

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

# **Análise da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel**

Autor: André Valente Bueno  
Orientador: Luiz Fernando Milanez  
Co-orientador: José A. Velásquez

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

# **Análise da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel**

Autor: André Valente Bueno  
Orientador: Luiz Fernando Milanez  
Co-orientador: José A. Velasquez

Curso: Engenharia Mecânica  
Área de Concentração: Térmica e Fluídos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2006  
S.P. – Brasil

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

B862a Bueno, André Valente  
Análise da operação de motores diesel com misturas parciais  
de biodiesel / André Valente Bueno.--Campinas, SP: [s.n.],  
2006.

Orientador: Luiz Fernando Milanez.  
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas,  
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Biodiesel. 2. Motor diesel. 3. Energia da biomassa. 4.  
Energia. 5. Combustíveis. I. Milanez, Luiz Fernando.  
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Analysis of Diesel Engine Operation with Biodiesel Blends.

Palavras-chave em Inglês: Biodiesel, Biofuels, Diesel engine, Heat release analysis and Exergetic analysis.

Área de concentração: Térmica e fluídos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Luiz Augusto Horta Nogueira, Silvio de Oliveira Júnior, Janito  
Vaqueiro Ferreira, Arnaldo Cesar da Silva Walter

Data da defesa: 19/04/2006

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

**TESE DE DOUTORADO**


**Análise da Operação de Motores Diesel com  
Misturas Parciais de Biodiesel**

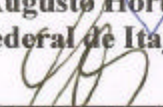
Autor: André Valente Bueno

Orientador: **Luiz Fernando Milanez**

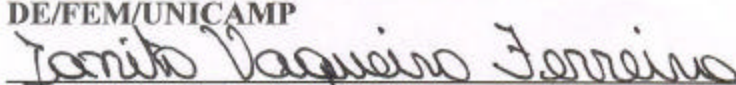
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez, Presidente**  
**DE/FEM/UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Luiz Augusto Horta Nogueira**  
**Universidade Federal de Itajubá**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Silviode Oliveira Junior**  
**Escola Politécnica/USP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Arnaldo Cesar da Silva Walter**  
**DE/FEM/UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira**  
**DMC/FEM/UNICAMP**

Campinas, 19 de abril de 2006

## **AGRADECIMENTOS**

Aos professores Jose A. Velásquez e Luiz Fernando Milanez, pela orientação segura e amiga;

Aos professores do Departamento de Energia, pelo apoio e sugestões;

À Universidade Estadual de Campinas, pelo suporte financeiro através da concessão de bolsa de estudos;

À Pontifícia Universidade Católica do Paraná, pelo fornecimento do laboratório e das condições materiais necessárias à execução dos experimentos conduzidos na tese.

## **Resumo**

Bueno, André Valente, *Análise da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2006. 103 p. Tese (Doutorado)

As conseqüências da adição de biodiesel ao óleo diesel foram estudadas estabelecendo-se relações de causa e efeito entre o desempenho do motor e os processos de combustão e formação de mistura. Foram incluídos, nesta discussão, aspectos como emissões poluentes, formação de mistura, dinâmica do processo de combustão, eficiência de conversão do combustível, desempenho do motor em carga máxima e consumo específico.

Utilizaram-se, sob tal propósito, técnicas tradicionalmente associadas à pesquisa e ao desenvolvimento dos motores de ciclo diesel, tais como a análise de liberação de energia, a análise exergética e ensaios dinamométricos. Devido às pequenas variações observadas nos parâmetros opcionais do motor com a introdução do biodiesel, algumas modificações nos métodos aplicados para a coleta de dados experimentais e nos modelos empregados em seu processamento se mostraram necessárias. Dentre tais ajustes, pode-se destacar a formulação de um novo modelo de análise exergética para os processos ocorrentes no cilindro e a utilização de um arranjo inédito de sistema indicador.

Demonstrou-se que a adição de biodiesel em baixas concentrações favorece a conversão da exergia do combustível em trabalho no interior do cilindro, proporcionando uma elevação na eficiência de operação do motor. Para os combustíveis analisados, que compreendem a adição de até 20% de biodiesel em volume, a mistura contendo 10% desta substância ofereceu as melhores características quanto ao desempenho e ao consumo específico.

### *Palavras Chave*

Biodiesel, Biocombustíveis, Motores Diesel, Análise de Liberação de Energia e Análise Exergética.

## **Abstract**

Bueno, André Valente, Analysis of Diesel Engine Operation with Biodiesel Blends, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2006. 103 p. Tese (Doutorado)

The consequences of the biodiesel blends with diesel fuel were analyzed establishing cause and effect relationships between the engine performance and the combustion and mixture preparation processes. In this investigation, aspects like pollutant emissions, mixture preparation, dynamic of the combustion process, fuel conversion efficiency, performance under full load and specific fuel consumption were included.

Techniques traditionally associated with diesel engines research and development were utilized for this purpose, including heat release analysis, exergetic analysis and dynamometric bench tests. In order to account for the small effects of the biodiesel introduction on the engine operational parameters, some modifications of the methods and models applied to data acquisition and post-processment were necessary. These modifications include the formulation of a new model for the in cylinder exergetic analysis and a novel arrangement of indicator system.

By using the exergetic analysis, it was demonstrated that the blending of biodiesel in low concentrations increases the conversion of fuel exergy into work within the cylinder, causing an elevation on the engine efficiency. For the analyzed fuels, which enclose up to 20% of biodiesel addition in volume, the 10% biodiesel blend has presented the best results of performance and specific fuel consumption.

### *Key Words*

Biodiesel, Biofuels, Diesel Engine, Heat Release Analysis and Exergetic Analysis.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	iii
LISTA DE TABELAS .....	v
NOMENCLATURA .....	vi
1-INTRODUÇÃO .....	1
1.1-Perspectivas para a Aplicação do Biodiesel no Brasil .....	2
1.2-Composição da Tese .....	3
2-PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS .....	4
2.1-Sistemas de Indicação de Pressão .....	5
2.2-Aparato Experimental .....	7
2.3-O Transdutor Piezelétrico de Pressão .....	10
2.3.1-Solicitações Térmicas .....	12
2.3.2-Instalação do Transdutor .....	13
2.4-Estratégias de Polarização do Transdutor Piezelétrico .....	15
2.4.1-Polarização do Transdutor Através de um Amplificador de Carga .....	16
2.4.2-Polarização Direta do Transdutor .....	18
2.5- Composição dos Dados Experimentais e a Média entre Ciclos como Estimador .....	21
2.5.1-Curvas de Referência para os Dados de Interesse .....	22
2.5.2-Imprecisão do Sistema de Aquisição de Dados e Escoamento .....	25
2.5.3-Ruído Gerado pela Combustão .....	27
2.5.4-Variações Cíclicas e a Média entre Ciclos Sucessivos como Estimador .....	28
2.6-Resultados Obtidos para a Pressão no Cilindro e sua Derivada .....	31
2.7-Considerações Finais Quanto aos Procedimentos Experimentais Adotados .....	37



3-MODELO DE ANÁLISE EXERGÉTICA.....	38
3.1-O Fluido de Trabalho.....	41
3.2-Análise de Primeira Lei.....	45
3.3-O Conceito de Exergia.....	48
3.3.1-Exergia Termomecânica e Exergia Química da Carga.....	50
3.4-Taxas de Variação da Exergia da Carga.....	52
3.5-Balanço de Exergia no Cilindro.....	54
3.6-Exergia Termomecânica e os Processos de Preparação e Queima.....	56
3.7-Eficiências Exergéticas de Preparação e Queima.....	58
3.8-Variáveis de Operação e as Eficiências Exergéticas.....	61
3.9-Exemplo de Aplicação do Modelo de Análise Exergética.....	65
3.10-Considerações Finais a Respeito do Modelo de Análise Exergética.....	71
4-MODELO PREDITIVO DE ANÁLISE EXERGÉTICA.....	72
4.1-Relação de Equivalência e o Trabalho Produzido no Cilindro.....	73
5-O IMPACTO DA ADIÇÃO DE BIODIESEL AO ÓLEO DIESEL.....	75
5.1-Formação de Mistura.....	77
5.2-Dinâmica do Processo de Combustão.....	78
5.3-Formação de Óxidos de Nitrogênio.....	80
5.4-Emissões de Monóxido de Carbono e Material Particulado.....	82
5.5-Eficiência Exergética do Processo de Combustão.....	83
5.6-Eficiência de Operação.....	85
5.7-Desempenho e Consumo Específico.....	89
5.8-Considerações Finais com Relação à Adição de Biodiesel.....	92
6-CONCLUSÕES.....	93
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	95
APÊNDICE A-SISTEMA DE EQUAÇÕES PARA A COMPOSIÇÃO DA CARGA.....	102

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Sistema de medição da pressão no cilindro. ....	8
Figura 2.2: Representação esquemática da bancada de testes e das variáveis operacionais mensuradas.....	9
Figura 2.3: Representação esquemática do transdutor piezelétrico de pressão.....	11
Figura 2.4: Posição de instalação do transdutor e desvios com relação à pressão média amostral. ....	14
Figura 2.5: Polarização do transdutor através de um amplificador de carga. ....	17
Figura 2.6: Polarização direta do transdutor a partir de um conversor de corrente para tensão.....	20
Figura 2.7: Curvas de referência para os dados de pressão e derivada de pressão.....	22
Figura 2.8: Distribuição espectral obtida para a curva de referência dos dados de derivada de pressão.....	23
Figura 2.9: Ruído proveniente da conversão do sinal analógico e flutuações relacionadas ao escoamento.....	26
Figura 2.10: Ruído proveniente da combustão em dois ciclos distintos e sua distribuição espectral.....	28
Figura 2.11: Dados experimentais de derivada de pressão para ciclos individuais. ....	30
Figura 2.12: Distribuição espectral da derivada de pressão para ciclos individuais ....	30
Figura 2.13: Influência do ruído sobre ciclos individuais e sua redução para a média entre 50 ciclos.....	30
Figura 2.14: Dados obtidos em 1400 rpm e 40% de carga utilizando-se o amplificador de carga. ....	32
Figura 2.15: Dados obtidos em 1400 rpm e 40% de carga utilizando-se o conversor de corrente em tensão.....	32
Figura 2.16: Dados obtidos em 2600 rpm e 80% de carga utilizando-se o amplificador de carga. ....	33
Figura 2.17: Dados obtidos em 2600 rpm e 80% de carga utilizando-se o conversor de corrente para tensão.....	33
Figura 2.18: Dados obtidos em 2900 rpm e plena carga utilizando-se o amplificador piezelétrico. ....	34
Figura 2.19: Dados obtidos em 2900 rpm e plena carga utilizando-se o conversor de corrente para tensão.....	34
Figura 2.20: Distribuições espectrais da derivada de pressão obtidas em 2600 rpm e 80% de carga. ....	34
Figura 2.21: Lib. de energia e fração queimada do combustível injetado obtidas em 1400 rpm e 40% de carga.....	35
Figura 2.22: Lib. de energia e fração queimada do combustível injetado obtidas em 2600 rpm e 80% de carga.....	36
Figura 2.23: Lib. de energia e fração queimada do combustível injetado obtidas em 2900 rpm e plena carga. ....	36
Figura 3.1: Sistema termodinâmico e convenção de sinais adotados. ....	45
Figura 3.2: Representação Esquemática da exergia termomecânica e química da carga. ....	51
Figura 3.3: Representação esquemática das conversões e destruições de exergia ocorrentes no interior do cilindro...57	
Figura 3.4: Eficiência exérgica instantânea de preparação do combustível a 2900 rpm e plena carga. ....	61
Figura 3.5: Influência da pressão e temperatura do fluido de trabalho sobre a eficiência exérgica de combustão. ....	62
Figura 3.6: Taxa aparente de lib. de energia e eficiência instantânea de queima obtidas em plena carga e 2900 rpm. ....	64
Figura 3.7: Dados de pressão e liberação de energia obtidos nos regimes de carga parcial. ....	66
Figura 3.8: Termos da taxa de variação da exergia termomecânica associados aos processos de injeção e queima. ....	68

Figura 3.9: Eficiências exergeticas instantâneas de queima e termos cumulativos do balanço de exergia. ....	68
Figura 4.1: Influência da formação de mistura na exergia química e na transferência de trabalho.....	74
Figura 5.1: Consumo de combustível e relação de equivalência verificada no cilindro em condições de plena carga. ....	77
Figura 5.2: Resultados da análise de liberação de energia em plena carga. ....	79
Figura 5.3: Variação da eficiência do processo de combustão com a temperatura e com a rotação. ....	83
Figura 5.4: Eficiência exergetica instantânea de queima e temperatura do meio de trabalho em plena carga. ....	84
Figura 5.5: Termos cumulativos do balanço de exergia obtidos para a operação do motor em plena carga. ....	86
Figura 5.6: Mapas de eficiência de conversão do combustível para as misturas entre óleo diesel e biodiesel. ....	88
Figura 5.7: Diagramas de desempenho obtidos para as misturas entre óleo diesel e biodiesel. ....	90
Figura 5.8: Mapas de performance obtidos para as misturas entre óleo diesel e biodiesel. ....	91

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Especificações do motor utilizado nos experimentos.....	9
Tabela 3.1: Dados do ambiente de referência. ....	49
Tabela 3.2: Regimes de Operação.....	65
Tabela 3.3: Eficiências exergéticas globais de injeção e combustão.....	68
Tabela 5.1: Propriedades do óleo diesel, do éster etílico do óleo de soja e das misturas parciais de interesse. ....	76
Tabela 5.2: Composição dos gases de escape mensurada para a operação do motor a 2000 rpm e plena carga. ....	77
Tabela 5.3: Parâmetros de liberação de energia para a operação do motor a 1400 rpm e plena carga. ....	79
Tabela 5.4: Parâmetros de liberação de energia para a operação do motor a 3200 rpm e plena carga. ....	79
Tabela 5.5: Emissão de óxidos de nitrogênio para a operação do motor a 2000 rpm. ....	81
Tabela 5.6: Emissão de monóxido de carbono para a operação do motor a 2000 rpm. ....	82
Tabela 5.7: Emissão de material particulado para a operação do motor a 2000 rpm. ....	82

# NOMENCLATURA

## *Letras Latinas*

$A, J$	termos auxiliares em equações
$BXX$	mistura combustível entre diesel e biodiesel contendo XX% em volume de biodiesel
$B_2$	desvio de pressão na compressão
$C_1$	desvio de pressão na exaustão
$Ex$	exergia total de um sistema ou da carga do cilindro
$Ex^{tm}$	exergia termomecânica de um sistema ou da carga do cilindro
$Ex^{ch}$	exergia química de um sistema ou da carga do cilindro
$Ex_f$	exergia transferida para o sistema através do influxo de combustível
$Ex_Q$	exergia transferida para o sistema através do calor
$Ex_w$	exergia transferida pelo sistema através de trabalho
$ex$	exergia de fluxo
$ex_f$	exergia de fluxo do combustível
$f_{st}$	relação mássica estequiométrica entre combustível e ar
$G_a$	ganho do amplificador de carga
$G_S$	sensibilidade do transdutor
$h$	entalpia específica
$\bar{h}$	entalpia específica em base molar
$h_i$	entalpia específica do combustível nas condições de injeção
$I$	irreversibilidade (destruição de exergia)
$I_f$	irreversibilidade (destruição de exergia) decorrente do processo de injeção do combustível
$I_b$	irreversibilidade (destruição de exergia) decorrente do processo de queima do combustível
$i$	corrente elétrica
$K$	constante de equilíbrio químico
$k$	densidade de fumaça

$L$	nível de quantização
$L_{dp}$	nível de quantização obtido com o conversor corrente/tensão
$L_p$	nível de quantização obtido com o amplificador de carga
$M$	massa molar
$M_{11}$	massa molar equivalente do combustível
$m$	massa dos gases contidos no cilindro
$m_a$	massa de ar que participou da produção dos gases que se encontram no cilindro
$m_b$	massa de combustível queimado para a formação da carga
$m_f$	massa total de combustível contido na carga
$m_{f,ciclo}$	massa de combustível injetada por ciclo no cilindro
$\dot{m}_f$	fluxo mássico de combustível entregue ao motor
$N$	número de moles de um sistema
$N^*$	número de moles de um sistema no estado inativo restrito
$NO_X$	óxido de nitrogênio mais dióxido de nitrogênio
$n,m,l$	número de átomos de C, H e O na fórmula (empírica) de um combustível
$n_p$	coeficiente politrópico
$P$	pressão da carga do cilindro
$P^0$	pressão do ambiente de referência
$P_b$	potência de frenagem
$P_K$	pressão no coletor de admissão
$PCI$	poder calorífico inferior do combustível
PMI	ponto morto inferior
PMS	ponto morto superior
$Q$	calor transferido através das fronteiras do volume de controle
$q$	carga elétrica
$R$	constante dos gases para o fluido de trabalho ou resistência elétrica
$\bar{R}$	constante universal dos gases
$R_K$	constante dos gases para o fluido de trabalho contido no coletor de admissão
$RPM$	velocidade de operação do motor em rotações por minuto
$S$	entropia de um sistema
$s$	entropia específica
$\bar{s}$	entropia específica em base molar
$\bar{s}^0$	entropia específica em base molar avaliada na pressão de referência
$s_i$	entropia específica do combustível nas condições de injeção

$T$	temperatura da carga do cilindro
$T^0$	temperatura do ambiente de referência
$T_{ad}$	aquecimento da carga durante a admissão
$T_c$	temperatura da carga do cilindro ao final da compressão
$T_{ci}$	temperatura da carga do cilindro no fechamento da(s) válvula(s) de admissão
$T_K$	temperatura média no coletor de admissão
$T_R$	temperatura dos gases residuais
$t$	tempo
$u$	energia interna específica
$U$	energia interna de um sistema
$V$	volume da carga do cilindro
$v$	tensão
$v_{cv}$	tensão de saída do conversor corrente/tensão
$v_{ch}$	tensão de saída do amplificador de carga
$x_{12}$	número de moles de combustível queimado por mol de mistura
$y_{1...y_{10}}$	frações molares dos produtos de combustão na carga
$y_{11}$	fração molar do combustível vaporizado no fluido de trabalho

