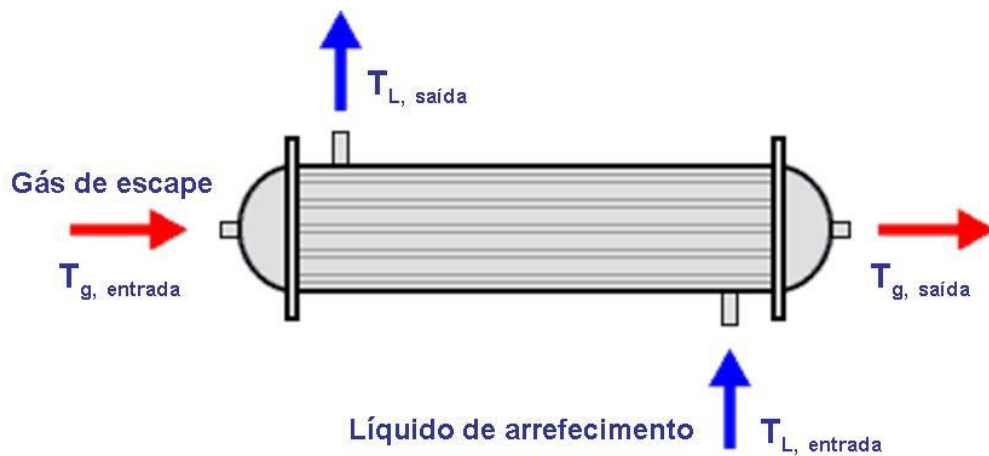


Figura 2.15 – Esquema de resfriador EGR

A efetividade do resfriador EGR é medida pela relação entre a transferência de calor real em todo o refrigerador pela transferência de calor máxima que seria potencialmente possível

considerando a temperatura dos gases de escape e do liquido de arrefecimento (ou seja, quando a temperatura do gás de saída torna-se igual à temperatura de entrada do refrigerador).

$$Efetividade\ e = \frac{(T_{EGR,e} - T_{EGR,s})}{(T_{EGR,e} - T_{L,e})} \times 100\% \quad (2.15)$$

onde:

$T_{EGR,e}$	temperatura de entrada dos gases de escape no resfriador EGR
$T_{EGR,s}$	temperatura de saída dos gases de escape no resfriador EGR
$T_{L,e}$	temperatura de entrada do liquido de arrefecimento no resfriador EGR

Detalhes de um resfriador EGR são mostrados na Figura 2.16. Os defletores são colocados na parte interna do resfriador EGR por onde circula o liquido de arrefecimento para aumentar a velocidade de arrefecimento e turbulência, a fim de maximizar o coeficiente de transferência de calor. Os tubos são fabricados com materiais selecionados para alta resistência à corrosão. Aço inox com cromo, níquel ou molibdênio são materiais utilizados especialmente para os motores concebidos para funcionar em combustíveis que contêm quantidades substanciais de enxofre. No entanto, o cuidado deve ser exercido quanto ao teor de níquel e sua susceptibilidade à presença de ácido sulfúrico corrosivo devido à condensação dos gases de escape. O uso generalizado do combustível diesel de baixo enxofre (<15 ppm) pode proporcionar aos fabricantes uma maior flexibilidade na escolha do material.

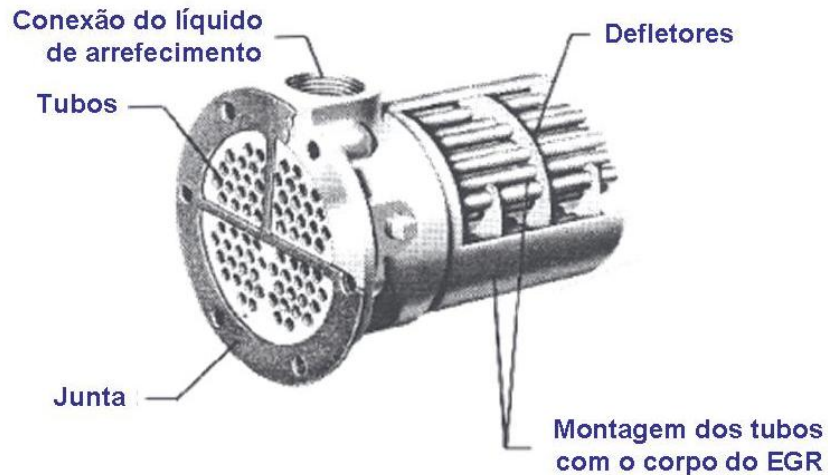


Figura 2.16 – Detalhe das partes do resfriador EGR

Fouling, na língua inglesa, ou seja, deposição dos resíduos provenientes dos gases de escape nas paredes internas dos tubos do refrigerador EGR, é uma preocupação importante porque contribui para diminuir a efetividade do resfriador EGR, bem como aumentar a restrição do resfriador EGR. Experimentos conduzidos em resfriadores EGR mostraram que a degradação de efetividade é geralmente limitada às primeiras 100 horas de uso sem que ocorra a formação do *fouling*.

Inúmeras abordagens podem ser tomadas para minimizar os efeitos da deposição dos gases de escape no interior dos tubos do resfriador EGR, incluindo a seleção de geometrias adequadas que inibem o acúmulo excessivo dos resíduos dos gases de escape, isto é, o gás de escape passar pelo tubo em um regime turbulento. Outro artifício é aumentar a velocidade do gás de escape através do resfriador EGR.

O enxofre presente no óleo diesel pode provocar a formação ácido sulfúrico após o resfriador EGR, devido à baixa temperatura de saída dos gases de escape após passarem pelo resfriador EGR, devendo ser visto como uma grande ameaça à integridade dos componentes do motor. Uma consideração muito importante é a seleção do material do resfriador EGR. A corrosão em qualquer um dos tubos poderia introduzir água para dentro do motor causando a falha do mesmo. De todas as questões relacionadas com os sistemas EGR em qualquer

configuração, esta é a mais grave. Quanto maior for a condensação devido ao resfriamento dos gases, a corrosão será mais provável e terá consequências graves na durabilidade do motor.

2.3 – Revisão bibliográfica

A coleta dos trabalhos que estão discutidos a seguir, evidentemente não abrange todos os trabalhos publicados nos últimos anos de pesquisa na área de motores, mas representa uma amostragem significativa dos estudos de simulação desta linha de pesquisa, incluindo as simulações unidimensionais realizadas nos últimos anos.

O trabalho realizado por Silva (1993) pesquisou o desenvolvimento de um modelo de simulação dos processos termodinâmicos em motores de ciclo diesel de combustão interna. A comparação das previsões de desempenho do modelo com dados de um motor diesel de injeção direta mostra uma boa concordância em toda a gama de rotações e cargas ensaiadas. Assim, a simulação fornece um meio eficaz de avaliar os efeitos de vários parâmetros significativos durante a fase de concepção e ajuda na interpretação dos resultados dos ensaios.

Um modelo computacional para a simulação matemática do ciclo de funcionamento do motor diesel é apresentado por Velasquez e Milanez (1995). O processo de simulação no cilindro é formulado de acordo com o modelo de uma zona de combustão e assumindo equilíbrio químico do fluido de trabalho. Este modelo pode ser aplicado para simular o motor utilizando combustíveis de hidrocarboneto contendo carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio em sua estrutura molecular. A possibilidade de variação da umidade relativa do ar também foi considerada neste modelo. Os processos nos dutos de admissão e escape foram simulados assumindo-se que o fluxo nos dutos é unidimensional e este método foi empregado para resolver as equações diferenciais parciais onde a propagação da perturbação é em um meio compressível. O modelo leva em conta a transferência de calor e o atrito entre o gás e as paredes dos dutos. Os resultados apresentados são em um motor diesel monocilíndrico. Um estudo paramétrico foi realizado para avaliar a influência da rotação do motor, da razão ar/combustível, do formato do *came* do comando de válvulas e o comprimento do duto de admissão no desempenho e eficiência do motor.

O trabalho de Gossage (1999), investigou a compatibilidade dos resultados obtidos na simulação com os resultados provenientes do ensaio do motor em dinamômetro, com o intuito de validar o modelo computacional do motor já contemplando o uso da recirculação dos gases de escape para a admissão, operando o motor em diferentes condições de carga, rotação e taxa de EGR. Assim, foi possível verificar as necessidades de alterações no motor para atendimento às futuras normas de emissões de gases de escape e também realizar avaliações com novos componentes que ajudariam a atender as novas condições de desempenho e emissões.

Outro trabalho que utilizou as técnicas da simulação unidimensional foi Schmitt (2000) com o intuito de verificar dois tipos diferentes de sistema de recirculação dos gases de escape para a admissão, já se antecipando às futuras normas de emissões de gases de escape. Com o resultado obtido com o auxílio da simulação, pode-se então determinar qual o melhor método ou sistema de recirculação dos gases de escape trariam um melhor resultado, atendendo, assim, os objetivos do trabalho em questão.

A utilização da simulação na fase inicial do projeto de um motor onde ainda não há resultados reais levou Lefebvre e Guilian (2005) a iniciarem um estudo com o intuito de verificar se o motor teria a capacidade de obter os resultados esperados. Partiu-se, então, para a utilização da simulação unidimensional para verificar qual o potencial do motor em questão a ser desenvolvido, se teria capacidade de atender os requisitos iniciais do projeto. Diversas análises e estudos foram realizados, nos quais se verificou qual seria o melhor turbo-compressor a ser utilizado, como também foi possível simular as condições onde seria necessária a utilização da recirculação dos gases de escape para admissão, bem como a dimensão deste sistema. Outro ponto importante nesta simulação foi a avaliação realizada em regime transiente de funcionamento do motor. Novamente e com grande importância foi possível verificar as condições de operação e a definição do melhor conjunto de componentes para o motor que ainda seria desenvolvido.

Para reduzir o tempo de desenvolvimento para uma aplicação específica, Gisiger (2007) realizou um estudo em um motor Diesel para determinar o melhor modelo de turbo de dois

estágios para um motor industrial, para isso ele utilizou a simulação unidimensional, na qual foi possível avaliar qual seria o melhor conjunto de componentes que estaria sendo desenvolvido, foi realizado um estudo onde diversos parâmetros do motor foram ajustados a cada rodada da simulação, ao invés de realizar este ensaio na prática tendo a necessidade da construção de protótipos mais o custo e o tempo para avaliar cada proposta, esta avaliação foi totalmente realizada com o auxílio da simulação. Assim, foi possível economizar tempo tanto na construção do motor quanto na rodagem dos primeiros ensaios. Um modelo foi construído e um projeto de experimentos (DoE) foi montado para avaliar todos os pontos possíveis. Com este auxílio determinou quais seriam as melhores propostas de turbo-compressores (dois estágios) a serem utilizados neste motor para uma aplicação específica.

Pesquisadores da Universidade Técnica de Czech (Vitek *et al*, 2008) realizaram um estudo em conjunto com uma fabricante de motores com o intuito de avaliar, através da simulação unidimensional, diferentes tipos do sistema de recirculação de escape a fim de estudar o impacto da vazão dos gases de escape no consumo de combustível. Para isso, avaliações em diferentes circuitos de EGR foram realizados, em conjunto com a utilização de um turbo-compressor de geometria variável. Assim, foi possível verificar qual o melhor conjunto para minimizar o consumo de combustível em condições estacionárias e transientes.

Millo *et al* (2007) realizaram um estudo para substituir o sistema de recirculação de gases de escape montado na parte externa do motor por um sistema de recirculação dos gases de escape interno. Nesse novo sistema, a válvula de escape permanece aberta para que uma parcela dos gases de escape que ainda está nos dutos do cabeçote possa retornar para o próximo ciclo de combustão do motor. Neste trabalho a simulação unidimensional teve como objetivo orientar os pesquisadores para qual seria a melhor configuração para este tipo de tecnologia. Assim, foram realizadas diversas análises no modelo, variando o tempo em que a válvula de escape permaneceria aberta durante o ciclo de admissão do motor bem como a abertura da válvula de escape. Após esta determinação o motor foi montado com estas características para comprovar o estudo realizado através da simulação unidimensional, tendo como resultado uma sinergia entre o modelo e o motor. Podendo-se verificar um potencial de até 15% de redução dos níveis de NOx, mantendo o mesmo consumo de combustível.

Para atender os futuros níveis de emissões para motor diesel, a utilização de altas taxas de EGR juntamente com um sistema de injeção otimizado foi necessária para realizar os experimentos e simulações com foco no desempenho do motor em condições transientes de operação com um sistema de turbo-compressor de dois estágios e um sistema EGR de alta pressão (Winkler e Angstrom, 2008). Os resultados da simulação são comparados com os resultados experimentais para verificar até que ponto é possível prever o desempenho do sistema EGR em condições de operação transiente com as ferramentas atuais de simulação. Os resultados mostram que o modelo de turbo-compressor o qual é baseado em resultados de ensaios em condição estacionária necessita de um ajuste de até 10% para obter uma boa correlação com as medições. A configuração do turbo-compressor utilizado para o estudo mostra um bom potencial para o motor funcionar com quantidades elevadas de EGR em regime transiente de operação.

Capítulo 3 – Funcionamento do Software GT-POWER

Neste capítulo será abordado o funcionamento básico do software GT-POWER para entendimento da execução deste trabalho.

O GT-POWER utiliza como base a simulação unidimensional, isto é, ao serem construídos no software as partes do motor são modeladas em formato cilíndrico. Assim, a simulação ocorre apenas no eixo do sentido de escoamento, desprezando os demais eixos. Por isso se dá o nome de simulação unidimensional.

3.1 – Equações fundamentais para solução de fluxo

O modelo de fluxo envolve a solução das equações de Navier-Stokes, isto é, as equações de conservação de massa e energia e a equação da quantidade de movimento. Estas equações são resolvidas unidimensionalmente, conforme mencionado acima, apenas no sentido do escoamento. O método de integração no tempo inclui a integração explícita e implícita. As primeiras soluções das variáveis no método explícito são vazão mássica, densidade absoluta (ou massa específica) e energia interna. Já as primeiras soluções das variáveis no método implícito são vazão mássica, pressão e entalpia total.

Todo o sistema é discretizado dentro de vários volumes, onde cada divisão do fluxo é representada por um volume simples. Como as partes do motor são dimensionadas em forma cilíndrica (tendo como dado de entrada para o modelo o diâmetro de entrada, o diâmetro de saída e o comprimento), assim este cilindro é dividido dentro de um ou mais volumes e estes volumes são conectados pelas suas fronteiras. As variáveis escalares (pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia, concentração de espécies etc.) são assumidas para igualar cada volume. As variáveis vetoriais (vazão mássica, velocidade, fração mássica, etc.) são calculadas em cada fronteira. Este tipo de discretização é referida como rede escalonada.

As equações de conservação resolvidas pelo software GT-POWER são mostradas na sequência.

$$\text{Continuidade: } \frac{dm}{dt} = \sum_{\text{limite}} \dot{m} \quad (3.1)$$

$$\text{Energia: } \frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{limite}} (\dot{m} * H) - hA_S (T_{\text{fluido}} - T_{\text{parede}}) \quad \text{Solução explícita} \quad (3.2)$$

$$\text{Entalpia: } \frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum_{\text{limite}} (\dot{m} * H) + V \frac{dp}{dt} - hA_S (T_{\text{fluido}} - T_{\text{parede}}) \quad \text{Solução implícita} \quad (3.3)$$

$$\text{Quantidade de movimento: } \frac{d(\dot{m})}{dt} = \frac{dpA + \sum_{\text{limite}} (\dot{m} * u) - 4C_f \frac{\rho u^2}{2} \frac{dxA}{D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right) A}{dx} \quad (3.4)$$

onde:

$\dot{m}$	vazão mássica dentro do volume, $\dot{m} = \rho Au$
m	massa do volume
V	volume
p	pressão
ρ	densidade
A	área do fluxo
A_S	área da superfície de transferência de calor
e	energia interna total por unidade de massa
H	entalpia total
h	coeficiente de transferência de calor
T_{fluido}	temperatura do fluido
T_{parede}	temperatura da parede

u	velocidade no limite
C_f	coeficiente de fricção da película
C_p	coeficiente de perda de pressão
D	diâmetro equivalente
dx	comprimento do elemento de massa na direção do fluxo
dp	pressão diferencial na secção dx

3.2 – Detalhes do método explícito

Como mencionado anteriormente, a solução das variáveis primárias no método explícito são vazão mássica, densidade e energia interna. Os valores de vazão mássica, densidade e energia interna a cada novo tempo são calculados baseados nas equações descritas anteriormente. O método explícito é calculado usando valores da etapa anterior. Nota-se que a solução explícita usa apenas os valores dos sub-volumes em questão e os dois volumes de sua vizinhança. Para assegurar a estabilidade numérica, o período de cada etapa deve ser restrito para satisfazer as condições de Courant (1967). Este método produz com mais acuracidade as predições de pulsação de pressão que ocorre na vazão de ar dos motores e no sistema de injeção de combustível. Este método é requerido quando a predição das ondas de pressão dinâmica é importante. Considerações da pulsação de pressão geralmente não são necessárias para o sistema de arrefecimento.

A cada etapa do tempo, a pressão e a temperatura são calculadas usando os seguintes caminhos:

- As equações da continuidade e energia são o produto da massa e energia no volume.
- Com o conhecimento do volume e massa, a densidade é calculada pelo produto da densidade e energia.
- As equações de estado para cada espécie definem densidade e energia como função de pressão e temperatura. A solução repete a pressão e temperatura até satisfazerem a

densidade e energia já calculadas para esta etapa de tempo. A transferência de massa entre as espécies é também calculada pela duração da interação.

3.3 – Detalhes do método implícito

Como mencionado anteriormente, a solução das variáveis primárias no método implícito são vazão mássica, pressão e entalpia total. O método implícito resolve os valores de todos os sub-volumes a cada novo tempo, simultaneamente, pela resolução de um sistema de equações algébricas. Este requer mais tempo para cada etapa, mas a estabilidade é maior e, por isso, o tempo tomado em cada etapa aumenta.

3.4 – Cálculo do intervalo de tempo

A solução do fluxo é realizada pela integração das equações de conservação no espaço e no tempo. Esta integração pode ser implícita ou explícita.

3.4.1 – Método explícito

No método explícito, os valores da pressão e temperatura a cada novo tempo são baseados apenas nos valores do sub-volume em questão e sua vizinhança. O cálculo é direto e não requer iteração. Para garantir a estabilidade numérica, a etapa de tempo deve ser limitada para satisfazer a condição de Courant. Isto torna o método explícito indesejável para simulações que são relativamente longas (da ordem de minutos). Este método irá produzir previsões mais precisas de pulsação de pressão que ocorre na vazão de ar do motor e no sistema de injeção de combustível. Considera-se que as pulsações de pressão geralmente não são consideradas na simulação de sistemas de arrefecimento.

A relação entre a etapa de tempo e o comprimento da discretização é determinada pelo número de Courant quando a solução explícita é usada; sendo que o comprimento da

discretização é o comprimento de um sub-volume em um tubo. A solução permanece estável pela escolha da etapa de tempo tal que a condição de Courant seja satisfeita:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 0,8 * m \quad (3.5)$$

onde:

Δt	tempo da etapa
Δx	comprimento mínimo do elemento discretizado
u	velocidade do fluído
c	velocidade do som
m	multiplicador da etapa de tempo especificado pelo usuário na configuração da simulação (menor ou igual a 1,0).

Teoricamente, este número deve ser igual a 1,0 ou menor, mas devido à adição da física que não estavam presentes na análise inicial, um valor igual a 0,8 é utilizado para garantir a estabilidade de soluções para a maioria dos modelos.

3.4.2 – Método implícito

O método implícito resolve simultaneamente os valores de todas as fronteiras e sub-volumes a cada novo tempo pela solução de um sistema de equações algébricas. Este sistema de equações é não-linear e é resolvido iterativamente até que a solução seja convergida. Este método exige mais tempo de solução por etapa de tempo, mas a estabilidade é muito maior do que no método explícito e, por isso, maiores etapas de tempo podem ser alcançadas. Devido a isto, o método implícito é normalmente utilizado para simulações de longa duração. Embora se tenha uma vantagem significativa em termos de velocidade, o método implícito deve ser utilizado apenas em simulações que satisfazem ambos os critérios:

1. A mínima onda dinâmica no sistema ou a predição precisa da onda dinâmica é de menor importância.
2. O máximo número Mach no sistema é inferior a 0,3 (escoamento incompressível).

O item 2 é especialmente importante, porque como o número Mach na entrada de um orifício se torna grande, a solução implícita significativamente subestima a vazão mássica. Uma mensagem de aviso será emitida quando um número de Mach 0,3 é ultrapassado.

3.5 – Discretização

Discretização é a divisão de grandes peças em pequenas seções para melhorar a precisão do modelo. Existem dois métodos que são utilizados para discretizar um sistema de fluídos. O primeiro é o de desmembrar o sistema em vários componentes diferentes, tais como vários “tubos”. A segunda é pela discretização de tubos em peças pequenas. Quando um tubo é discretizado (pela seleção da discretização do comprimento ser mais curta do que o comprimento do tubo), o resultado será o mesmo, como se vários tubos curtos teriam sido utilizados em vez de um tubo longo.

As partes do motor como o coletor de admissão e coletor de escape, os pórtricos de admissão e escape no cabeçote de cilindros e todos os tubos e mangueiras, são consideradas no modelo como um tubo de seção circular ou um cilindro, com a necessidade de informar na construção do modelo o diâmetro de entrada e saída, o comprimento, o comprimento da discretização e a rugosidade superficial. Na Figura 3.1 é mostrado um coletor de admissão com as divisões consideradas para a discretização.

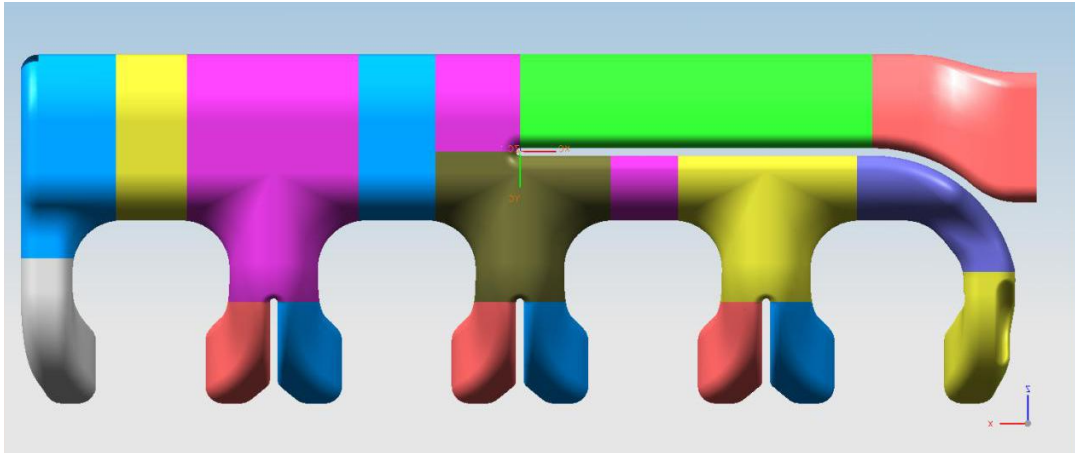


Figura 3.1 – Coletor de admissão com as divisões consideradas no modelo 3D para a discretização

A Figura 3.2 detalha o coletor de admissão com as divisões no modelo de simulação.

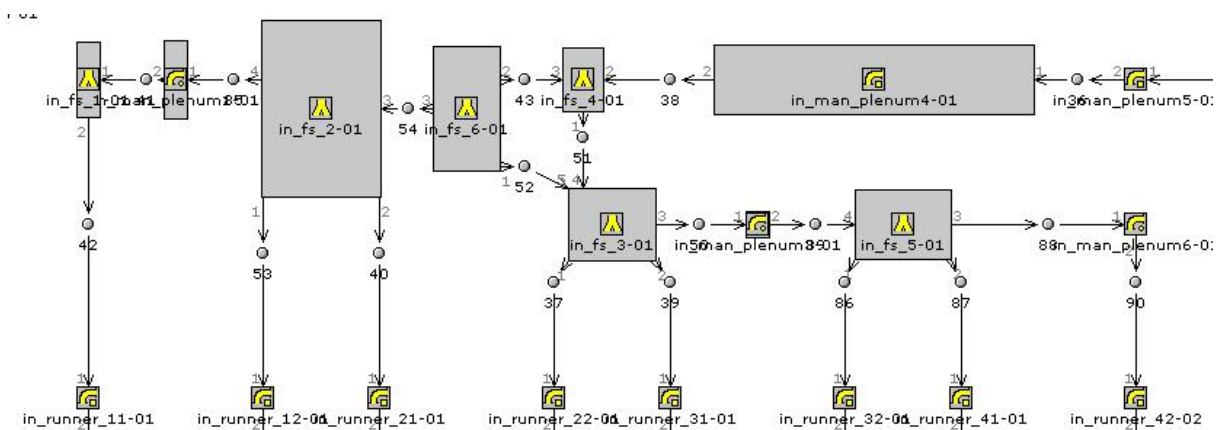


Figura 3.2 – Coletor de admissão discretizado no GT-POWER

Na Figura 3.3 é o exemplo de uma das caixas consideradas na discretização do modelo de um coletor de admissão no GT-POWER detalhando os dados de entrada necessários conforme já mencionado anteriormente.

Attribute	Unit	Object Value
Diameter at Inlet End	mm	86
Diameter at Outlet End	mm	86
Length	mm	30
Discretization Length	mm	30
Surface Roughness	mm	0.1

Figura 3.3 – Dados de entrada para o modelo do coletor de admissão

onde:

Diameter at Inlet End - diâmetro de entrada

Diameter at Outlet End – diâmetro de saída

Length – comprimento

Discretization Length – comprimento da discretização

Surface Roughness – rugosidade da superfície

Geralmente, uma discretização mais grosseira resulta em menor tempo para o método explícito e de execução mais rápida, mas com detrimento na precisão. Uma discretização mais fina resulta em uma melhor acuracidade, mas o tempo de execução é maior.

3.6 – Perda por atrito

Perdas nos tubos devido a atritos ao longo das paredes são calculadas automaticamente, tendo em conta o número de Reynolds e a rugosidade da superfície das paredes. O fator de atrito para paredes lisas é dado por:

$$C_f = \frac{16}{Re_D} \quad \text{na região laminar, } Re_D < 2000 \quad (3.6)$$

$$C_f = \frac{0,08}{Re_D^{0,25}} \quad \text{na região turbulenta, } Re_D > 4000 \quad (3.7)$$

Com uma região de transição entre eles. Note que o fator de atrito acima indicado é o fator atrito de Fanning (1877), que é simplesmente quatro vezes menor do que o fator de atrito de Darcy-Weisbach (1857) “(64/Re_D)”. Esta é a razão pela qual a equação da quantidade de movimento utilizada no GT-POWER, anteriormente apresentada, tem um fator “4” multiplicando o termo do fator de atrito.

Quando a superfície da parede é áspera e o fluxo não é laminar, o valor do coeficiente de atrito é o maior entre o coeficiente descrito e o calculado usando a equação de Nikuradse (1937):

$$C_{f, rugosidade} = \frac{0,25}{\left(2 * \log_{10} \left(\frac{1}{2} \frac{D}{h} \right) + 1,74 \right)^2} \quad (3.8)$$

onde:

Re_D	número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo
D	diâmetro do tubo
h	altura da rugosidade

A rugosidade da superfície pode ser especificada explicitamente nas características do tubo. Os efeitos da rugosidade já serão incluídos nos cálculos de perdas por fricção, não sendo necessário mudar o multiplicador para 1, tipicamente. A seguinte Tabela 3.1 contém dados de rugosidade superficial de alguns materiais comuns.

Tabela 3.1 – Valores de rugosidade compilados para diferentes tipos de materiais e processos

Material	Rugosidade (mm)
Tubo extrudado, metal	0,0015 ~ 0,0025
Plástico polido, fibra de vidro	0,0025
Borracha flexível	0,025
Metal galvanizado, acabamento polido	0,025
Metal galvanizado, acabamento normal	0,15
Aço comercial	0,046
Ferro forjado	0,046
Ferro fundido	0,26
Tubo de aço	0,25

Os dados da Tabela 2 mostrada acima foram compilados das referências, Fox e McDonald (1992) e Miller (1990).

3.7 – Perda de pressão

O coeficiente de perda de pressão pode ser definido como:

$$C_p = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (3.9)$$

onde:

p_2	pressão total na entrada
p_1	pressão total na saída
ρ	densidade
V_1	velocidade na entrada

O cálculo dos seus valores é baseado na síntese de varias fontes de dados, mas não inclui os efeitos do atrito nas paredes, que é calculado separadamente. O coeficiente de perda de pressão

não deve ser utilizado para levar em conta as perdas abruptas por redução ou expansão. Os coeficientes de descarga em um orifício devem ser usados para modelar as perdas causadas por essa redução de seção.

3.8 – Transferência de calor

A transferência de calor a partir de fluidos no interior dos tubos e na divisão do fluxo é calculada utilizando um coeficiente de transferência de calor em cada etapa de tempo na velocidade do fluido, nas propriedades termo-físicas e no acabamento superficial das paredes. O coeficiente de transferência de calor em tubos lisos é calculado utilizando a analogia de Colburn.

$$h_g = \left(\frac{1}{2}\right) C_f \rho U_{eff} C_p \text{Pr}^{(-2/3)} \quad (3.10)$$

onde:

C_f	coeficiente de fricção no tubo liso
ρ	densidade
U_{eff}	velocidade efetiva fora da camada limite
C_p	calor específico
Pr	número de Prandtl

A analogia de Colburn é utilizada para fluxos turbulento, laminar e transitório.

A rugosidade superficial atribuída aos tubos pode ter uma influência muito forte sobre o coeficiente de transferência de calor, especialmente para superfícies rugosas, tais como ferro fundido ou alumínio. O coeficiente de transferência de calor em tubos com superfície rugosa é calculada usando o coeficiente de transferência de calor apresentado na equação (3.10), então utilizando a seguinte correlação (Kays, 1993):

$$h_{g,rugosidade} = h_g \left(\frac{C_{f,rugosidade}}{C_f} \right)^n \quad (3.11)$$

$$n = 0,68 * Pr^{0,215} \quad (3.12)$$

onde:

$h_{g, rugosidade}$ coeficiente de transferência de calor do tubo rugoso

$C_{f, rugosidade}$ coeficiente de fricção do tubo rugoso

Quando o coeficiente de atrito em um tubo rugoso for superior a 4,0 vezes o coeficiente de atrito equivalente a um tubo liso, o coeficiente de transferência de calor já não aumenta com o aumento da rugosidade.

O coeficiente de transferência interna de calor, a temperatura do fluido, e as temperaturas internas nas paredes são utilizados para calcular o total da transferência de calor.

3.9 – Coeficiente de descarga

Válvulas de admissão e escape, válvulas borboletas (*throttle ou flap*) e orifícios requerem que o coeficiente de descarga para o fluxo em ambas as direções sejam indicados. Esses coeficientes são originários da equação isentrópica da velocidade para um fluxo através de um orifício e são definidos como a razão entre a área efetiva do fluxo e a área de referência do fluxo.

Para líquidos o coeficiente de descarga pode ser calculado usando a seguinte fórmula:

$$\dot{m} = C_D \rho \left(\frac{\pi}{4} \right) D^2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.13)$$

onde:

$\dot{m}$ vazão mássica

C_D coeficiente de descarga

D diâmetro de referência

ΔP perda de pressão

ρ densidade

Para gases o coeficiente de descarga pode ser calculado usando as seguintes equações:

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{is} U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} \quad (3.14)$$

$$\rho_{is} = \rho_o (P_r)^{1/\gamma} \quad (3.15)$$

$$U_{is} = \sqrt{RT_o} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - P_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.16)$$

onde:

A_{eff}	área efetiva do fluxo
ρ_{is}	densidade isentrópica na entrada
ρ_o	densidade antes da estagnação
U_{is}	velocidade isentrópica na entrada
C_D	coeficiente de descarga
A_R	área de referência do fluxo
P_r	relação de pressão absoluta
R	constante do gás
T_o	temperatura antes da estagnação
γ	razão de calor específico

Um conjunto de diferentes equações é utilizado para calcular os coeficientes de descarga para escoamentos estrangulados ou críticos. Escoamento estrangulado ocorre quando a razão de pressão satisfaz a seguinte condição:

$$P_r \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.17)$$

As equações para escoamento estrangulado são:

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{is} U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} \quad (3.18)$$

$$\rho_{is} = \rho_o \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (3.19)$$

$$U_{is} = \sqrt{\gamma R T_o} \left\{ \frac{2}{\gamma + 1} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.20)$$

Ao calcular C_D (coeficiente de descarga) de orifícios, a área de referência A_R , deve ser calculada a partir do diâmetro do orifício. Ao calcular o C_D (coeficiente de descarga) para válvulas borboleta (*throttle ou flap*) e válvulas de retenção, a área de referência A_R , deve ser calculada a partir do valor inscrito para o diâmetro de referência atribuído.

A área de referência deve permanecer inalterada, independentemente do ângulo ou posição. Para válvulas, há duas opções disponíveis:

- O coeficiente de descarga C_D pode ser calculado com a área de referência A_R , que se realiza constante para todos os valores de L (deslocamento) / D (diâmetro):

$$A_R = \frac{\pi}{4} * d_{ref}^2 \quad (3.21)$$

Ao usar esse método, o coeficiente de descarga C_D exibido na referência da válvula deve começar com zero como o primeiro valor em exibição.

- O coeficiente de descarga C_D pode ser calculado através da área de referência A_R , que é calculada para cada deslocamento da válvula (*lift*, na língua inglesa) no L / D exibido.

$$A_R = \pi * d_{ref} * L \quad (3.22)$$

Ao usar este método, o primeiro valor do coeficiente de descarga C_D exibido na referência da válvula não deve começar com o zero.

3.10 – Correção do coeficiente de descarga

Como mostrado anteriormente, o software GT-POWER resolve a equação da quantidade de movimento nos limites de cada sub-volume. Pode ser demonstrado que a solução da equação da quantidade de movimento na súbita expansão resulta em uma pressão de recuperação à jusante do orifício. Esta pressão de recuperação segue a equação de Borda-Carnot, a qual tem mostrado resultados experimentais bem aproximados.

$$C_p = \frac{dp}{\frac{1}{2}\rho u^2} = 2 \frac{A1}{A2} \left(1 - \frac{A1}{A2} \right) \quad (3.23)$$

onde:

dp	recuperação da pressão
ρ	densidade
u	velocidade na entrada
$A1$	área na entrada
$A2$	área na saída

Uma certa quantidade da pressão dinâmica é recuperada como pressão estática após uma restrição em uma súbita expansão. Nota-se que a solução do fluxo no software GT-POWER não faz uso direto da equação (3.23), mas sim da perda de pressão predita pela equação dinâmica que segue esta relação.

Esta discussão está em conflito com a usual suposição de que a relação de expansão da área é sempre tão grande que essa pressão recuperada pode ser negligenciada (esta é também a simplificação feita no pressuposto da secção sobre o cálculo do coeficiente de descarga feita anteriormente). Este pressuposto funciona bem, por exemplo, no fluxo do pórtico de admissão em direção ao cilindro. No entanto, quando a relação de área não é grande (por exemplo, no fluxo na

direção do cilindro para o pórtico), existe uma fonte de erro. Nesses casos, os efeitos da pressão recuperada seriam contabilizados duas vezes: 1) como parte do sistema experimental onde o coeficiente de descarga foi medido e 2) na previsão da simulação. Portanto, a correção é feita para o cálculo, a fim de corresponder ao método padrão de cálculo do coeficiente de descarga para válvulas.

3.11 – Divisão do fluxo

A divisão do fluxo mostrado na Figura 3.4 é especialmente ajustada para dar conta da conservação de quantidade de movimento em 3 dimensões, isto apesar do GT-POWER ser nominalmente unidimensional. O escoamento no GT-POWER é baseado em uma versão tridimensional da equação de Navier-Stokes. Em tubos as equações escalares (massa, energia) são resolvidas no centro dos volumes finitos, e o vetor (vazão) com os limites entre eles. Quando um volume finito tem várias aberturas faz-se uma divisão do fluxo.

A divisão de fluxo é normalmente resolvida para uma conservação da quantidade de movimento em três dimensões. O GT-POWER é baseado em uma única equação unidimensional. As equações escalares de massa e energia são resolvidas no centro do volume. A equação de movimento é resolvida em cada uma das conexões do volume. Para a solução dinâmica, a geometria da divisão do fluxo é caracterizada para cada conexão de expansão de seu diâmetro (o diâmetro em que o fluxo irá expandir a partir do diâmetro da conexão ao entrar na divisão do fluxo), o comprimento característico (a distância da conexão plana a conexão plana do lado oposto da divisão do fluxo) e a orientação da conexão (como mostrado na Figura 3.4). A solução dinâmica é especialmente adaptada para superar a não captura adequada da interação do fluxo através das conexões com o tratamento convencional bidimensional. Um vetor velocidade característico é calculado com base na contribuição do fluxo de quantidade de movimento de todas as suas conexões. O fluxo da quantidade de movimento fora da divisão do fluxo é calculado usando a componente da velocidade característica na direção da conexão.

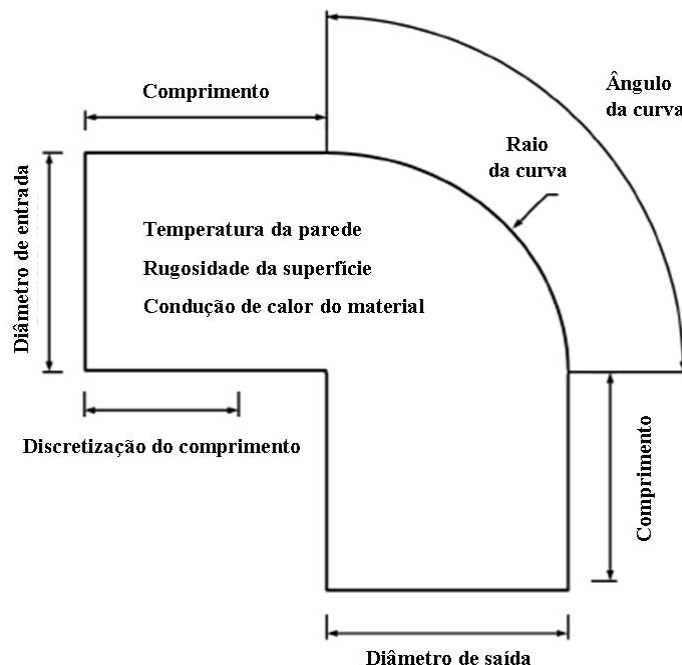


Figura 3.4 – Detalhamento de conexões em curva no GT-POWER

O atrito, a transferência de calor e a solução térmica da parede são calculados da mesma forma como nas tubulações. A única diferença é que as velocidades utilizadas nos cálculos do atrito e do coeficiente de transferência de calor são obtidas com base em velocidades ponderadas da conexão.

O princípio mais importante a considerar na criação de uma divisão do fluxo é que a área da seção transversal e comprimento devem ser sempre conservados. Se a geometria é particularmente irregular, a conservação de volume deve ser mantida, e os multiplicadores de atrito, multiplicadores de transferência de calor e os coeficientes de perda de pressão devem ser ajustados conforme o necessário para incluir os efeitos da forma irregular.

A divisão do fluxo em T deve ser usado quando a modelagem de um tubo que se cruza com outro tubo em ângulo reto, formando uma forma como a letra maiúscula T conforme Figura 3.5. Esta divisão de fluxo tem exatamente três conexões. Esta divisão do fluxo é definida como um tubo, exceto que uma terceira conexão existe na sua lateral. A geometria da conexão é conhecida a partir da geometria padrão do objeto e os orifícios adjacentes dos tubos. Apenas o diâmetro

principal e o comprimento necessário da divisão de fluxo devem ser inscritos para definir a geometria da divisão do fluxo. Divisões do fluxo são tratadas como um único volume, ao contrário dos tubos nos quais uma única peça pode ser discretizada em partes menores. Portanto, o comprimento da divisão do fluxo deve ser escolhido para ser aproximadamente igual ao comprimento da discretização sempre que possível.

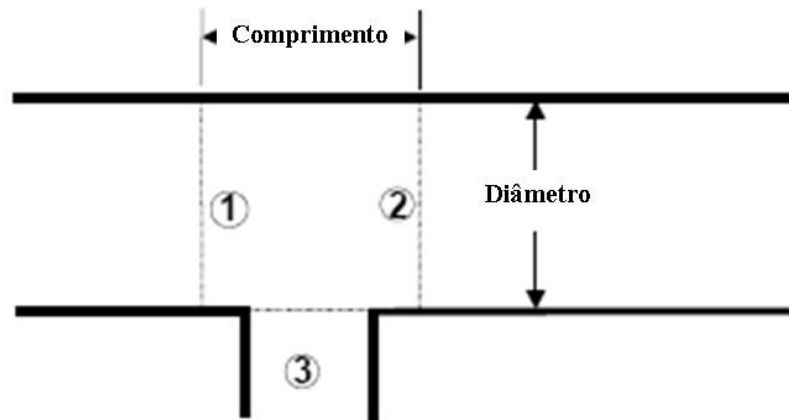


Figura 3.5 – Divisão do fluxo em conexões perpendiculares em forma de T.

A divisão do fluxo em T com a adoção de ângulo com três conexões, em que as conexões 1 e 2 são paralelas entre si, e a conexão 3 está em um ângulo entre 45° e 135° em relação às conexões 1 e 2. Abaixo na Figura 3.6 está um esquema desta divisão do fluxo.

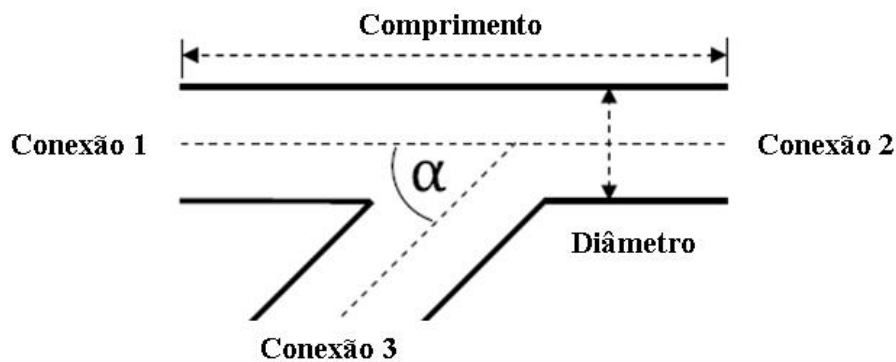


Figura 3.6 – Divisão do fluxo em conexões perpendiculares em ângulo.

O volume desta divisão de fluxo é calculado automaticamente como um cilindro com diâmetro D e comprimento L . O ângulo α é o ângulo da ramificação, que pode ser qualquer

ângulo entre 45° e 135° . Se a modelagem for de uma divisão do fluxo com um ângulo fora deste intervalo, o valor padrão para o ângulo α é de 90° , o que tornaria idêntico a uma divisão do fluxo com uma conexão perpendicular.

Já a divisão do fluxo em Y representa uma típica forma de junção de três tubos no mesmo plano. Uma aplicação comum para esse objeto é o modelo de multi-válvulas de admissão e de escape. Na Figura 3.7 está representado um esquema da divisão de fluxo em Y.

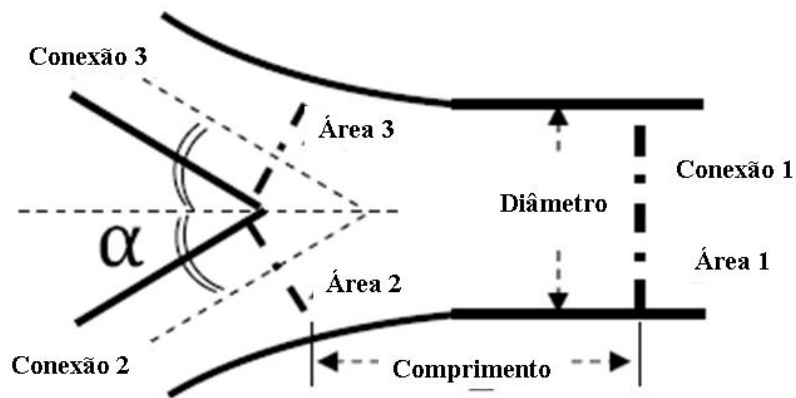


Figura 3.7 – Divisão do fluxo em Y.

O volume deste fluxo é dividido automaticamente e calculado como um cilindro com diâmetro D e comprimento L . O ângulo α é o ângulo da metade do Y em relação ao eixo da conexão 1. O ângulo α é limitado a 75° . Para além desse limite a divisão do fluxo em T deve ser usado desde as conexões 2 e 3, que são quase perpendiculares à conexão 1. O diâmetro da ampliação das conexões 2 e 3 são calculados em função do método selecionado. Se o fluxo na conexão 1 é de tal forma que o fluxo das conexões 2 e 3 entram na divisão do fluxo ao mesmo tempo e com uma vazão semelhante, então o fluxo de cada conexão só pode expandir para metade da área de expansão disponível. Se o fluxo da conexão 1 é de tal forma que o fluxo das conexões 2 e 3 entram na divisão do fluxo em diferentes períodos, então o fluxo de cada conexão pode expandir para uma maior fração da área de expansão disponível. A fração e a área de expansão disponível podem ser especificadas pelo usuário.

Capítulo 4 – Modelação

Neste capítulo serão abordados alguns itens necessários para a criação do modelo para obtenção dos resultados desse trabalho.

4.1 – Modo de rotação versus Modo de carga

A determinação da solução do desempenho do modelo pode ser feita pela resolução do torque em uma rotação imposta ou pela rotação em uma carga (torque) imposta, como será mostrado abaixo com maiores detalhes.

4.1.1 – Modo de rotação

O modo de rotação é o mais comumente utilizado como modo de simulação do motor, especialmente para condições estáveis. Este método, por estar em condições estáveis, proporciona resultados rapidamente, porque a rotação do motor é imposta a partir do início da simulação, eliminando assim, o período de tempo relativamente longo que um motor requer para chegar à condição de estabilidade.

4.1.2 – Modo de carga

O modo de carga permite que uma carga possa ser imposta sobre o motor ou de um modelo do veículo para que a rotação do motor seja calculada. A rotação é calculada tendo em conta o

torque do motor, a carga aplicada ao motor e a inércia do motor. A carga pode ser imposta como uma constante ou uma função transiente para carregar um modelo como um dinamômetro ou uma transmissão.

4.2 – Combustão

O tratamento adequado da combustão dentro de um modelo de motor são fundamentais para alcançar um bom modelo calibrado que seja adequado para a simulação em questão.

No GT-POWER, a combustão se refere à transferência de uma determinada quantidade de massa não queimada de combustível e ar, juntamente com entalpia associada a uma zona não queimada para uma zona queimada no cilindro, a liberação da energia química na mistura ar-combustível e o cálculo das espécies e concentrações desses resultados.

Taxa de queima (*Burn Rate*, na língua inglesa), é a taxa instantânea de consumo de combustível dentro do processo de combustão no cilindro. Em uma simulação no GT-POWER, esta é a taxa na qual as moléculas de ar e combustível são transferidas para a zona queimada e começam a participar nas reações químicas (embora não necessariamente queimam completamente ao final do produto da combustão). No GT-POWER a taxa de combustão é controlada pela taxa de queima. Esta taxa pode ser imposta ou prevista, dependendo do modelo de combustão selecionado.

Para o cálculo de Combustão Avançado, a taxa de queima é uma entrada do modelo e o resultado do cálculo é a pressão do cilindro. Este é o modo normal de operação em uma simulação típica no GT-POWER. Combustível e ar são transferidos da zona queimada para a zona não queimada conforme especificado pela taxa de queima e a pressão do cilindro é um resultado da liberação de energia térmica.

Já para o cálculo de Combustão Inverso, a pressão do cilindro é uma entrada do modelo e o resultado do cálculo no GT-POWER é a taxa de queima que seria necessária para reproduzir a mesma pressão do cilindro conforme o cálculo de combustão avançado mostrado acima. Dentro

de cada iteração do cálculo, a quantidade de combustível transferida da zona queimada para a zona não queimada é iterada até que a pressão do cilindro seja atingida.

Combustão preditiva é um modelo de combustão onde a taxa de queima foi prevista a partir de entradas adequadas como pressão, temperatura, razão de equivalência, fração de gases residuais e então aplicados na simulação.

Combustão não-preditiva é um modelo de combustão cuja taxa de queima é diretamente imposta como uma entrada da simulação. Com um modelo de combustão não-preditivo, a taxa de queima não depende de variáveis como a fração residual. O combustível e o ar vão simplesmente queimar com a taxa prescrita.

Combustão de duas zonas é um modelo de combustão com duas zonas distintas - não queimada e queimada. Todos os modelos de combustão no GT-POWER são de duas zonas, exceto para o modelo preditivo de combustão. As duas zonas são normalmente modeladas com temperaturas distintas para cada zona, mas opcionalmente pode ser especificada para se ter a mesma temperatura.

Combustão de multi-zonas é um modelo de combustão utilizado apenas para a combustão preditiva que emprega até 500 zonas principais. Cada uma destas zonas principais contém três subzonas para combustível líquido não queimado, mistura ar/combustível não queimado e gás queimado. As zonas queimadas e não queimadas têm sempre temperaturas distintas neste modelo.

4.2.1 – Metodologia da combustão de duas zonas

No início da combustão (após o início da injeção do motor diesel), o cilindro é dividido em duas zonas: uma zona não queimada e uma zona queimada. Todo o conteúdo do cilindro inicia-se em uma zona não queimada, incluindo os gases residuais do ciclo anterior e do EGR (caso o modelo utilize este sistema).

A cada etapa de tempo, uma mistura de combustível e ar é transferida da zona não queimada para a zona queimada. A quantidade de mistura ar-combustível que é transferida para a zona queimada é definido pela taxa de queima. Esta taxa de queima é prescrita ou calculada pelo modelo de combustão.

Uma vez que o combustível não queimado e o ar tenham sido transferidos da zona não queimada para a zona queimada numa determinada etapa do tempo, um cálculo do equilíbrio químico é efetuado para a totalidade aglomerada na zona queimada. Este cálculo leva em conta todos os átomos de cada espécie de C, H, O e N presentes na zona queimada nesse tempo, e obtém a partir destes um equilíbrio das concentrações de 11 espécies do produto da combustão como N₂, O₂, H₂O, CO₂, CO, H₂, N, O, H, NO e OH. O equilíbrio das concentrações destas espécies depende fortemente da temperatura atual da zona queimada e em menor grau da pressão.

Assim que a nova composição da área queimada for obtida, a energia interna de cada espécie é calculada. Então, a energia de toda a zona queimada é obtida pelo somatório de todas as espécies. Aplicando o princípio de que a energia é conservada, as temperaturas da nova zona queimada e da zona não queimada e a pressão do cilindro são obtidas.

No modelo de duas zonas, as seguintes equações de energia são resolvidas em separado para cada etapa de tempo em cada zona:

Zona não queimada:

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u - \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (4.1)$$

onde:

m_u	massa da zona não queimada
m_f	massa de combustível
m_a	massa de ar
$m_{f,i}$	massa de combustível injetada

e_u	energia da zona não queimada
p	pressão no cilindro
V_u	volume da zona não queimada
Q_u	transferência de calor na zona não queimada
h_f	entalpia da massa de combustível
h_a	entalpia da massa de ar
$h_{f,i}$	entalpia da massa de combustível injetada

Zona queimada:

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b + \left(\frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (4.2)$$

onde o subscrito b denota zona queimada

Na equação da energia para a zona não queimada, existem quatro termos do lado direito da equação. Estes termos tratam da pressão de trabalho, transferência de calor, combustão e da entalpia do combustível injetado, respectivamente. O terceiro termo (combustão) contém a taxa instantânea de consumo de combustível ou a taxa de queima (dm_f/dt).

4.3 – Combustão preditiva versus não preditiva

Há diferentes alternativas disponíveis no modelo de combustão no software GT-POWER, para um determinado tipo de motor de ignição por centelha ciclo Otto ou ignição por compressão ciclo Diesel. Por isso, é importante ter um entendimento sobre qual modelo é mais adequado. A primeira decisão a fazer a este respeito é a de saber se o modelo da combustão será preditivo ou não preditivo. Isso depende principalmente da utilização prevista para o modelo de simulação completo.

O modelo de combustão não preditivo simplesmente impõe uma taxa de queima em função do ângulo de manivela. Esta taxa de queima prescrita será seguida independentemente das condições no cilindro, admitindo que exista combustível suficiente disponível no cilindro para suportar a taxa de queima. Portanto, a taxa de queima não vai ser afetada por fatores como a fração residual ou tempo de injeção. Isto pode ser adequado desde que o objetivo de utilização do modelo seja para o estudo de uma variável que tem pouco efeito sobre a taxa de queima. Por exemplo, um modelo construído para estudar a influência do comprimento dos dutos de um coletor de admissão em relação à eficiência volumétrica não exigirá qualquer previsão de taxa de queima. Neste caso, a variável de interesse (rendimento volumétrico) tem um efeito mínimo sobre a taxa de queima.

No entanto, um modelo não preditivo não é uma boa escolha quando a utilização do modelo para o estudo é uma variável que tem um efeito direto e significativo sobre a taxa de queima. Nesse caso, um modelo de combustão preditivo é a escolha apropriada de modo que a taxa de queima irá responder de forma adequada a uma mudança na variável de interesse. Por exemplo, um modelo construído para estudar a influência do tempo e perfil de injeção em um motor diesel exigirá um modelo preditivo de combustão para obter qualquer resultado significativo, porque a taxa de queima em si é na realidade uma forte função da quantidade de combustível injetado.

Em teoria, modelos de combustão preditivos é uma escolha adequada para todas as simulações. No entanto, existem fatores que tornam a prática de modelos de combustão não-preditivos preferíveis quando eles são adequados para o uso. Em primeiro lugar, modelos preditivos são substancialmente mais lentos. A complexidade dos cálculos adicionados, que dita o tempo de cálculo, é significativamente maior. Em segundo lugar, modelos preditivos tipicamente requerem mais dados, tais como medições do perfil de pressão, o que significa mais tempo e mais esforço (a calibração do modelo para os dados medidos) para implementá-las em um modelo. Com esses dois fatores em mente, uma estratégia lógica seria a de aplicar modelos não-preditivos quando for o caso, e implementar modelos preditivos apenas quando necessário.

Observa-se que é possível mudar o perfil de um modelo de combustão não-preditivo de um caso para outro, ou mesmo ciclo para ciclo. Isto torna possível adaptar a combustão para

diferentes condições em uma simulação transiente, como a aceleração, sem necessariamente utilizar um modelo de combustão preditivo, o que aumentaria a quantidade de tempo necessário para executar tal modelo.

Para este trabalho foi definido que o modelo mais adequado de combustão a ser utilizado é o modelo de combustão não-preditivo, pois apenas estará sendo estudado o comportamento dos componentes do sistema de gerenciamento de ar, como turbo-compressores e sistema de recirculação de gases de escape EGR para a admissão.

4.3.1 – Modelo de combustão não-preditivo

A seguir serão descritas as diferentes opções para o modelo de combustão não-preditiva no software GT-POWER. A primeira opção apresentada é uma opção geral que permite impor diretamente a taxa de queima em função do ângulo de manivela, enquanto as três opções seguintes impõem uma taxa de queima de acordo com uma função prescrita por Wiebe (1964).

4.3.1.1 – Perfil de combustão imposto

Este modelo permite ao usuário aplicar um perfil de taxa de queima diretamente em função do ângulo de manivela. O perfil pode ser usado com qualquer tipo de combustível ou injeção. Este modelo de referência é particularmente útil se a pressão do cilindro do motor foi medida no motor e inserida no modelo, pois será um dado de entrada, porque a taxa de queima pode ser calculada a partir da pressão do cilindro. Há duas ferramentas separadas dentro do GT-POWER que podem ser usadas para esta finalidade. Ambas as ferramentas analisam a pressão do cilindro medida e geram automaticamente o cálculo da taxa de queima. Se a medição da pressão do cilindro estiver disponível, este é o método recomendado de implementar um modelo de combustão não preditivo.