## ***Letras Gregas***

<b><i>a, b, g, d</i></b>	número de moles de cada substância presente no ar por mol de oxigênio
<b><i>c<sub>p</sub></i></b>	fração do combustível injetado queimada no modo pré-misturado
<b><i>Δ</i></b>	intervalo de derivação de uma variável independente ou fração acumulada de uma grandeza presente no balanço de exergia
<b><i>DE<sub>xQ</sub></i></b>	fração da exergia fornecida com o combustível rejeitada através do calor
<b><i>DE<sub>xW</sub></i></b>	fração da exergia fornecida com o combustível liberada sob a forma de trabalho
<b><i>DE<sub>x<sup>tm</sup></sub></i></b>	fração da exergia fornecida com o combustível acumulada na carga sob a forma de exergia termomecânica
<b><i>DE<sub>x<sup>ch</sup></sub></i></b>	fração da exergia fornecida com o combustível acumulada sob a forma de exergia química não convertida pela reação de combustão
<b><i>DI</i></b>	fração da exergia fornecida com o combustível destruída por irreversibilidades
<b><i>e</i></b>	deformação linear
<b><i>e<sub>f</sub></i></b>	eficiência exérgica instantânea de injeção (preparação)
<b><i>e<sub>b</sub></i></b>	eficiência exérgica instantânea de queima
<b><math>\overline{e}_f</math></b>	eficiência exérgica global de injeção (preparação)
<b><math>\overline{e}_b</math></b>	eficiência exérgica global de queima
<b><i>r<sub>K</sub></i></b>	densidade média dos gases no coletor de admissão (após o compressor)
<b><i>s</i></b>	variância
<b><i>g<sub>R</sub></i></b>	coeficiente de gases residuais
<b><i>f<sub>f</sub></i></b>	relação de equivalência correspondente à massa total de combustível
<b><i>f<sub>b</sub></i></b>	relação de equivalência correspondente à massa de combustível queimado
<b><i>f<sub>R</sub></i></b>	relação de equivalência dos gases residuais
<b><i>n</i></b>	coeficientes estequiométricos de uma reação química
<b><i>m</i></b>	potencial químico
<b><i>q</i></b>	ângulo de manivela expresso em graus a partir do ponto morto superior
<b><i>q<sub>ii</sub></i></b>	ângulo de início da injeção
<b><i>q<sub>ti</sub></i></b>	ângulo de término da injeção
<b><i>Y</i></b>	propriedade termodinâmica



## ***Sobrescritos***

—	referente à uma propriedade termo dinâmica avaliada em base molar ou às eficiências avaliadas em base cumulativa durante a fase fechada do ciclo
<i>o</i>	referente às condições do ambiente de referência
*	referente às condições do estado inativo restrito
<i>R</i>	referente a um reagente em uma reação química
<i>P</i>	referente a um produto em uma reação química
<i>tm</i>	referente à parcela termomecânica da exergia
<i>ch</i>	referente à parcela química da exergia

## ***Subscritos***

<i>1...10</i>	referentes aos produtos de combustão Ar, CO, CO <sub>2</sub> , H, H <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O, N, N <sub>2</sub> , O e O <sub>2</sub> , respectivamente
<i>11</i>	referente ao combustível vaporizado no cilindro
<i>a</i>	referente ao ar que participou da formação dos gases do cilindro
<i>ad</i>	referente ao processo de admissão
<i>b</i>	referente ao combustível queimado, ao processo de queima ou a um parâmetro de frenagem
<i>c</i>	referente ao estado final do processo de compressão
<i>ci</i>	referente às condições iniciais de integração (fechamento da(s) válvula(s) de admissão)
<i>ciclo</i>	referente a um ciclo de operação do cilindro
<i>f</i>	referente ao combustível queimado e não queimado contido no cilindro e ao processo de injeção
<i>i</i>	referente ao combustível nas condições injeção
<i>ii</i>	referente ao ângulo de manivela de início da injeção
<i>k</i>	referente ao estado termodinâmico do fluido de trabalho no coletor de admissão
<i>p</i>	referente à combustão pré-misturada ou a um processo politrópico
<i>Q</i>	referente à transferência de calor
<i>R</i>	referente ao estado termodinâmico do fluido de trabalho nos gases residuais
<i>st</i>	referente às condições de queima estequiométrica
<i>ti</i>	referente ao ângulo de manivela de término da injeção
<i>W</i>	referente à realização de trabalho

# Capítulo 1

## INTRODUÇÃO

Dentre as configurações básicas dos motores de combustão interna, o motor de ignição por compressão possui, tipicamente, a maior eficiência térmica. Seu controle de carga é realizado restringindo-se a injeção de combustível no cilindro, evitando-se, desta forma, as perdas de bombeamento decorrentes da obstrução do fluxo de ar na admissão associadas aos motores de ignição por centelha. Além disto, nos motores de ciclo Diesel o combustível que adentra o cilindro é consumido logo após a injeção, superando-se as limitações impostas pela detonação ao ciclo Otto. Deste modo, os motores diesel podem operar com valores elevados de taxa de compressão, que neste caso passa a ser limitada por aspectos estruturais, alcançando patamares superiores de eficiência térmica.

Além desta vantagem, que leva a um menor consumo de combustível, os motores diesel também gozam de uma excelente reputação quanto à durabilidade. Assim, verifica-se a utilização destes equipamentos em praticamente todos os setores da economia; do transporte à geração de eletricidade. Dentre as restrições a serem enfrentadas por estes equipamentos, destacam-se a depleção das reservas de combustível de origem fóssil e os efeitos ambientais negativos do consumo destes combustíveis. Os motores diesel também contribuem de maneira considerável para as emissões de óxidos de nitrogênio e material particulado. As concentrações de óxidos de nitrogênio observadas nos gases de escape dos motores diesel são comparáveis às verificadas para os motores de ignição por centelha. Todavia, os motores diesel são grandes emissores de material particulado. Cerca de 0,002% da massa de combustível injetada no cilindro é expelida nos gases de escape sob a forma de fuligem (material particulado).

## **1.1-Perspectivas para a Aplicação do Biodiesel no Brasil**

Pode-se destacar o controle de emissões poluentes, o aumento da eficiência e a substituição do combustível de origem fóssil como áreas promissoras para a investigação voltada ao aperfeiçoamento dos motores diesel. Dentre estas linhas de pesquisa, a substituição parcial do óleo diesel por combustíveis renováveis apresenta particular relevância, pois está relacionada às reservas energéticas do país e possui, portanto, importância estratégica. Os ésteres de óleos oriundos de fontes biológicas, que recebem a denominação genérica de biodiesel, constituem uma alternativa promissora para se efetuar tal substituição. As propriedades físico-químicas destas substâncias são próximas às do óleo diesel e proporcionam uma dinâmica aceitável para os processos de preparação e queima. A sua aplicação em larga escala apresenta um grande potencial no Brasil, pois o país conta com uma ampla variedade de culturas para o fornecimento de óleos vegetais e possui tradição na produção de etanol a partir da cana de açúcar.

Ademais, os atrativos da adição de biodiesel ao óleo diesel não se limitam ao abatimento no consumo de combustível fóssil e à conseqüente redução nas emissões de gases de efeito estufa. Quando introduzido em proporções acertadas na mistura combustível, o biodiesel também traz benefícios quanto ao desempenho do motor, ao consumo específico de combustível e à emissão de material particulado. O tema da presente tese consiste, justamente, na avaliação das vantagens operacionais obtidas com o emprego de misturas parciais contendo o éster etílico do óleo de soja. As concentrações de biodiesel estudadas compreendem a adição de até 20% desta substância, em volume, ao óleo diesel. Deve-se ressaltar, no entanto, que os procedimentos e tendências aqui apresentados podem ser estendidos ao estudo de outros biocombustíveis. A gama de óleos disponíveis no país para a formulação do biodiesel abre perspectivas animadoras neste sentido, possibilitando a obtenção de resultados operacionais favoráveis mediante a combinação de biocombustíveis com propriedades complementares, isto é, mediante o projeto de novos combustíveis.

## 1.2-Composição da Tese

No Capítulo 2 serão apresentados os métodos experimentais aplicados na análise do impacto da adição de biodiesel ao óleo diesel. Dentre tais procedimentos, priorizou-se a descrição de uma estratégia inédita de polarização do transdutor piezelétrico de pressão, que agregou confiabilidade aos resultados obtidos para as análises da dinâmica do processo de combustão e da eficiência de conversão da exergia do combustível no cilindro. Esta abordagem experimental possibilitou um acesso nítido às pequenas divergências nos dados de pressão no cilindro ocasionadas pela adição de biodiesel em baixas concentrações.

Os Capítulos 3 e 4 apresentam uma discussão englobando os aspectos fundamentais da análise exérgica dos processos ocorrentes nos cilindros dos motores diesel, além do conjunto de equações e hipóteses empregados no presente trabalho durante a realização deste tipo de estudo. As ferramentas que resultaram desta discussão constituem uma extensão dos modelos tradicionalmente empregados em estudos de liberação de energia. A aplicação dos procedimentos mencionados acima possibilitou o estabelecimento de relações de causa e efeito entre o desempenho do motor e os processos de combustão e formação de mistura.

Após esta introdução aos métodos experimentais e às ferramentas computacionais empregados no presente documento, discutiu-se o impacto da adição do éster etílico de soja ao óleo diesel no Capítulo 5. Os aspectos abordados neste estudo incluem as emissões de substâncias poluentes, a formação de mistura, a dinâmica do processo de combustão, a eficiência de conversão do combustível, o desempenho em carga máxima e o consumo específico. Deste modo, os efeitos da adição do biodiesel sobre as principais características operacionais do motor foram identificados e relacionados às alterações nas propriedades do combustível que lhes deram origem. O Capítulo 6 traz algumas considerações finais a respeito dos métodos de análise e dos efeitos da adição do biodiesel ao óleo diesel.

## Capítulo 2

### PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

O conceito de taxa aparente de liberação de energia, definido como a razão com a qual a energia química do combustível é convertida através de sua queima, possui papel fundamental durante a análise do processo de queima em motores de combustão interna. Seu cálculo costuma ser efetuado a partir do histórico da pressão no cilindro, computando-se a liberação de energia necessária para a obtenção da pressão verificada experimentalmente [1-4].

Por proporcionar informações quantitativas e de caráter experimental acerca dos complexos fenômenos que ocorrem na câmara de combustão, como a taxa de consumo do combustível e o progresso da reação de queima, a análise de liberação de energia costuma ser associada às técnicas ópticas empregadas na investigação da natureza do processo de combustão em motores diesel [5-10]. Esta relação direta e duradoura com o estudo e a interpretação dada aos fenômenos desencadeados na câmara de combustão traduz, de maneira inequívoca, a importância deste tipo de análise para o estudo dos motores de ignição por compressão. Sua utilização se estende por uma ampla gama de objetivos, incluindo a validação de modelos matemáticos para a simulação dos motores diesel e a avaliação experimental da operação destas máquinas térmicas. Dentre as aplicações relacionadas à investigação experimental, destacam-se o estudo de novas estratégias de injeção, a investigação dos efeitos do isolamento térmico das superfícies da câmara de combustão, o apoio a técnicas ópticas em estudos fenomenológicos, o desenvolvimento de motores e câmaras de combustão e a análise da queima de combustíveis alternativos.

Deve-se reconhecer, contudo, que a confiabilidade associada aos resultados apontados neste tipo de estudo depende fortemente da qualidade dos dados levantados para a pressão no cilindro e sua derivada. Verifica-se, deste modo, que a avaliação e a concepção de abordagens de coleta de dados de pressão constituem áreas de elevado interesse para o aprimoramento da técnica de análise de liberação de energia. Estes temas serão desenvolvidos ao longo do presente capítulo da tese, que tem início com a apresentação dos principais componentes do sistema indicador e dos procedimentos disponíveis para a verificação da acuidade de sua operação.

## **2.1-Sistemas de Indicação de Pressão**

A determinação do histórico de variação da pressão do fluido de trabalho de máquinas térmicas tem despertado o interesse dos engenheiros desde o advento do motor a vapor, para o qual foi desenvolvido o indicador de Watt. Desta sorte, a concepção e o aprimoramento inicial dos motores de combustão interna se valeram de diversas configurações de indicadores mecânicos, cujo registro histórico pode ser acompanhado no trabalho de Amann [11]. A elevação da velocidade de operação dos motores ao longo de sua evolução tecnológica evidenciou a resposta em frequência deficitária dos indicadores mecânicos, tornando-os obsoletos em meados da década de sessenta. Esta demanda por instrumentos de resposta em frequência superior foi contraposta pelos transdutores eletrônicos de alta velocidade, capazes de converter a deflexão sofrida por um diafragma de baixa inércia em um sinal elétrico processável por um sistema de acondicionamento de dados. As primeiras versões destes dispositivos já apresentavam resposta em frequência adequada aos fenômenos ocorrentes na câmara de combustão, tendo sido construídas utilizando-se extensômetros [12] e cristais piezelétricos [13] como elementos de medição da pressão no cilindro.

Durante sua concepção e difusão, os sensores eletrônicos de pressão foram conectados a sistemas analógicos de aquisição de dados compostos pelos amplificadores utilizados em sua polarização, por um osciloscópio de raios catódicos e por uma câmera empregada para fotografar o sinal de pressão registrado na tela do osciloscópio [14]. Além de trabalhosa, a transposição dos resultados registrados em filmes neste arranjo experimental possuía uma série de imprecisões relacionadas ao tempo de exposição do filme e ao traço do osciloscópio [15]. Por conta de tais contratempos, fizeram-se necessários equipamentos capazes de executar um processamento completamente eletrônico dos dados provenientes do transdutor. Os primeiros aparatos desenvolvidos sob tal motivação possuíam apreciável complexidade e se destinavam a aplicações específicas, como a determinação da pressão efetiva média indicada [16, 17] e o estudo da detonação e da variabilidade da combustão em motores de ignição por centelha [18]. A interface entre estes equipamentos e o usuário se dava por meio de um voltímetro, que indicava uma tensão proporcional à pressão efetiva média indicada, ou por meio de contadores eletromecânicos, que marcavam o número de ciclos nos quais ocorreram fenômenos como a detonação e a ausência de queima.

Montagens experimentais generalistas e de menor complexidade surgiram com a incorporação dos conversores analógico-digitais à instrumentação [15, 19, 20], que ocorreu em meados da década de setenta. Nestes sistemas, os sinais provenientes de amplificadores de instrumentação eram digitalizados e armazenados em um computador, possibilitando-se sua manipulação posterior por meio de programas computacionais. Assegurou-se, desta forma, maior capacidade de armazenamento de dados e flexibilidade em sua análise, mantendo-se um nível aceitável de precisão. As montagens apresentadas nestes trabalhos ditaram a configuração dos sistemas de medição de pressão no cilindro disponíveis atualmente, conforme se observa na descrição dada a seguir para o aparato utilizado no presente estudo.

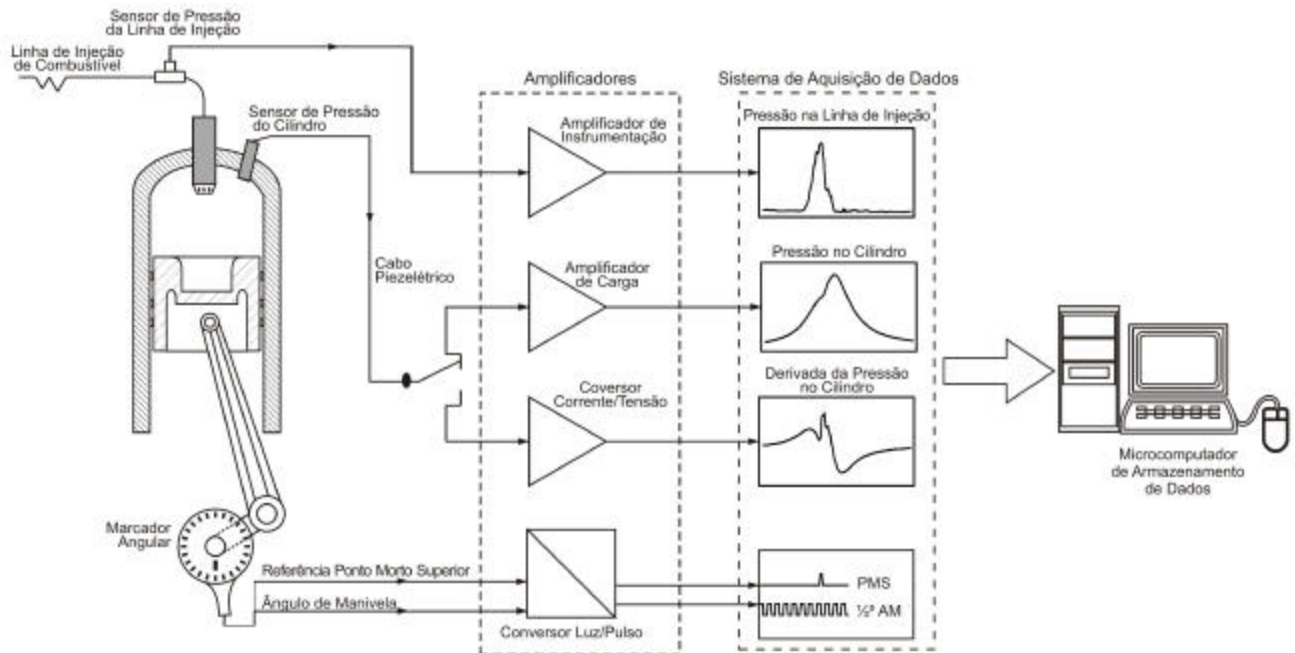
## 2.2-Aparato Experimental

O levantamento de dados de pressão foi efetuado utilizando-se um sistema AVL Indiset 619. Os efeitos das incertezas associadas ao sistema indicador sobre os cálculos de liberação de energia foram abordados nos trabalhos de Benson e Pick [15] e de Lapuerta et al. [21]. Além da configuração original do sistema indicador, que prevê a aplicação de um amplificador de carga na polarização do transdutor de pressão instalado no cilindro, estudou-se o emprego de um conversor de corrente em tensão para tal tarefa. Este conversor é o único equipamento não disponível comercialmente utilizado no presente trabalho, e o circuito a partir do qual ele foi fabricado será abordado adiante.

Desta forma, o sistema de medição da pressão no cilindro será composto pelos seguintes elementos (Figura 2.1):

- Sensor de Pressão do Cilindro: Transdutor piezelétrico montado em contato direto com os gases do cilindro;
- Marcador Angular Óptico: Envia uma seqüência de sinais luminosos de curta duração (720 por rotação) para a determinação do ângulo de manivela (CDM) e um sinal de referência para o ponto morto superior (Trigger). A aferição da posição angular do ponto morto superior foi realizada dinamicamente, com o auxílio de um sensor capacitivo;
- Conversor Luz-Pulso: Converte os sinais luminosos do marcador angular em pulsos elétricos que são enviados para o sistema de aquisição de dados, servindo de referência para o ângulo de manivela com que os demais dados são armazenados;
- Amplificador de Carga e Conversor de Corrente em Tensão: Equipamentos utilizados para a polarização do transdutor piezelétrico de pressão instalado no cilindro (ver seção 2.3);
- Sistema de Aquisição de Dados: Digitaliza e armazena em sua memória uma corrida (50 ciclos) dos sinais analógicos provenientes dos amplificadores;
- Microcomputador: Armazena as seqüências de dados digitalizados provenientes dos ensaios.