4.3.1.2 – Modelo de Wiebe para Injeção Direta

Este modelo impõe a taxa de queima para injeção direta. Motores de ignição por compressão usam três termos na função de Wiebe (a superposição de três curvas normais de Wiebe). Estas curvas aproximam a forma “típica” de uma taxa de queima da ignição por compressão. O propósito de utilizar três funções é tornar possível o modelo de pré-ignição. Quando as funções de Wiebe são impostas, o perfil de injeção não irá influenciar na taxa de queima, exceto se a qualquer instante a especificação de combustão acumulada exceder a especificação da fração de combustível injetado. Este modelo fornece uma forma conveniente de implementar razoavelmente uma taxa de queima se a medição da pressão do cilindro não estiver disponível. Se a pressão do cilindro foi medida, normalmente proporciona uma taxa de queima mais precisa.

$$F_M = (1 - F_P - F_T) \quad (4.3)$$

$$WC_P = \left[\frac{D_P}{2,302^{1/(E_P+1)} - 0,105^{1/(E_P+1)}} \right]^{-(E_P+1)} \quad (4.4)$$

$$WC_M = \left[\frac{D_M}{2,302^{1/(E_M+1)} - 0,105^{1/(E_M+1)}} \right]^{-(E_M+1)} \quad (4.5)$$

$$WC_T = \left[\frac{D_T}{2,302^{1/(E_T+1)} - 0,105^{1/(E_T+1)}} \right]^{-(E_T+1)} \quad (4.6)$$

onde os dados de entrada para a equação de Wiebe são:

SOI	início de injeção
ID	atraso da ignição
D_P	duração da pré-mistura

D_M	duração da queima principal
D_T	duração da pós-queima
F_P	fração da pré-mistura
F_T	fração da pós-queima
E_P	expoente da pré-mistura
E_M	expoente da queima principal
E_T	expoente da pós-queima
CE	fração de combustível queimado

As constantes calculadas são:

F_M	fração da principal
WC_P	constante da pré-mistura de Wiebe
WC_M	constante da queima principal de Wiebe
WC_T	constante da pós-queima de Wiebe

$$F_M = (1 - F_P - F_T) \quad (4.7)$$

$$WC_P = \left[\frac{D_P}{2,302^{\frac{1}{(E_P+1)}} - 0,105^{\frac{1}{(E_P+1)}}} \right]^{-(E_P+1)} \quad (4.8)$$

$$WC_M = \left[\frac{D_M}{2,302^{\frac{1}{(E_M+1)}} - 0,105^{\frac{1}{(E_M+1)}}} \right]^{-(E_M+1)} \quad (4.9)$$

$$WC_T = \left[\frac{D_T}{2,302^{\frac{1}{(E_T+1)}} - 0,105^{\frac{1}{(E_T+1)}}} \right]^{-(E_T+1)} \quad (4.10)$$

Cálculo da Taxa de Queima

θ ângulo da árvore de manivelas

A taxa de queima cumulativa é calculada, normalizada para 1,0. A combustão começa em 0,0 (0,0% queimado) e progride para o valor especificado pela fração de combustível queimado atribuído, que é tipicamente 1,0 ou 100%.

$$\begin{aligned} Combust\tilde{a}o(\theta) = & (CE)(F_p) \left[1 - e^{-(WC_p)(\theta - SOI - ID)^{(E_p+1)}} \right] + \\ & + (CE)(F_M) \left[1 - e^{-(WC_M)(\theta - SOI - ID)^{(E_M+1)}} \right] + (CE)(F_T) \left[1 - e^{-(WC_T)(\theta - SOI - ID)^{(E_T+1)}} \right] \end{aligned} \quad (4.11)$$

4.3.1.3 – Modelo Multi-Wiebe

Este modelo impõe à combustão uma taxa de queima usando múltiplas funções de Wiebe. Este modelo foi concebido para injeção direta, mas pode ser usado para injeção de combustível no pórtilco de admissão no cabeçote. Se o combustível é injetado diretamente no cilindro, o início da injeção deve preceder o início da combustão de modo que haja combustível no cilindro para queimar quando se inicia a combustão. A qualquer instante, a especificação da combustão acumulada não deve exceder a especificação da fração de combustível injetado. Se isso acontecer, a taxa de queima não será corretamente reproduzida. A principal utilização deste modelo é o modelo de injeção de combustível com eventos de múltiplas injeções.

$$Combust\tilde{a}o(\theta) = (CE) \sum_1^n \left[\left(\frac{(FF_i)}{\sum_1^n FF_i} \right) Combust\tilde{a}o(\theta)_i \right] \quad (4.12)$$

onde:

FF fração de combustível pela curva de Wiebe

CE fração de combustível queimado

i índice do número de coluna de cada curva de Wiebe do Multi-Wiebe

θ	ângulo da árvore de manivela (TDC = 0)
$Combustão(\theta)$	taxa de queima em função do ângulo de manivela

Assim neste trabalho será utilizado o modelo de combustão não preditivo considerando o modelo de perfil de combustão imposto.

4.3.2 – Cálculo da taxa de queima pela medição de pressão no cilindro

Dentro do GT-POWER existem duas ferramentas separadas disponíveis para calcular a taxa de queima que resulta de uma pressão do cilindro medida. Ambas possuem a mesma função básica para determinar a taxa de queima de pressão do cilindro. Esta é muitas vezes referida como um cálculo retrocesso de combustão, porque as entradas e saídas do cálculo são invertidas. Em um movimento de avanço, a taxa de queima é a entrada e a pressão do cilindro é o resultado. Em uma operação reversa, a pressão do cilindro é a entrada e a taxa de queima é o resultado. Tanto em avanço como em reverso, contado o uso de todas as equações descritas anteriormente na metodologia de combustão de duas zonas, isto significa que os cálculos de execução inversa incluem a faixa termodinâmica e química do avanço. Não há hipóteses simplificadoras que são aplicadas apenas para o reverso. Em um cálculo reverso, a quantidade de combustível que será transferido da zona não queimada para a zona queimada é iterada dentro de cada etapa de tempo até que a pressão do cilindro coincida com a pressão do cilindro medida.

Há duas abordagens diferentes (ferramentas) na maneira de adquirir os dados adicionais necessários de entrada no modelo (vazão de ar, vazão de combustível, transferência de calor, etc.), como serão mostrados a seguir.

4.3.2.1 – Cálculo do pré-processamento da taxa de queima

A primeira ferramenta é essencialmente uma ferramenta *off-line* na língua inglesa, que pode ser utilizado independentemente de um modelo de motor. Todos os dados de entrada necessários são inseridos no modelo diretamente com os dados de ensaio e os cálculos são feitos pela execução da simulação de pré-processamento. O benefício dessa abordagem é que ela é

extremamente rápida e requer somente uma medição da pressão instantânea (pressão do cilindro). A principal desvantagem desta abordagem é que exige a estimativa da entrada de certos parâmetros que são difíceis ou impossíveis de medir no ensaio (como, por exemplo, a fração de gases residuais). Além disso, algumas das opções de modelagem são limitadas usando essa abordagem. Por exemplo, isso exige a adoção do cálculo da correlação de transferência de calor de Woschni (1967). Portanto, esta abordagem é adequada quando a fração de gases residuais é conhecida (antes da simulação do motor) ou facilmente estimada.

4.3.2.2 – Cálculo da taxa de queima integrada na simulação

A segunda ferramenta é integrada em um modelo do motor e é chamada diretamente como o modelo de combustão dentro do cilindro. Desta forma, a maioria dos dados de entrada necessários para o cálculo da taxa de queima pode ser tomada diretamente da simulação. Esta abordagem requer a execução da simulação do motor para vários ciclos até que o modelo tenha convergido. Durante cada ciclo, a simulação “pausa” a cada início de um novo ciclo de cálculo e calcula a taxa de queima usando a pressão, temperatura e a composição do cilindro nesse ponto (normalmente no IVC – *Intake Valve Close*, na língua inglesa), juntamente com o perfil da pressão medida e o perfil da injeção direta (se presente). Uma vez que a taxa de queima aparente for calculada e armazenada, o ciclo continua normalmente e a taxa de queima é imposta durante o avanço da combustão.

4.4 – Turbo-compressores

Os turbo-compressores são modelados no software GT-POWER utilizando os mapas de compressor e turbina que são dados de entrada para o modelo. No entanto, ambos os mapas, do compressor e da turbina, podem ser resumidos como uma série de dados de desempenho. Cada um dos mapas descreve o estado de funcionamento por rotação, relação de pressão, vazão e eficiência. Os mapas do compressor e da turbina são configurados em rotação, vazão, relação de pressão e eficiência.

O GT-POWER prediz a rotação e a relação de pressão do turbo-compressor entre cada etapa de tempo para o compressor e a turbina. Portanto, estes parâmetros são conhecidos no que diz respeito a mapa de turbina e compressor. No compressor, a vazão mássica lida no mapa pode flutuar rapidamente às vezes. Isto ocorre porque a linha de *surge* cruzou brevemente as linhas de rotação, que são muito planas, causando pequenas alterações na relação de pressão que resultam em grandes mudanças na vazão mássica. Portanto, o software tem um mecanismo de amortecimento para reduzir a magnitude das eventuais flutuações extremas na vazão mássica do compressor. A vazão mássica do mapa (que pode ser atenuada) é então imposta como um limite de fluxo sobre os volumes adjacentes à turbina e ao compressor.

A temperatura imposta na saída do compressor e da turbina é calculada utilizando a mudança da entalpia através da turbina e do compressor. A mudança da entalpia e, consequentemente, a energia produzida e consumida pela turbina e pelo compressor são calculadas a partir da eficiência da seguinte forma:

$$\text{Compressor:} \quad h_{saída} = h_{entrada} + \Delta h_s \frac{1}{\eta_s} \quad (4.13)$$

$$P = \dot{m}(h_{entrada} - h_{saída}) \quad (4.14)$$

$$\text{Turbina:} \quad h_{saída} = h_{entrada} - \Delta h_s \eta_s \quad (4.15)$$

$$P = \dot{m}(h_{entrada} - h_{saída}) \quad (4.16)$$

$$\text{Compressor:} \quad \Delta h_s = c_p T_{total, entrada} \left(PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (4.17)$$

$$\text{Turbina:} \quad \Delta h_s = c_p T_{total, entrada} \left(1 - PR^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (4.18)$$

$$T_{total, entrada} = T_{entrada} + \frac{u_{entrada}^2}{2c_p} \quad (4.19)$$

onde:

$h_{entrada}$	entalpia da admissão
h_{saida}	entalpia de escape
Δ_{hs}	variação da entalpia isentropicamente
η	eficiência
P	potência
$\dot{m}$	vazão mássica
PR	relação de pressão
C_p	calor específico do gás na entrada
γ	relação do calor específico do gás na entrada
$T_{total, entrada}$	temperatura total na entrada
$T_{entrada}$	temperatura na entrada
$u_{entrada}$	velocidade na entrada

O mapa do compressor normalmente é corrigido para uma referência comum de temperatura e pressão. Corrigir o mapa indica que a temperatura de admissão e a pressão total de admissão para todos os pontos serão corrigidas para uma referência escolhida de temperatura e pressão. As equações para efetuar as correções são apresentadas a seguir:

$$RPM_{corrigido} = \frac{RPM_{atual}}{\sqrt{\frac{T_{entrada}}{T_{referência}}}} \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_{corrigido} = \dot{m}_{atual} * \frac{\sqrt{\frac{T_{entrada}}{T_{referência}}}}{\frac{P_{entrada}}{P_{referência}}} \quad (4.21)$$

Na Figura 4.1 pode ser visto um exemplo do mapa do compressor, que é inserido no modelo levando em consideração a temperatura e a pressão no momento em que foi definido.

Rotação (RPM)	Vazão em massa (kg/s)	Relação de pressão	Eficiência	
45700	.2106	1.645	.651	Este ponto será considerado na linha de surge
45700	.2513	1.635	.702	
45700	.3005	1.626	.726	
45700	.3593	1.606	.738	
45700	.4226	1.562	.727	
45700	.4923	1.474	.649	
45700	.5524	1.336	.492	
54800	.3003	2.014	.671	Este ponto será considerado na linha de surge
54800	.3526	2.020	.699	
54800	.4132	2.012	.726	
54800	.4860	1.983	.741	
54800	.5636	1.931	.730	
54800	.6392	1.793	.660	
54800	.6948	1.552	.500	
66200	.5047	2.611	.709	Este ponto será considerado na linha de surge
66200	.5682	2.634	.730	
66200	.6357	2.622	.744	
66200	.6985	2.549	.743	
66200	.7648	2.426	.715	
66200	.8199	2.214	.635	
66200	.8405	1.937	.525	

Figura 4.1 – Exemplo de mapa do compressor

O mapa de turbina também pode ser corrigido para uma condição de referência, utilizando as mesmas equações citadas. Quando os dados são reduzidos, os efeitos da temperatura de entrada e da pressão de entrada sobre o desempenho da turbina são removidos. Isto resulta em um parâmetro de rotação e um parâmetro de vazão mássica que literalmente não têm unidades de RPM e kg/s. Este método é bastante conveniente porque qualquer dos dois mapas de turbina (reduzido e não reduzido) podem ser comparados, sem que considerem as condições de referência. As equações para reduzir os dados da turbina são apresentadas a seguir:

$$RPM_{reduzido} = \frac{RPM_{atual}}{\sqrt{T_{entrada}}} \quad (4.22)$$

$$m_{reduzida} = \frac{m_{atual} \sqrt{T_{entrada}}}{P_{entrada}} \quad (4.23)$$

Na Figura 4.2 pode ser visto um exemplo do mapa da turbina, que é inserido no modelo levando em consideração a temperatura e a pressão no momento em que foi definido.

Rotação ($RPM/\sqrt{K}$)	Vazão em massa ($(kg/s)\sqrt{K}/kPa$)	Relação de pressão	Eficiência
1071	.0434	1.145	.710
1071	.0458	1.157	.720
1068	.0475	1.170	.728
1060	.0502	1.188	.722
1066	.0535	1.214	.710
1069	.0553	1.240	.705
1074	.0579	1.275	.668
Pico de eficiência a 1070			
1477	.0597	1.306	.732
1484	.0609	1.330	.746
1472	.0632	1.361	.747
1472	.0660	1.396	.736
1478	.0685	1.437	.730
1472	.0698	1.475	.726
1468	.0717	1.513	.709
Pico de eficiência a 1475			
1802	.0684	1.484	.747
1808	.0702	1.526	.763
1806	.0722	1.582	.759
1799	.0745	1.633	.753
1809	.0765	1.697	.748
1821	.0783	1.764	.746
1798	.0786	1.796	.742
* olhar abaixo			
Pico de eficiência a 1800			

Figura 4.2 – Exemplo de mapa da turbina

*- Se este ponto for omitido, não poderá ser determinado de forma conclusiva que o ponto a seguir é o máximo de eficiência. Este ponto adicional tem disponibilidade desejável, pois indica que os dados coletados contem o pico. Considerando que os dados foram coletados somente até a eficiência de 0,759, pode-se concluir que 0,759 é a máxima eficiência para essa linha de rotação.

4.5 – Resfriador EGR

Existem várias maneiras de modelar um resfriador EGR no GT-POWER. Dependendo do interesse do usuário os métodos descritos a seguir podem ser utilizados.

Não preditivo: a temperatura de saída do resfriador EGR pode ser imposta pela modelagem do resfriador EGR como um dissipador de calor infinito, usando um objeto de múltiplos tubos que é criado a partir do modelo de um tubo interno do resfriador EGR. O usuário pode ajustar a temperatura da parede e os atritos e multiplicadores de transferência de calor do tubo para obter a

temperatura de saída desejada e a queda de pressão. Objetos de referência podem ser utilizados para impor a temperatura de saída como uma função de qualquer parâmetro desejado da simulação.

Semi-preditivo: muitos fornecedores de resfriadores EGR fornecem a taxa de desempenho dos trocadores de calor que utilizam a sua efetividade, definida como a razão da diminuição da temperatura real através do resfriador EGR para a redução máxima possível na temperatura. É possível usar os controles para calcular a temperatura de saída do resfriador EGR e aplicar esse valor em um modelo não preditivo de um resfriador EGR. Esta técnica é considerada semi-preditiva, porque não levará em conta as diferenças na densidade do fluido em operação, em comparação com a densidade do fluido durante a medição da efetividade.

Preditivo: o desempenho do trocador de calor, incluindo as condições do fluido no lado do líquido de arrefecimento, também pode ser previsto usando dados medidos de transferência de calor.

4.6 - Dados para a construção do motor

Uma lista de informações que são necessárias para construir um modelo no GT-POWER está incluída abaixo. Nem todos os itens serão necessários para todos os modelos e por vezes informações adicionais serão necessárias, mas a lista é geralmente um bom ponto de partida.

Características do motor:

- Taxa de compressão
- Número de cilindros
- Ordem de combustão
- Configuração do motor, em linha ou V, se em V qual o ângulo
- Motor 2 ou 4 tempos

Geometria do cilindro:

- Diâmetro

- Curso
- Comprimento entre centro da biela
- Altura disponível entre o topo do pistão e a face do cabeçote
- Características da geometria da câmara de combustão no pistão
- Área do pistão
- Área do cabeçote (para o modelo de transferência de calor)
- Potência de atrito em função da rotação

Sistema de admissão e escape:

- Geometria de todos os componentes como os coletores de admissão e escape (pleno e os dutos)
- Pórticos de admissão e escape no cabeçote
- Material dos coletores de admissão e escape
- Material do cabeçote de cilindros

Injetores de combustível:

- Localização (posição do injetor em relação à câmara de combustão)
- Número de injeções permissíveis
- Número de furos
- Ângulo dos furos
- Diâmetro dos furos
- Fluxo hidráulico
- Taxa de injeção
- Tipo de combustível

Válvulas de admissão e escape:

- Diâmetro das válvulas de admissão e escape
- Coeficiente de descarga
- Altura de válvula
- Coeficiente de turbilhonamento (swirl)

Turbo-compressor:

- Mapa de compressor e turbina (contendo temperatura e pressão de referência, isto é, as condições nas quais os mapas foram construídos)
- Inércia do conjunto rotativo do turbo-compressor

Válvula EGR:

- Coeficiente de descarga em função da abertura

Resfriador EGR:

- Quantidade de tubos
- Dimensões dos tubos
- Curva de eficiência térmica em função da vazão

Condição ambiente:

- Pressão atmosférica
- Temperatura
- Umidade

Os dados de desempenho podem ser muito úteis quando se sintoniza um modelo depois de ter sido construído. Se um motor está nas fases iniciais do projeto, a seguinte lista pode não estar totalmente disponível. Idealmente, as seguintes informações devem estar disponíveis em vários pontos de funcionamento.

- Potência
- Torque
- Fluxo de ar
- Fluxo de combustível
- Consumo específico de combustível
- Rotação do tubo-compressor
- Pressão de combustão em função do ângulo da árvore de manivelas
- Pressões de admissão
- Pressões de escape
- Temperaturas e pressões nos coletores de admissão e escape

Capítulo 5 – Resultados

A composição deste trabalho foi dividida em três fases. A primeira foi utilizar um motor já existente para a construção e validação do modelo, devido à disponibilidade de informações e dados a serem inseridos no modelo do software GT-POWER. Para tal, foi selecionado um motor do ciclo Diesel de 6 cilindros com 7,2 litros de capacidade volumétrica, que atende aos padrões de emissões de gases de escape de acordo com a norma EURO III/PROCONVE P5.

Para a segunda fase, utilizou-se um motor na etapa intermediária do desenvolvimento, onde já há dados preliminares disponíveis para a configuração do modelo e comparação com resultados obtidos de ensaio do motor em dinamômetro com os dados provenientes da simulação. Nesta fase, foi selecionado um motor do ciclo Diesel de 6 cilindros, com 7,2 litros de capacidade volumétrica e que atende aos padrões de emissão de gases de escape de acordo com a norma EURO IV. Para alcançar este padrão de emissões, este motor conta com o sistema de recirculação dos gases de escape para a admissão (EGR).

Na terceira fase utilizou-se o modelo já validado na segunda fase com o intuito de avaliar os resultados que serão obtidos realizando alterações nas características do sistema de gerenciamento de ar, como o turbo-compressor, com diferenças aerodinâmicas, do sistema de refrigeração dos gases de escape para a admissão, o resfriador EGR com diferentes configurações. Esta alterações serão detalhadas mais adiante com o objetivo de observar o impacto na troca destes componentes no desempenho do motor em relação às suas principais características, como potência, torque e consumo específico de combustível.

5.1 – Primeira fase

5.1.1 – Configuração do motor e detalhes do ensaio

Conforme já mencionado, o motor escolhido para a realização do ensaio foi um motor do ciclo Diesel que atende aos padrões de emissões EURO III/PROCONVE P5, na Tabela 5.1 encontra-se às características técnicas do motor:

Tabela 5.1 – Características técnicas do motor ciclo Diesel de 6 cilindros e cilindrada de 7,2 litros, que atende a Norma de emissões de gases de escape EURO III/PROCONVE P5.

Motor	Acteon 6.12
Combustível	Diesel
Número de cilindros	6
Versão	EURO III
Cilindrada	7,2 litros
Potência	260cv @ 2200rpm
Torque	930Nm @ 1200 ~ 1500rpm
Razão de compressão	16,9:1
Pressão atmosférica	701,1 mmHg
Tipo de combustível	Diesel EURO II
Densidade do combustível	0,841 kg/l

Primeiramente foi realizado um ensaio em banco de provas, tendo como objetivo obter uma curva de desempenho a plena carga de acordo com a Norma NBR ISO 1585, para correlação com o modelo criado no software GT-POWER. Os dados medidos foram potência, torque, consumo de combustível, vazão de ar, vazão de combustível, temperaturas de admissão e escape, pressões de admissão e escape em diferentes condições de rotação do motor. Para isto foi utilizado um dinamômetro de motor instalado nas dependências da Empresa MWM International Motores.

Para se obter uma maior confiabilidade sobre os resultados em dinamômetro, foram realizados três ensaios em iguais condições. Os ensaios foram realizados na altitude da cidade de São Paulo, isto é, a 750 metros de altitude em relação ao nível do mar. Os resultados obtidos durante o ensaio serão mostrados juntamente com os resultados obtidos pela simulação.

Antes de iniciar o levantamento da curva de desempenho do motor no dinamômetro alguns parâmetros devem ser ajustados na condição de máxima potência, neste caso a 2200rpm a plena carga. Abaixo seguem os dados e os seus respectivos valores.

- Restrição de admissão = -60mbar
- Restrição do intercooler = 120mbar
- Restrição de escape (contra pressão de escape) = 120mbar
- Temperatura de admissão = 25°C
- Temperatura após intercooler = 50°C
- Temperatura da água do motor = 85°C
- Temperatura do combustível = 40°C
- Diesel EURO II = ~250ppm de enxofre

5.1.2 – Configuração do modelo para simulação

Para a construção do modelo no software GT-POWER alguns dados técnicos são necessários como informações de entrada para o modelo. Nesta primeira fase o ensaio em dinamômetro foi realizado antes do modelo ser iniciado, devido à necessidade de alguns parâmetros que foram obtidos durante o ensaio em dinamômetro. Entre estes dados, por exemplo, a potência de atrito do motor, para que na simulação os resultados a serem obtidos refletissem fielmente as condições de operação do motor.

Os dados de entrada necessários para a construção do modelo já foram mencionados no item anterior, mas na Tabela 5.2 encontram-se os dados básicos do motor.

Tabela 5.2 – Parâmetros do motor

Motor	Acteon 6.12
Combustível	Diesel
Número de cilindros	6
Ordem de queima	1-5-3-6-2-4
Diâmetro do cilindro	105 mm
Curso	137 mm
Razão de compressão	16,9:1
Pressão atmosférica	750 metros de altitude, referente à pressão barométrica de 700mmHg

Nesta simulação o modo escolhido foi o modo de rotação, isto é, a rotação na qual se deseja simular o motor é fixada e os demais parâmetros do motor foram ajustados conforme os dados obtidos do ensaio em dinamômetro. Neste caso, como o intuito é a construção e validação do modelo, todas as condições foram impostas, como ponto de injeção, débito, pressões, temperaturas, ponto de início da combustão, pressão atmosférica, restrição de admissão e a contra pressão de escape (restrição imposta pelo sistema de escape utilizado pelo veículo, isto é, a restrição que um silencioso ou um catalisador impõem ao motor quando instalados no veículo). Esta última condição é inserida no modelo somando-se a pressão atmosférica.

O modelo de combustão utilizado foi o modelo de combustão não-preditivo, com um perfil de combustão imposto. Para isso, utilizou-se informações obtidas do motor ensaiado. Primeiramente foi obtida a potência de atrito do motor e curva de pressão no cilindro sem que ocorra a combustão. Após isto foi levantada a curva de pressão no cilindro durante o processo de combustão do motor, sempre em função do ângulo da árvore de manivelas para cada condição de ensaio.

Com o modelo de combustão não-preditivo, conforme já mencionado no Capítulo 4, a partir das informações citadas acima, mais os consumos de ar e combustível, realiza-se um

cálculo que determina a taxa de queima em função do ângulo de manivela. Portanto, a taxa de queima não vai ser afetada por fatores como a fração de gases residuais ou o tempo de injeção. Isto pode ser adequado, enquanto a utilização do modelo para o estudo é uma variável que tem pouco efeito sobre a taxa de queima. Por exemplo, um modelo construído para estudar a influência de diferentes volumes do pleno de um coletor de admissão no rendimento volumétrico do motor pode vir a afetar ou não a potência ou o consumo específico de combustível.

Juntamente com esta informação, foi definida a configuração de duas zonas de temperatura, pois o intuito deste trabalho é verificar a influência dos componentes do sistema de gerenciamento de ar. Estes dependem das condições de temperatura, pressões e vazão de ar para serem avaliados. Os dados obtidos durante a simulação serão mostrados comparativamente com os resultados proveniente do ensaio com o motor em dinamômetro no próximo item.

Outro fator muito importante para se obter um resultado mais preciso é o maior detalhamento das partes do motor durante o processo de discretização. Quanto mais informações forem incluídas durante a construção do modelo, como, por exemplo, o material que é utilizado em cada componente (por exemplo, alumínio ou ferro fundido) e a rugosidade da superfície por onde o fluido irá passar, maior será a precisão dos resultados. Como pode ser visto na Figura 5.1, cada caixa necessita de informações estritamente precisas para se obter uma melhor correlação do modelo com o motor real.

Na Figura 5.1 abaixo segue o modelo detalhado do motor criado no software GT-POWER.

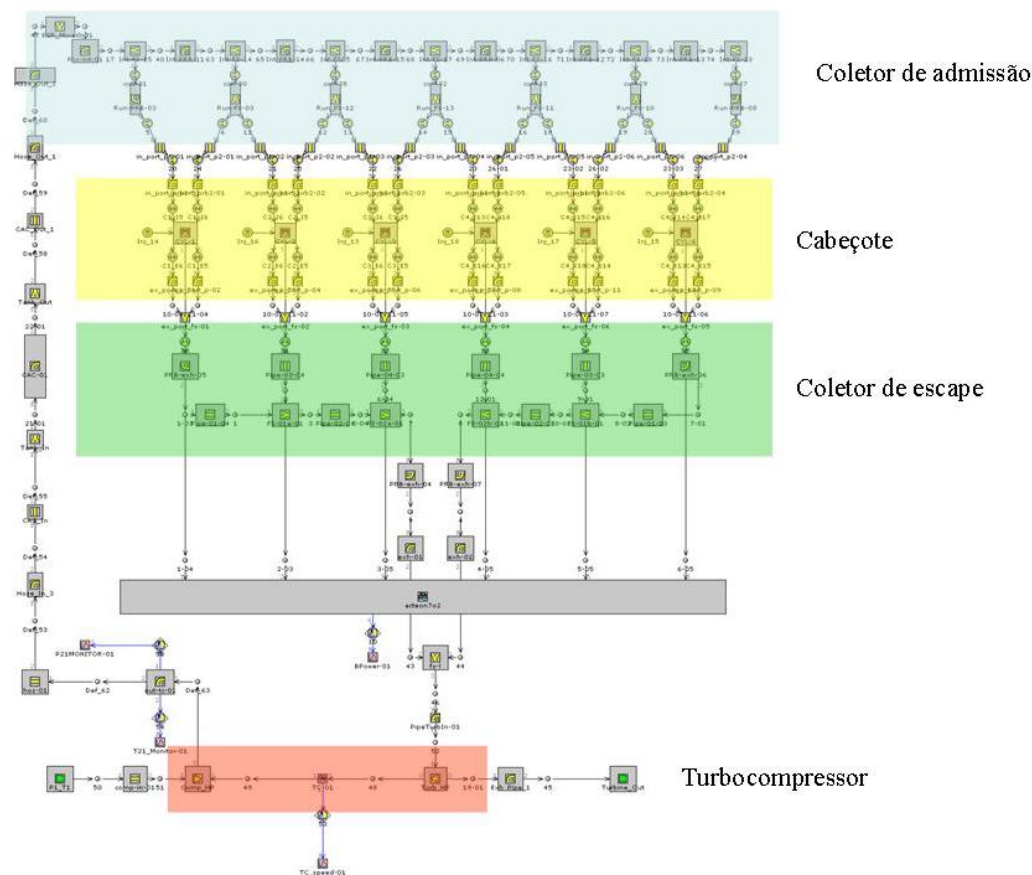


Figura 5.1 – Modelo motor 6 cilindros no software GT-POWER

5.1.3 - Resultados

Na sequência serão mostrados comparativamente os resultados obtidos no ensaio em dinamômetro e os resultados provenientes da simulação, para operação em plena carga.

A Figura 5.2 mostra o gráfico de potência do motor em função da rotação. Os valores são calculados em função da carga obtida no ensaio em dinamômetro e na simulação. A equação utilizada para determinar a potência do motor no ensaio é função da carga e da rotação do motor:

$$Potência = \frac{Carga * Rotação}{1000} \quad (5.1)$$

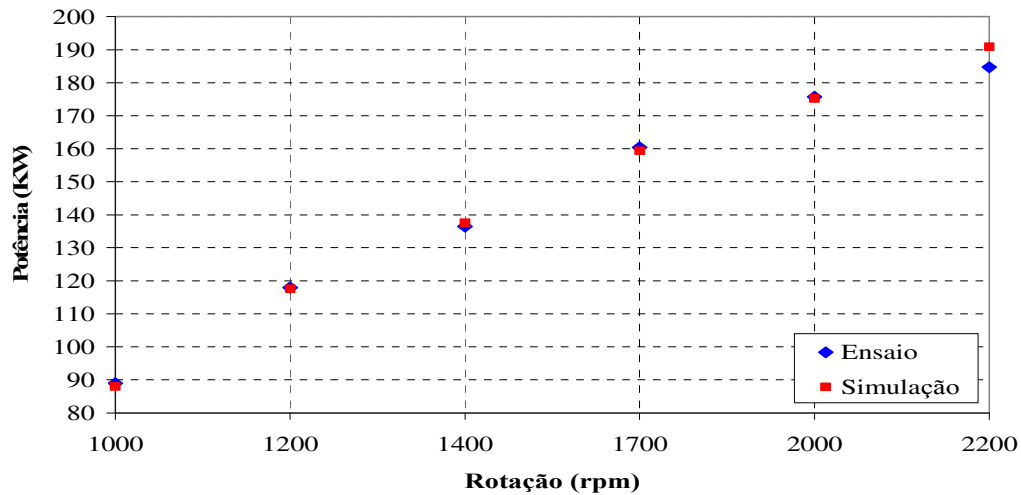


Figura 5.2 – Potência do motor a plena carga

Na Figura 5.3 observa-se os valores de torque encontrados no ensaio realizado em dinamômetro e os resultados obtidos na simulação. No ensaio realizado em dinamômetro o dado de entrada para o cálculo do torque é o valor da carga que está sendo exercida pela frenagem do dinamômetro.

$$Torque = Carga * 0,7162 \quad (5.2)$$

Onde 0,7162m é a distancia entre o centro do eixo do dinamômetro até o ponto onde a célula de carga está fixada.

Neste caso os valores de torque entre os resultados obtidos no ensaio e na simulação são próximos devido ao modelo de simulação adotado. A rotação do motor foi fixada e os demais valores foram impostos até a obtenção dos valores de torque desejado de acordo com os resultados dos ensaios em dinamômetro. As diferenças que podem ser observadas na Figura 5.3 são devido às condições do ensaio. A pressão na saída do compressor e a temperatura no coletor de admissão influenciam fortemente o valor de torque, bem como as variações entre o modelo e o motor. No modelo todos os valores construtivos nominais são considerados, embora no motor as características construtivas possam sofrer variação dentro de uma tolerância especificada no projeto.

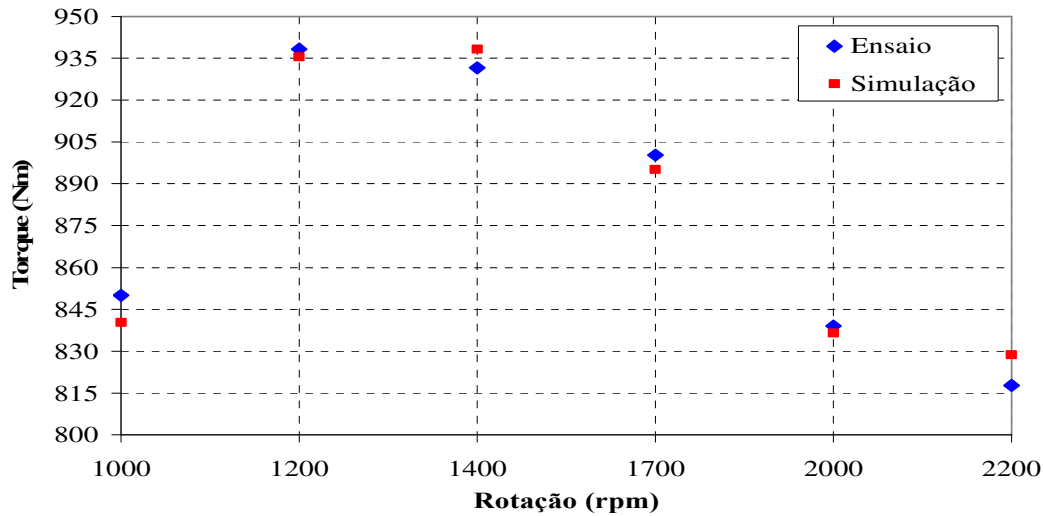


Figura 5.3 – Torque do motor a plena carga

Na Figura 5.4 o consumo específico de combustível (BSFC) também é calculado em função dos valores de potência e vazão mássica de combustível. A diferença entre os resultados provenientes da simulação e do ensaio em dinamômetro é devido à pequena diferença de potência que pode ser vista na Figura 5.2 acima e também na vazão mássica de combustível mostrada na Figura 5.6, isto é, o débito imposto para cada condição de ensaio e simulação. Conforme já mencionado, na simulação utilizou-se os valores nominais e no dinamômetro tem-se, além das condições ambientais de temperatura e pressão, a incerteza de medição do próprio equipamento de leitura da vazão de combustível e da célula de carga. Nas Figuras 5.2 e 5.6 os resultados experimentais podem ser visto a incerteza de medição dos equipamentos utilizados no banco de teste.

$$BSFC = \frac{\text{vazão de combustível} * 1000}{\text{potência}} \quad (5.3)$$

Onde: BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption* na língua inglesa) é igual a Consumo específico de combustível.

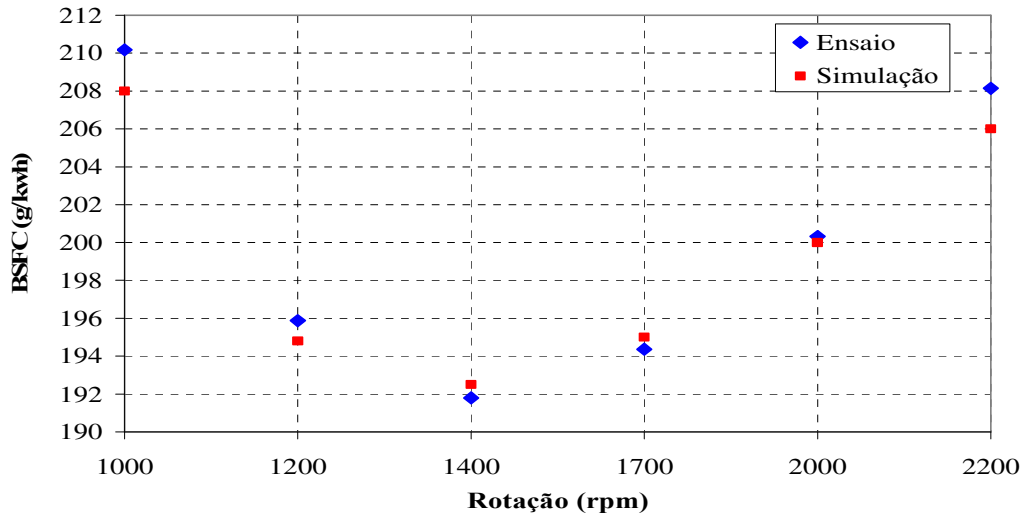


Figura 5.4 - Consumo específico de combustível do motor a plena

No gráfico apresentado na Figura 5.5 podem ser observados os valores de vazão mássica de ar requerida pelo motor nas diferentes condições de rotação. Os valores solicitados pelo motor e a simulação se encontram próximos, mostrando que o modelo está bem configurado, principalmente na discretização dos componentes.

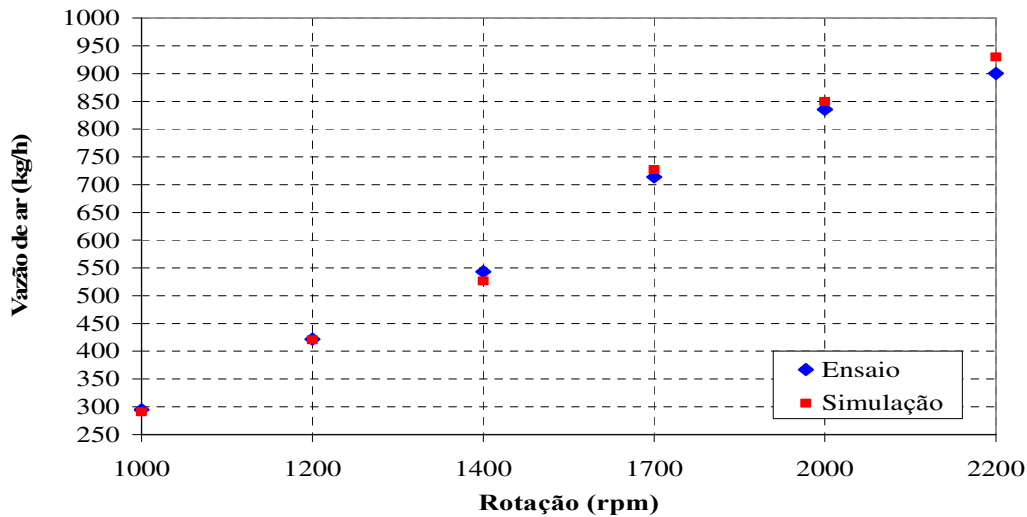


Figura 5.5 - Vazão de ar do motor a plena carga

Na Figura 5.6 a vazão de combustível se mostra muito próxima entre a simulação e o ensaio em dinamômetro. Os valores de débito necessário para atingir o desempenho do motor, isto é, potência e torque necessitaram ser ajustados.

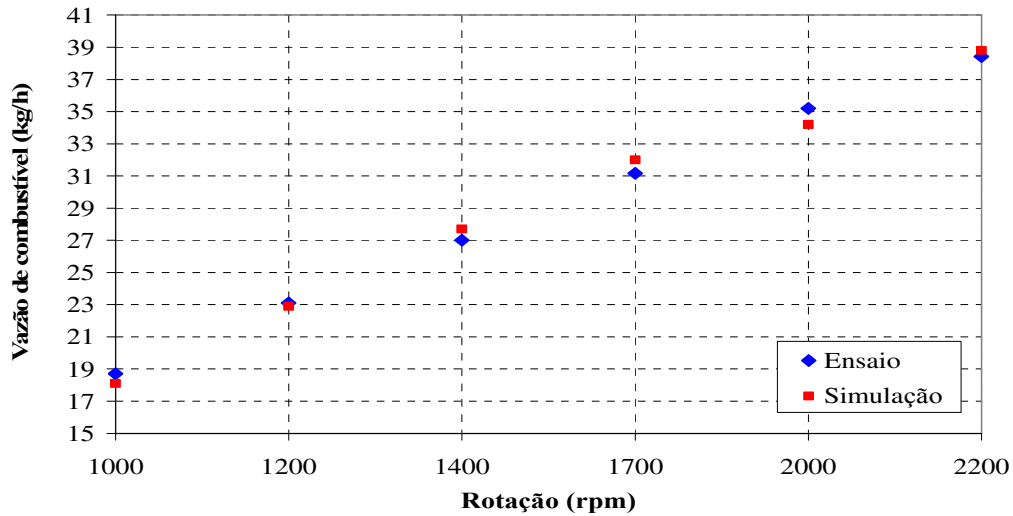


Figura 5.6 – Vazão de combustível do motor a plena carga

A Figura 5.7 abaixo mostra a temperatura de saída do compressor. Os resultados de temperatura são condizentes com os resultados de pressão de saída do compressor em cada condição de ensaio e também pela relação de compressão.

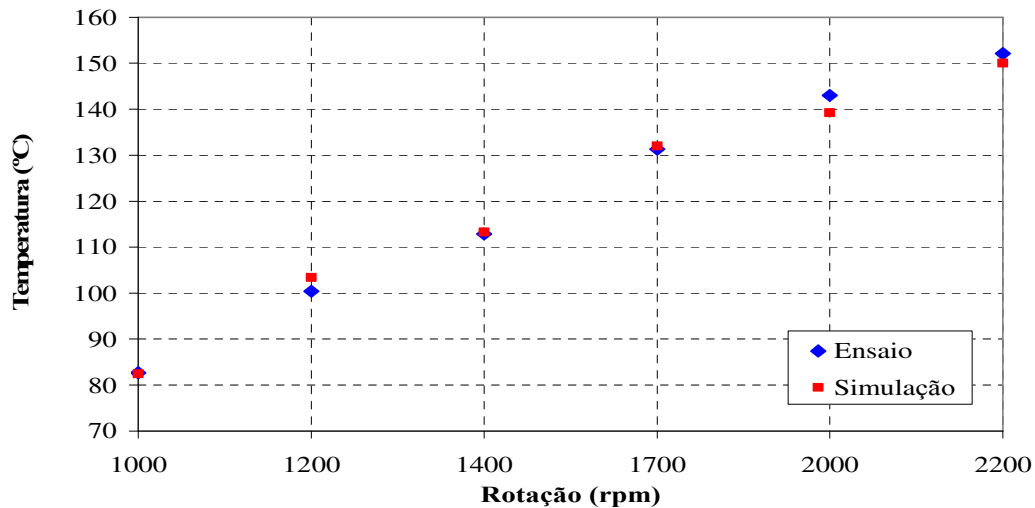


Figura 5.7 – Temperatura na saída do compressor do motor a plena carga

No gráfico apresentado na Figura 5.8 pode ser observada a pressão na saída do compressor, que está relacionada diretamente com a energia disponibilizada pelo motor para o acionamento da turbina.

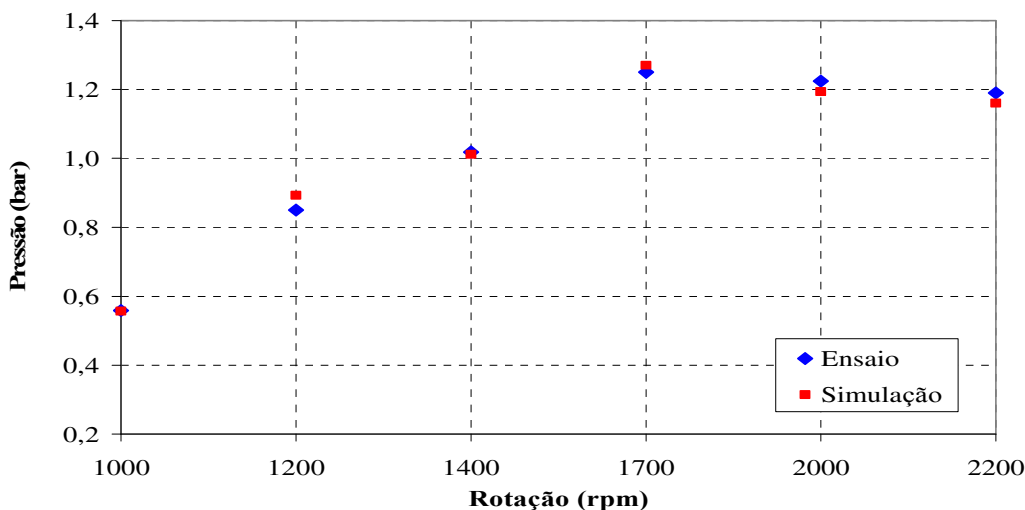


Figura 5.8 – Pressão na saída do compressor do motor a plena carga

Na Figura 5.9 a temperatura no coletor de escape é resultado da energia liberada pelo motor, mas também está relacionada com a pressão do compressor. Quanto maior for esta pressão menor será a temperatura no coletor de escape, pois a temperatura de escape está diretamente relacionada com a duração da combustão. A combustão ocorre mais rápida e assim até os gases de escape passar pelo coletor a temperatura destes gases estará menor.

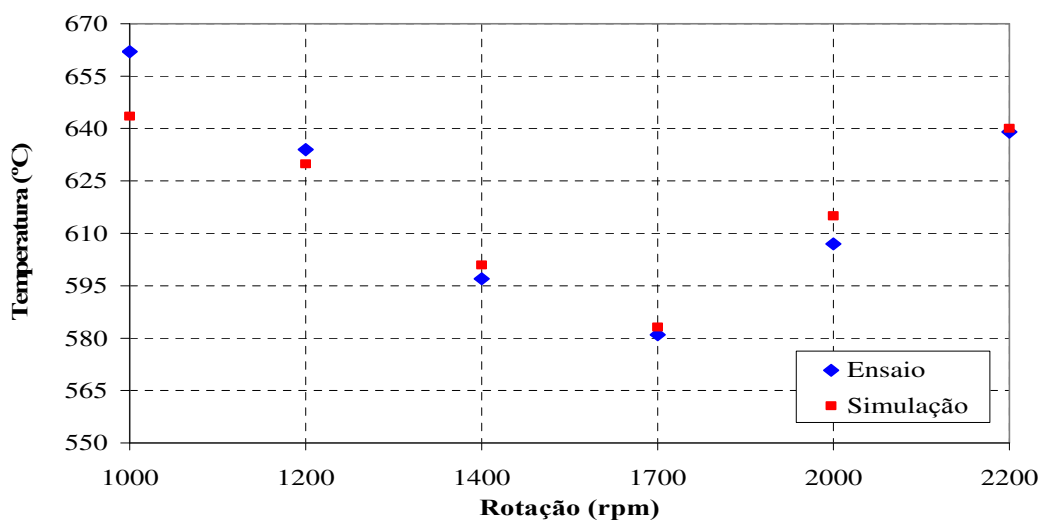


Figura 5.9 – Temperatura no coletor de escape do motor a plena carga

A Figura 5.10 mostra a pressão no coletor de escape que é resultado da energia liberada pelo motor.

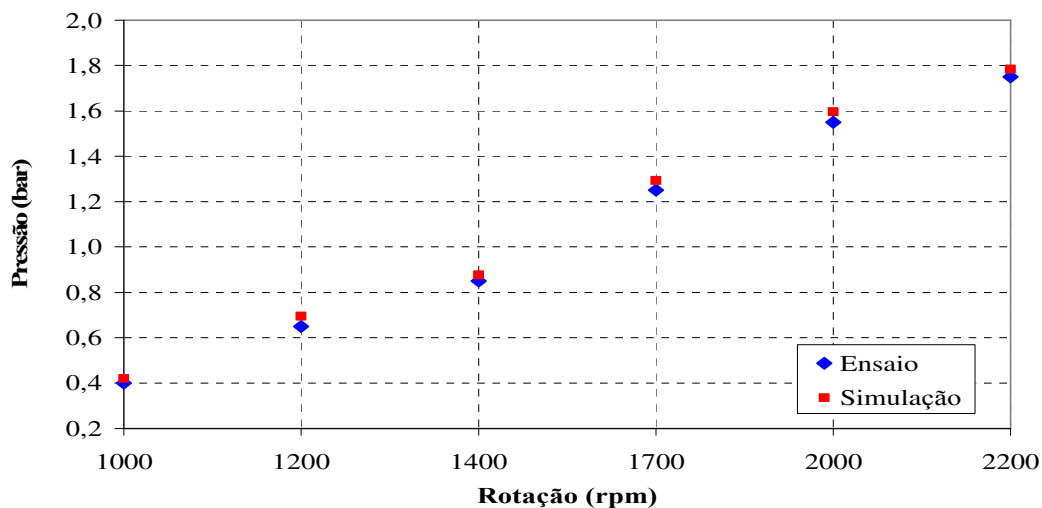


Figura 5.10 – Pressão no coletor de escape do motor a plena carga

A Figura 5.11 mostra que o ponto de injeção de combustível antes do ponto morto superior tanto para o ensaio em dinamômetro como para a simulação foi considerado o mesmo, pois este é um dado de entrada no modelo. O ponto de injeção é definido durante o desenvolvimento da combustão do motor para atender os objetivos de desempenho do motor e do nível de emissões.

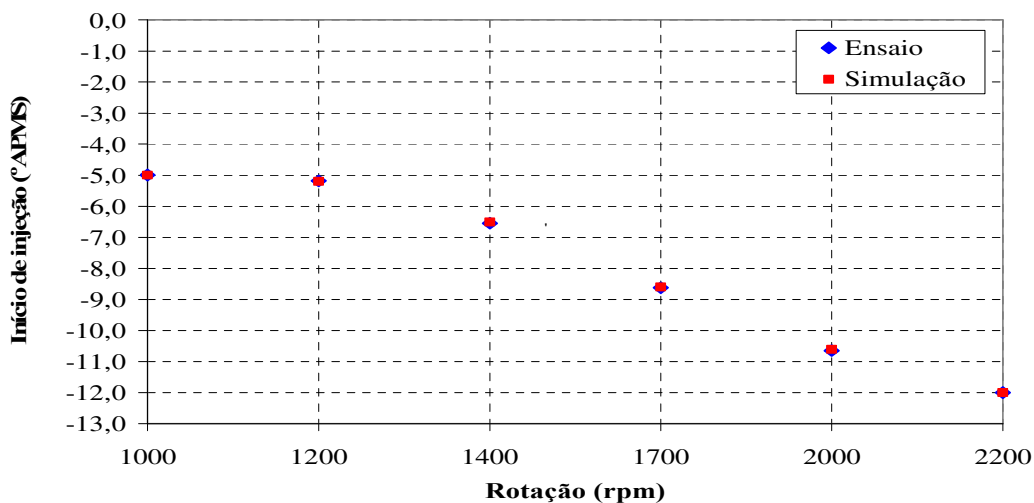


Figura 5.11 – Ponto de Início de injeção antes do ponto morto superior (°APMS) a plena carga

Na Figura 5.12 pode ser vista a pressão de injeção de combustível, que também é um dado de entrada para o modelo e, por isso, foi considerado o mesmo valor tanto para o ensaio em dinamômetro como para a simulação.

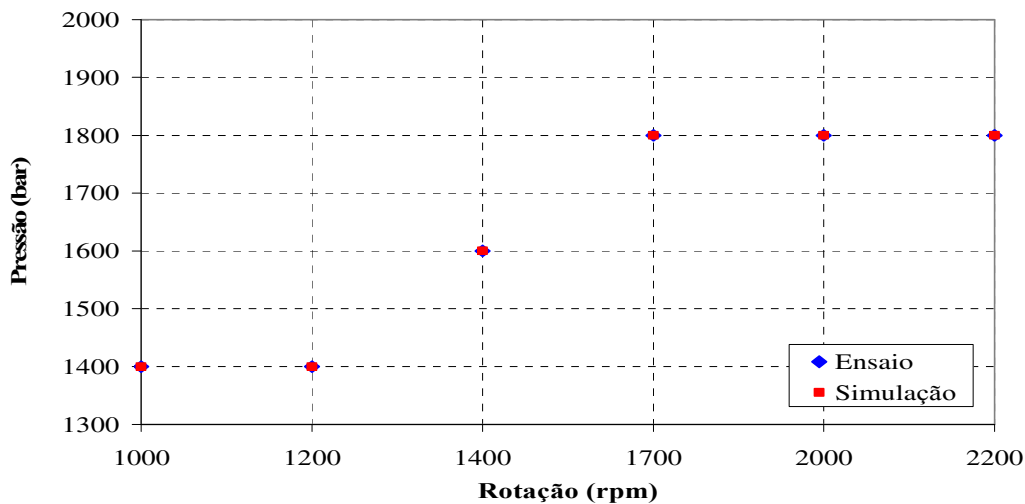


Figura 5.12 – Pressão de injeção a plena carga motor

A Figura 5.13 mostra o mapa do compressor com os pontos onde o motor foi simulado. Assim, é possível verificar que o turbo-compressor aplicado neste motor não está próximo à linha de *surge* e também está operando em uma região de alta eficiência, em média 77%.

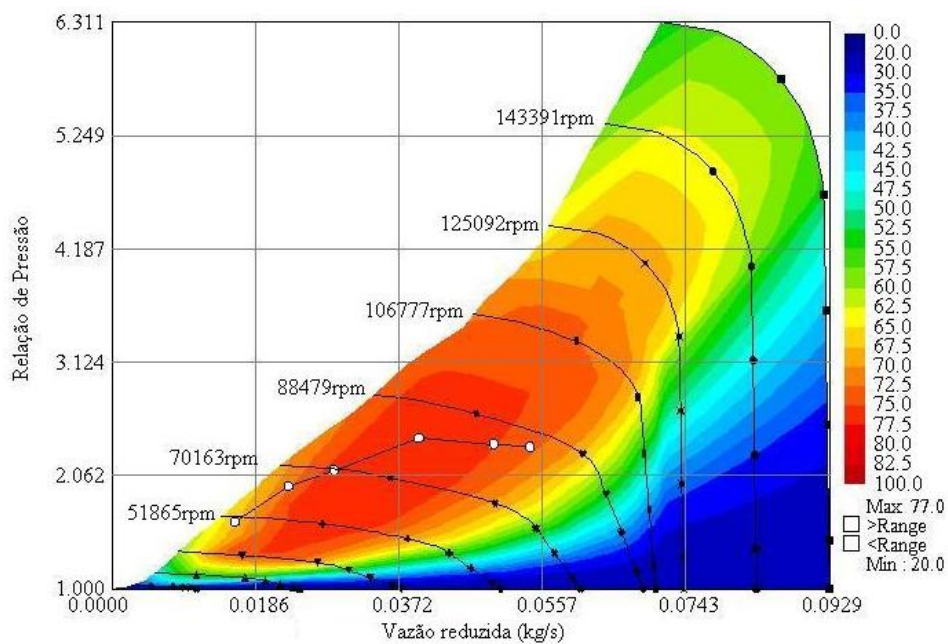


Figura 5.13 – Mapa de eficiência do compressor, os pontos em branco no mapa correspondem aos pontos de operação do motor

Na Figura 5.14 verifica-se o mapa da turbina com os pontos simulados mostrados. Nota-se que a turbina está operando em uma região de boa eficiência, em torno de 70%. Neste caso cabe o mesmo comentário da Figura 5.13.