**Figura 2.1: Sistema de medição da pressão no cilindro.**

A instrumentação de medição de pressão foi empregada em conjunto com uma bancada dinamométrica, responsável pelo controle do regime de operação do motor e pelo levantamento das variáveis de operação correspondentes ao regime selecionado. Utilizou-se, sob tal propósito, um dinamômetro ZÖLLNER ALFA-160 conectado a um motor diesel totalmente instrumentado. O controle do dinamômetro e do avanço da bomba injetora, bem como a aquisição de dados correspondentes às variáveis de operação do motor, foram realizados empregando-se o sistema AVL Puma 5. A parcela do aparato experimental correspondente à bancada dinamométrica foi representada na Figura 2.2, discriminando-se as variáveis de operação registradas durante os ensaios.

Utilizou-se um motor diesel rápido turbo-alimentado de injeção direta MWM 6.07T GMT-400 durante a condução dos experimentos realizados na tese. Este motor pertence à série MWM SPRINT e dispõem de fluxo cruzado dos gases na câmara de combustão, turbocompressor com válvula ‘waste gate’, bomba distribuidora do tipo Bosch VE, bicos injetores com 5 furos e conjuntos porta injetores de duplo estágio. Suas especificações foram apresentadas na Tabela 2.1. Detalhes a respeito da instrumentação do motor podem ser encontrados no trabalho de Pianovski [32].

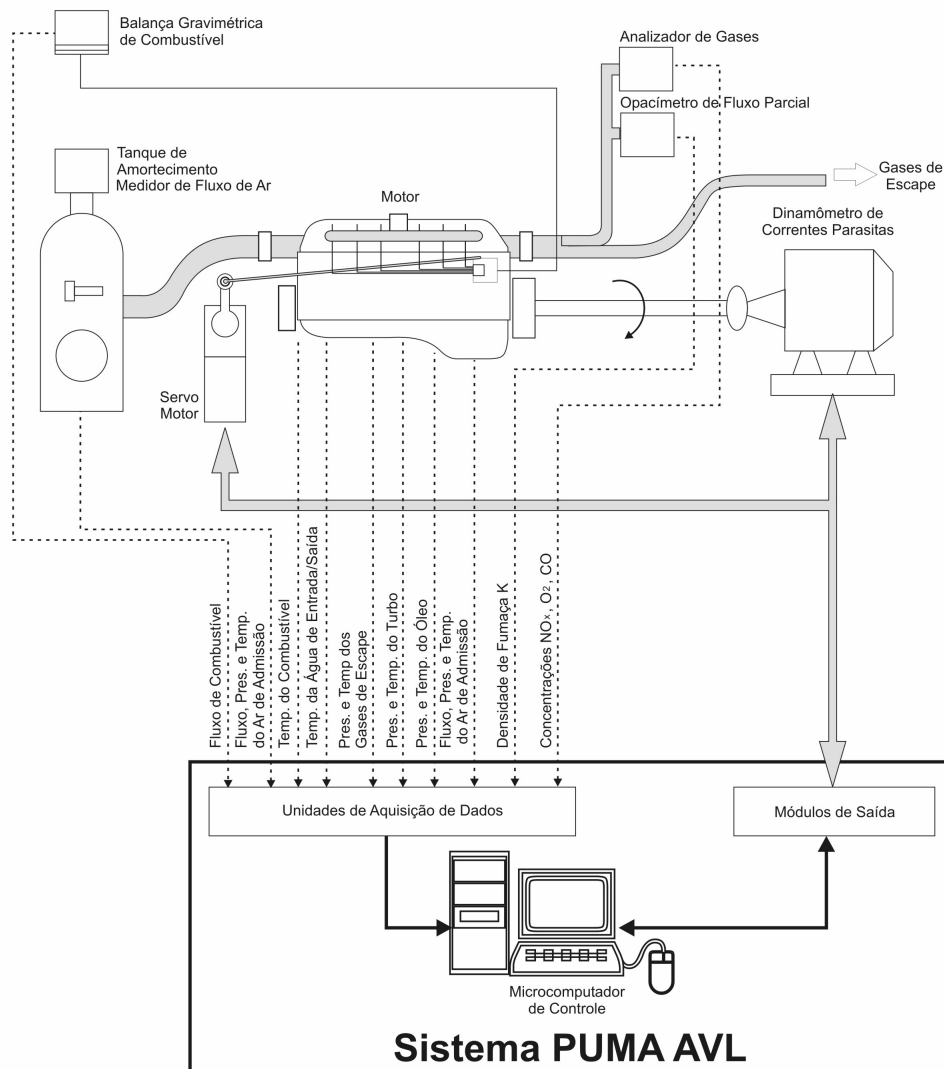


Figura 2.2: Representação esquemática da bancada de testes e das variáveis operacionais mensuradas.

Tabela 2.1: Especificações do motor utilizado nos experimentos.

Configuração	4 tempos de injeção direta turboalimentado
Volume Deslocado [dm <sup>3</sup> ]	4,2
Número de Cilindros	6
Válvulas por Cilindro (Admissão/Escape)	2/1
Abertura das Válvulas de Escape [graus antes do PMI]	55
Fechamento das Válvulas de Admissão [graus antes do PMI]	32
Pressão de Abertura dos Bicos Injetores (1° /2° Estágio) [bar]	220/300
Diâmetro do Pistão [m]	0,093
Curso [m]	0,103
Comprimento da Biela [m]	0,170
Relação de Compressão	17,8:1
Potência Máxima [kW]	123,0 a 3400rpm

### **2.3-O Transdutor Piezelétrico de Pressão**

A análise dos processos ocorrentes no cilindro de motores de combustão interna requer transdutores de pressão com especificações elevadas quanto à linearidade, à resposta em frequência e à resistência às solicitações térmicas. Ao testar a tolerância das configurações iniciais destes dispositivos às solicitações térmicas decorrentes da combustão, Brown verificou que a conversão do deslocamento imposto ao diafragma por meio de cristais piezelétricos proporcionava resultados superiores aos obtidos tendo-se extensômetros como elementos de medição [14]. Por conta disto, a aplicação de transdutores piezelétricos para a obtenção da pressão no cilindro acabou sendo difundida, enquanto o aproveitamento em laboratório de sensores baseados em extensômetros (metálicos ou piezorresistivos) se restringiu a mensurações de exigência térmica modesta, como a determinação da pressão na linha de injeção de combustível de um motor diesel. Este comportamento frente às solicitações térmicas e a manutenção da resposta em frequência e da linearidade dos transdutores piezelétricos ao longo de uma ampla faixa de pressões se contrapõem aos principais inconvenientes reportados para sua utilização: a instabilidade da linha de base e a baixa intensidade de seu sinal de saída. Conforme se verificará adiante, tais contratempos dificultam substancialmente a polarização deste tipo de transdutor.

O esquema contido na Figura 2.3 ilustra o princípio de operação de um sensor piezelétrico de pressão. A variação da pressão experimentada pelo diafragma do transdutor é transmitida a um módulo de quartzo por meio de elementos intermediários, acarretando sua deformação a uma taxa representada por  $de/dt$ . Por conta do efeito piezelétrico, tal deformação polariza cargas no eletrodo do transdutor a uma razão dada por

$$\frac{dq}{dt} = G_s \frac{dP}{dt} \quad (2.1)$$

onde  $G_s$  representa a sensibilidade (ganho) do transdutor. Este fluxo de cargas origina a corrente elétrica  $i$ , que constitui o sinal de saída do transdutor piezelétrico de pressão:

$$i = -\frac{dq}{dt} = -G_s \frac{dP}{dt} \quad (2.2)$$

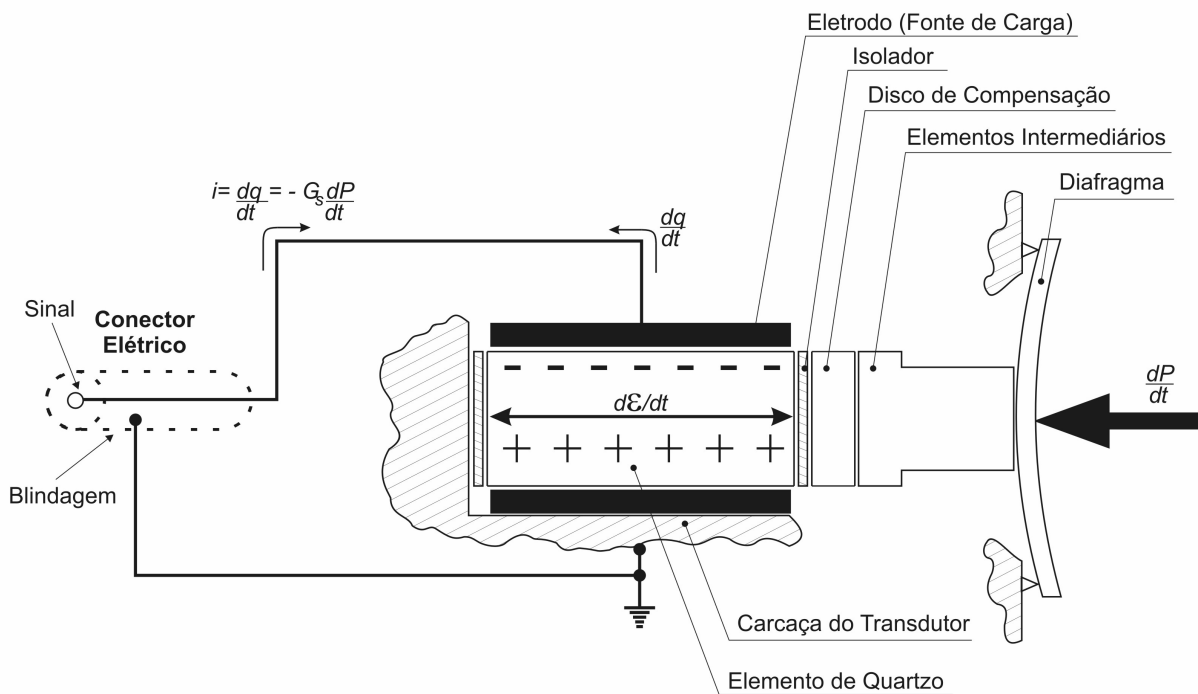


Figura 2.3: Representação esquemática do transdutor piezelétrico de pressão.

### 2.3.1-Solicitações Térmicas

Um transdutor é exposto a um fluxo de calor de magnitude variável durante a medição da pressão no cilindro, o que faz com que sua temperatura se altere ao longo deste processo. Estas flutuações de temperatura modificam a sensibilidade do elemento de quartzo e impõem tensões térmicas no diafragma e na carcaça do sensor. Induz-se, desta forma, a ação de forças estranhas à variável mensurada sobre o elemento de quartzo, o que causa uma distorção no sinal de pressão fornecido pelo transdutor. A imprecisão decorrente de tal distorção recebe a denominação de deslocamento de temperatura [22]. Costuma-se desmembrar o deslocamento de temperatura em duas componentes. A primeira corresponde às variações de fluxo térmico que se repetem ao longo de cada ciclo, sendo denominada deslocamento de curto prazo ou choque térmico. A fração restante representa a lenta alteração da temperatura do transdutor imposta por mudanças nas condições de operação do motor, sendo designada como deslocamento por mudança de carga ou deslocamento de longo prazo.

Em níveis usuais, o deslocamento de longo prazo promove apenas uma lenta instabilidade na linha de base dos dados fornecidos pelo transdutor, cujas conseqüências e processos de correção dependem do tipo de circuito escolhido para a sua polarização. Por este motivo, os métodos de correção dos efeitos do deslocamento de longo termo serão abordados durante a introdução das técnicas de polarização do transdutor piezelétrico. O deslocamento de curto prazo, por sua vez, não pode ser identificado ou eliminado do sinal fornecido pelo transdutor durante seu processamento. Deve-se mencionar, ainda, que esta imprecisão pode comprometer severamente a confiabilidade de dados obtidos para a pressão no cilindro [14, 15, 20, 22, 23] e, em casos extremos, indicar condições de operação capazes de danificar permanentemente o transdutor. Neste caso, observam-se valores inferiores à pressão atmosférica para a pressão no cilindro ao final da expansão, que retornam a níveis plausíveis ao longo da fase de intercâmbio de gases. Em níveis mais contidos, todavia, a presença do deslocamento de curto prazo não pode ser prontamente identificada, acarretando a leitura de pressões superiores às verificados no cilindro durante a combustão e inferiores ao longo da parcela restante da expansão. Embora as especificações termodinâmicas de sensores piezelétricos modernos dêem conta de valores reduzidos para o deslocamento de curto prazo, deve-se considerar que esta imprecisão também é função da carga térmica verificada na posição de instalação do transdutor. A realização de uma checagem em sua extensão sob as condições verificadas no motor constitui, portanto, um bom expediente.

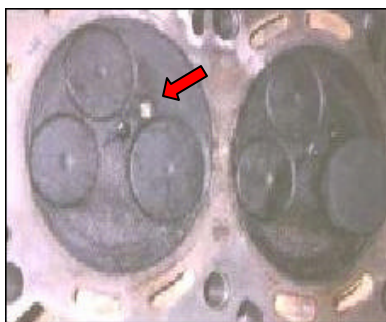
### 2.3.2-Instalação do Transdutor

A instalação do transdutor piezelétrico de pressão foi precedida por sua calibração. Utilizou-se um calibrador de peso morto para tal tarefa, seguindo-se as recomendações apresentadas por Lancaster et al. [23]. Nos motores diesel de injeção direta, cerca de 90% da massa contida no cilindro encontra-se no interior da reentrância do pistão e na região projetada acima desta cavidade durante o ponto morto superior. Por conta disto, a parcela do fluido de trabalho comprimida na região externa à reentrância do pistão não possui um valor de pressão representativo frente à média observada no cilindro, estando sujeita a uma influência apreciável do escoamento no cilindro e de fenômenos acústicos provenientes do processo de combustão. Estes fatores podem sobrepor oscilações de até 10 bar de amplitude aos dados de pressão levantados nesta área da carga [24], tornando-a desaconselhável para a instalação de um sensor de pressão. Optou-se, deste modo, pela instalação do transdutor na região do cabeçote situada acima da câmara de combustão. Para o motor empregado no presente trabalho, considerou-se conveniente a instalação de um mini transdutor não refrigerado através de um adaptador inserido no espaço destinado à vela de aquecimento. Selecionou-se um transdutor AVL GM 12 D para esta tarefa, apresentado em sua posição de instalação na Figura 2.4a. Verifica-se, nesta ilustração, que apesar de dispensar operações complexas de usinagem, a montagem escolhida posicionou o transdutor nas proximidades da válvula de escape; uma região caracterizada por elevadas temperaturas. Reitera-se, portanto, a importância da verificação da extensão dos efeitos do deslocamento de curto prazo para a posição de instalação e transdutor escolhidos.

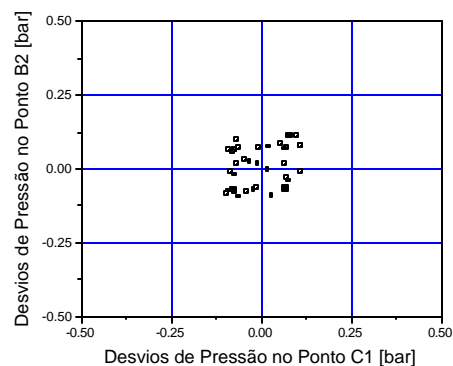
O método proposto por Randolph [25] possibilita a realização deste tipo de tarefa a partir de dados levantados no próprio motor. Sua aplicação se fundamenta na comparação entre a variabilidade dos dados de pressão no cilindro obtidos em pontos distintos do ciclo de trabalho do motor. No presente estudo, consideraram-se os pontos designados por C1 e B2. O primeiro ponto encontra-se no início da exaustão, com um ângulo de manivela de 145 graus, enquanto o segundo se localiza em meados do curso de compressão, com um ângulo de manivela de -80 graus. A variabilidade do processo de combustão introduz flutuações cíclicas na ação das forças térmicas sobre o elemento de medição do transdutor, acarretando uma elevação nos desvios obtidos em C1 mediante a ação do deslocamento de curto prazo. Nestas circunstâncias, a elevada variabilidade verificada logo após a combustão será seguida por uma recuperação do transdutor ao longo do intercâmbio de gases e da compressão, obtendo-se uma baixa variabilidade no ponto B2 [25, 26].

Os desvios obtidos para a pressão no cilindro durante 50 ciclos consecutivos foram representados na Figura 2.4b, tendo-se a rotação de 1400 rpm e plena carga como condições de operação do motor. De acordo com a descrição dada acima, a ocorrência de deslocamento de curto prazo levaria os pontos deste gráfico a acompanharem o eixo das abscissas [25, 26]. Observa-se, entretanto, que os desvios se distribuem equitativamente com relação aos eixos do gráfico, apontando a isenção da instalação quanto à ação do deslocamento de curto prazo. O espalhamento dos pontos com relação à diagonal do gráfico quantifica a repetibilidade do experimento, que apresentou valor semelhante aos reportados por Roth et al. para transdutores similares ao empregado no presente estudo [26].

Em montagens nas quais se verifique a presença do deslocamento de curto prazo, pode-se recorrer à instalação do transdutor através de um adaptador que evite o contato direto de seu diafragma com os gases do cilindro [25]. Estes adaptadores possuem elevada eficácia, pois as variações de temperatura que acarretam o deslocamento de curto prazo penetram apenas alguns décimos de milímetro na estrutura do transdutor, agindo principalmente em seu diafragma. Outra solução seria a remoção do transdutor da posição rente à superfície do cabeçote, instalando-o com recesso por meio de um canal de medição. Todavia, tal procedimento implica a convivência com as imprecisões causadas pelo escoamento transiente no canal. A extensão destas imprecisões foi estudada detalhadamente por Hountalas e Anestis [27].



(a)



(b)

**Figura 2.4: Posição de instalação do transdutor e desvios com relação à pressão média amostral.**

## **2.4-Estratégias de Polarização do Transdutor Piezelétrico**

A pronunciada influência da derivada da pressão sobre os resultados verificados em estudos de liberação de energia foi reconhecida por diversos autores [2, 3, 20]. No entanto, costuma-se estudar os processos ocorrentes no cilindro em termos da pressão mensurada neste ambiente, empregando-se para tal tarefa um transdutor piezelétrico polarizado por um amplificador de carga [14, 15, 20, 21, 23, 28]. Esta tradição pode ser creditada ao legado dos indicadores mecânicos, ao interesse no cálculo da potência indicada na época da concepção dos sistemas indicadores eletrônicos, ou mesmo ao fato de que a pressão é uma propriedade relevante para a caracterização do estado termodinâmico do fluido de trabalho. Assim, a obtenção da taxa de variação da pressão no cilindro em análises de liberação de energia acabou sendo relegada à derivação numérica dos dados disponibilizados para a pressão. Conforme se verá adiante, tal procedimento amplifica as imprecisões presentes nos dados de pressão, originando curvas de derivada de pressão com oscilações que acabam sendo transferidas para os resultados de liberação de energia.

As instabilidades inerentes à derivação numérica dos dados de pressão motivaram a análise de arranjos experimentais voltados à realização desta operação por meio de circuitos eletrônicos. Uma referência a este tipo de abordagem, baseada no processamento do sinal analógico proveniente do amplificador de carga por um derivador eletrônico, pode ser encontrada no trabalho de Marzouk e Watson [20]. Apesar de evitar a derivação numérica dos dados de pressão, o procedimento estudado por estes autores não forneceu resultados experimentais satisfatórios para a taxa de variação da pressão, subestimando seu valor de pico durante a combustão pré-misturada. Este comportamento advém da resposta em frequência dos circuitos de derivação, que compromete severamente seu desempenho no processamento de dados que compõem a região de altas frequências da distribuição espectral da curva de derivada de pressão (ver item 2.5.1). Os contratempos mencionados acima podem ser contornados empregando-se uma técnica alternativa de polarização do sensor piezelétrico: a conversão direta da corrente fornecida pelo transdutor em um nível analógico de tensão proporcional à taxa de variação temporal da pressão no cilindro. O circuito apresentado no item 2.4.2 do presente trabalho aplica tal metodologia.



#### 2.4.1-Polarização do Transdutor Através de um Amplificador de Carga

A Figura 2.5 apresenta um esquema simplificado da montagem experimental habitualmente utilizada no levantamento da pressão no cilindro do motor. Um cabo blindado e de alta resistência de isolamento conduz as cargas polarizadas pelo transdutor à entrada do amplificador de carga, também conhecido como amplificador piezelétrico. Este equipamento baseia-se em um circuito integrador, fornecendo uma tensão de saída proporcional à integral do fluxo de cargas aplicado em sua entrada entre o instante no qual ele foi ligado, ou reiniciado, e o instante corrente de medição. Desta maneira, a pressão relativa ao instante inicial de medição será dada por:

$$(P - P_{ref}) = \frac{v_{ch} \cdot G_a}{G_s} \quad (2.3)$$

sendo  $P$  a pressão absoluta no cilindro,  $P_{ref}$  a pressão absoluta no início da operação de integração ou após um reinício,  $G_a$  o ganho do amplificador de carga e  $v_{ch}$  a tensão de saída do amplificador de carga.

Comentou-se há pouco que a carga produzida pelo transdutor de pressão é consideravelmente tênue, alcançando algumas dezenas de pC/bar, o que torna a associação entre um transdutor piezelétrico e um amplificador de carga extremamente delicada quanto à presença de afastamentos da idealidade nos circuitos eletrônicos. A ação de correntes de fuga através da resistência de isolamento do sistema de medição, e até mesmo no próprio circuito integrador, constitui a principal dificuldade imposta à conversão perfeita das cargas polarizadas pelo sensor. Sua atuação causa um lento e contínuo decréscimo do nível de tensão de saída do amplificador de carga com relação aos valores correspondentes às pressões aplicadas no transdutor. A manutenção desta imprecisão em níveis toleráveis demanda a utilização de um amplificador de carga com alta impedância de entrada, além da verificação constante da limpeza e da qualidade das conexões elétricas e cabos que compõe o sistema de medição.

O deslocamento de longo prazo (item 2.3.1) também promove um movimento lento e contínuo da linha de base dos dados, devido à integração da corrente induzida pela variação da temperatura do transdutor durante uma mudança no regime de operação do motor. Portanto, utilizando-se um aparato experimental em condições adequadas, espera-se uma lenta instabilidade da linha de base dos dados de pressão, resultante da ação combinada das não

idealidades do circuito que compõe a instrumentação e do deslocamento de longo prazo. Esta imprecisão constitui um inconveniente intrínseco à utilização do amplificador de carga, sendo mencionada na literatura como flutuação ou deslocamento da linha de base dos dados de pressão [15, 20, 23, 28]. Sua ação pode levar a um deslocamento de dezenas de bar durante um longo tempo de medição, tornando obrigatória a reinicialização periódica do amplificador para que se evite a sua saturação.

As flutuações descritas acima e a natureza relativa ao instante inicial de medição dos dados fornecidos pelo amplificador de carga torna necessária a correção de sua linha de base a cada ciclo. No presente trabalho, os diagramas experimentais de pressão foram corrigidos impondo-se um valor nulo para a massa de combustível queimado computada ao longo de 80 graus após o fechamento da válvula de admissão. Este procedimento se baseia nas recomendações de Lapuerta et al. [21], que demonstraram que o nível de referência da pressão é o único dos parâmetros de entrada do modelo de liberação de energia que afeta significativamente os seus resultados durante a fase inicial da compressão. A derivação numérica dos dados de pressão foi efetuada através da seguinte expressão, baseada em diferenças finitas de quarta ordem [29]:

$$\frac{dP}{dq_j} = \frac{P_{j-2} - 8P_{j-1} + 8P_{j+1} - P_{j+2}}{12\Delta q} \quad (2.4)$$

onde  $Dq$  corresponde ao intervalo no ângulo de manivela entre duas leituras consecutivas para a pressão representadas por  $P_j$  e  $P_{j+1}$ .

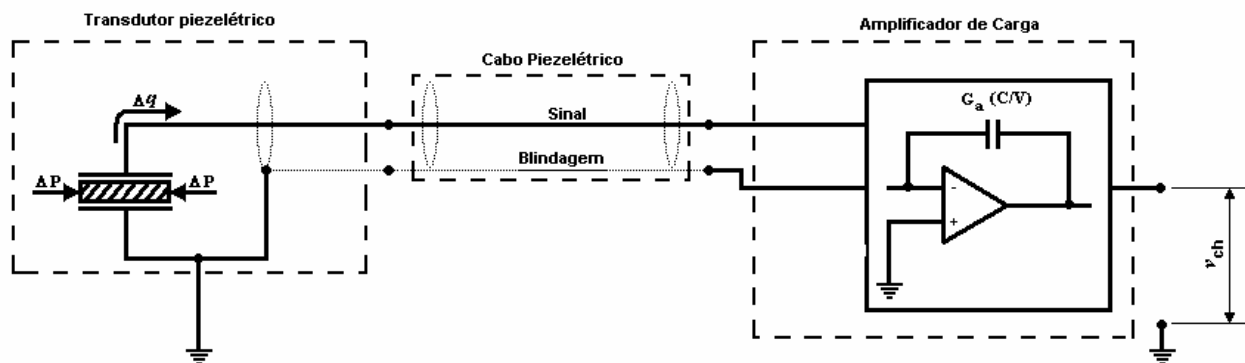


Figura 2.5: Polarização do transdutor através de um amplificador de carga.

#### 2.4.2-Polarização Direta do Transdutor

A configuração experimental de maior evidência para a conversão da corrente polarizada pelo transdutor piezelétrico consiste em sua condução à terra por meio de uma resistência elétrica, originando-se uma queda de tensão equivalente ao produto entre o valor desta resistência e a corrente gerada pelo sensor. Tal procedimento promoveria, no entanto, a formação de um circuito RC entre a capacitância inerente do transdutor e a resistência de medição, o que, por sua vez, traria um atraso de fase e uma atenuação na queda de tensão verificada nesta resistência com relação à corrente polarizada pelo transdutor.

Esta questão foi suplantada entregando-se a corrente polarizada pelo transdutor piezelétrico a um circuito conversor de corrente em tensão [30], constituído por um amplificador operacional e um resistor de realimentação negativa, conforme indica o esquema apresentado na Figura 2.6. Este circuito opera de maneira estável na faixa de ganhos de interesse no presente trabalho, podendo sofrer pequenas alterações relacionadas a técnicas de balanceamento em função do amplificador operacional escolhido para sua construção. O valor praticamente nulo da impedância de entrada do conversor de corrente em tensão, dado pelo quociente entre  $R_A$  e o ganho em malha aberta do amplificador operacional  $A_1$ , torna-o imune às imprecisões decorrentes da capacitância inerente do transdutor piezelétrico. Utilizou-se, ainda, um amplificador seguidor de tensão para o isolamento do conversor com relação à impedância do instrumento ao qual ele será ligado. Desta maneira, a taxa de variação da pressão mensurada pelo transdutor é dada por:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{v_{cv}}{G_s \cdot R_A} \quad (2.5)$$

sendo  $dP/dt$  a derivada temporal de pressão mensurada,  $v_{cv}$  a tensão de saída do conversor de corrente em tensão e  $R_A$  o valor da resistência de ajuste do ganho do conversor de corrente em tensão.

Considerando-se a velocidade angular do virabrequim constante ao longo do ciclo de trabalho do motor, obtém-se a seguinte expressão para a derivada da pressão no cilindro com relação ao ângulo de manivela:

$$\frac{dP}{dq} = \frac{v_{cv}}{6 \cdot G_s \cdot R_A \cdot RPM} \quad (2.6)$$

na equação acima  $RPM$  representa a velocidade de operação do motor, dada em rotações por minuto. Os diagramas experimentais de pressão foram determinados integrando-se numericamente os dados obtidos para sua derivada. Empregou-se, nesta tarefa, um algoritmo do tipo Runge-Kutta de quarta ordem [31]. A linha de base dos diagramas integrados para a pressão foi determinada aplicando-se a técnica de correção descrita há pouco para o ajuste de dados provenientes do amplificador de carga.

O emprego do conversor de corrente em tensão elimina a necessidade de cuidados especiais com resistências de isolamento e correntes de fuga, promovendo uma passagem sem restrições das cargas polarizadas pelo transdutor para a terra. Neste caso, as não idealidades no circuito amplificador se manifestam através de um deslocamento praticamente constante da linha de base dos dados de derivada de pressão. Os efeitos do deslocamento de longo prazo também fazem com que a linha de base dos dados se distancie de sua posição original, retornando após o motor alcançar o regime permanente. Deve-se ressaltar, contudo, que para os circuitos utilizados não foram observados deslocamentos significativos na linha de base dos dados de derivada de pressão. Também está eliminada, portanto, a necessidade de se reinicializar os circuitos de polarização do transdutor por conta de largos deslocamentos da linha de base de seus dados de saída. Mesmo nos casos em que se utilizem circuitos consideravelmente desbalanceados, ainda há a possibilidade de se corrigir a linha de base dos dados impondo-se a equivalência entre os valores da pressão no início e no final de cada ciclo.

A taxa de variação da pressão no cilindro também pode ser acessada conectando-se o transdutor piezolétrico diretamente a um osciloscópio, pois a passagem da corrente polarizada pelo transdutor através da impedância de entrada deste instrumento provocará uma queda de tensão que será projetada em sua tela. Entretanto, a associação entre a capacitância inerente do transdutor e a elevada impedância de entrada do osciloscópio impõe um atraso de fase intolerável aos dados de derivada de pressão, tornando-os de pouca valia para a condução de estudos de liberação de energia. De qualquer forma, este procedimento se mostrou muito interessante para a realização de verificações de rotina durante a implementação do sistema de aquisição de dados.

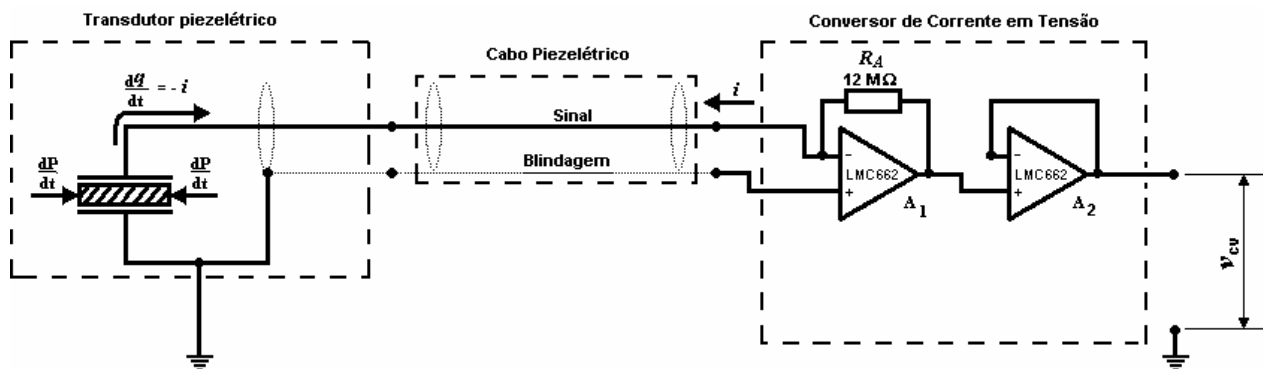


Figura 2.6: Polarização direta do transdutor a partir de um conversor de corrente para tensão.

## **2.5- Composição dos Dados Experimentais e a Média entre Ciclos como Estimador**

Os dados levantados experimentalmente devem representar adequadamente o campo de pressão verificado em toda a extensão do conteúdo do cilindro, fazendo da hipótese de uniformidade da pressão neste ambiente uma aproximação satisfatória durante os cálculos de liberação de energia. Portanto, torna-se conveniente a divisão da pressão registrada na região de instalação do transdutor em duas componentes: Um valor médio representativo das propriedades termodinâmicas da carga, que constitui a informação de interesse no presente trabalho, e flutuações de natureza espacial decorrentes do escoamento no cilindro e de oscilações acústicas desencadeadas pela combustão. O ruído gerado pela conversão do sinal analógico enviado pelo transdutor também tomará parte na composição dos dados experimentais, após seu processamento pelo sistema de aquisição de dados.

Com o objetivo de se avaliar estratégias de polarização do transdutor e técnicas de tratamento numérico dos dados experimentais, mapeou-se a participação dos dados médios e de cada uma das três fontes de incerteza listadas acima na composição do sinal registrado pelo sistema de aquisição de dados. Utilizaram-se, nesta tarefa, curvas simuladas livres da ação de imprecisões como referência para o comportamento esperado para os dados médios. Estas curvas foram construídas alimentando-se o modelo de uma zona de combustão descrito no Capítulo 4 com diagramas suaves de liberação de energia compostos por duas funções de Wiebe [33]. A influência dos componentes espúrios foi estimada subtraindo-se diagramas experimentais das curvas simuladas. O regime de operação escolhido para a condução desta análise foi o de 80% de carga e 2600 rpm de rotação, que representa uma condição típica de funcionamento para um motor diesel rápido.

### 2.5.1-Curvas de Referência para os Dados de Interesse

Na Figura 2.7, confrontaram-se curvas de referência e dados experimentais obtidos ao se utilizar cada uma das abordagens estudadas para a polarização do transdutor. Observa-se, nesta ilustração, que a ação da queima pré-misturada é registrada no diagrama de pressão como uma rampa abrupta subsequente à ignição (área circulada na Figura 2.7a), sendo seguida por uma elevação do diagrama até o ponto de pressão máxima e por sua queda durante a combustão controlada pela mistura. Para o diagrama de derivada de pressão, a influência da combustão pré-misturada figura como um pico facilmente identificável, conforme indica a parte circulada da Figura 2.7b. Após este pico, tem-se uma queda gradual da derivada de pressão, com taxa semelhante à registrada ao longo do atraso da ignição. Esta visibilidade do efeito da combustão pré-misturada demonstra a forte influência da derivada de pressão sobre a taxa de liberação de energia, fato que motivou a utilização de diagramas de derivada de pressão para a análise da composição dos dados experimentais obtidos pelo transdutor piezelétrico.

O diagrama de derivada da pressão no cilindro também pode ser representado por meio de seu espectro de frequências, discriminando-se a contribuição dos fenômenos que o compõe de acordo com seus tempos característicos, ou seja, suas frequências. Utilizaram-se periodogramas de Lomb [34] obtidos numericamente para dar curso a análise em frequência dos dados experimentais e simulados de derivada de pressão. A potência espectral indicada nos periodogramas é normalizada com relação à variância dos dados analisados, e seu valor representa o grau de participação do sinal associado a uma dada frequência na composição dos dados estudados. Em alguns periodogramas, a leitura simultânea das regiões de baixa e de alta frequência foi facilitada empregando-se uma escala logarítmica para as potências espectrais.

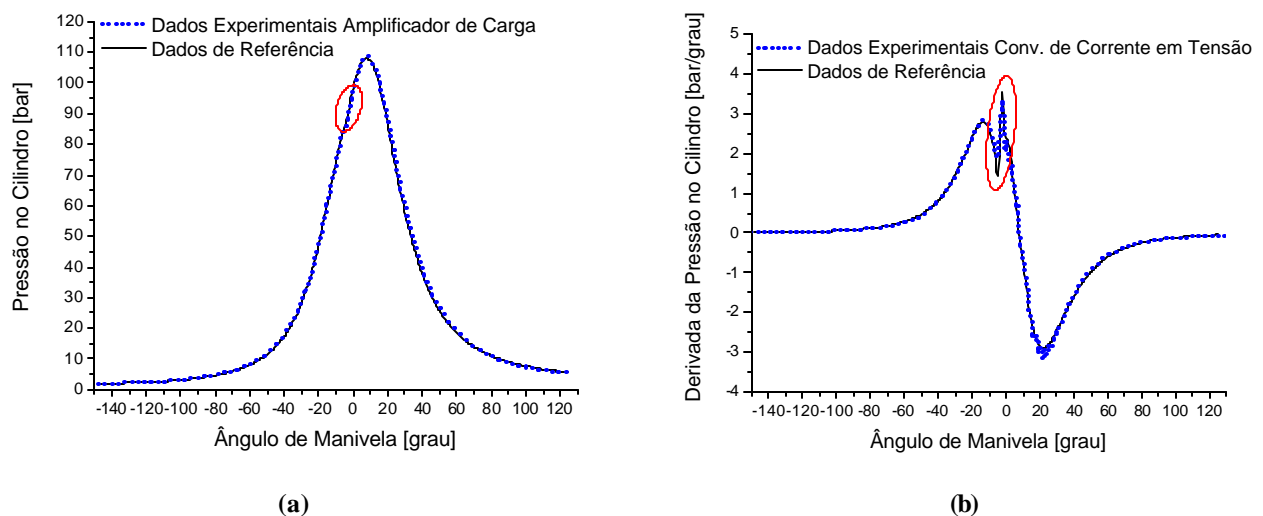
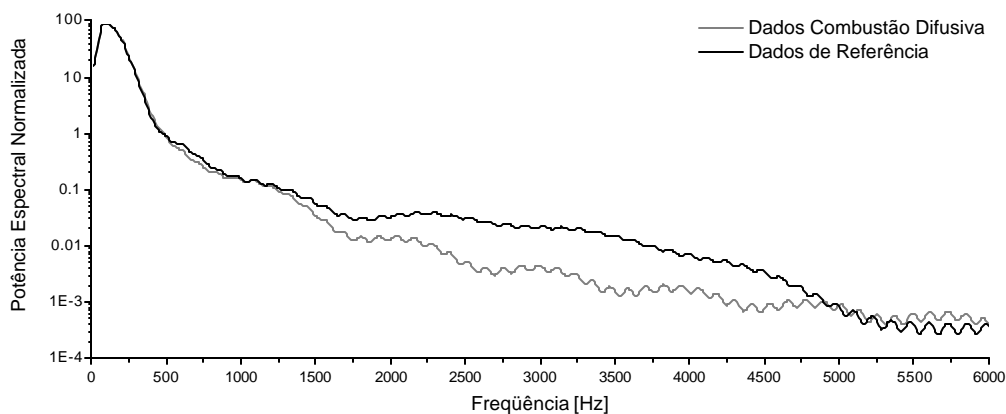


Figura 2.7: Curvas de referência para os dados de pressão e derivada de pressão.