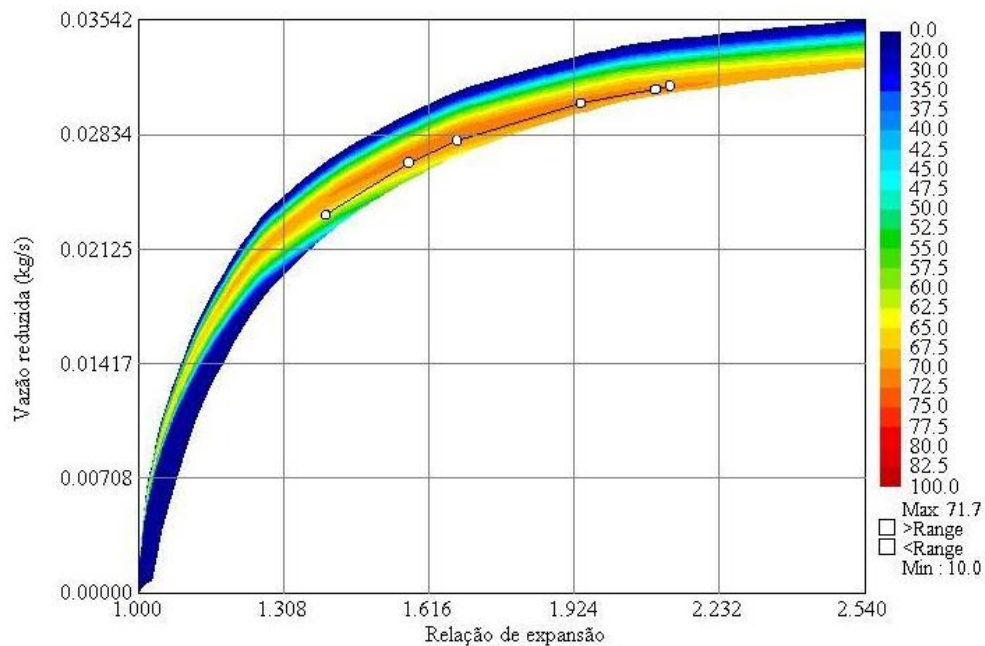


Figura 5.14 – Mapa de eficiência da turbina, os pontos em branco no mapa correspondem aos pontos de operação do motor

O principal resultado que pode ser retirado desta primeira etapa é que as diferenças encontradas entre os resultados do ensaio em dinamômetro e da simulação apresentaram-se como muito pequenas. Assim, pode-se supor que o modelo utilizado apresenta resultados condizentes e que o modelo pode ser utilizado para outros trabalhos com o intuito de avaliar os componentes do sistema de gerenciamento de ar.

5.2 – Segunda fase

5.2.1 – Configuração do motor e detalhes do ensaio

Conforme já mencionado anteriormente, nesta segunda fase foi escolhido um motor que ainda está na fase de desenvolvimento para atendimento às normas de emissões dos gases de

escape EURO IV/PROCONVE P6. O motor tem 6 cilindros em linha, com capacidade volumétrica de 7,2 litros. Para atendimento a esta nova norma de emissões, cujos requisitos são mais restritos que a norma anterior, para este trabalho foi escolhida a tecnologia de recirculação dos gases de escape para a admissão, que é conhecida como EGR. Na Tabela 5.3 encontram-se as configurações técnicas do motor.

Tabela 5.3 – Características técnicas do motor ciclo Diesel de 6 cilindros e cilindrada de 7,2 litros, que atende a Norma de emissões de gases de escape EURO IV/PROCONVE P6.

Motor	Acteon 6.12
Combustível	Diesel
Número de cilindros	6
Versão	EURO IV
Cilindrada	7,2 litros
Potência	225cv @ 2200rpm
Torque	860Nm @ 1200 ~ 1500rpm
Razão de compressão	16,9:1
Pressão atmosférica	699,8 mmHg
Tipo de combustível	Diesel EURO II
Densidade do combustível	0,835 kg/l

O procedimento de ensaio foi o mesmo que o utilizado na primeira fase com o motor na configuração de emissões EURO III. Foi realizada uma curva de desempenho com o intuito de obter os seguintes resultados para serem utilizados na comparação com os resultados provenientes da simulação no software GT-POWER: potência, torque, consumo específico de combustível, vazão de ar, vazão de combustível, temperaturas de admissão e escape, pressões de admissão e escape em diferentes rotações do motor. Para isto foi utilizado um dinamômetro de motor instalado nas dependências da Empresa MWM International Motores. Para se obter uma maior confiabilidade nos resultados obtidos em dinamômetro, foram realizados três testes em iguais condições. O ensaio foi realizado na altitude da cidade de São Paulo, isto é, a 750 metros

de altitude em relação ao nível do mar. Os resultados obtidos durante o ensaio serão mostrados juntamente com os resultados obtidos na simulação.

Antes de iniciar o levantamento da curva de desempenho do motor no dinamômetro alguns parâmetros devem ser ajustados na condição de máxima potência, neste caso a 2200rpm a plena carga. Abaixo seguem os dados e os seus respectivos valores.

- Restrição de admissão = -60mbar
- Restrição do intercooler = 120mbar
- Restrição de escape (contra pressão de escape) = 100mbar
- Temperatura de admissão = 25°C
- Temperatura após o intercooler = 50°C
- Temperatura da água do motor = 85°C
- Temperatura do combustível = 40°C
- Diesel EURO VI = ~50ppm de enxofre

A Figura 5.15 mostra o sistema EGR da versão do motor ensaiado. O sistema é composto pelo turbo-compressor, coletor de escape, válvula EGR, resfriador EGR, coletor de admissão e os dutos que completam a ligação entre os demais componentes.

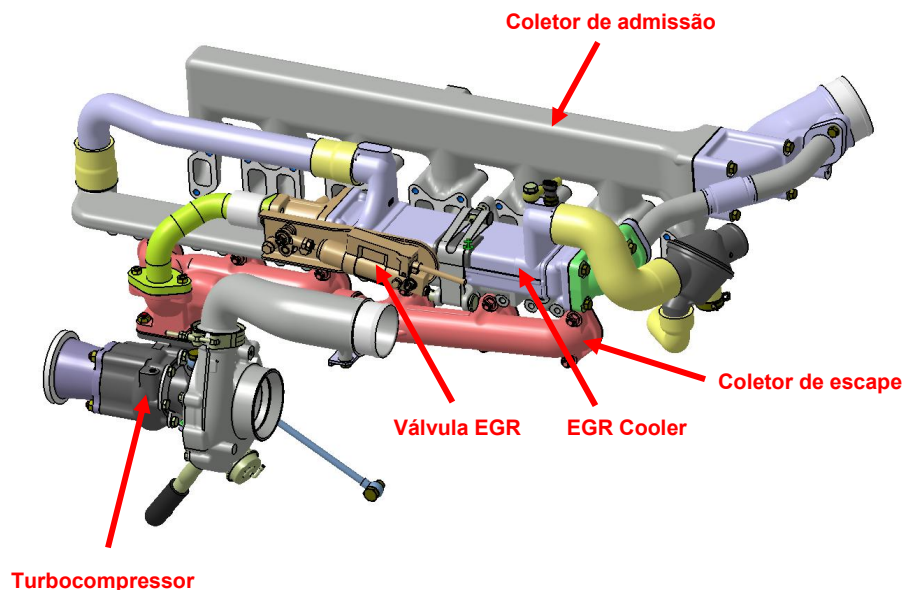


Figura 5.15 – Componentes do sistema EGR

5.2.2 – Configuração do modelo para simulação

Para a construção do modelo no software GT-POWER alguns dados técnicos são necessários como informações de entrada para o modelo. Nesta segunda fase aproveitou-se o modelo já configurado no software, alterando-se apenas os componentes diferentes entre as versões de motores. Alguns dados obtidos na primeira fase foram utilizados na construção do modelo, como, por exemplo, a curva de potência de atrito e a curva de pressão interna do cilindro sem o processo de combustão, para a qual não houve mudança. Os componentes do motor como o sistema de transmissão de potência (cilindro, pistão, anéis, virabrequim, casquilhos, eixo de comando de válvulas e o sistema de lubrificação), são os mesmos da versão EURO III do motor. A principal mudança nas versões do motor foi a adição do sistema de recirculação dos gases de escape para a admissão e a parte interna do coletor de admissão, onde foi adicionada uma pré-câmara para realizar uma mistura homogênea dos gases de escape recirculado com o ar de admissão do motor, garantindo que todos os cilindros recebam a mesma taxa de EGR. Já a curva de pressão do cilindro com o processo de combustão em função do ângulo da árvore de manivelas foi alterada para as condições do motor nesta configuração, utilizando os dados que estavam disponíveis durante os primeiros ensaios em dinamômetro. Neste caso o ensaio em dinamômetro foi realizado em paralelo com a construção do modelo.

Os dados de entrada necessários para a construção do modelo já foram mencionados anteriormente, mas na Tabela 5.4 são apresentados os dados básicos do motor.

Tabela 5.4 – Parâmetros do motor

Motor	Acteon 6.12
Combustível	Diesel
Número de cilindros	6
Ordem de queima	1-5-3-6-2-4
Diâmetro do cilindro	105 mm
Curso	137 mm
Razão de compressão	16,9:1
Pressão atmosférica	750 metros de altitude, referente a pressão barométrica de 699,8 mmHg

O método de simulação foi o mesmo utilizado na primeira fase.

Na Figura 5.16 segue o modelo detalhado com o sistema de EGR do motor criado no software GT-POWER.

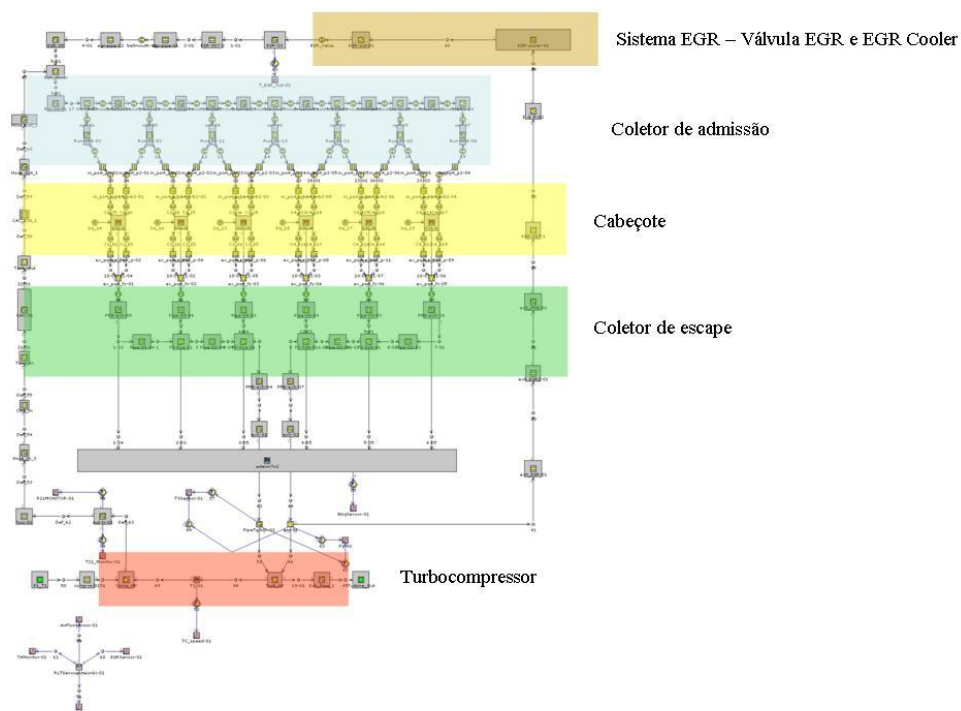


Figura 5.16 – Modelo motor 6 cilindros no software GT-Power

Conforme já mencionado, quanto mais detalhada for a discretização dos componentes do motor, mais confiável serão os resultados obtidos.

5.2.3 - Resultados

A seguir são mostrados os resultados obtidos no ensaio em dinamômetro e os resultados provenientes da simulação, ambos nas mesmas condições de teste a plena carga.

Como já mencionado, a potência apresentada na Figura 5.17 é dada em função da carga e da rotação do motor.

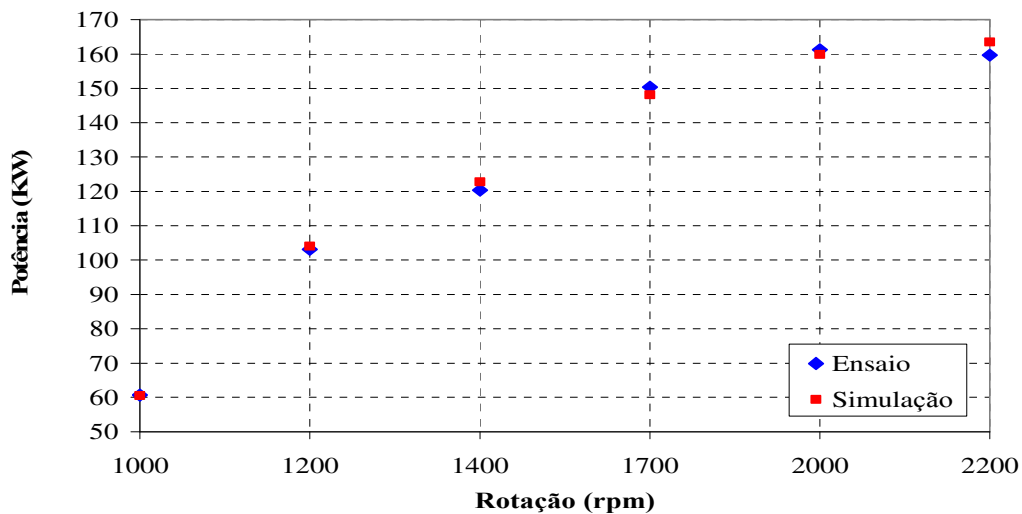


Figura 5.17 - Potência do motor a plena carga

Na Figura 5.18 é possível visualizar os resultados de torque entre a simulação e os dados do dinamômetro. A diferença nos resultados é explicada pela diferença da temperatura e pressão no coletor de admissão e da vazão de combustível que corresponde ao débito do motor, estas condições afetam diretamente a carga do motor, que também é afeta pela vazão de ar que pode ser visualizada na Figura 5.20.

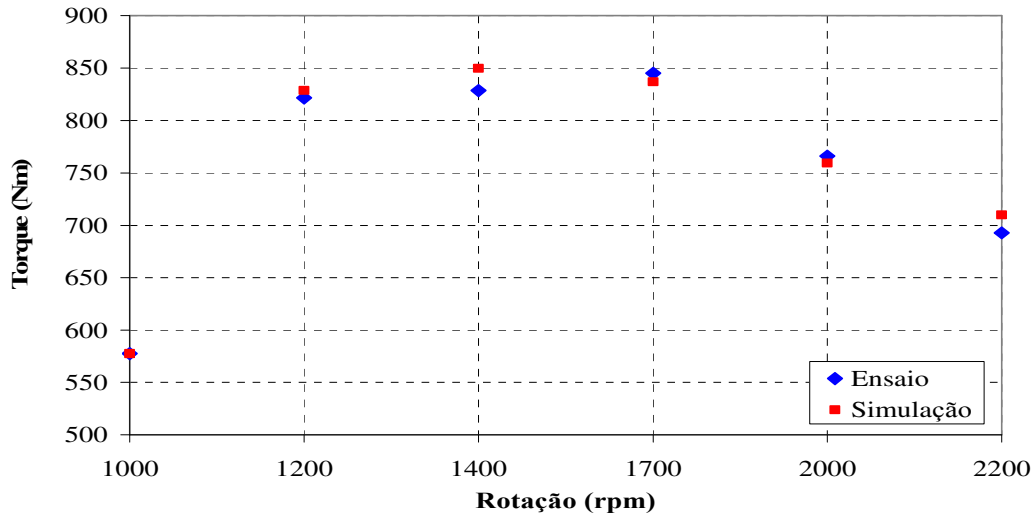


Figura 5.18 - Torque do motor a plena carga

A Figura 5.19 mostra os valores de consumo específico de combustível, que é uma relação direta da vazão mássica de combustível pela potência. Como as demais condições, como pressões e temperaturas no sistema de admissão, contribuem diretamente no valor da potência, o consumo específico de combustível sente o efeito indiretamente.

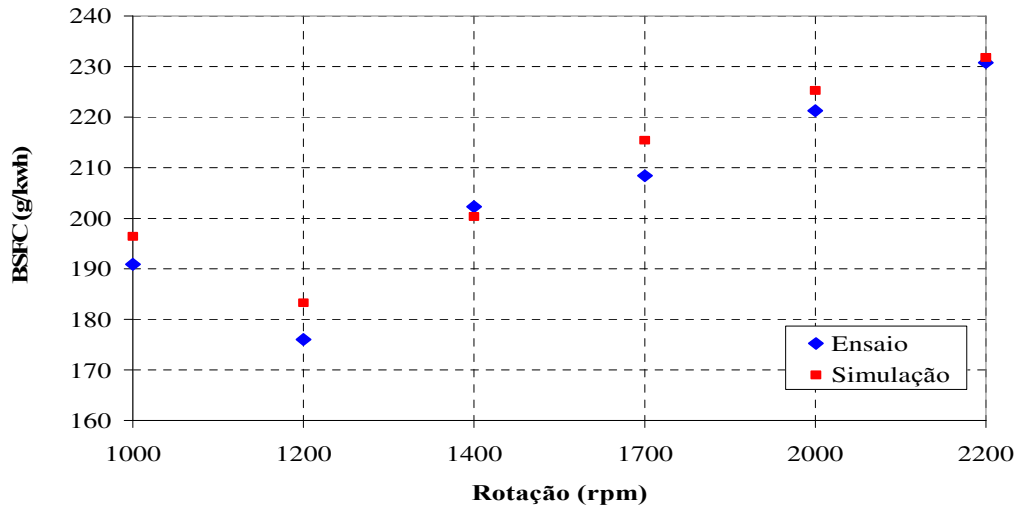


Figura 5.19 - Consumo específico de combustível do motor a plena carga

Na Figura 5.20 podem ser observados os valores de vazão de ar. A diferença encontrada pode ser atribuída às diferentes condições de temperatura e pressão que foram ajustadas para a realização da simulação e o ensaio em dinamômetro. Na simulação estes valores de temperatura e pressão na entrada não sofrem variação. No ensaio em dinamômetro estes valores acabam

sofrendo uma leve variação, o que pode impactar na vazão de ar para o motor. Alterações na temperatura de entrada de ar no turbo-compressor podem alterar o ponto de trabalho do mesmo, tendo como consequência trabalhar em uma ilha de menor eficiência do compressor.

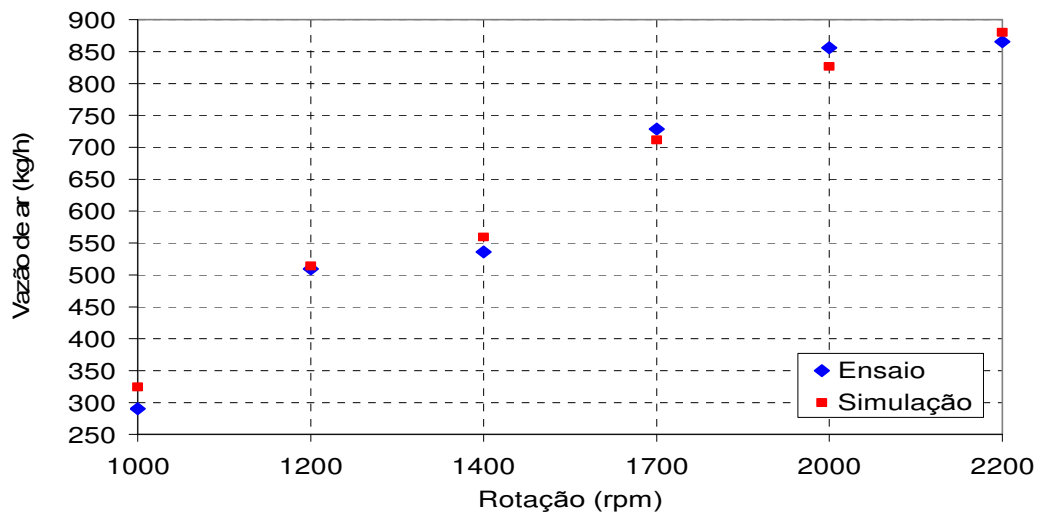


Figura 5.20 - Vazão de ar do motor a plena carga

O gráfico mostrado na Figura 5.21 expõe os valores de vazão de combustível, isto é, para manter o requisito de potência alguns pontos sofreram uma pequena alteração. A temperatura do combustível também impacta nas diferenças encontradas ente a simulação e o ensaio em dinamômetro.

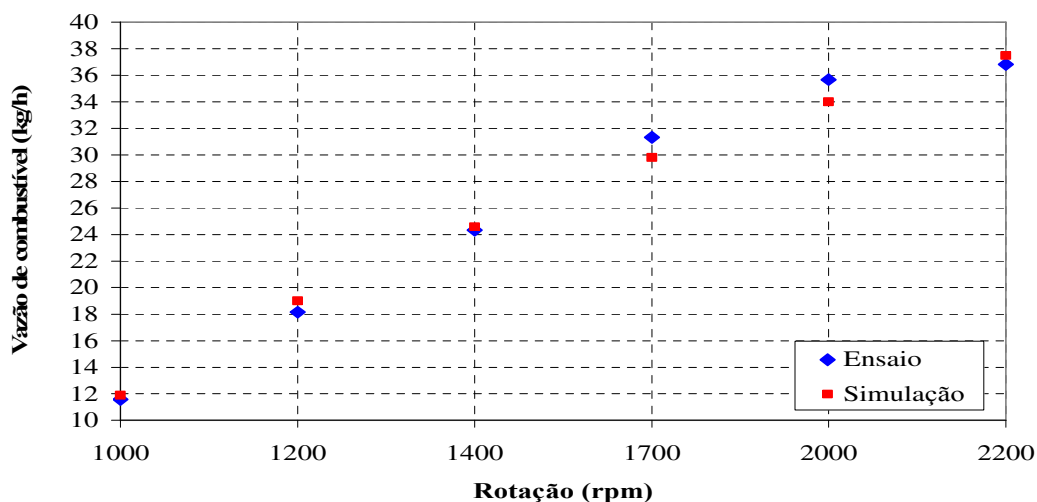


Figura 5.21 – Vazão de combustível do motor a plena carga

Na Figura 5.22 é possível verificar a temperatura de saída do ar no compressor. Quanto maior for a razão de compressão, que está relacionada diretamente com a pressão de saída do compressor, como pode ser visto na Figura 5.23, maior será a temperatura de saída do compressor.

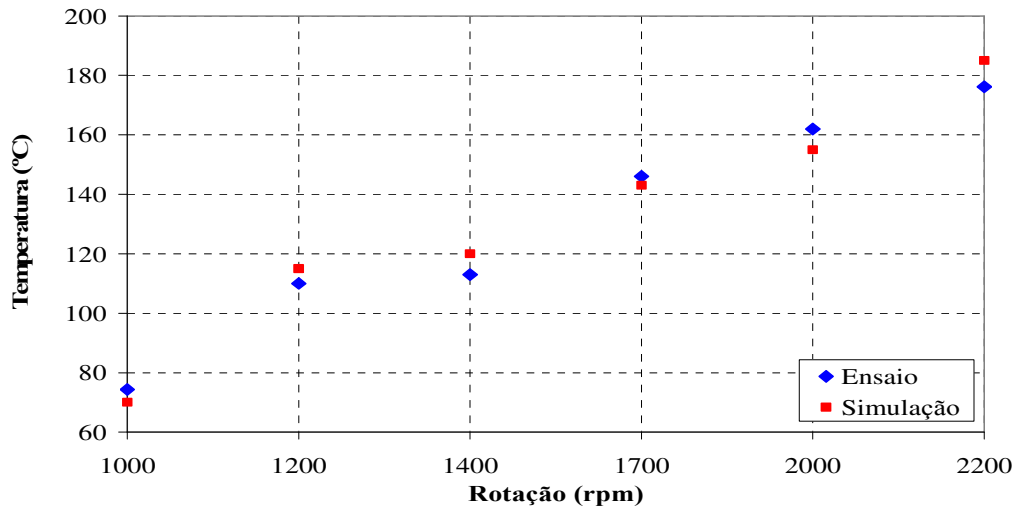


Figura 5.22 - Temperatura na saída do compressor do motor a plena carga

A Figura 5.23 mostra a pressão de saída do compressor. Esta pressão está diretamente relacionada com a pressão no coletor de escape, pois a energia liberada do motor para a turbina determina a rotação do turbo-compressor, tendo como um artifício para não ultrapassar os valores limites do turbo-compressor a abertura da válvula de alívio. Nas válvulas de alívio parte dos gases de escape deixarão de passar pelo rotor da turbina e seguirão diretamente para o sistema de escape do motor. A pressão de saída do compressor está ligada diretamente com a pressão do coletor de escape.

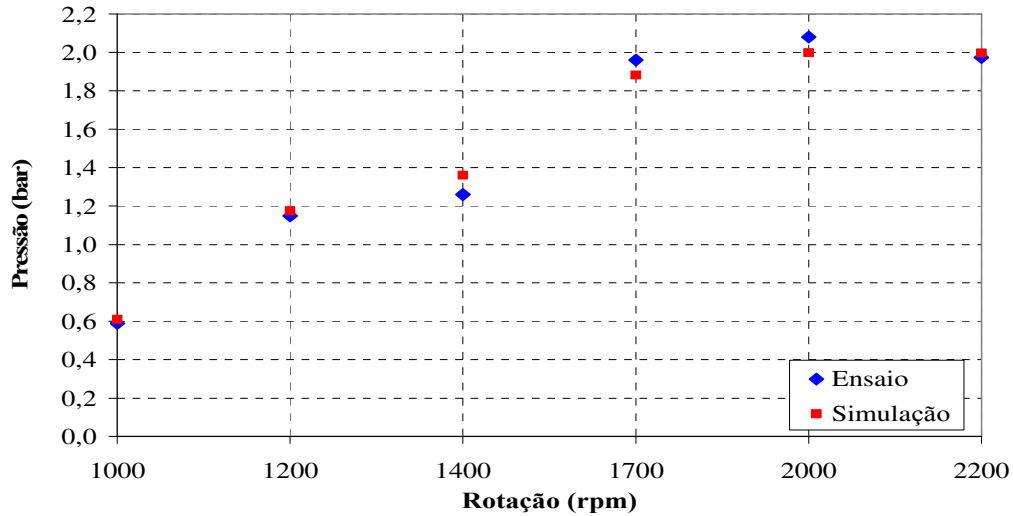


Figura 5.23 – Pressão na saída do compressor do motor a plena carga

A temperatura do coletor de escape visto na Figura 5.24 é resultado da pressão de saída do compressor. Quanto maior for esta pressão menor será a temperatura dos gases de escape. A temperatura do coletor de escape é influenciada também pela quantidade de combustível injetada e pela pressão de injeção do combustível. Também a temperatura de escape está diretamente relacionada com a duração da combustão. A combustão ocorre mais rápida e assim até os gases de escape passar pelo coletor a temperatura destes gases estará menor.

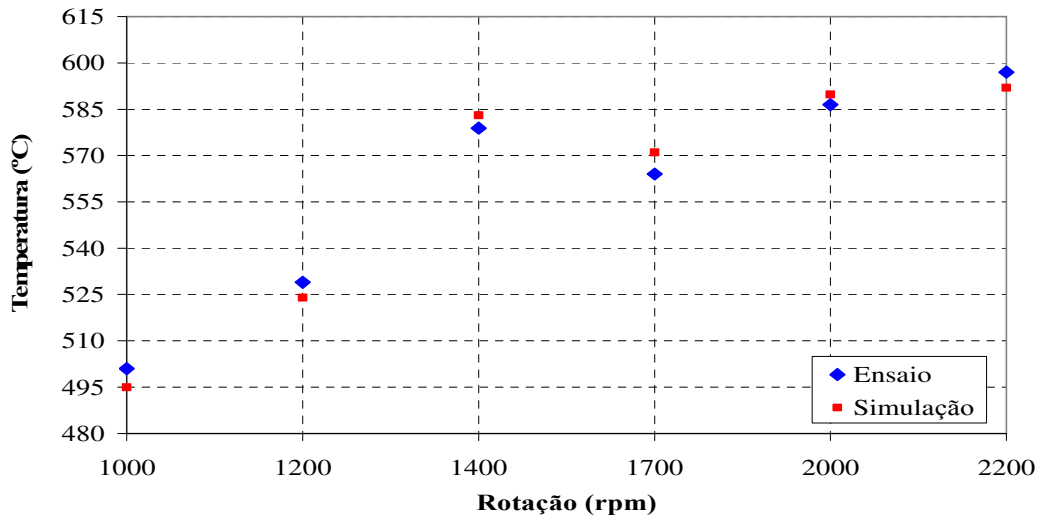


Figura 5.24 – Temperatura no coletor de escape do motor a plena carga

O gráfico mostrado na Figura 5.25 é referente a pressão no coletor de escape, que depende diretamente da energia liberada pelo motor.