Na Figura 2.8, a distribuição espectral da curva de referência para a derivada de pressão é comparada à distribuição verificada ao se suprimir a combustão pré-misturada das funções de Wiebe entregues ao modelo de simulação (Dados Combustão Difusiva). Obtiveram-se potências espectrais coincidentes para a parcela de baixa frequência desta comparação, enquanto que para a região de alta frequência a supressão da combustão pré-misturada provocou uma atenuação considerável nos dados de derivada de pressão. Este comportamento advém dos tempos característicos reduzidos dos fenômenos associados à queima pré-misturada, que são governados pela cinética química das reações em cadeia. Nota-se, desta forma, que a contribuição da combustão pré-misturada para a composição espectral dos dados de derivada de pressão situa-se na faixa compreendida entre 1000 e 5000 Hz para o regime analisado. Observa-se, ainda, que os efeitos da compressão e da combustão difusiva possuem papel preponderante na composição espectral dos dados de interesse.

Assim, o emprego de circuitos ou mesmo de tratamentos numéricos de suavização que atenuem o sinal proveniente do transdutor em frequências abaixo do 5000 Hz pode restringir substancialmente a influência da combustão pré-misturada nos dados experimentais. Levando-se em conta os valores reduzidos de avanço da injeção demandados pelo controle das emissões de óxidos de nitrogênio, que restringem a ocorrência de combustão pré-misturada, tem-se uma idéia das dificuldades impostas pelo comportamento em frequência deste mecanismo de combustão. Em alguns casos, a aplicação de um filtro passa baixa de 3kHz nos dados experimentais já basta para eliminar a sua influência nos resultados obtidos para a liberação de energia.



**Figura 2.8: Distribuição espectral obtida para a curva de referência dos dados de derivada de pressão.**



As considerações apresentadas para o comportamento dos dados médios estão em acordo com as tendências reportadas no trabalho de Priede [35], que associou o som produzido durante a combustão em um motor diesel à razão de subida da pressão no cilindro. Este autor relacionou a região de baixa frequência da distribuição espectral da pressão no cilindro com o valor de pico exibido pelo diagrama de pressão, observando que nesta região o formato da curva de pressão não altera substancialmente a sua distribuição espectral que, por sua vez, segue um padrão semelhante ao obtido com o motor arrastado. Para a região de altas frequências, Priede observou que a distribuição espectral dependente da configuração, ou razão de subida, com que a pressão alcança seu valor de pico, relacionando-se, portanto, com a quantidade de combustão pré-misturada.

### 2.5.2-Imprecisão do Sistema de Aquisição de Dados e Escoamento

A imprecisão associada ao sistema de aquisição de dados é dominada pelo erro de arredondamento do seu conversor analógico-digital, atuando como uma fonte de ruído branco sobreposto ao sinal experimental adquirido. A variância imposta por este ruído ao sinal adquirido pode ser estimada em termos do nível de quantização  $L$  [36], que é definido como a distância entre dois pontos de decisão do conversor:

$$s^2 = \frac{L^2}{12} \quad (2.7)$$

Para a polarização do transdutor com um amplificador piezelétrico, a influência desta imprecisão sobre a curva de derivada de pressão se dá de maneira indireta, pois neste caso a pressão na câmara constitui o dado mensurado. Nestas condições, pode-se estimar o desvio padrão imposto pelo ruído de quantização à derivada de pressão por meio da Equação (2.4), considerando-se os desvios nos valores mensurados para a pressão variáveis aleatórias independentes:

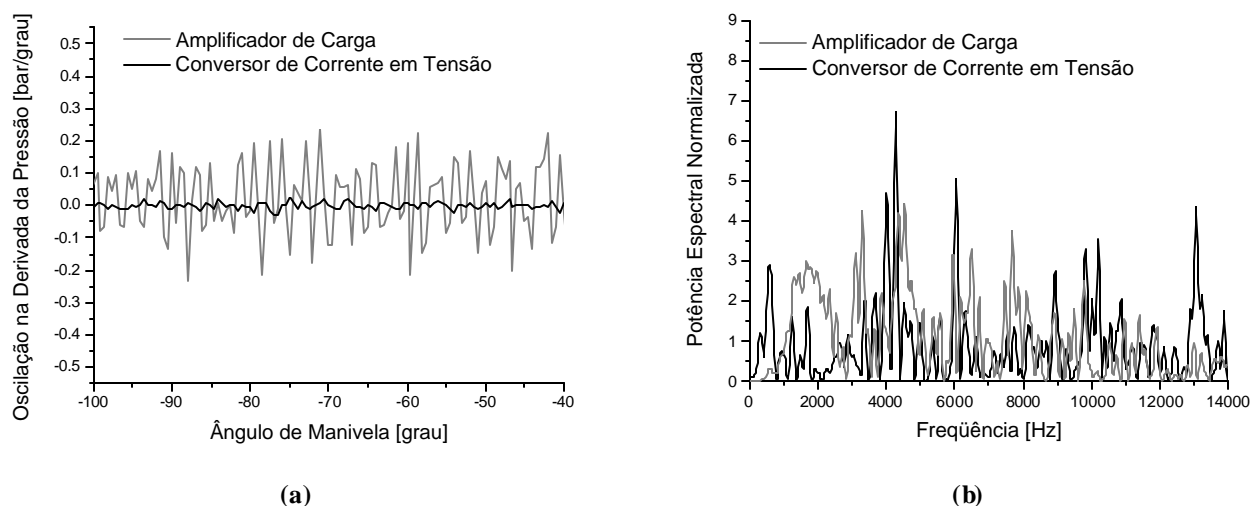
$$s_{dp} = \sqrt{\left( \left( \frac{1}{12\Delta q} \right)^2 + \left( \frac{-8}{12\Delta q} \right)^2 + \left( \frac{8}{12\Delta q} \right)^2 + \left( \frac{-1}{12\Delta q} \right)^2 \right) \frac{L_p^2}{12}} = \sqrt{\frac{130L_p^2}{1728(\Delta q)^2}} = 0,083 \text{ bar / grau} \quad (2.8)$$

na expressão acima  $L_p$  representa o nível de quantização da curva de pressão adquirida empregando-se o amplificador de carga.

De acordo com a Equação (2.7), o desvio padrão imposto à derivada de pressão para a polarização direta do transdutor resulta em:

$$s_{dp} = \sqrt{\frac{L_{dp}^2}{12}} = 15,79 \text{ bar / s} = 1,01 \cdot 10^{-3} \text{ bar / grau a 2600 RPM} \quad (2.9)$$

sendo  $L_{dp}$  o nível de quantização associado à configuração experimental que faz uso do conversor de corrente em tensão. Deve-se ressaltar que, neste caso, o desvio padrão imposto pelo ruído de quantização foi reduzido a apenas 1,22% do valor obtido empregando-se um amplificador de carga. Conforme se verá adiante, este fato tem importantes conseqüências para a obtenção de diagramas suaves para a taxa de liberação de energia.



**Figura 2.9: Ruído proveniente da conversão do sinal analógico e flutuações relacionadas ao escoamento.**

A Figura 2.9a apresenta os desvios verificados para dados experimentais com relação à curva de referência durante a compressão, um trecho livre da combustão no qual o ruído sobreposto à derivada da pressão no cilindro pode ser atribuído ao escoamento e ao sistema de aquisição de dados. Observa-se, nesta figura, que a utilização de um amplificador de carga impõe oscilações cujos valores de pico se aproximam dos limites previstos para os efeitos do ruído de quantização, que se situam a  $\pm 0,214$  bar/grau para 99% de confiança. Pode-se afirmar, portanto, que o emprego do amplificador de carga torna os efeitos do ruído imposto pelo sistema de aquisição de dados dominantes com relação às flutuações impostas pelo escoamento no cilindro. Para a aplicação do conversor de corrente para tensão, tem-se  $\pm 0,0026$  bar/grau como limites para 99% de confiabilidade, um valor bem inferior às oscilações verificadas no diagrama da 2.9a. Conclui-se, portanto, que neste caso as oscilações registradas durante a compressão decorrem dos efeitos do escoamento no cilindro sobre a pressão registrada pelo transdutor.

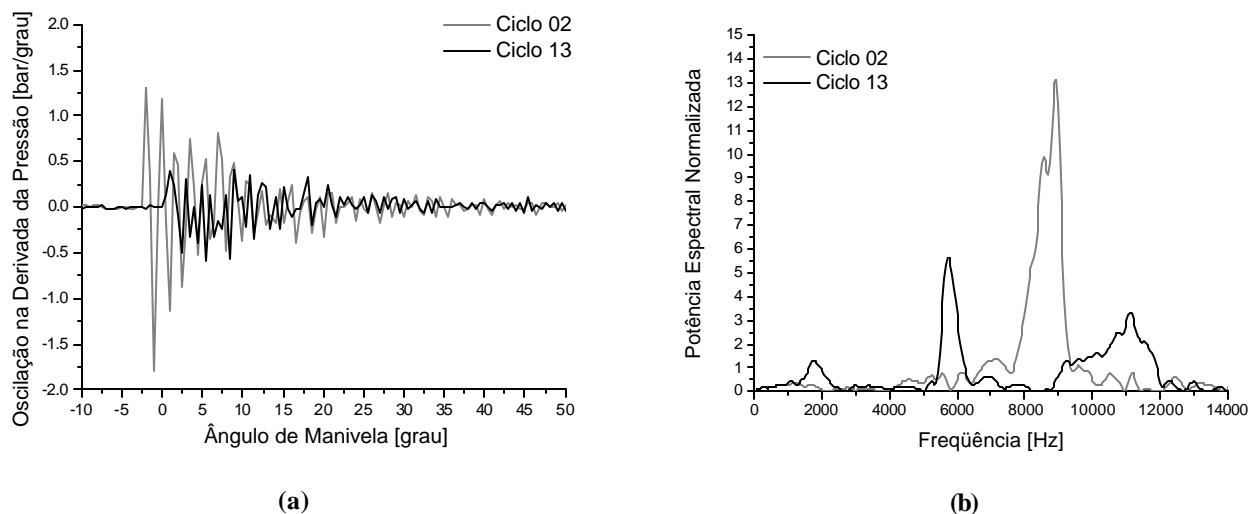
As distribuições espectrais obtidas para os desvios durante a compressão foram apresentadas na Figura 2.9b. Estas distribuições comprovam a participação do erro de quantização e do escoamento no cilindro na composição dos dados experimentais como fontes de ruído branco. Verifica-se que uma parcela considerável da composição espectral deste ruído se sobrepõe à faixa de frequências ocupada pelos dados de interesse, inviabilizando a sua remoção por meio de filtros passa baixa e de tratamentos numéricos de suavização. Neste caso, a eliminação do ruído por meio dos métodos de pós-processamento citados acima também implica uma adulteração nos dados de interesse, cuja extensão engloba, na melhor das hipóteses, a região de sobreposição das suas composições espectrais. Por conta da presença acentuada de ruído de quantização nos dados obtidos com o amplificador de carga, considerou-se conveniente a adoção da abordagem experimental baseada no conversor de corrente para tensão durante a parcela restante da análise da composição dos dados experimentais.

### 2.5.3-Ruído Gerado pela Combustão

O gás contido no cilindro possui modos naturais de vibração que são excitados pela mudança brusca de pressão promovida pelas elevadas taxas de queima registradas na detonação diesel [35]. Pode-se considerar, portanto, que impulsos de amplo espectro localizados nas regiões de ignição dão origem a vibrações livres nos modos associados à cavidade formada no cilindro [37]. Isolando-se os desvios observados após a ignição em dois ciclos distintos, obtiveram-se as estimativas experimentais apresentadas na Figura 2.10 para os efeitos destes fenômenos acústicos sobre a derivada da pressão.

A detonação diesel ocorre com o pistão na região próxima ao ponto morto superior, o que é um pré-requisito para a geração de oscilações de pressão com grande amplitude como as verificadas na Figura 2.10a. Todavia, sob tal condição, a elevada razão área/volume das superfícies do cilindro amortece-as rapidamente, levando os desvios com relação à curva de referência a um nível constante ligeiramente superior ao observado durante a compressão. Verifica-se, portanto, que o processo de combustão eleva a influência do escoamento (turbulência) sobre os dados experimentais capturados pelo transdutor.

A análise espectral das flutuações geradas pela detonação registrou a presença de sinal periódico em frequências próximas a 2, 6, 8, 9 e 11 kHz, que devem corresponder a frequências características do sistema formado no cilindro. Observa-se, ainda, que a modificação da geometria da cavidade e do estado termodinâmico da carga com o movimento do pistão promovem pequenos espalhamentos em torno dos pontos de pico associados a estas frequências características. Desta forma, assim como no caso do ruído imposto pelo escoamento e pelo processo de quantização, boa parte da composição espectral das oscilações desencadeadas pela detonação diesel se sobrepõe aos dados de interesse na região dominada pela combustão pré-misturada. As alterações de ciclo para ciclo observadas na distribuição espectral e na amplitude das oscilações refletem a presença de flutuações na quantidade de combustão pré-misturada e nos locais em que se dá a ignição, que interferem na eficiência de excitação e na intensidade do impulso disponível para cada modo de vibração. Estas flutuações serão avaliadas no item subsequente do presente trabalho, onde elas serão utilizadas em favor da remoção dos efeitos da detonação diesel sobre os dados experimentais de pressão no cilindro.



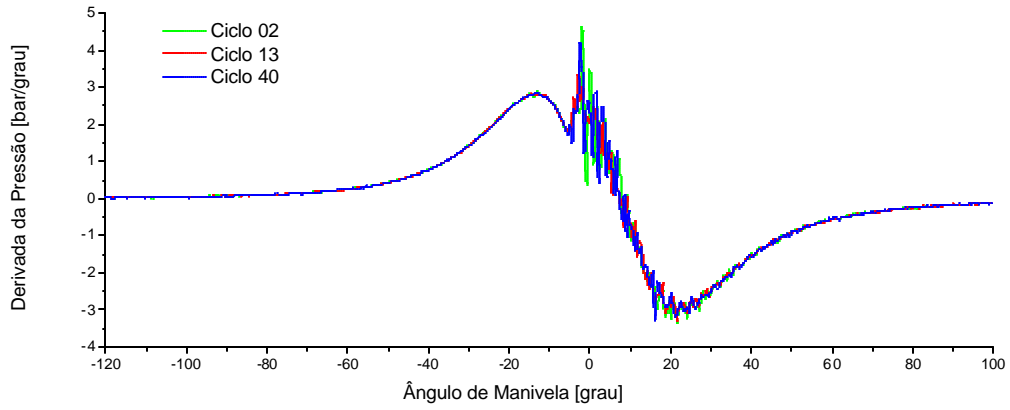
**Figura 2.10: Ruído proveniente da combustão em dois ciclos distintos e sua distribuição espectral.**

#### 2.5.4-Variações Cíclicas e a Média entre Ciclos Sucessivos como Estimador

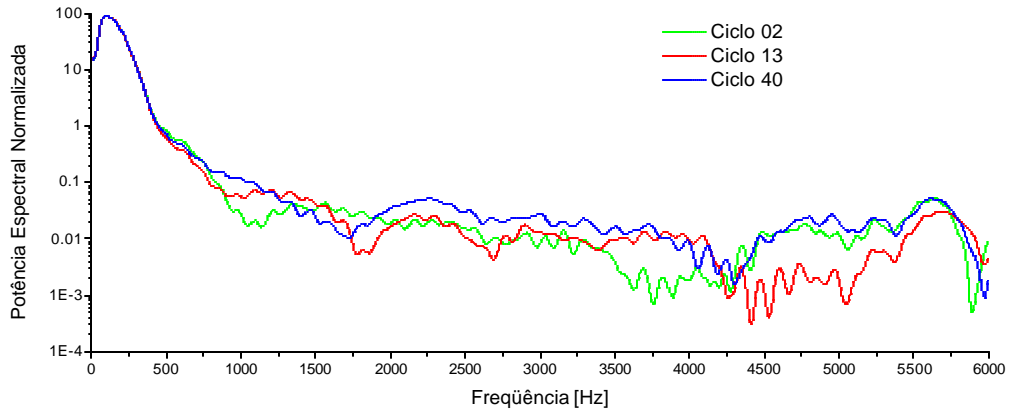
A ignição espontânea da mistura em motores diesel é um processo de caráter eminentemente caótico, sendo fortemente influenciada pela interação entre os fenômenos químicos e aerodinâmicos ocorrentes ao longo do atraso da ignição [38]. Por este motivo, um motor diesel de injeção direta operando em regime permanente apresentará alterações na quantidade de combustível disponibilizado para a combustão pré-misturada e nas regiões de ignição entre sucessivos ciclos. Conforme se observa na Figura 2.11, estas alterações na combustão pré-misturada e as oscilações acústicas que as sucedem dão origem à maior parte das variações cíclicas registradas no período de válvulas fechadas. Os periodogramas apresentados na Figura 2.12 ilustram a elevada repetibilidade observada na região de baixas frequências dominada pela compressão e pela combustão difusiva, que contrasta com a variabilidade registrada na região de influência da combustão pré-misturada e dos fenômenos acústicos que a sucedem. Estes resultados estão em acordo com as observações de Stahle et al. [39-41], que atribuíram a fenômenos de natureza aleatória associados à combustão a parcela da composição espectral dos dados de pressão associada a frequências acima dos 1000 Hz.

Por ser um estimador baseado em um número elevado de amostras para cada ângulo de manivela, a adoção de valores médios entre ciclos sucessivos constitui a solução ideal para se amenizar os efeitos de variações de ciclo para ciclo como as registradas durante a combustão pré-misturada. Outro forte argumento com relação à adoção de dados médios diz respeito a comparações envolvendo parâmetros calculados a partir de dados de pressão no cilindro e medições provenientes da bancada dinamométrica. O próprio motor se comporta como um aparato capaz de responder a valores médios de fluxos de ar e combustível, gerando uma potência indicada correspondente à média entre os ciclos que englobam o período de medição. Portanto, é apropriado o uso de uma média entre vários ciclos para o cálculo de quantidades que vão ser comparadas a medições realizadas em células de teste [23].

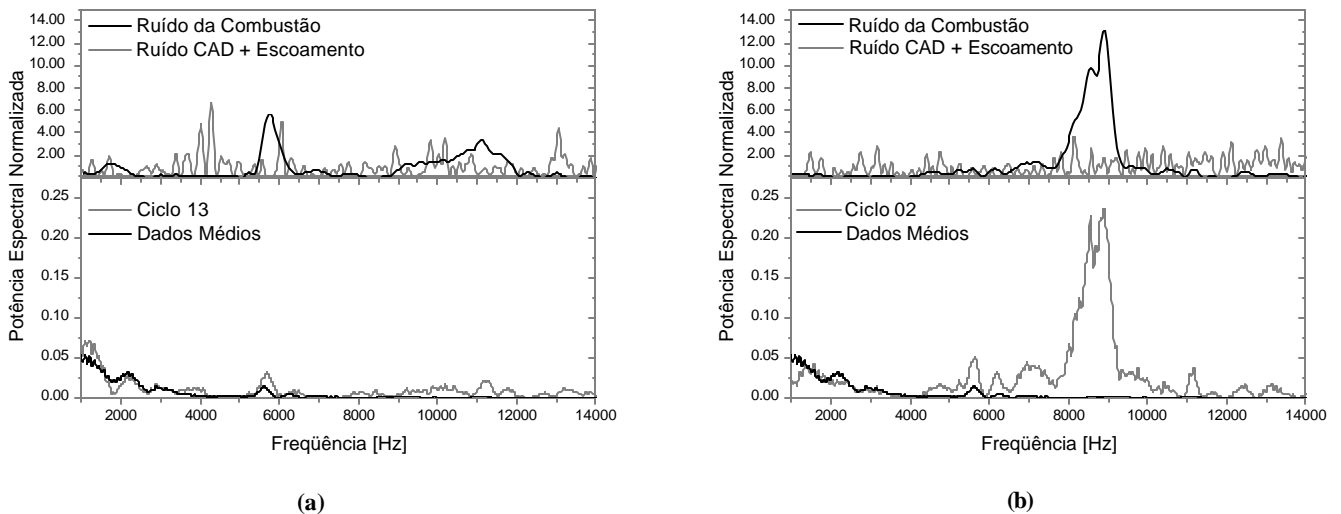
Além disto, a utilização de dados médios atenua de maneira extremamente eficaz o ruído presente nos dados experimentais. A distribuição espectral dos desvios gerados pelo sistema de aquisição de dados, pelo escoamento e pela detonação diesel foi apresentada na Figura 2.13, juntamente com a região de participação destas oscilações em dois ciclos distintos e na média entre cinquenta ciclos consecutivos. Nota-se, nesta ilustração, que a média se mostrou capaz de eliminar a influência do escoamento e do erro de quantização, mediante a sobreposição da ação destas fontes de ruído branco durante vários ciclos. O processo caótico de ignição altera a fase e a amplitude das oscilações desencadeadas pela detonação diesel, fazendo com que a média entre vários ciclos também elimine boa parte de sua influência mediante a sua sobreposição. Dá-se cabo, desta forma, à contradição encontrada para o tratamento de ruído que se encontra na mesma faixa de frequência que os dados de interesse, sem se incorrer nos riscos de adulteração de dados associados a tratamentos de suavização. Recomenda-se, portanto, a utilização de dados médios entre ciclos consecutivos durante o levantamento de dados de pressão no cilindro em condições de regime permanente.



**Figura 2.11: Dados experimentais de derivada de pressão para ciclos individuais.**



**Figura 2.12: Distribuição espectral da derivada de pressão para ciclos individuais**



**Figura 2.13: Influência do ruído sobre ciclos individuais e sua redução para a média entre 50 ciclos.**

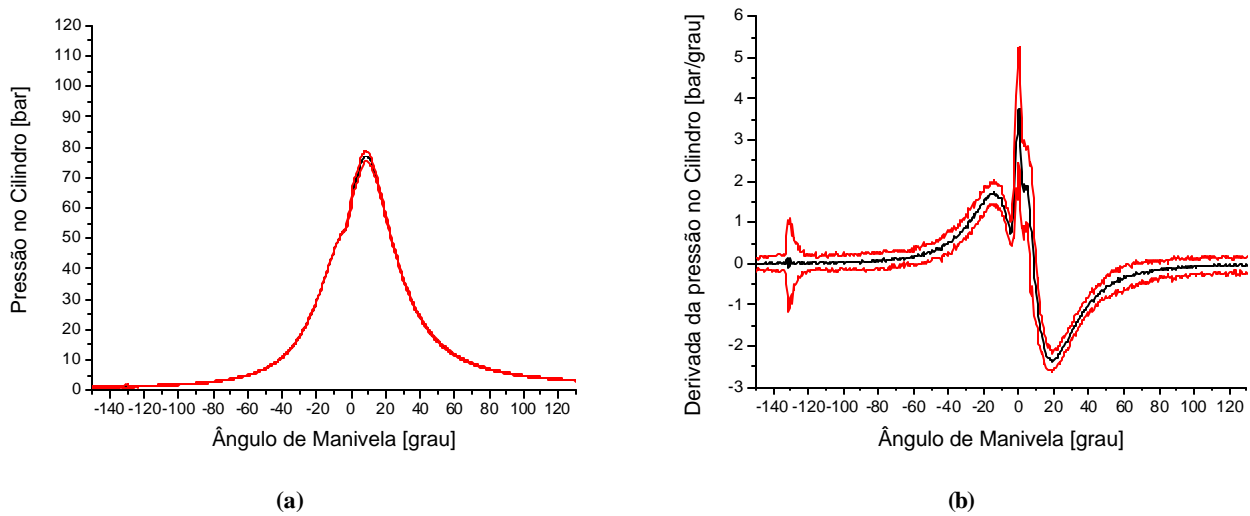
## **2.6-Resultados Obtidos para a Pressão no Cilindro e sua Derivada**

As Figuras 2.14 a 2.19 trazem diagramas obtidos para a pressão no cilindro e sua derivada ao se empregar as duas abordagens de polarização do transdutor consideradas. Estas ilustrações foram compostas pelos valores médios e pelos limites de 95% de confiança referentes a amostras de 50 ciclos consecutivos de dados experimentais. Os dados reportados compreendem três condições de operação do motor MWM 6.07T GMT-400; 1400 rpm e 40% de carga, 2600 rpm e 80% de carga e 2900rpm e plena carga. Obtiveram-se resultados satisfatórios para a pressão no cilindro e seus limites de confiabilidade com ambas as abordagens de polarização do transdutor, demonstrando-se que a integração numérica dos dados provenientes do conversor de corrente em tensão constitui um expediente estável.

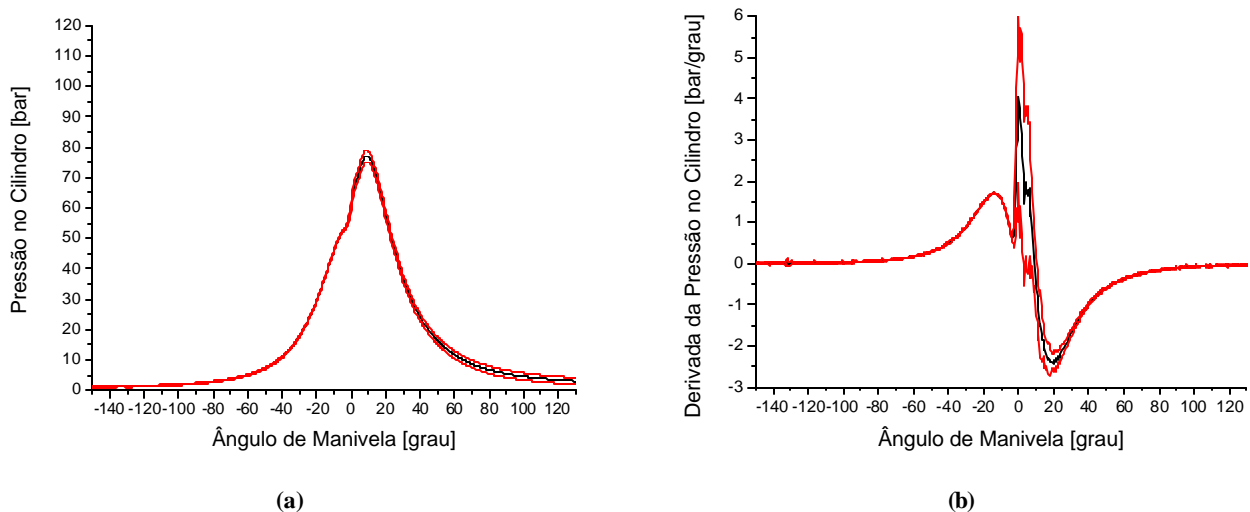
Para a taxa de variação da pressão no cilindro, no entanto, verificou-se um panorama díspar com relação às técnicas experimentais adotadas. As oscilações desencadeadas pelo escoamento no cilindro logo após o fechamento das válvulas de admissão foram bem acomodadas pelo conversor de corrente para tensão, mas acabaram gerando um afastamento apreciável nos limites de confiança obtidos com o amplificador piezelétrico. Este comportamento tem origem na instabilidade associada à derivação numérica dos dados experimentais de pressão, que amplifica em seus resultados as oscilações registradas nos diagramas de pressão. Na parcela restante da compressão, os intervalos de confiança acompanham os valores ditados pelo escoamento para o conversor de corrente para tensão, e os patamares relacionados ao ruído de quantização para o caso em que se empregou um amplificador piezelétrico. Após a ignição, os intervalos de confiança se dilatam para acomodar as oscilações provenientes da detonação diesel, retornando a níveis ligeiramente superiores aos observados na compressão durante a parcela final da expansão. Os efeitos da detonação diesel também foram ampliados ao se utilizar o amplificador de carga, obtendo-se intervalos de confiança consideravelmente extensos na região de influência das oscilações acústicas para esta abordagem experimental.



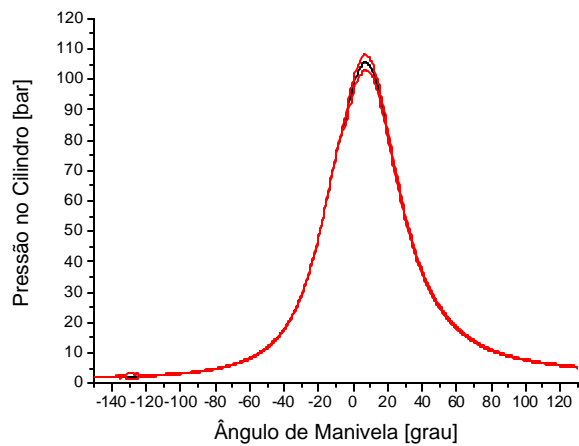
As tendências apontadas no parágrafo anterior estão em acordo com a descrição dada há pouco para a composição dos dados experimentais, sendo corroboradas pelas distribuições espectrais apresentadas na Figura 2.20 para a derivada numérica da pressão. Observa-se, nesta ilustração, a presença acentuada de elementos espúrios na composição dos dados referentes a um único ciclo, que não pôde ser eliminada mediante a derivação de diagramas de pressão médios entre vários ciclos. Conclui-se, portanto, que a utilização de dados médios não basta para a obtenção de curvas de derivada de pressão suaves ao se empregar o amplificador de carga.



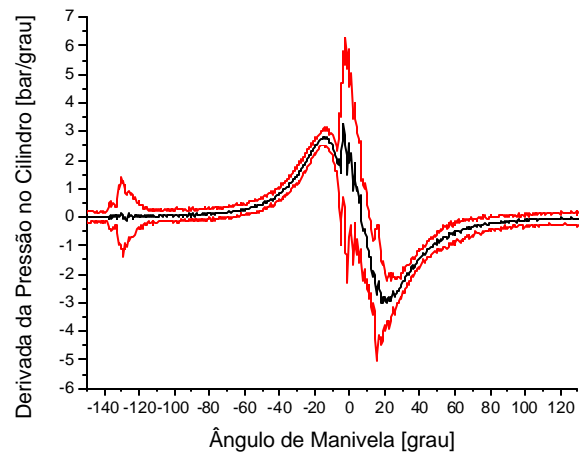
**Figura 2.14: Dados obtidos em 1400 rpm e 40% de carga utilizando-se o amplificador de carga.**



**Figura 2.15: Dados obtidos em 1400 rpm e 40% de carga utilizando-se o conversor de corrente em tensão.**

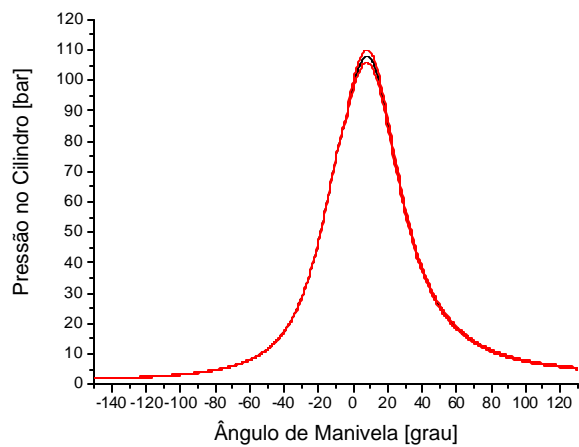


(a)

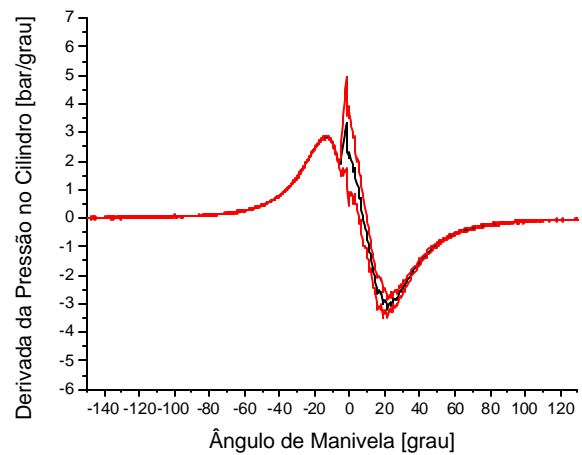


(b)

**Figura 2.16: Dados obtidos em 2600 rpm e 80% de carga utilizando-se o amplificador de carga.**



(a)



(b)

**Figura 2.17: Dados obtidos em 2600 rpm e 80% de carga utilizando-se o conversor de corrente para tensão.**

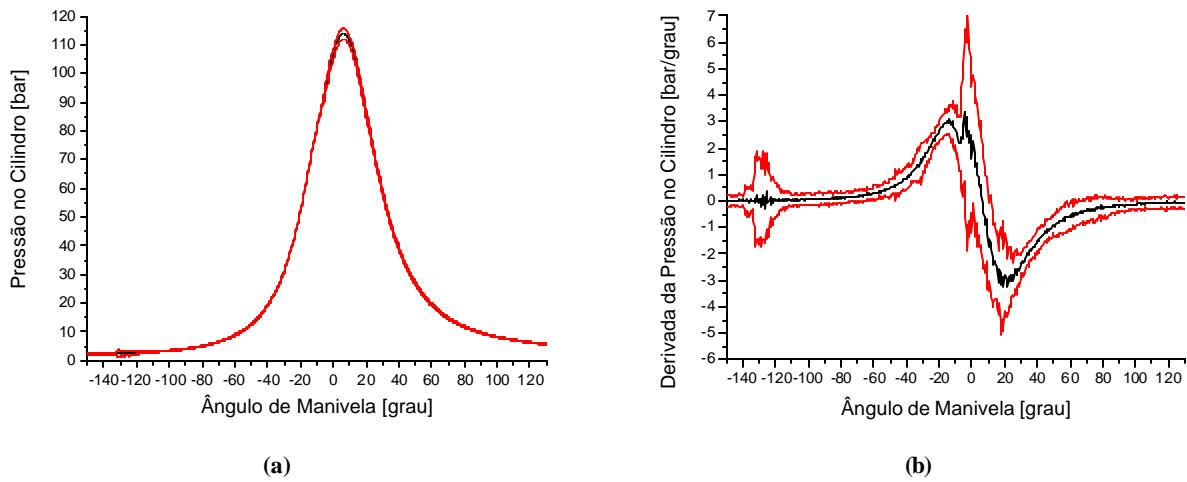


Figura 2.18: Dados obtidos em 2900 rpm e plena carga utilizando-se o amplificador piezelétrico.

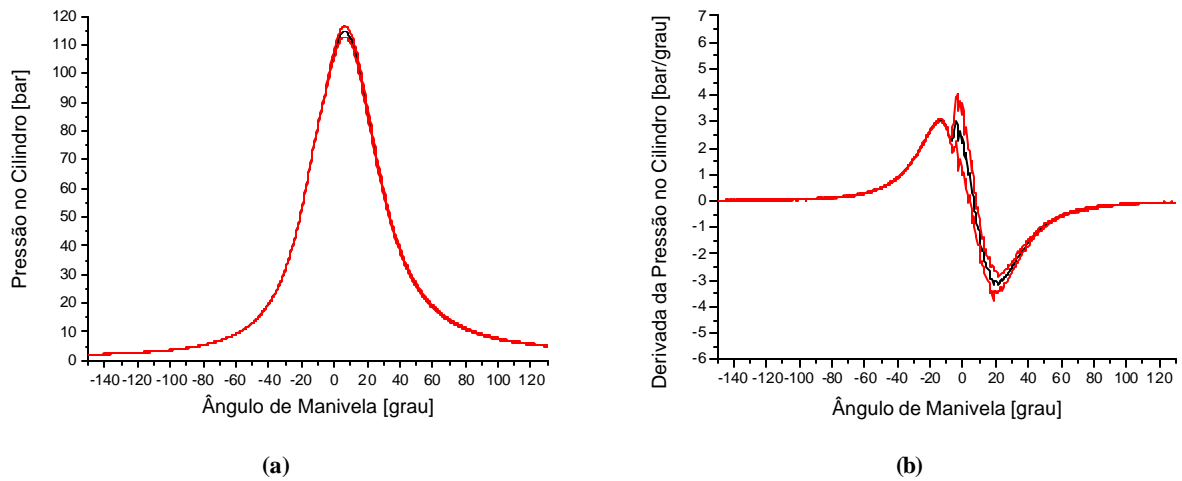


Figura 2.19: Dados obtidos em 2900 rpm e plena carga utilizando-se o conversor de corrente para tensão.