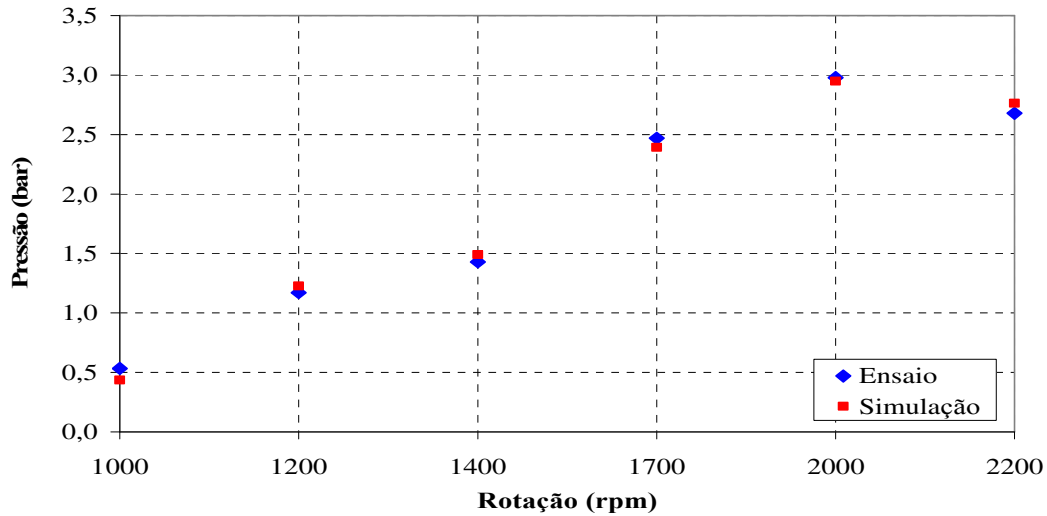


Figura 5.25 – Pressão no coletor de escape do motor a plena carga

Na Figura 5.26 é possível verificar que o ponto de início da injeção de combustível antes do ponto morto superior. Foram considerados na simulação os mesmos pontos utilizados no ensaio em dinamômetro. O ponto de injeção foi definido durante a fase de desenvolvimento da combustão do motor para atender os objetivos de desempenho e emissões. Em relação ao modelo da fase anterior, a diferença no ponto de injeção é devido ao atendimento da nova norma de emissões.

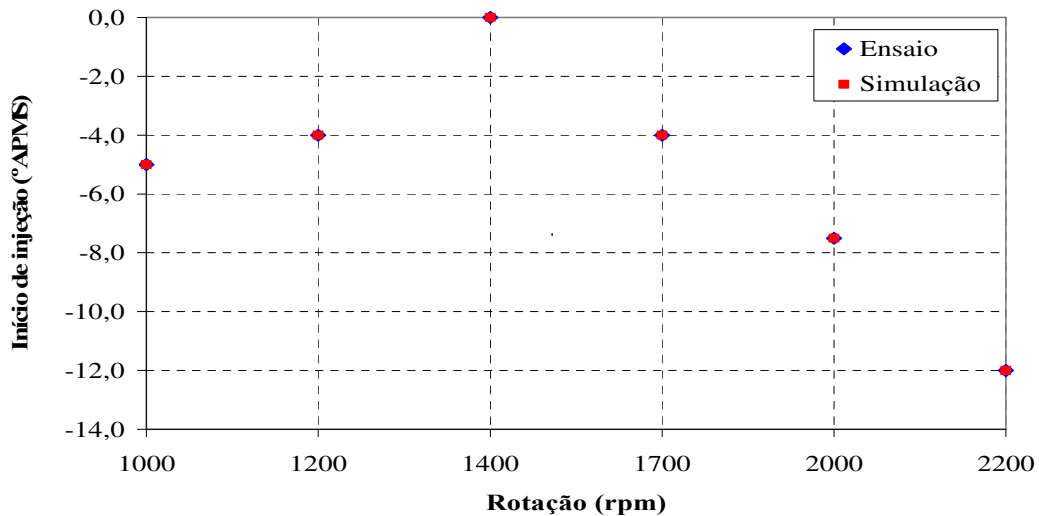


Figura 5.26 – Ponto de Início de injeção antes do ponto morto superior (°APMS) a plena carga, dados de entrada para a simulação

A pressão de injeção do combustível para a simulação também foi a mesma utilizada no ensaio em dinamômetro.

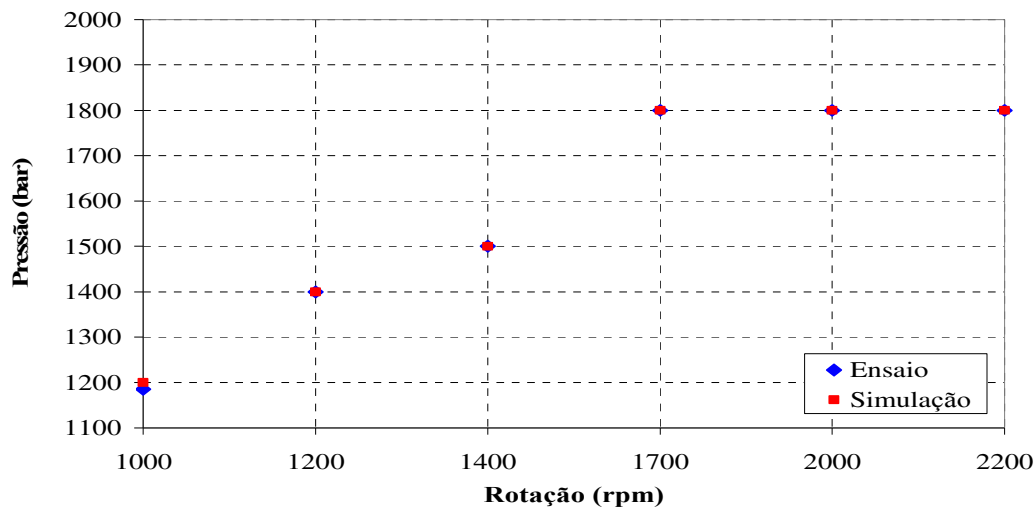


Figura 5.27 - Pressão de injeção a plena carga, dados de entrada para a simulação.

O mapa do compressor na Figura 5.28 mostra os pontos de operação do motor no mapa do compressor. Estes resultados são apenas da simulação e pode-se verificar que o compressor está trabalhando em uma condição de eficiência de 77,5%, também está longe da linha de *surge* do compressor.

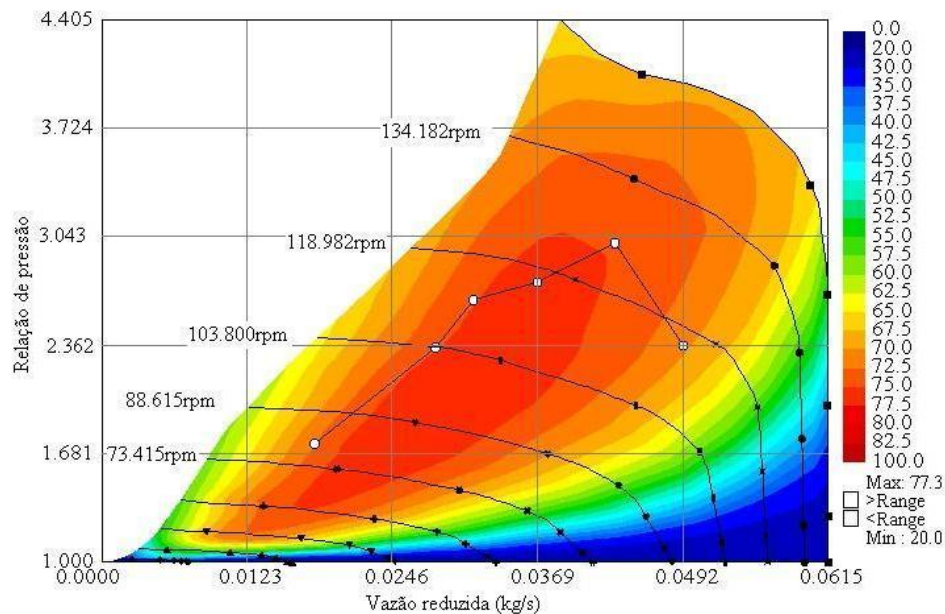


Figura 5.28 – Mapa de eficiência do compressor, os pontos em branco no mapa do compressor correspondem aos pontos de operação do motor.

A Figura 5.29 detalha o mapa de eficiência da turbina, que está operando em uma região de eficiência na ordem de 62,5%. Esta eficiência é mais baixa em relação a motores sem o sistema EGR. Por isto, esta queda se deve a utilização do motor com o sistema EGR, pois a vazão e pressão dos gases de escape diminuem nas condições onde há recirculação para a admissão, tendo como consequência a queda da eficiência da turbina.

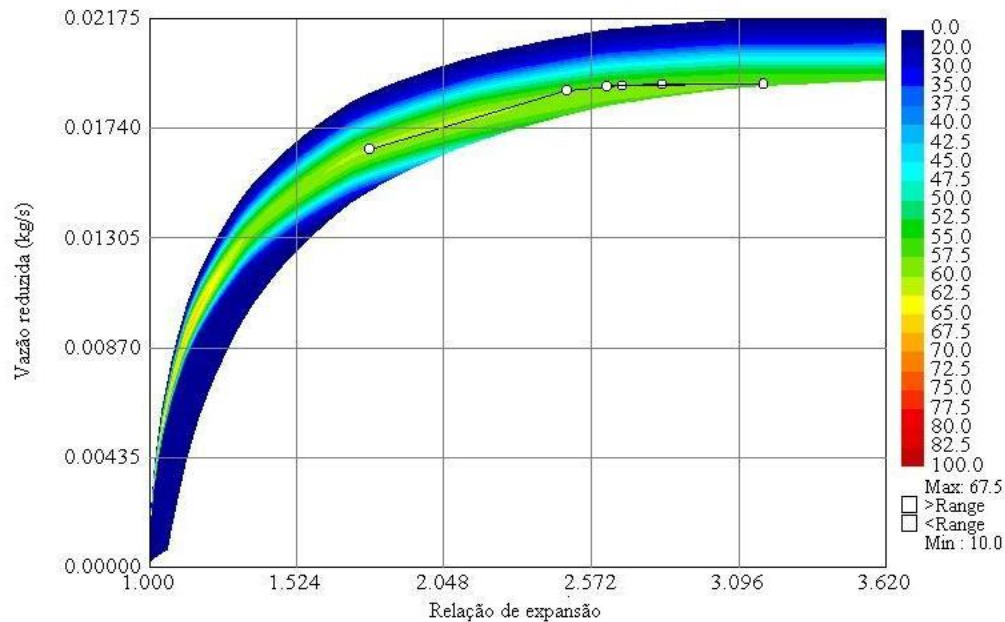


Figura 5.29 – Mapa de eficiência da turbina, os pontos em branco no mapa do compressor correspondem aos pontos de operação do motor.

Na Figura 5.30 pode ser observado as condições onde se faz necessária a recirculação dos gases de escape para a admissão. Estes dados foram levantados durante o teste de emissões em ensaios em dinamômetro e a taxa de EGR foi determinada de forma a atender a norma EURO IV. No modelo a válvula EGR é considerada como um orifício calibrado. Durante a construção do modelo o dado de entrada para a válvula EGR é o seu coeficiente de descarga. O comportamento de passagem dos gases de escape pela válvula pode sofrer pequenas variações. Outro fator importante que altera a taxa de EGR é a temperatura de saída dos gases de escape após passarem pelo resfriador EGR.

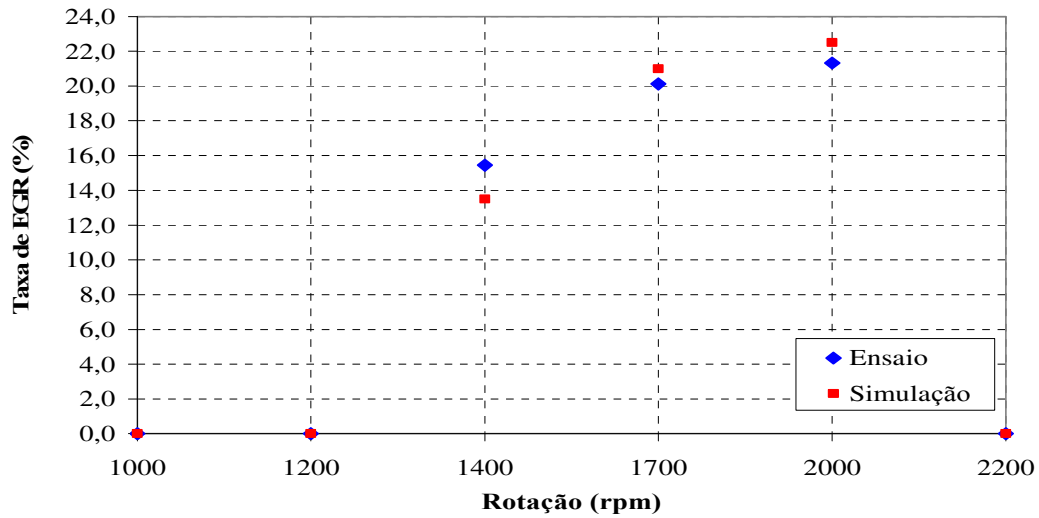


Figura 5.30 – Taxa de EGR do motor a plena carga

No gráfico da Figura 5.31 tem-se a vazão de gás de escape que foi recirculado para a admissão. A diferença de valores entre o ensaio em dinamômetro e a simulação é explicada pela diferença de temperatura de saída do gás de escape no resfriador do EGR que pode ser visualizada na Figura 5.33. Assim, quanto menor for a temperatura do gás de escape recirculado menor será a temperatura da mistura ar limpo/gás de escape no coletor de admissão, tendo como consequência uma menor temperatura da chama na câmara de combustão e menor geração de NOx.

Abaixo segue a equação 5.4 para o cálculo da vazão de EGR:

$$Vazão_{EGR} = \frac{(vazão_{dear} \times \%EGR)}{(1 - \%EGR)} \quad (5.4)$$

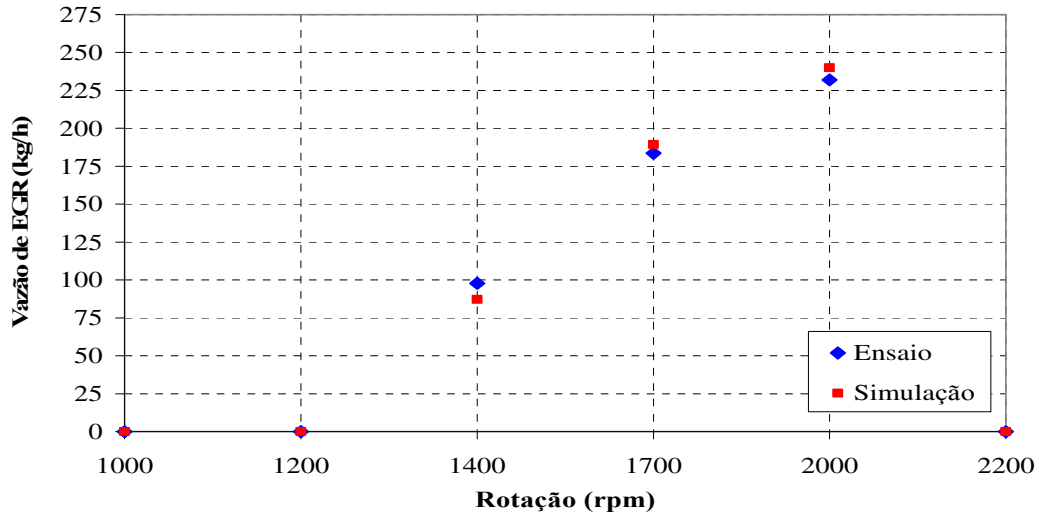


Figura 5.31 – Vazão de EGR do motor a plena carga

Na Figura 5.32, encontram-se os valores da temperatura dos gases de escape na entrada do resfriador do EGR. As diferenças entre ensaio e simulação são devido à quantidade de combustível injetada no cilindro, à pressão e à temperatura de ar limpo na admissão nestas condições durante o ensaio e a simulação. No ensaio em dinamômetro estes três parâmetros citados têm variações em relação aos valores nominais que são utilizados na simulação (nas Figuras 5.22 e 5.23 nos resultados experimentais pode ser visualizado o campo de variação aceitável).

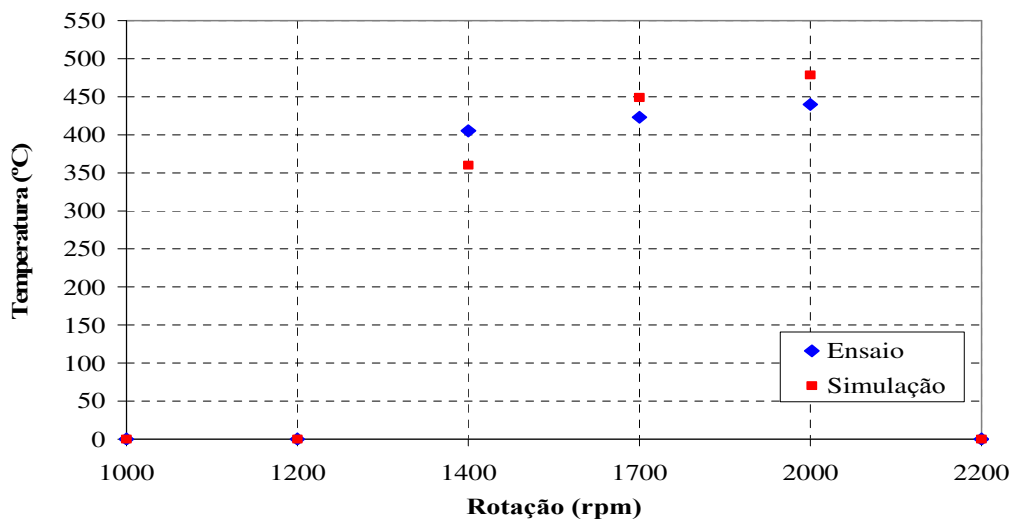


Figura 5.32 – Temperatura dos gases de escape na entrada do resfriador do EGR do motor a plena carga

Na Figura 5.33 tem-se a temperatura de saída dos gases de escape do resfriador EGR. Assim, é possível verificar que a capacidade de troca térmica, isto é, a efetividade do resfriador EGR configurado no software com as informações disponibilizadas pelo fornecedor do componente está coerente com as condições encontradas no ensaio em dinamômetro.

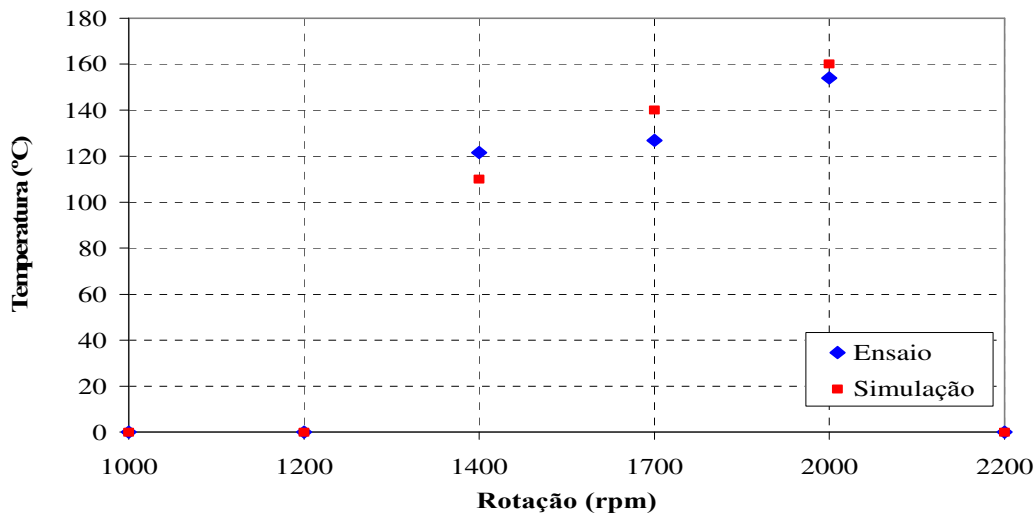


Figura 5.33 – Temperatura dos gases de escape na saída do resfriador do EGR do motor a plena carga.

Para a realização desta fase do trabalho a dificuldade em relação à simulação aumentou consideravelmente devida à adição do sistema EGR no modelo. A cada condição houve a necessidade de se ajustar varias vezes a abertura da válvula EGR e o controle da válvula de alívio do turbo-compressor até alcançar a taxa de EGR na mesma proporção do ensaio em dinamômetro. De acordo com os resultados apresentados nesta seção é possível afirmar que o modelo trabalhado tem correlação com o motor, pois os resultados estão dentro de uma faixa aceitável.

5.3 – Terceira fase

5.3.1 – Configuração do motor e detalhes do ensaio

Na terceira fase não foi realizado ensaios em motores no dinamômetro. Utilizou-se apenas o modelo de simulação da segunda fase, uma vez que o mesmo foi validado e os resultados

encontrados na fase anterior são satisfatórios para o prosseguimento das análises. Nesta fase foram avaliados diferentes modelos de turbo-compressores (alteração nas características aerodinâmicas) e também diferentes resfriadores EGR em relação à sua efetividade (troca térmica).

5.3.2 – Configuração do modelo para simulação

Nesta fase o modelo utilizado será o mesmo utilizado e validado na fase anterior, sendo a avaliação dividida em duas etapas. A primeira etapa consiste em avaliar diferentes características aerodinâmicas do turbo-compressor. Na segunda etapa há avaliação de diferentes resfriadores EGR em relação às suas características de troca térmica. Na tabela 5.5 estão as diferentes características entre cada componente turbo-compressor. Já na tabela 5.6 segue as diferenças entre os resfriadores EGR.

Na tabela 5.5 podem ser vistas as diferenças entre os turbo-compressores em relação ao tamanho de compressor e turbina. As características aerodinâmicas de cada turbo-compressor não poderão ser detalhadas na tabela devido à confidencialidade dos dados. Assim, para o turbo-compressor utilizado na simulação da fase anterior e que será tomado como base para as comparações, receberá a denominação “padrão”.

Tabela 5.5 – Diferenças entre os turbo-compressores avaliados

Turbo	Compressor		Turbina	
	A/R	Trim	A/R	Trim
simulação = 1	padrão	padrão	padrão	padrão
2	padrão	padrão	> 25%	> 5%
3	> 20%	> 5%	padrão	padrão
4	> 20%	> 5%	> 25%	> 5%

Na tabela 5.6 abaixo pode ser observada a diferença entre os resfriadores EGR utilizados na simulação.

Tabela 5.6 – Diferenças entre os resfriadores EGR avaliados

EGR	Número de tubos	Comprimento
simulação = 1	6	286 mm
2	12	400 mm
3	8	286 mm

5.3.3 - Resultados

Nesta primeira etapa são mostrados os resultados provenientes da avaliação de diferentes turbo-compressores, conforme a tabela 5.5.

No gráfico apresentado na Figura 5.34, pode-se notar a diferença entre os valores de potência do motor, decorrentes das diferenças das características aerodinâmicas dos turbo-compressores. Os demais parâmetros do modelo não foram alterados. Por exemplo, o ponto de injeção foi mantido e a vazão de combustível conforme pode ser visto na Figura 5.38, permaneceu inalterada.

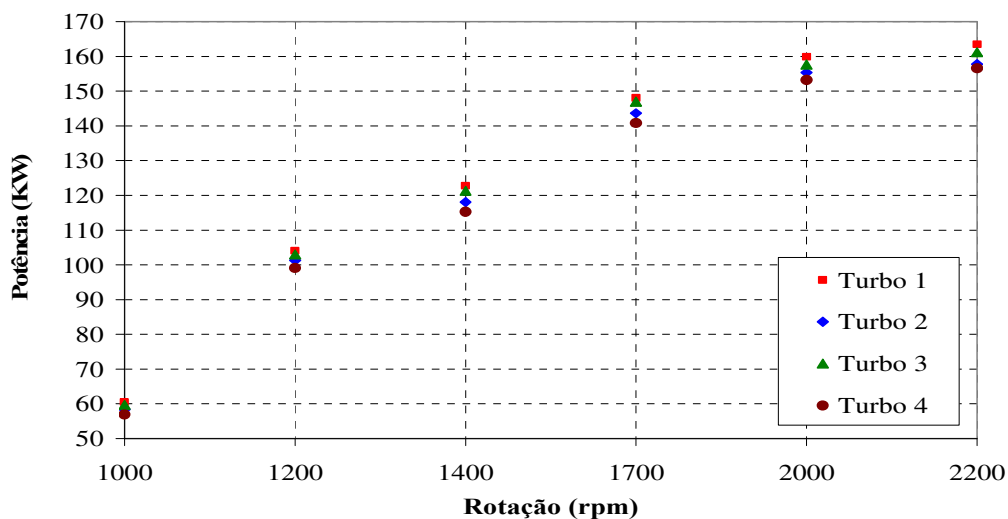


Figura 5.34 - Potência do motor a plena carga

A Figura 5.35 mostra as diferenças entre os valores de torque do motor nas condições de plena carga, conforme já comentado na figura anterior.

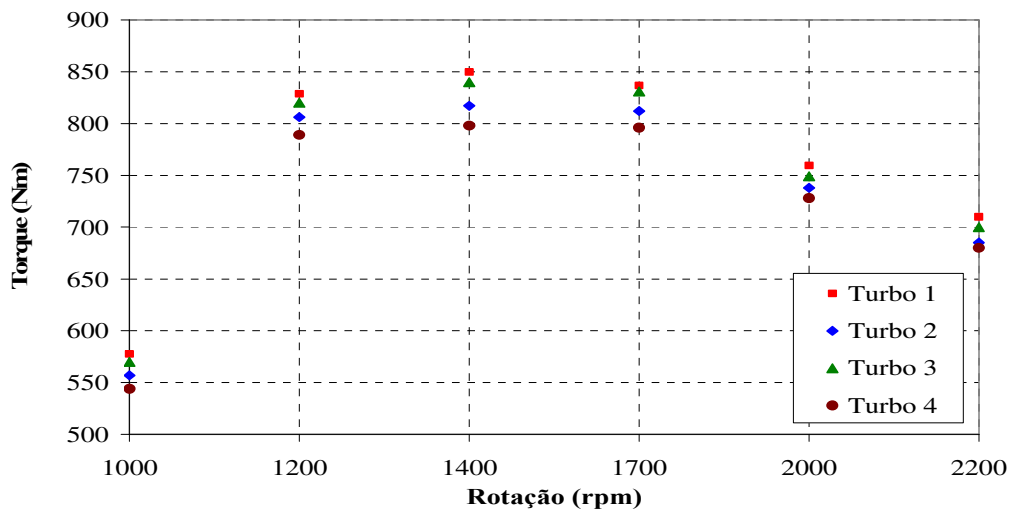


Figura 5.35 - Torque do motor a plena carga

Abaixo a Figura 5.36 mostra o consumo específico de combustível. Neste caso o turbo-compressor utilizado na primeira simulação mostrou-se o mais eficiente em relação ao consumo. Na medida em que se alteram as características aerodinâmicas do turbo, afeta-se diretamente a potência do motor, pois o compressor trabalhar em uma ilha de eficiência menor. O consumo específico do motor é uma função da vazão de combustível e da potência.

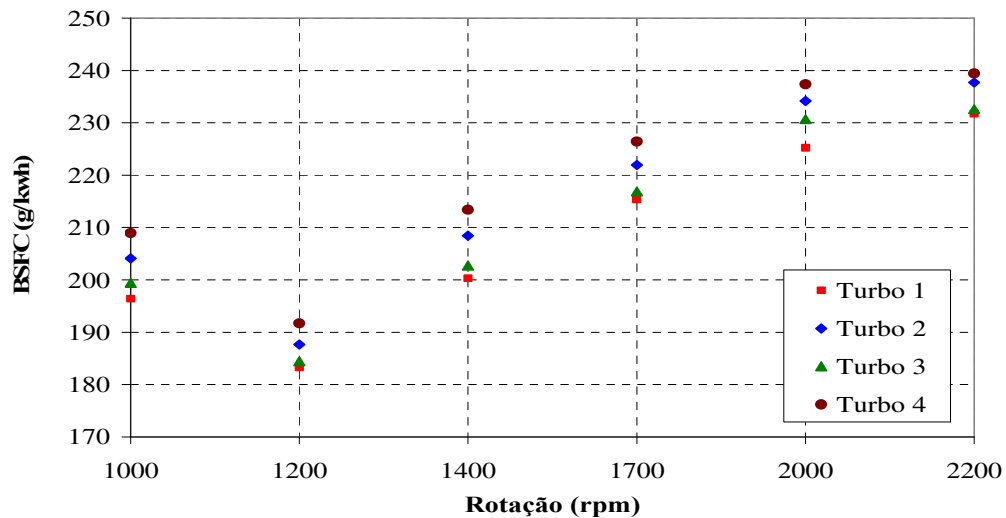


Figura 5.36 - Consumo específico de combustível do motor a plena carga

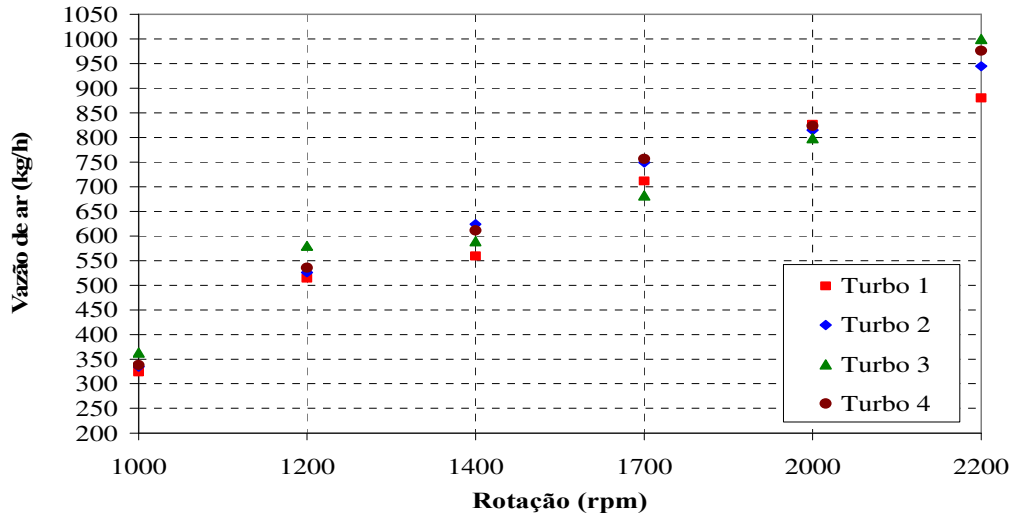


Figura 5.37 - Vazão de ar do motor a plena carga

Conforme já comentado anteriormente, a vazão de combustível foi mantida igual em todos os casos da simulação, como pode ser visto na Figura 5.38, a fim de avaliar apenas o impacto na alteração do turbo-compressor.

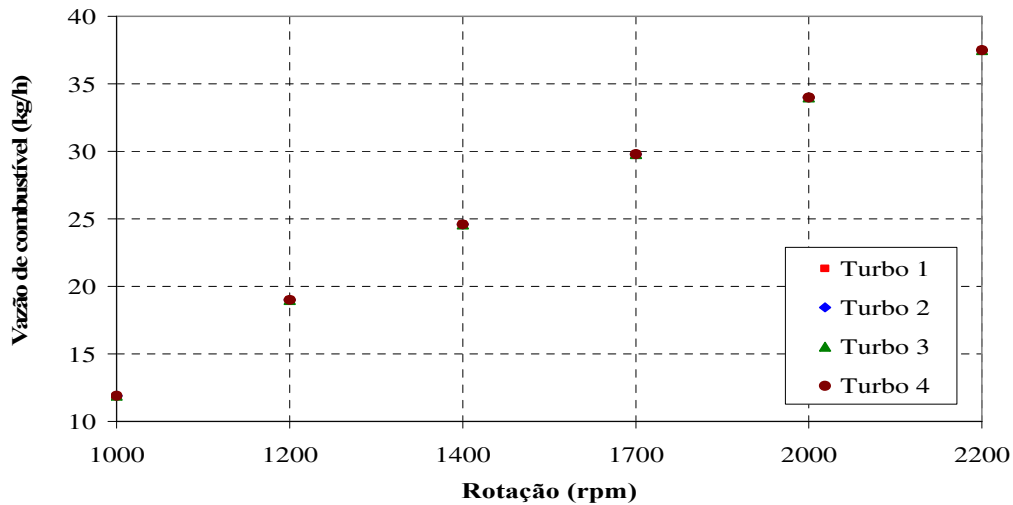


Figura 5.38 – Vazão de combustível do motor a plena carga

O gráfico mostrado na Figura 5.39 é sobre a temperatura do ar após ser comprimido pelo turbo-compressor. Neste caso a relação de compressão do turbo denominado “Turbo 1” é a maior (ver na Figura 5.43), por ser um turbo-compressor com as características do conjunto turbina e compressor menor que os demais (Tabela 5.5).

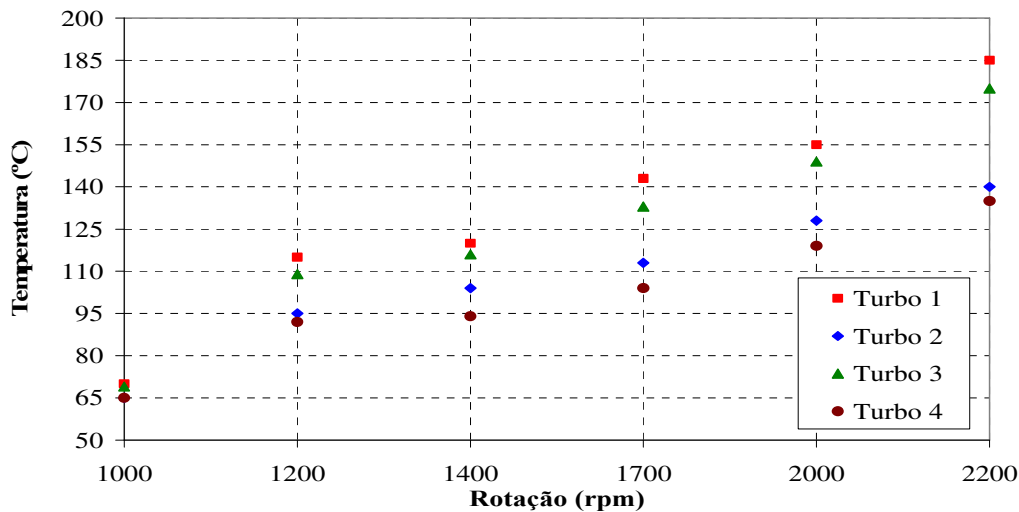


Figura 5.39 - Temperatura na saída do compressor do motor a plena carga

O turbo denominado “Turbo 1”, por apresentar um conjunto turbina e compressor menor, tem como resultado uma pressão de saída do compressor maior que os demais. Este aumento de pressão está relacionado diretamente com o aumento na rotação do turbo-compressor, conforme a Figura 5.40 abaixo.

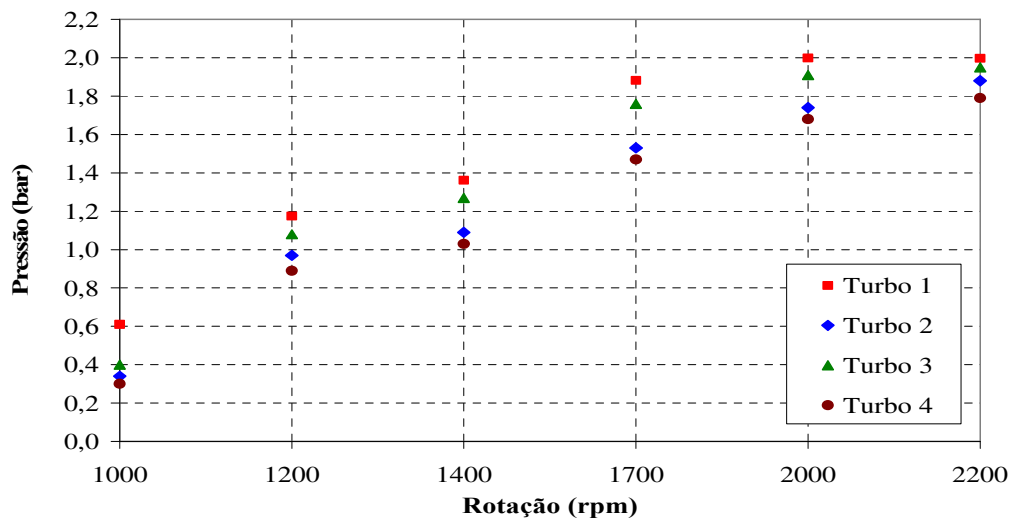


Figura 5.40 – Pressão na saída do compressor do motor a plena carga

A Figura 5.41 mostra a temperatura dos gases de escape no coletor antes de passarem pela turbina. Neste caso, como a pressão na saída do compressor do turbo denominado “Turbo 1” é maior, a temperatura de escape responde de maneira inversa.

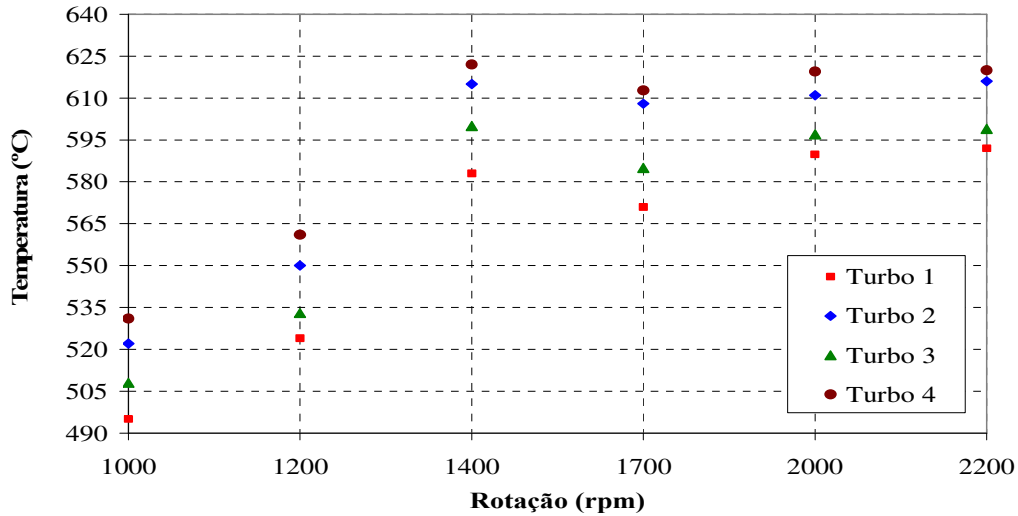


Figura 5.41 – Temperatura no coletor de escape do motor a plena carga

No gráfico apresentado na Figura 5.42 pode-se observar a pressão no coletor de escape. Os turbo-compressores que possuem a turbina com as características aerodinâmicas menores, respondem com valores de maiores de pressão de escape. Isto se deve à necessidade de gerar a recirculação dos gases de escape para a admissão na quantidade necessária para atender aos objetivos de emissões de NOx em cada condição de operação. Tendo uma pressão de escape maior que a pressão de admissão e controlando a abertura da válvula EGR permite-se que a taxa de EGR definida para cada condição seja alcançada sem a necessidade de adicionar nenhum outro tipo de componente na admissão como, por exemplo, o uso de uma válvula borboleta para ajudar nesta recirculação. O uso da válvula borboleta causaria um impacto ainda maior no consumo específico de combustível.

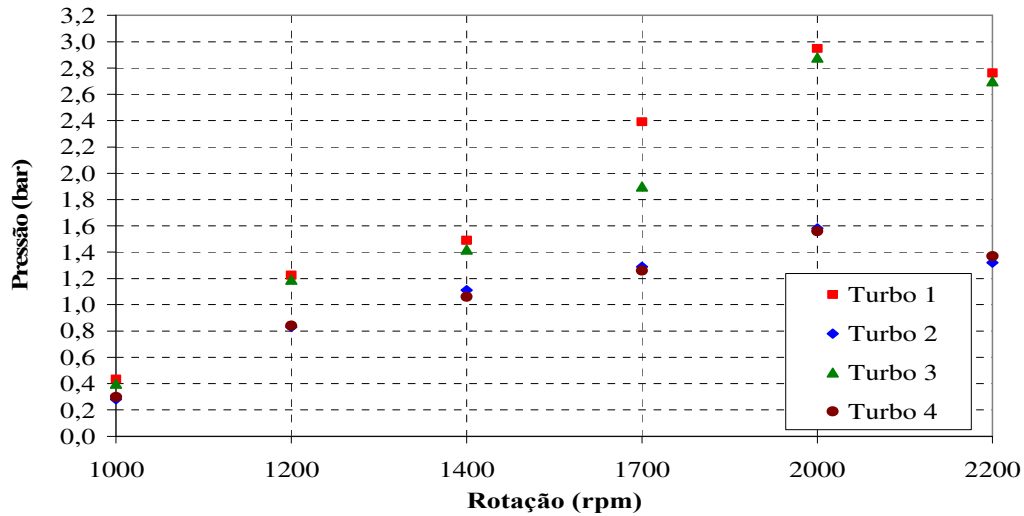


Figura 5.42 – Pressão no coletor de escape do motor a plena carga

Conforme comentado anteriormente, na Figura 5.43 pode ser visualizada a razão de compressão dos modelos de turbo-compressores. A resposta para o comportamento dos resultados da razão de compressão está ligada diretamente com a pressão de saída do compressor, que é maior. Assim, o turbo-compressor está realizando um maior trabalho de compressão.

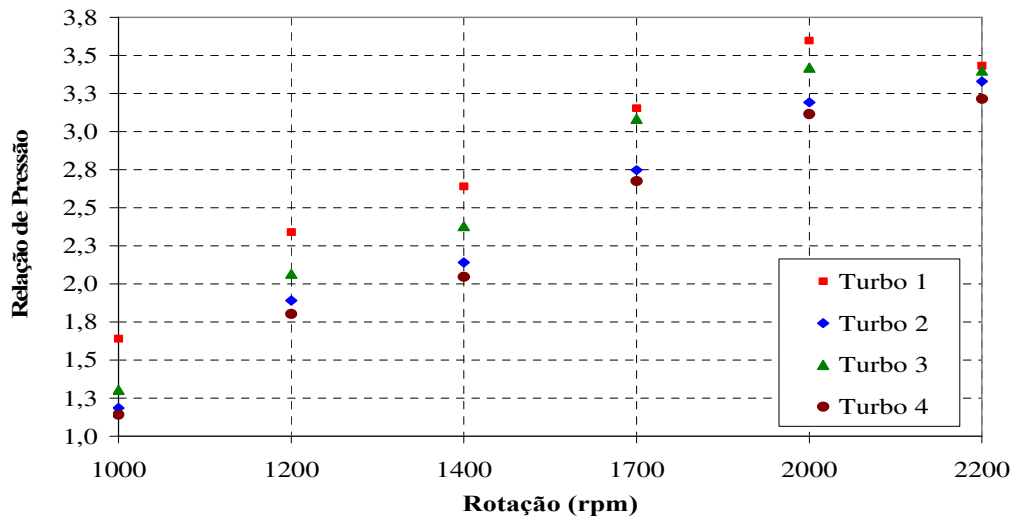


Figura 5.43 - Relação de compressão do compressor

A Figura 5.44 mostra a razão de expansão da turbina. Neste caso, quanto maior for a pressão de escape maior será a relação de expansão, pois a contra pressão de escape foi mantida igual em todas as simulações.

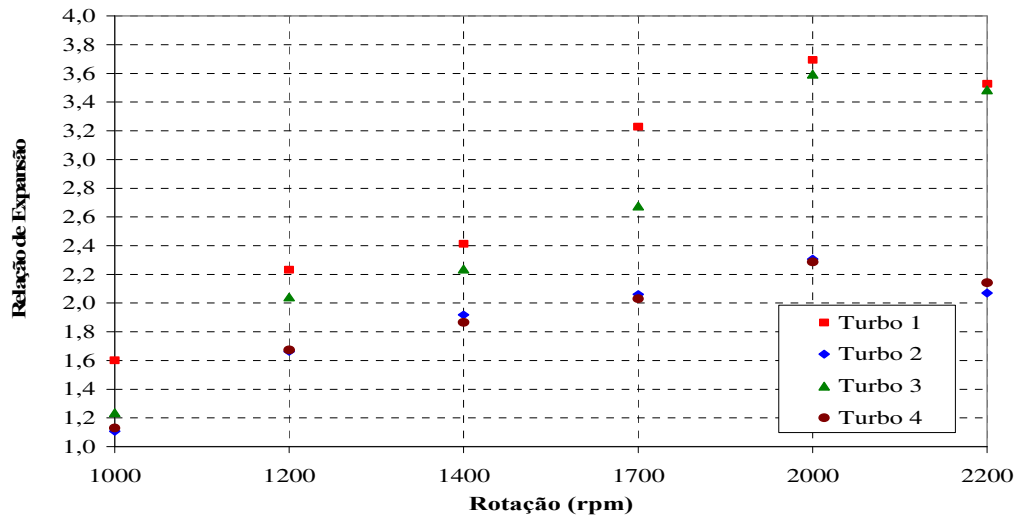


Figura 5.44 - Relação de expansão da turbina

Os gráficos das Figuras 5.45 e 5.46 mostram a taxa e a vazão de EGR, respectivamente. Como pode ser observado nessas figuras, o turbo denominado “Turbo 1” apresentou a melhor capacidade para gerar a taxa de EGR nas diversas condições estudadas. O “Turbo 3” apresentou resultado próximo ao melhor resultado de taxa de EGR, mas não seria a melhor escolha. Considerando uma relação entre a taxa de EGR gerada e o consumo de combustível, o turbo denominado “Turbo 1” seria ainda a melhor opção. Os demais turbo-compressores apresentaram taxas de EGR muito baixas.

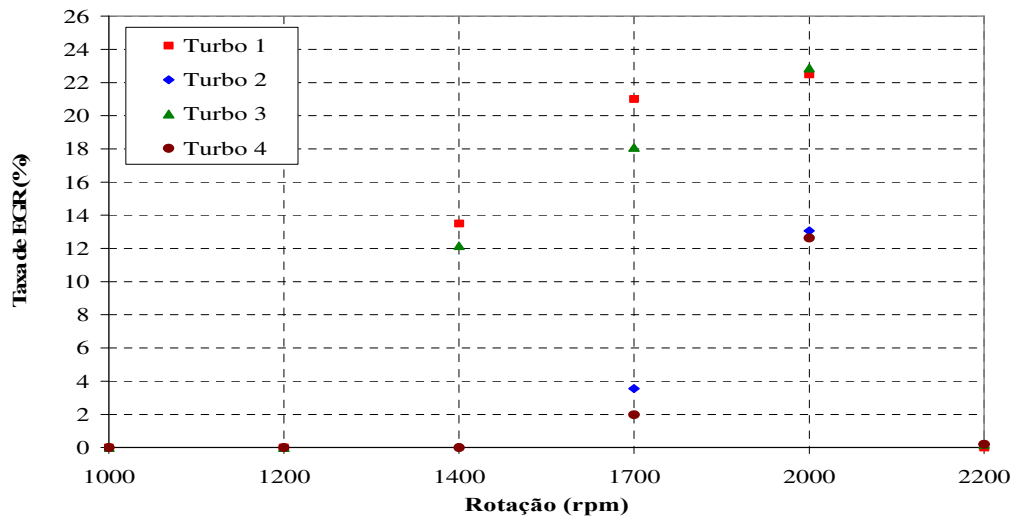


Figura 5.45 – Taxa de EGR do motor a plena carga

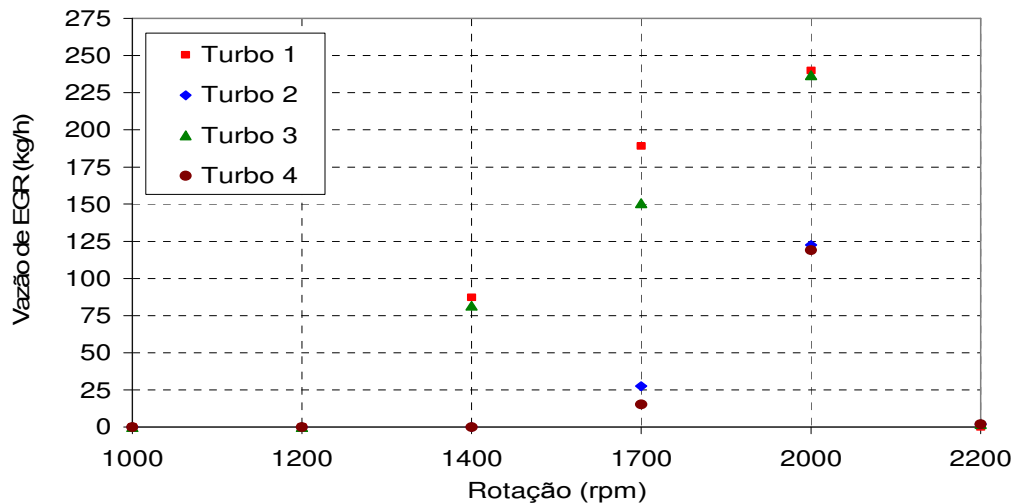


Figura 5.46 – Vazão de EGR do motor a plena carga

Os resultados apresentados nessa seção comprovam que a alteração do turbo-compressor para características aerodinâmicas maiores, conforme a Tabela 5.5, consegue-se preservar os resultados sobre potência e torque, mas já o consumo específico tem uma piora significativa. Contudo, o ponto mais relevante desta avaliação é a taxa de EGR que os turbo-compressores podem gerar. Quanto maior for a turbina menor será a pressão no coletor de escape e maior será a dificuldade que os gases de escape terão para recircular para a admissão. A diferença de pressão entre o lado do escape e da admissão tende a se equalizar à medida em que o turbo-compressor apresenta características aerodinâmicas maiores.

Nesta segunda etapa serão mostrados os resultados provenientes da avaliação de diferentes resfriadores EGR.

Nas Figuras 5.47 e 5.48 nota-se que a potência e torque do motor não sofrem alterações com os novos modelos de resfriadores EGR (conforme Tabela 5.6), pois esta foi uma premissa para esta avaliação.

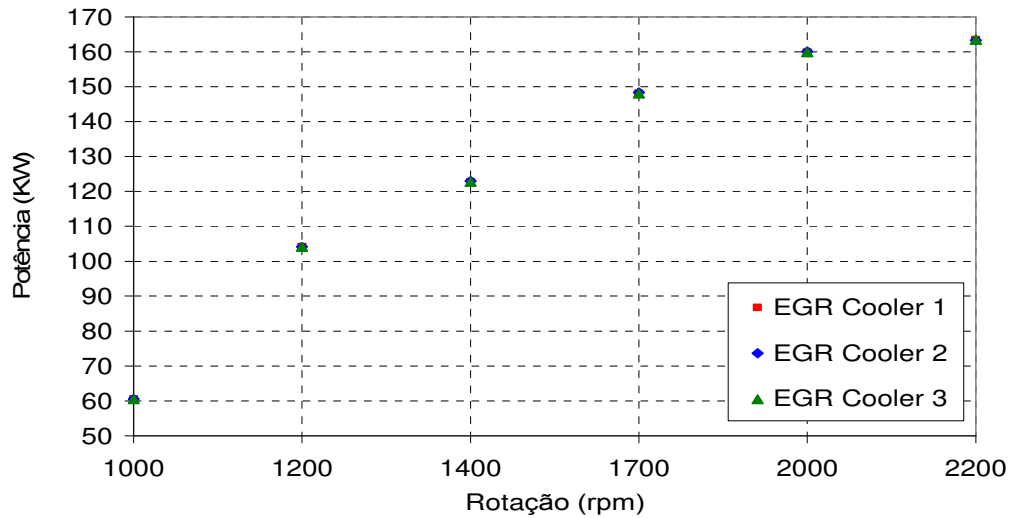


Figura 5.47 - Potência do motor a plena carga

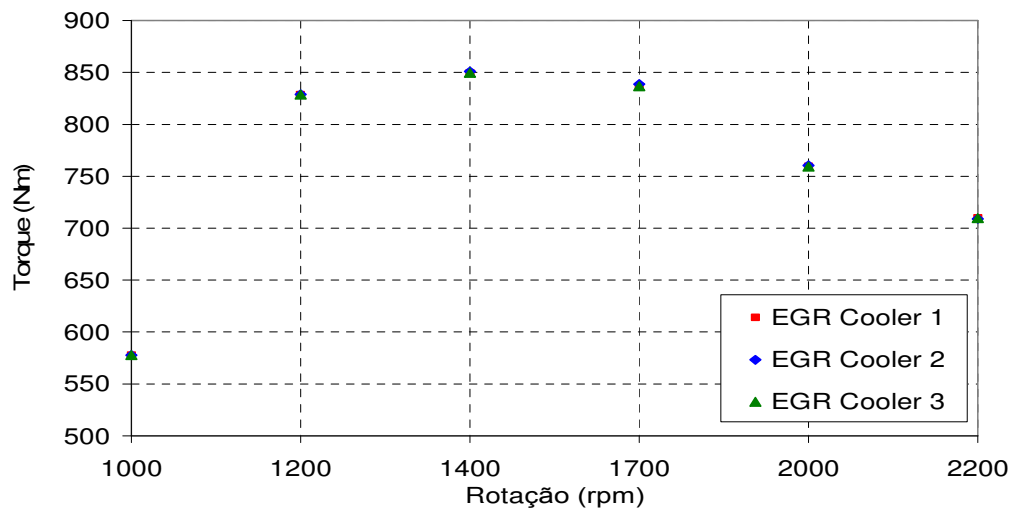


Figura 5.48 - Torque do motor a plena carga

No gráfico mostrado na Figura 5.49 é nítida a diferença no resultado do consumo específico de combustível. A temperatura de saída dos gases EGR, conforme mostrado na Figura 5.58, influencia diretamente no consumo. Quanto menor for a temperatura de saída dos gases EGR menor será a quantidade necessária de recirculação dos gases de escape para a admissão, de acordo com a Figura 5.53 e 5.54. Quanto menor for esta temperatura menor será a temperatura de combustão e, como resultado, uma menor formação de NOx.

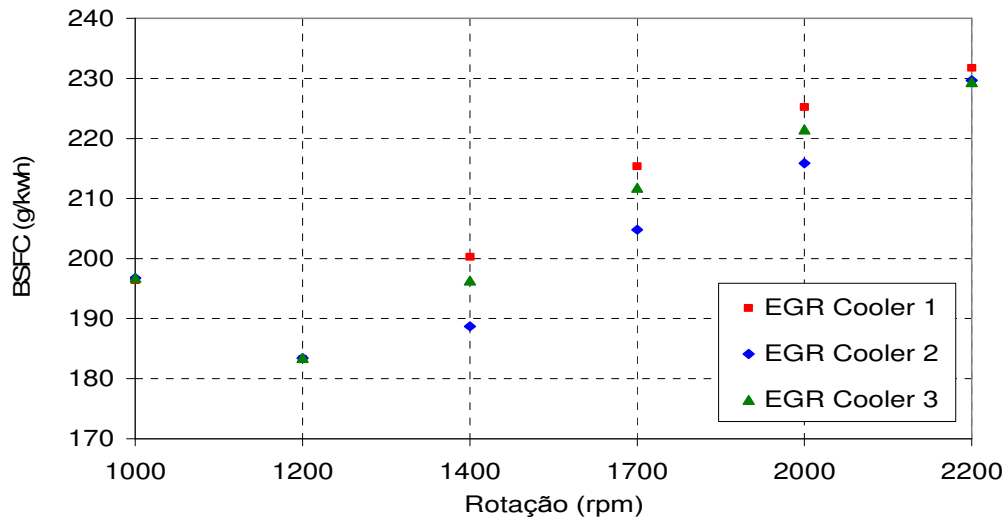


Figura 5.49 - Consumo específico de combustível do motor a plena carga

A Figura 5.50 representa a vazão de ar limpo disponível para o motor, nas condições onde há necessidade de recirculação dos gases de escape. A diferença é pequena, mas por apresentar uma vazão menor de EGR, mas com uma temperatura mais baixa para os novos modelos simulados, a necessidade de ar limpo acaba sendo um pouco menor para as mesmas condições.