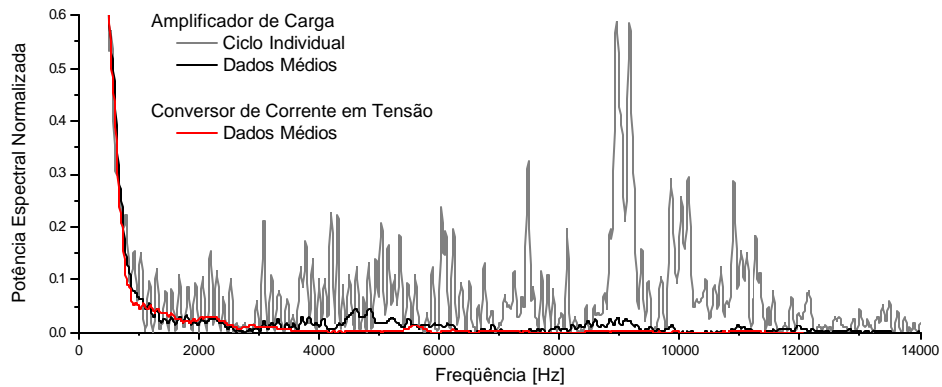


Figura 2.20: Distribuições espectrais da derivada de pressão obtidas em 2600 rpm e 80% de carga.

A presença de ruído na composição dos dados médios provenientes do amplificador de carga tem importantes implicações nos resultados de liberação de energia apresentados nas Figuras 2.21 a 2.23. As fortes oscilações verificadas na taxa aparente de liberação de energia calculada com esta estratégia de polarização do transdutor constituem o seu reflexo direto. Durante a combustão difusiva, estas oscilações provocam pequenos distanciamentos entre os resultados previstos para a fração queimada do combustível injetado sob cada abordagem experimental. Os efeitos destas divergências se elevam com a redução da carga com a qual o motor opera.

Todavia é na região da cauda da combustão que as oscilações decorrentes da derivação numérica ganham corpo frente ao sinal médio, fazendo com que sua presença acabe sendo interpretada pelo modelo de liberação de energia como uma queima adicional. Por este motivo, obtiveram-se valores superiores para a fração queimada do combustível injetado utilizando-se os dados provenientes do amplificador piezométrico. Deve-se ressaltar que este efeito se amplifica na medida em que a rotação e a carga com as quais o motor opera são elevadas, pois sob tais condições as perturbações impostas pela detonação diesel e pela turbulência gerada pela combustão tardam a cessar. Observa-se, desta forma, uma deterioração na fração de combustível queimada prevista para o regime de plena carga, que alcançou valores consideravelmente superiores à unidade durante a cauda da combustão. Em regimes como este, deve-se congelar o cálculo de liberação de energia durante a cauda da combustão ao se utilizar o amplificador de carga.

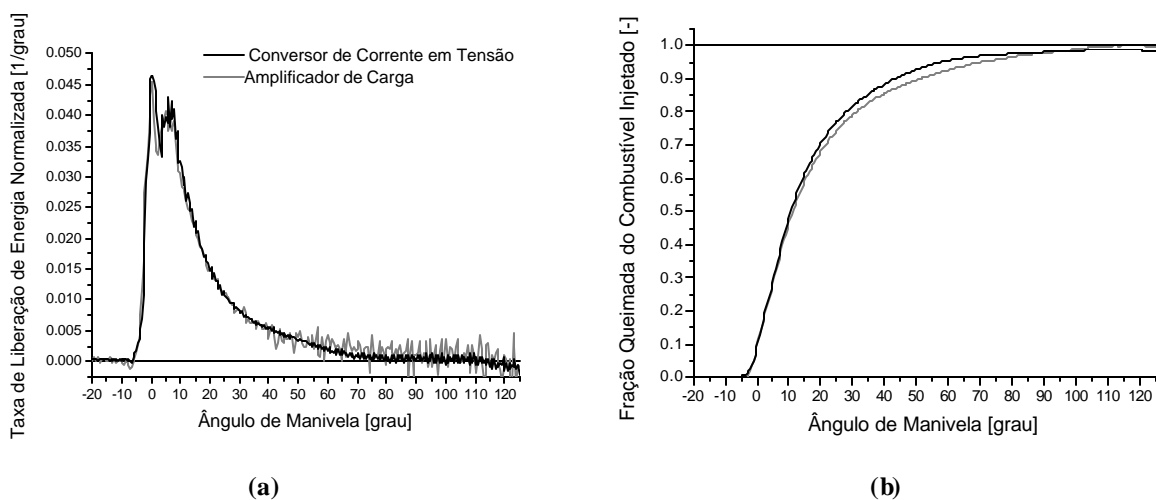
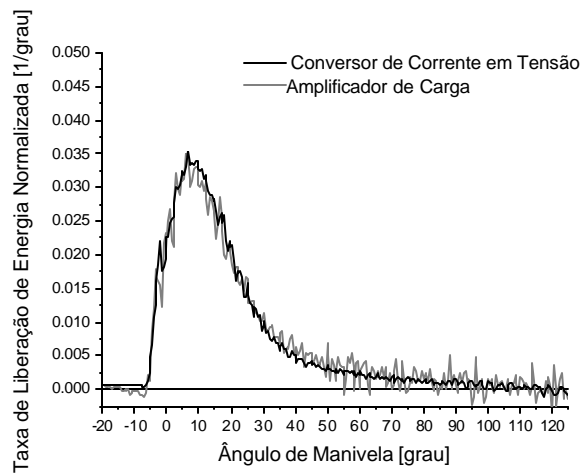
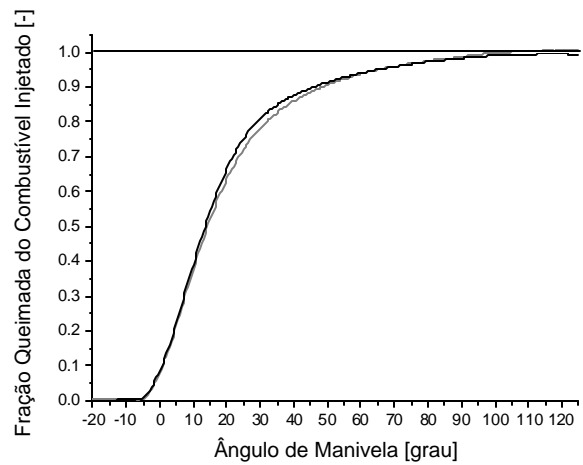


Figura 2.21: Liberação de energia e fração queimada do combustível injetado obtidas em 1400 rpm e 40% de carga.

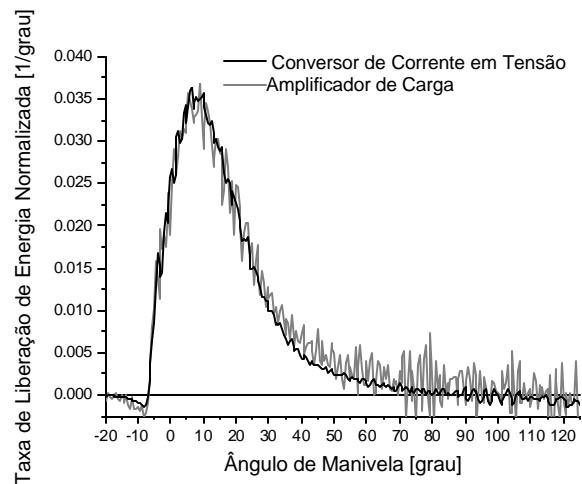


(a)

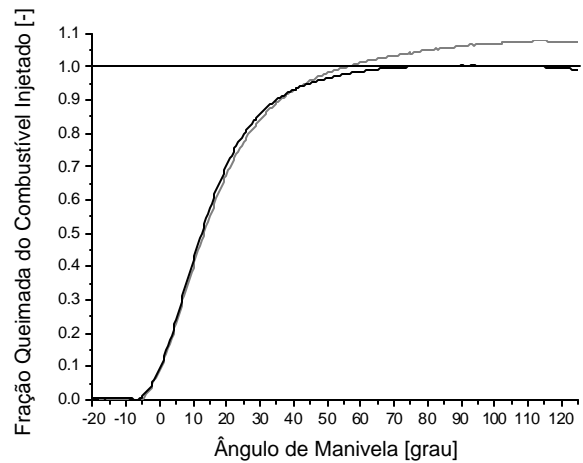


(b)

**Figura 2.22: Liberação de energia e fração queimada do combustível injetado obtidas em 2600 rpm e 80% de carga.**



(a)



(b)

**Figura 2.23: Liberação de energia e fração queimada do combustível injetado obtidas em 2900 rpm e plena carga.**

## **2.7-Considerações Finais Quanto aos Procedimentos Experimentais Adotados**

As dificuldades relacionadas à obtenção de dados de pressão em estudos de liberação de energia foram discutidas de forma distribuída no presente capítulo. De maneira contrária ao procedimento costumeiramente adotado para o estudo dos dados provenientes de transdutores piezelétricos, priorizou-se a obtenção experimental e a análise da derivada da pressão com relação ao ângulo de manivela. Esta opção permitiu uma identificação precisa da participação do escoamento no cilindro e da detonação diesel na composição dos dados experimentais, facilitando a concepção e a avaliação de estratégias voltadas à supressão de seus efeitos sobre os resultados de liberação de energia.

A partir de tais informações, verificou-se que a conversão direta da corrente fornecida pelo transdutor em um nível analógico de tensão constitui a melhor opção para a polarização deste equipamento em estudos de liberação de energia. Obtiveram-se resultados altamente satisfatórios associando-se esta abordagem experimental à adoção da média entre vários ciclos como procedimento de supressão de ruído. Devido às características generalistas dos procedimentos apresentados, que não incluem circuitos complexos e procedimentos de tratamento numérico com parâmetros de ajuste, sua utilização pode ser estendida ao condicionamento de dados provenientes de motores e de regimes de operação distintos dos considerados no presente trabalho.

## Capítulo 3

### MODELO DE ANÁLISE EXERGÉTICA

A demanda pela utilização racional dos recursos energéticos tem motivado a busca de soluções economicamente viáveis para a redução do consumo específico dos motores de combustão interna. Estas soluções devem levar em conta as restrições impostas pela legislação que trata sobre emissões poluentes e, ao mesmo tempo, manter em níveis adequados o desempenho, a durabilidade e a confiabilidade do equipamento estudado. Torna-se, portanto, conveniente a utilização de metodologias sistemáticas e acessíveis para a avaliação da influência dos processos internos ao motor sobre sua eficiência. Por avaliar a qualidade da energia, dada por sua conversibilidade em trabalho, o conceito de exergia<sup>†</sup> possui grande valia durante a condução de estudos voltados ao incremento da eficiência de sistemas térmicos [42-44]. De fato, o emprego da análise exergética no estudo dos motores de combustão interna revela as causas de destruição e de perdas de exergia associadas a estes sistemas, constituindo um critério valioso para a otimização dos processos internos ao motor ou para a comparação entre diferentes propostas de operação [46,47].

A aplicação da análise exergética no estudo dos motores de ignição por compressão não é recente. Caton [47] atribui a Traupel o pioneirismo neste ofício, por conta de um trabalho apresentado em 1957 [48]. Em meados da década de oitenta, um grupo de pesquisadores de uma empresa produtora de motores publicou uma série de trabalhos retomando a análise de segunda lei para a avaliação do desempenho de motores diesel turbo-alimentados [49-53]. O primeiro trabalho desta série apresenta a metodologia de diagnóstico adotada nos demais estudos, que consistia na aplicação da análise exergética a partir de dados fornecidos por um programa de simulação [54]. Posteriormente, foram avaliados os impactos da variação de parâmetros de operação e de projeto sobre o desempenho do motor [50, 51]. Este grupo de pesquisadores ainda estendeu a análise de segunda lei para o estudo dos sistemas de exaustão [52] e de turbo-alimentação [53].

<sup>†</sup> a definição deste conceito é apresentada na seção 3.3 do presente trabalho.

Van Gerpen e Shapiro [55] apresentaram um estudo rigoroso do processo de combustão em motores diesel, introduzindo em seus cálculos a parcela química da exergia da carga. Shapiro e Van Gerpen [56] estenderam seu trabalho anterior incorporando modelos de simulação com duas zonas de combustão. Lipkea e DeJooode [57] também incluíram o cálculo da exergia química do fluido de trabalho ao realizar um estudo comparativo entre dois motores diesel de injeção direta. Neste estudo foram utilizados dados oriundos de experimentos e de simulações. Os dados provenientes de simulações proporcionaram uma visão detalhada das irreversibilidades envolvidas nos processos de combustão e intercâmbio de gases, permitindo ainda a inclusão de um motor idealizado nas comparações conduzidas por Lipkea e DeJooode. Estes autores enfatizaram a utilização de eficiências exergéticas para cada um dos sistemas avaliados: o motor, o intercooler, o turbo-compressor e um sistema completo formado pela associação desses componentes.

Alkidas [58, 59] realizou balanços globais de energia e de exergia para diversas condições de operação de um motor diesel. Nestes trabalhos foram utilizados dados experimentais concernentes à potência de frenagem, às vazões de ar e de combustível e ao calor transferido para o fluido de arrefecimento e para o óleo de lubrificação. Bozza et al. estudaram a operação de um motor diesel de injeção indireta sob a perspectiva da análise exergética, alimentando um modelo de simulação com dados experimentais referentes à liberação de energia e aos escoamentos através das válvulas [60]. Com o objetivo de caracterizar o grau de reversibilidade dos processos ocorrentes no cilindro de um motor diesel, Velásquez e Milanez [61] avaliaram a eficiência exergética instantânea incluindo a parcela referente à exergia química. Neste trabalho foi utilizado um modelo de uma zona de combustão, além do método das características para a simulação dos escoamentos de admissão e exaustão.

Empregando um motor diesel de injeção direta, Rakopoulos et al. [62] investigaram a influência da variação de parâmetros operacionais, da redução da transferência de calor através das paredes do cilindro e do aproveitamento dos gases de escape sobre a destruição da exergia fornecida com o combustível. Rakopoulos e Kyritsis [63] também abordaram os efeitos da operação de um motor de injeção direta tendo metano, metanol e n-dodecano como combustível. Estes autores demonstraram que a taxa de destruição de exergia atribuída à combustão depende somente de modificações na composição da carga, elevando-se para combustíveis de maior cadeia. Nestes dois trabalhos, Rakopoulos et al. empregaram funções de Wiebe para representar a



taxa de liberação de energia e, com o auxílio de um modelo de uma zona de combustão, efetuaram uma análise exérgica do motor durante a fase fechada do ciclo.

Uma série de estudos dedicados à análise exérgica de motores diesel de injeção indireta operando tanto em regime permanente [64, 65] como em regime transitório [66, 67] foi apresentada por Rakopoulos e Giakoumis. Os resultados reportados nestes trabalhos possuem um grau de detalhamento apreciável, pois a análise foi estendida a todos os sistemas que compõem os motores estudados. Estes equipamentos foram representados individualmente, por meio de modelos preditivos calibrados e validados com o auxílio de experimentos. Para a avaliação dos processos no cilindro do motor, Rakopoulos e Giakoumis utilizaram a hipótese de uma zona e o modelo de combustão proposto por Whitehouse e Way [68]. Estes autores também realizaram uma revisão detalhada da literatura referente à aplicação da análise de segunda lei nos motores de combustão interna [69].

Neste contexto, será apresentada uma metodologia voltada ao estudo das conversões de exergia ocorrentes nos cilindros de motores diesel. A composição deste procedimento de análise priorizou a utilização de técnicas experimentais tradicionais, como a análise de liberação de energia [2-4, 7, 8], associadas a uma representação inédita da taxa de variação da exergia termomecânica da carga proporcionada pela distinção entre os processos de preparação e queima. A partir de tal associação, obteve-se um panorama detalhado da dinâmica e da eficiência com as quais tais processos convertem a exergia do combustível, disponibilizando-a para a realização de trabalho ou para a transferência através de fluxos de massa ou calor. Por ser fundamentada na técnica de análise de liberação de energia, a metodologia apresentada também faz uso dos procedimentos de indicação de pressão descritos no Capítulo 2. Desta maneira, podem ser obtidas respostas experimentais para os efeitos de alterações nos parâmetros de projeto e de operação de um motor sobre a liberação de exergia em seus cilindros. Com o objetivo de se exemplificar estes procedimentos, serão apresentados os resultados verificados para a operação de um motor diesel de injeção direta turbo alimentado em três regimes distintos, precedidos pelas descrições das formulações empregadas na representação do fluido de trabalho e na análise exérgica da carga.

### 3.1-O Fluido de Trabalho

Tradicionalmente, os modelos de uma zona de combustão são utilizados em conjunto com a hipótese de queima instantânea de combustível, considerando-se a taxa de injeção equivalente à taxa aparente de queima de combustível [2-4]. A adoção desta simplificação é extremamente atraente em estudos de liberação de energia, pois dispensa o conhecimento da curva de injeção de combustível e facilita a representação do fluido de trabalho, reduzindo-o a uma mistura composta apenas por produtos de combustão. Todavia, durante a análise da conversão de exergia no cilindro do motor, considerou-se adequado o estudo individual dos processos de injeção e de combustão, abandonando-se a hipótese de queima instantânea. Tal opção agregou precisão à avaliação da exergia da carga, permitindo uma reprodução mais realista da conversão da exergia química contida no combustível injetado. Desta forma, levou-se em conta a presença de combustível não-queimado na composição do fluido de trabalho, o qual passou a ser representado como uma mistura homogênea de produtos de combustão e vapores de combustível (tratados como gases ideais).