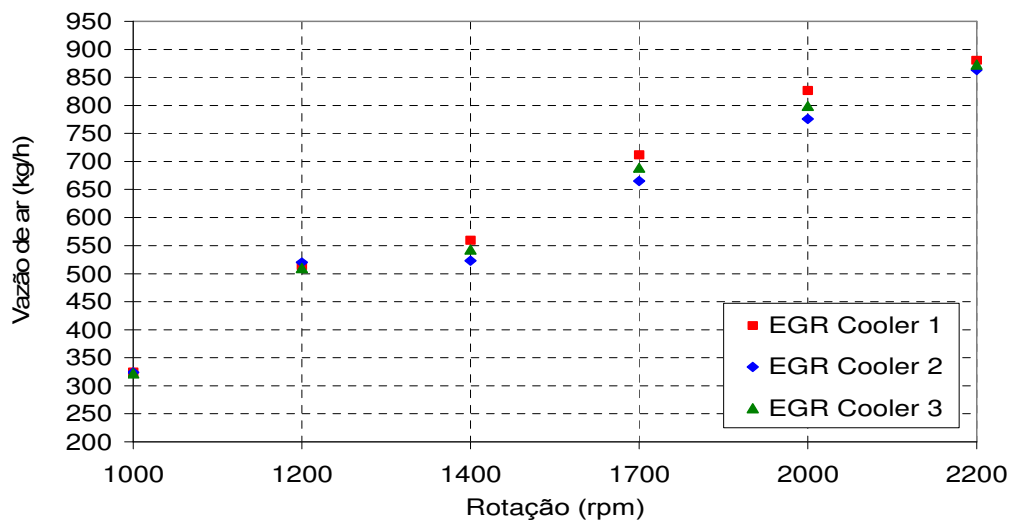


Figura 5.50 - Vazão de ar do motor a plena carga

Utilizando um resfriador EGR com maior capacidade de troca térmica, menor será a quantidade de EGR recirculado para a admissão, conforme a Figura 5.51, devido à menor densidade dos gases de escape, isto é, a baixa temperatura na saída do resfriador EGR.

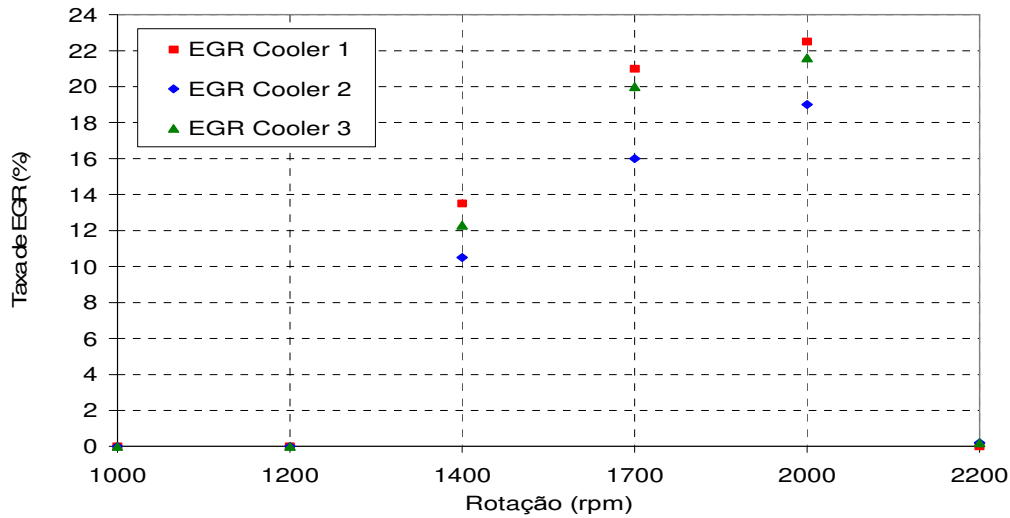


Figura 5.51 – Taxa de EGR do motor a plena carga

Abaixo a Figura 5.52 corresponde a vazão dos gases de escape recirculado para a admissão, que é uma função da taxa de EGR e vazão de ar.

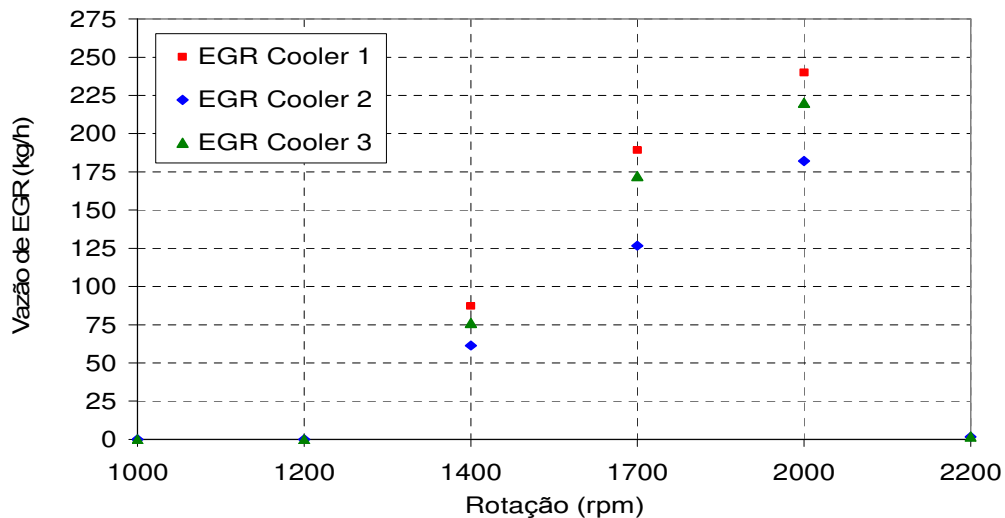


Figura 5.52 – Vazão de EGR do motor a plena carga

A Figura 5.53 mostra a temperatura de entrada dos gases de escape no resfriador EGR. A diferença nas condições onde há recirculação de EGR para a admissão é devido à temperatura de escape ser maior nestes pontos. Como a temperatura de saída dos gases do resfriador EGR é menor, o turbo-compressor trabalha menos carregado. Assim, a pressão na saída do compressor é menor pelo fato da rotação diminuir, resultando em uma maior temperatura dos gases de escape.

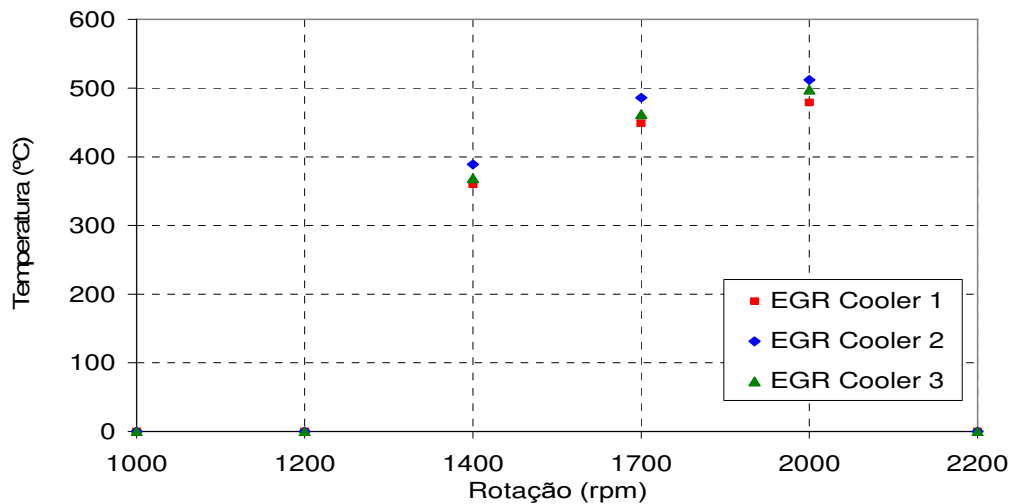


Figura 5.53 – Temperatura de entrada dos gases de escape no resfriador EGR

A Figura 5.54 apresenta a temperatura de saída dos gases de escape do resfriador EGR. Quanto menor for esta temperatura, maior a probabilidade de ocorrer à condensação dos gases de escape, gerando assim uma maior deposição desses gases nas paredes internas do resfriador EGR e diminuindo a sua efetividade, podendo até ocorrer o obstrução da área interna do tubo. Outro fator importante de ser levado em conta é a possibilidade da formação de ácido sulfúrico no sistema EGR, o qual pode trazer sérios prejuízos a todo o sistema, diminuindo a durabilidade do motor. Caso a opção de utilizar um resfriador EGR no qual se trabalha com temperaturas muito baixas na sua saída, algumas precauções nos componentes do motor devem ser tomadas. As peças necessitam ser confeccionadas em materiais mais nobres, como, por exemplo, aço inox, o que tornaria o custo do motor inviável. Para minimizar o impacto nas peças por onde esta condensação poderá ocorrer, uma alternativa é a aplicação de um elemento de proteção nestas peças, por exemplo, um *coating*, na língua inglesa, que neste caso pode ser uma pintura eletroforética que irá proteger os componentes contra corrosão. Outro ponto que merece atenção especial é o óleo lubrificante do motor, que necessita receber uma aditivação diferenciada para poder suportar as altas vazões de EGR.

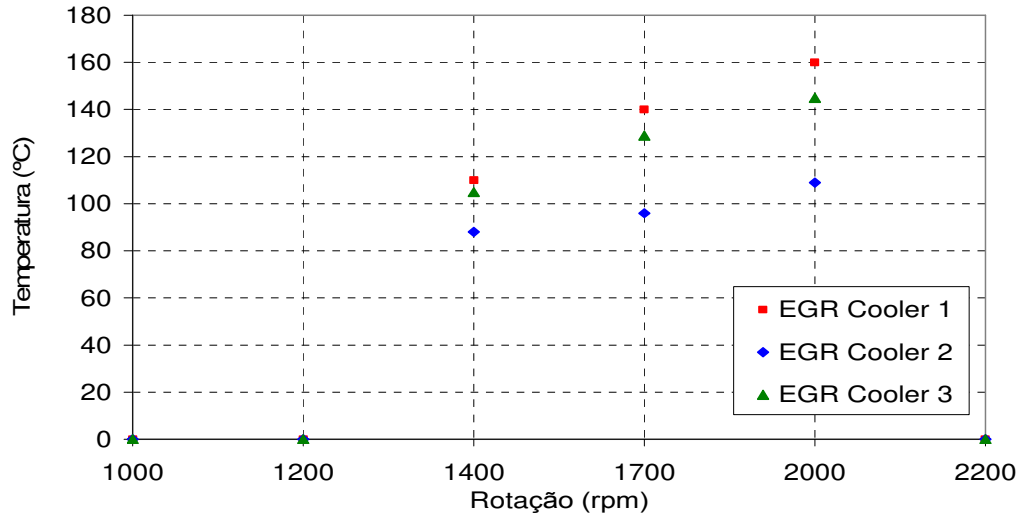


Figura 5.54 – Temperatura de saída dos gases de escape no resfriador EGR

Na Figura 5.55 podem ser vistos as curvas de efetividade para os diferentes resfriadores EGR avaliados na simulação em função da vazão de EGR. Neste caso, quanto maior a quantidade de tubos e/ou comprimento, maior será a efetividade do resfriador EGR, isto é, maior será a capacidade de troca térmica do resfriador. O cálculo para determinação da efetividade é dado por:

$$Efetividade = \frac{(Te_{EGR} - Ts_{EGR})}{(Te_{EGR} - Te_{\acute{a}gua})} \times 100 \quad (5.5)$$

onde:

Te_{EGR} Temperatura de entrada dos gases de escape no resfriador EGR

Ts_{EGR} Temperatura de saída dos gases de escape no resfriador EGR

$Te_{\acute{a}gua}$ Temperatura de entrada de água no resfriador EGR

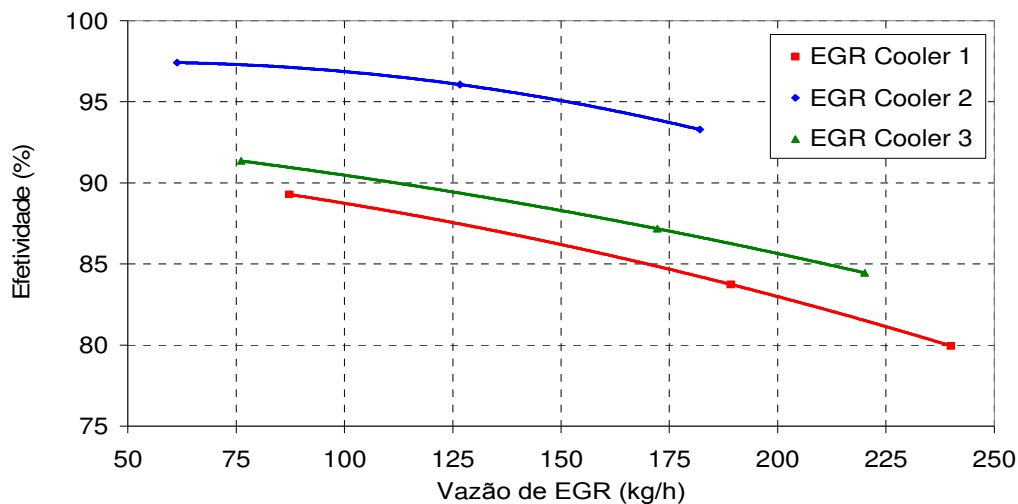


Figura 5.55 – Curva de efetividade dos diferentes resfriadores EGR

De acordo com os resultados desta etapa e conforme a Tabela 5.6, diferentes resfriadores EGR não alteraram o desempenho do motor como a potência e torque. Quanto mais eficiente o resfriador EGR menor foi o consumo de combustível, pois um resfriador EGR de maior eficiência se traduz em uma temperatura de saída dos gases que irá recircular para a admissão menor. Desta forma, há necessidade de se utilizar uma taxa menor de EGR. Contudo, a maior preocupação com relação à temperatura de saída do resfriador é a possibilidade de formação de condensado dentro do sistema, que pode provocar a corrosão de alguns componentes do motor, havendo a necessidade da inclusão de uma proteção nestes componentes. Outro fator importante além da condensação é que a baixa temperatura dos gases de escape, que pode provocar o entupimento dos tubos internos do resfriador EGR. Há uma deposição natural dos gases nas paredes internas do resfriador, mas quanto menor for esta temperatura maior a possibilidade de uma maior deposição, tendo como causa imediata a diminuição da eficiência ou até a obstrução do tubo.

Capítulo 6 – Conclusões e sugestões para próximos trabalhos

Baseado nos resultados do capítulo 5, a primeira etapa deste trabalho apresentou resultados satisfatórios, pois na comparação dos resultados do ensaio em motor com os resultados obtidos da simulação as diferenças encontradas estão dentro de uma tolerância aceitável. Assim, é possível afirmar que o modelo está calibrado e validado para as aplicações analisadas nesse trabalho.

As diferenças nos resultados podem ser atribuídas ao fato que a simulação considera as condições em que o modelo é submetido a calcular, não sofrendo variações durante sua execução. Já no motor em dinamômetro as condições do teste são configuradas conforme a Norma NBR ISO 1585, mas durante a execução do ensaio as condições de temperatura ambiente podem vir a provocar pequenas alterações nas condições de funcionamento do motor. No modelo os parâmetros para configuração dos componentes são considerados em seus valores nominais de projeto. No funcionamento do motor esses parâmetros sofrem variações de acordo com as tolerâncias especificadas no projeto. Dependendo das circunstâncias das variações nesses parâmetros, estas podem vir a causar alterações no desempenho do motor.

Na segunda etapa foi adicionado o sistema de recirculação dos gases de escape para a admissão, o EGR. Durante o processo de execução do modelo, a principal dificuldade em obter os resultados próximos ao do ensaio do motor foi a calibração da combinação da abertura válvula EGR com a abertura da válvula de alívio do turbo-compressor. A relação de pressão entre o coletor de escape e o coletor de admissão precisa ter uma diferença razoável para que a recirculação dos gases de escape possa acontecer.

Outro fator importante nesta etapa foi à calibração do resfriador EGR, pois há dois fatores importantes nessa calibração. O primeiro fator é referente à perda de carga entre a entrada e saída do resfriador, para que as condições da peça física possam ser reproduzidas no modelo. Já o segundo fator é referente a troca térmica do resfriador EGR.

Ainda nesta etapa, o principal objetivo do trabalho foi de calibrar e validar o modelo de simulação computacional.

Na última etapa deste trabalho foi possível verificar um exemplo de utilização da simulação computacional para avaliação de componentes do motor. Assim, pôde-se verificar o impacto de diferentes tipos de turbo-compressores e resfriadores EGR no desempenho do motor.

Na execução desta última etapa apenas dois componentes foram alterados: na primeira fase apenas o turbo-compressor e na segunda fase apenas o resfriador EGR, para avaliar o impacto individualmente na alteração de cada componente. O escopo nesta etapa foi manter as demais condições do modelo inalteradas. No Capítulo 5 puderam ser visualizados os resultados comparativos para cada componente alterado.

O turbo 1 apresentou o melhor resultado. Nos motores que utilizam o sistema de EGR para redução de emissões de NOx, em um turbo-compressor menor a pressão no coletor de escape será maior que no coletor de admissão, proporcionando assim a quantidade necessária de recirculação de gases. Neste trabalho o turbo conforme a Tabela 5.5 apresentou um resultado melhor em relação aos demais turbo-compressores avaliados. O turbo 1 apresentou o melhor compromisso entre o desempenho do motor (potência, torque e consumo específico de combustível) como também apresentou a possibilidade de gerar a maior taxa de EGR, conforme as características definidas para o projeto do motor.

Já para os resfriadores EGR avaliados nesta etapa com diferentes tamanhos e/ou números de tubos, isto é, capacidade de troca térmica, notou-se que quanto maior a capacidade de troca térmica, menor será a temperatura de saída dos gases após o resfriador EGR. Operação com temperaturas muito baixa pode provocar uma diminuição na durabilidade do motor. A

probabilidade destes gases de escape condensar é alta e dependendo do mercado de comercialização do veículo, o óleo diesel pode conter uma alta quantidade de enxofre, o que acarretará na formação de ácido sulfúrico.

Da mesma forma que a avaliação com os turbo-compressores ocorreu com os resfriadores EGR, apenas este componente foi alterado no modelo. As demais condições foram mantidas as mesmas.

Com os resultados obtidos durante todas as etapas deste trabalho, pode-se afirmar que a utilização da simulação computacional traz um benefício de tempo e custo para o desenvolvimento de motores, pois nos dias atuais o tempo de desenvolvimento de um motor é extremamente importante devido à evolução das tecnologias disponíveis no mercado, a competitividade e a necessidade de atender as normas reguladoras de emissões.

Sugestão para trabalhos futuros

A simulação computacional é uma ferramenta com inúmeras funções, neste trabalho foi utilizada apenas uma parcela desta ferramenta, pois o escopo era apenas avaliar o sistema de gerenciamento de ar.

Dentro das possibilidades da ferramenta é possível ter como resultado avaliação combinada de um turbo-compressor com outro resfriador EGR, isto é, criar um projeto de experimentos (DoE) com o intuito de avaliar a interação de vários componentes com diferentes características.

A simulação ainda pode ser realizada em uma condição de regime transiente, com o intuito de verificar o tempo de resposta do turbo-compressor em relação ao desempenho do motor e consecutivamente o desempenho do veículo. Ainda neste modelo de simulação pode ser analisado como a relação de transmissão do veículo pode vir a influenciar no consumo de combustível. Outro ponto importante que também pode ser analisado neste tipo de simulação é verificar em relação a uma rota definida (antes deverá ser realizada uma aquisição de dados em

um veículo semelhante caso não tenha o veículo final) verificando a rotação do turbo-compressor e assim poder estimar a sua durabilidade.

Também pode ser avaliado resultados de emissões de NOx. O modelo de emissões deve ser calibrado para que os resultados obtidos sejam confiáveis. O resultado de NOx é obtido da simulação através de uma correlação com a temperatura de combustão. Ainda nesta versão de simulação pode ser adicionado o sistema de pós-tratamento dos gases de escape para avaliar a sua eficiência. Neste caso o modelo de pós-tratamento também deve ser calibrado.

Uma sugestão de trabalho a ser no futuro é a comparação entre os modelos de combustão não preditiva e modelo de combustão preditiva, avaliando as possíveis diferenças entre os resultados a serem encontrados e o tempo de processamento para cada modelo.

Referência bibliográfica

Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR ISO 1585. *“Veículos rodoviários – código de ensaio de motores – potência líquida efetiva”*. 1996.

Bos, M. *“Validation GT-Power Model Cyclops Heavy Duty Diesel Engine”*. MSc Thesis Report number WVT, 2007.

Brezonick, M. *“Hino Develops Pulse EGR System”*, Diesel Progress North American Edition, Vol. LXVI, No. 4, 2000, pg. 88-89.

Camargo, L. A. *“Análise de escoamento em condutos forçados. Uso das equações de Darcy-Weisbach e de Colebrook-White”*. Web-site HidroTec Calculador, 2001.

CONAMA, Resolução nº 008/1993. *“Complementa a Resolução nº 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados”*. Data da legislação: 31/08/1993, Publicação DOU nº 250, de 31/12/1993, pp 21536-21541.

CONAMA, Resolução nº 315/2002. *“Dispõe sobre a nova etapa do Programa de Controle de Emissões Veiculares PROCONVE P5”*. Data da legislação: 29/10/2002, Publicação DOU nº 224, de 20/11/2002, pp 90-92.

CONAMA, Resolução nº 403/2008. *"Dispõe sobre a nova fase de exigência do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores PROCONVE P7 para veículos pesados novos e dá outras providências"*. Data da legislação: 11/11/2008, Publicação DOU nº 220, de 12/11/2008, pp 92-93.

Courant, R., Friedrichs, K., Lewy, H. *"On the partial difference equations of mathematical physics"*, IBM Journal English translation of the 1928 German original, 1967, pp. 215-234.,

Darcy, H. *"Recherches Experimentales Relatives au Mouvement de L'Eau dans les Tuyaux"*. Mallet-Bachelier, Paris. Pp 268. (*"Experimental Research Relating to the Movement of Water in Pipes"*), 1857.

Fanning, J. T. *"A Pratical Treatise on Water Supply and Hudraulic Engineering"*. Van Nostrand, New York, 1877.

Foulkes, D. M. *"Developing Light-Duty Diesel Engines For Low Emissions and High Fuel Economy"*, Gamma Technologies Conference, 1995.

Gamma Technologies. *"GT-Power Tutorials Version 6.2"*, 2006.

Gamma Technologies. *"GT-Power User's Manual Version 6.2"*, 2006.

Gisiger, M. *"Use of Cycle Simulation for Matching a R2S Turbo System to a HD Diesel Engine"*. Gamma Technologies Conference, 2007.

Gossage, E. P. *"A comparison between engine test results and GT-Power predictions, conducted on a 4 liter, direct injection, diesel engine with EGR"*. Gamma Technologies Conference, 1999.

Guilian, S., Lefebvre, A. *"Modeling and Measurement of the Transient Response of a Turbocharged SI Engine"*. SAE Technical Paper 01-0691, 2005.

Hampson, G. J. *"Using GT-Power to Perform Sensitive Analysis on Engine Models"*. Engine Consulting Services QuEST-Schenectady, 2001.

Hawley, J.G., *et al.* *"Reduction of Steady State NO_x Levels from an Automotive Diesel Engine Using Optimized VGT/EGR Schedules"*, SAE Technical Paper 01-0835, 1999

Hawley, J. G., Brace, C. J., Wallace, F. J. *"Combustion-Related Emissions in CI Engines"*, In: *"Handbook of Air Pollution..."*, Editor: E. Sher, Academic Press, Boston, 1998, pg. 280-357.

Henein, N. A. *"Engine Fundamentals"*, Lecture Notes to Ford Tractor Operations, Ford Motor Company, 1985.

Heywood, J. B. *"Internal combustion engine fundamentals"*. London McGraw-Hill, 1988.

Kiefer, A., Kulzer, A. *"HCCI modeling, calibration and analysis by integrating GT-Power"*. Gamma Technologies Conference, 2007.

Jacobs T, Assanis D, Filipi Z. *"The impact of exhaust gas recirculation on performance and emissions of a heavy-duty diesel engine"*. SAE Technical Paper 01-1068, 2003.

Kays, W. M., Crawford, M. E., *"Convective Heat and Mass Transfer"*, Third Edition, McGraw-Hill, Inc.: New York, N.Y., 1993

Khair, M. K. *"Technical and Synergistic Approaches Towards the 21st Century Diesel Engine"*, SAE Technical Paper 972687, 1997.

Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z. *"The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions-Part 1: Effect of Reducing Inlet Charge Oxygen"*, SAE Technical Paper 961165, 1996.

Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z. *"The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions--Part 2: Effects of Carbon Dioxide"*, SAE Technical Paper 961167, 1996a.

Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z. *"The Dilution, Chemical, and Thermal Effects on Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions--Part 3: Effects of Water Vapor"*, SAE Technical Paper 971659, 1997.

Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z. *"The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions--Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapor"*, SAE Technical Paper 971660, 1997a.

Ladommatos, N., Abdelhalim, S. M., Zhao, H., Hu, Z. *"Effects of EGR on heat release in diesel combustion"*, SAE Technical Paper 980184, 1998.

Mellow, J. P., Mellor, A. M.. *"NOx Emissions from Direct Injection Diesel Engines with Water/Steam Dilution"*, SAE Technical Paper 01-0836, 1991.

Millo, F., Mallamo, F., Arnone, L., Bonanni, M., Francheschini, D. *"Analysis of Different Internal EGR Solutions for Small Diesel Engines"*. SAE Technical Paper 01-0128, 2007.

Nikuradse, J. *"Laws of flow in rough pipes"*. NACA Tech. Mem., 1937.

Psaras, D., Summers, J. C., Das, P. K., Ceynow, K., Khair, M. K., DiSilverio, W. D. *"Achieving the 2004 Heavy-Duty Diesel Emissions Using Electronic EGR and a Cerium Based Fuel Borne Catalyst"*, SAE Technical Paper 970189, 1997.

Schmitt, F. *"Analysis of Alternative EGR Systems on the Deutz BFM6 2013C Diesel Engines"*. Gamma Technologies Conference, 2000.

Silva, L. L. C., “*Simulação do Processo Termodinâmico em Motores de Combustão Interna Ciclo Diesel*”, Trabalho Técnico SAE 931899, 1993.

Van Gerpen, J. H. “*The Origins of Fuel Economy*”, Diesel Engine Technology Engineering Academy, SAE Engineering Academies, 2000.

Velasquez, J. A., Milanez, L. F., “*Modelo Computacional para o Processo de Simulação em Motores Diesel*”. Trabalho Técnico SAE 952304, 1995.

Vibe (Wiebe), I., “*Halbempirische Formel für die Verbrennungsgeschwindigkeit, in Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*“, ed. G. Sittkei Springer-Verlag, Berlin, pp. 156-159, 1964.

Vitek, O., Macek, J., Polasek, M., Schmerbeck, S., Kammerdiener, T. “*Comparison of Different External EGR Solutions*”. SAE Technical Paper 01-0206, 2008.

Weiss, J. *I-D Cycle Simulation*. Gamma Technologies Conference, 2002.

Winkler, N., Angstrom, H. E., “*Simulations and Measurements of a Two-Stage Turbocharged Heavy-Duty Diesel Engine including EGR in Transient Operation*”. SAE Technical Paper 01-0539, 2008.

Woschni, G., “*A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*,” SAE Transactions, Vol 76, p. 3065, 1967.

<http://www.dieselnet.com>

http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/turbocharger_technology.htm

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett>

<http://www.wikipedia.org>