Durante a compressão, bem como nos instantes mais tardios da expansão, a hipótese de que o fluido de trabalho constitua uma mistura homogênea mostra-se extremamente razoável. Contudo, tal suposição distancia-se apreciavelmente da realidade ao longo da combustão e do atraso da ignição. Uma abordagem interessante para se amenizar este inconveniente foi apresentada por Kamimoto et al. [70], que aplicaram um modelo de duas zonas para o cálculo da taxa aparente de liberação de energia. Entretanto, a divisão do fluido de trabalho em duas ou mais zonas leva à utilização intensa de modelos semi-empíricos, contrariando o caráter basal buscado para a ferramenta proposta no presente trabalho. Optou-se, portanto, pela manutenção da hipótese de homogeneidade da carga no cilindro, evitando-se uma abordagem fenomenológica da dinâmica do jato de combustível ou da relação entre as temperaturas de cada zona (o que é necessário no caso de utilizar um modelo de duas zonas).

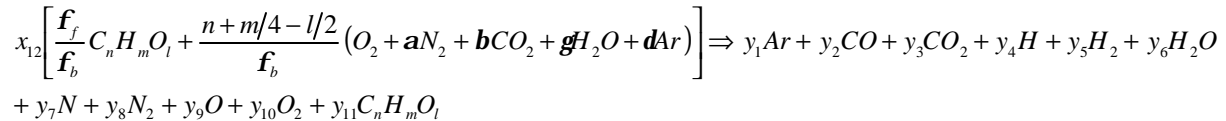
A representação da carga utilizada no presente trabalho faz uso de duas relações de equivalência. A primeira delas ( $f_b$ ) foi definida com base em  $m_b$ , que corresponde à massa de combustível queimado que originou a mistura gasosa presente no cilindro. A segunda relação de equivalência ( $f_f$ ) foi definida a partir da massa total de combustível  $m_f$ , formada pelo combustível queimado e pelo combustível vaporizado (não-queimado) contido na carga.

$$f_b = \frac{m_b}{f_{st} m_a} \quad (3.1)$$

$$f_f = \frac{m_f}{f_{st} m_a} \quad (3.2)$$

Nestas equações,  $m_a$  representa a massa de ar que participou da produção dos gases que se encontram no cilindro e  $f_{st}$  corresponde à relação mássica estequiométrica entre combustível e ar.

Para a modelagem do processo de combustão, considerou-se que a carga do cilindro passa por uma seqüência de estados de equilíbrio e que o combustível é consumido de maneira incremental e espacialmente uniforme, de acordo com a seguinte reação de combustão:



sendo

- $n, m, l$  número de átomos de C, H e O na fórmula (empírica) do combustível;
- $y_1 \dots y_{10}$  frações molares dos produtos de combustão na carga;
- $y_{11}$  fração molar do combustível vaporizado no fluido de trabalho;
- $x_{12}$  número de moles de combustível queimado por mol de mistura;
- $a, b, g, d$  número de moles de cada substância presente no ar por mol de oxigênio.

As espécies químicas presentes na equação anterior foram escolhidas tendo-se em mente apenas a determinação de propriedades termodinâmicas, uma vez que os modelos de uma zona de combustão são incapazes de fornecer valores adequados para a concentração de substâncias poluentes no fluido de trabalho. Como parte da hipótese de que os processos transcorram em uma sucessão de estados de equilíbrio, considerou-se que os produtos de combustão são formados em reações de elevada velocidade frente aos processos de injeção e formação de mistura, alcançando instantaneamente suas concentrações de equilíbrio. Desde o trabalho clássico de Hershey et al. [71], esta simplificação tem sido amplamente adotada com o propósito de se determinar as propriedades termodinâmicas do conteúdo do cilindro [71-81].

A partir destas considerações, obteve-se o sistema de equações não-lineares indicado no Apêndice A, cuja solução fornece a composição do fluido de trabalho tendo como variáveis independentes a temperatura, a pressão e as relações de equivalência  $f_f$  e  $f_b$ . A solução do sistema de equações foi obtida empregando-se o método de Newton-Raphson globalmente convergente [31]. A composição da carga em cada estado foi usada como estimativa inicial durante a obtenção da solução correspondente ao estado seguinte para facilitar a convergência.

Conhecendo-se a composição da mistura de gases é possível determinar suas propriedades termodinâmicas por meio das seguintes expressões:

$$M(T, P, f_f, f_b) = \sum_{i=1}^{11} y_i M_i \quad (3.3) \quad h(T, P, f_f, f_b) = \frac{\sum_{i=1}^{11} y_i \bar{h}_i}{M} \quad (3.4)$$

$$R(T, P, f_f, f_b) = \frac{\bar{R}}{M} \quad (3.5) \quad u(T, P, f_f, f_b) = h - RT \quad (3.6)$$

$$s(T, P, f_f, f_b) = \frac{\sum_{i=1}^{11} y_i s_i^{-0} - \bar{R} \ln \left( \frac{y_i P}{P^0} \right)}{M} \quad (3.7)$$

onde

$M$	massa molar equivalente;
$h$	entalpia específica;
$s$	entropia específica;
$\bar{R}$	constante universal dos gases;
$R$	constante dos gases para o fluido de trabalho;
$u$	energia interna específica;
$P^0$	pressão no ambiente de referência;

As propriedades termodinâmicas de cada componente da carga do cilindro ( $\bar{h}_i, \bar{s}_i^0$ ) foram avaliadas a partir de seus calores específicos a pressão constante, utilizando-se procedimentos semelhantes aos descritos por Heywood [82]. Empregou-se a pressão de 1 atm e a temperatura de 0 K como referências para as propriedades, tendo-se incluído os valores de formação nas entalpias de cada substância.

Devido à natureza transitória do problema estudado, faz-se necessária a determinação das taxas de variação das propriedades termodinâmicas com relação a cada variável independente. Estas derivadas parciais foram avaliadas por diferenças finitas da seguinte forma [29]:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial T} = \frac{\Psi(T + \Delta T, P, \mathbf{f}_f, \mathbf{f}_b) - \Psi(T, P, \mathbf{f}_f, \mathbf{f}_b)}{\Delta T} \quad (3.8)$$

onde  $\Psi$  representa a propriedade termodinâmica da qual se deseja obter a derivada parcial e  $\Delta T$  o intervalo utilizado para a variável independente envolvida na derivação numérica, que para o caso apresentado acima foi a temperatura.

Na referência [81] foram apresentados maiores detalhes a respeito dos procedimentos empregados na solução da composição. A metodologia utilizada no presente trabalho para a determinação das propriedades da carga é consideravelmente genérica, podendo inclusive ser estendida às parcelas queimada e não-queimada da mistura durante a simulação de motores de carga homogênea.

### 3.2-Análise de Primeira Lei

O sistema analisado é apresentado na Figura 3.1. Considerou-se que o combustível será fornecido ao volume de controle no estado líquido, através do processo de injeção, vaporizando-se instantaneamente ao adentrá-lo. Desprezando-se o vazamento de gases através das folgas de anéis e de válvulas, obtêm-se as seguintes expressões a partir do balanço de massa no cilindro durante a fase fechada do ciclo:

$$\frac{dm_a}{dq} = 0 \quad (3.9)$$

$$\frac{d\mathbf{f}_f}{dq} = \frac{RT(f_{st}\mathbf{f}_f + 1)}{PVf_{st}} \frac{dm_f}{dq} \quad (3.10)$$

Na equação acima  $dm_f/dq$  representa a taxa de injeção de combustível, descrita no presente trabalho através da seguinte aproximação senoidal:

$$\frac{dm_f}{dq} = \left( \frac{pm_{f,ciclo}}{2(q_{ti} - q_{ii})} \right) \text{sen} \left( \frac{p(q - q_{ii})}{q_{ti} - q_{ii}} \right) \quad (3.11)$$

sendo

$q$  ângulo de manivela expresso em graus a partir do ponto morto superior;

$q_{ii}$  ângulo de início da injeção;

$q_{ti}$  ângulo de término da injeção;

$m_{f,ciclo}$  massa de combustível injetada por ciclo no cilindro.

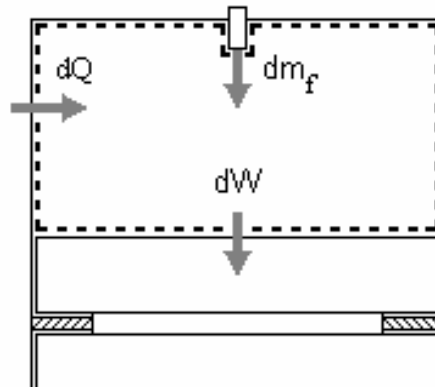


Figura 3.1: Sistema termodinâmico e convenção de sinais adotados.

Utilizando-se a equação de estado dos gases ideais, em sua forma diferencial, obtém-se

$$\frac{dT}{d\mathbf{q}} = \frac{\frac{1}{V} \frac{dV}{d\mathbf{q}} + \left( \frac{1}{P} - \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial P} \right) \frac{dP}{d\mathbf{q}} - \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_b} \right) \frac{d\mathbf{f}_b}{d\mathbf{q}} - \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_f} + \frac{f_{st}}{1 + f_{st} \mathbf{f}_f} \right) \frac{d\mathbf{f}_f}{d\mathbf{q}}}{\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} + \frac{1}{T}} \quad (3.12)$$

sendo o volume da carga  $V$  e sua derivada  $dV/d\mathbf{q}$  determinados em função da posição da árvore de manivelas e das características geométricas do motor. A pressão no cilindro ( $P$ ) e sua derivada ( $dP/d\mathbf{q}$ ) que compõem a expressão acima devem ser determinadas experimentalmente, de acordo com os procedimentos descritos no Capítulo 2.

A Equação de conservação de energia pode ser escrita como

$$\frac{d\mathbf{f}_b}{d\mathbf{q}} = \frac{\left( \frac{RT + A_1}{V} \right) \frac{dV}{d\mathbf{q}} - \frac{RT}{PV} \frac{dQ}{d\mathbf{q}} + \left( \frac{A_1}{P} - \frac{A_1}{R} \frac{\partial R}{\partial P} + \frac{\partial u}{\partial P} \right) \frac{dP}{d\mathbf{q}} + \left( \frac{\partial u}{\partial \mathbf{f}_f} - \frac{A_1}{R} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_f} - A_2 \right) \frac{d\mathbf{f}_f}{d\mathbf{q}}}{\frac{A_1}{R} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_b} - \frac{\partial u}{\partial \mathbf{f}_b}} \quad (3.13)$$

onde

$$A_1 = \frac{\frac{\partial u}{\partial T}}{\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial T} + \frac{1}{T}} \quad A_2 = \frac{f_{st}(A_1 + h_i - u)}{f_{st} \mathbf{f}_f + 1}$$

Nesta expressão,  $dQ/d\mathbf{q}$  corresponde à taxa instantânea de transferência de calor através das fronteiras do volume de controle. As propriedades termodinâmicas do combustível nas condições de injeção ( $h_i$ ,  $s_i$ ) foram obtidas empregando-se os dados reportados por Rossini e co-autores [82], além da correlação proposta por Gureyev e Kamfer para o calor específico do diesel líquido [83]. O calor trocado através das superfícies da câmara de combustão foi estimado através da correlação proposta por Annand e Ma [84]. Consideraram-se cinco superfícies de transmissão de calor: camisa, cabeçote, pistão, válvulas de admissão e válvula de escape. As temperaturas médias atribuídas a estas superfícies foram definidas a partir de dados reportados para motores semelhantes ao utilizado no presente estudo [85, 86].

Os valores das relações de equivalência  $f_f$ ,  $f_b$  e da temperatura da carga ao longo da parcela fechada do ciclo foram obtidos através da solução numérica das Equações (3.10), (3.12) e (3.13). Utilizou-se um algoritmo do tipo Runge-Kutta de quarta ordem [31] para a integração deste sistema de equações diferenciais ordinárias, fornecendo-se os seguintes valores iniciais para a temperatura e para as relações de equivalência:

$$T_{ci} = \frac{T_k + T_a + g_R T_R}{1 + g_R} \quad (3.14)$$

$$f_{f,ci} = f_{b,ci} = \frac{g_R f_R}{1 + (1 - g_R) f_{st}} \quad (3.15)$$

onde

- $T_k$  temperatura média no coletor de admissão (após o compressor);
- $T_R$  temperatura dos gases residuais;
- $T_{ad}$  elevação da temperatura da carga durante a admissão;
- $f_R$  relação de equivalência dos gases residuais;
- $g_R$  coeficiente de gases residuais.

As temperaturas  $T_k$  e  $T_R$  foram obtidas experimentalmente para cada regime de operação analisado. Para o motor estudado, considerou-se um aquecimento da carga durante a admissão de 20 K e um coeficiente de gases residuais de 0,03 [86].



### 3.3-O Conceito de Exergia

Exergia é a quantidade de trabalho útil que pode ser obtida quando uma certa porção de matéria é trazida ao estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes usuais do meio ambiente, por meio de um processo reversível envolvendo interações apenas com os componentes da natureza mencionados acima [87]. Esta é a definição de exergia em seu sentido mais abrangente, pois o equilíbrio termodinâmico pressupõe, além do equilíbrio de pressão e temperatura, o equilíbrio químico com as substâncias que compõem o ambiente. Van Gerpen e Shapiro [55, 56] chamam a atenção para a necessidade de se considerar o equilíbrio químico entre o fluido de trabalho e o ambiente durante a definição da exergia da carga do cilindro. Estes autores demonstraram que a parcela química da exergia dos produtos de combustão, embora negligenciada em muitos estudos, mostra-se significativa frente aos demais termos presentes no balanço de exergia do cilindro. A exergia, ou exergia total, de um sistema termodinâmico pode ser avaliada através da seguinte expressão [88]:

$$Ex = U + P^0 V - T^0 S - \sum_{i=1}^n N_i \mathbf{m}_i^0 \quad (3.16)$$

sendo  $U$  a energia interna do sistema,  $S$  a entropia do sistema,  $N_i$  o número de moles das substâncias que compõem o sistema,  $\mathbf{m}_i^0$  o potencial químico aparente referente às condições do meio ambiente das substâncias que compõem o sistema,  $P^0$  a pressão e  $T^0$  a temperatura do ambiente de referência.

Os potenciais químicos das substâncias que não integram o ambiente de referência foram determinados a partir de reações de equilíbrio expressas por [88, 89]



onde  $B_j$  é um componente do sistema que não pertence ao ambiente,  $B_i$  é um componente do ambiente,  $\mathbf{n}_{i,j}^R$  são os coeficientes estequiométricos dos reagentes e  $\mathbf{n}_{i,j}^P$  os coeficientes estequiométricos dos produtos. Considerando-se a equivalência entre os potenciais químicos dos reagentes e produtos destas reações, obtém-se a seguinte equação para o potencial químico efetivo das substâncias que não integram o ambiente:

$$\mathbf{m}_j^0 = \sum_{i=1}^{n_2} \mathbf{n}_{i,j}^P \mathbf{m}_i^0 - \sum_{i=1}^{n_1} \mathbf{n}_{i,j}^R \mathbf{m}_i^0 \quad (3.18)$$

O ambiente de referência adotado corresponde ao ar empregado por Van Gerpen e Shapiro [55], sendo indicado na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1: Dados do ambiente de referência.**

Pressão ( $P^0$ ) [Pa]	100000,0
Temperatura ( $T^0$ ) [K]	298,15
Fração Molar de O <sub>2</sub>	0,205317
Fração Molar de N <sub>2</sub>	0,763070
Fração Molar de CO <sub>2</sub>	0,000337
Fração Molar de H <sub>2</sub> O	0,022153
Fração Molar de Ar	0,009123

### 3.3.1-Exergia Termomecânica e Exergia Química da Carga

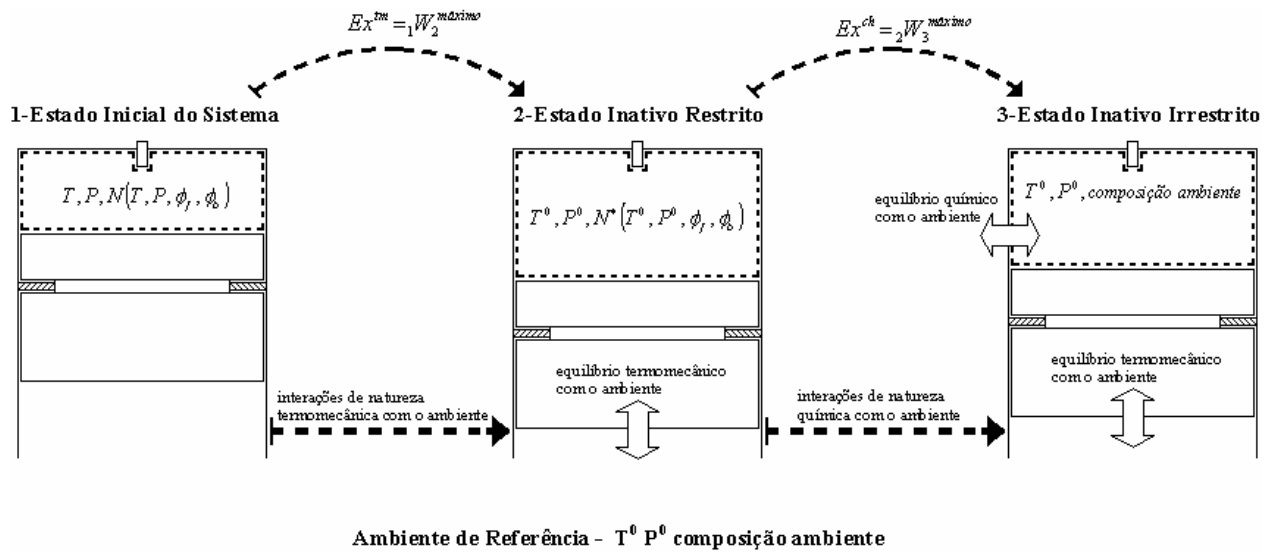
Com base nos estados de equilíbrio termomecânico<sup>†</sup> e termodinâmico<sup>‡</sup> com o ambiente, costuma-se dividir a exergia total de um sistema em duas parcelas: a termomecânica ( $Ex^{tm}$ ) e a química ( $Ex^{ch}$ ). Tal divisão é de suma importância no presente trabalho, pois estas componentes da exergia total possuem interpretações físicas relevantes no exame dos processos ocorrentes nos cilindros dos motores de combustão interna.

Os gases do cilindro desenvolvem trabalho através de sua expansão contra o pistão, enquanto trocam calor com as superfícies metálicas que os cercam. A exergia termomecânica do fluido de trabalho alimenta estes processos, sendo transferida de maneira internamente reversível pelas fronteiras do volume de controle mediante a sua ação. A definição formal de exergia termomecânica corresponde, portanto, à quantidade máxima de trabalho útil que pode ser obtida a partir de interações térmicas e mecânicas entre um sistema termodinâmico e o ambiente, sem que se permita a transferência de massa entre este sistema e o ambiente [55]. Ao final de tais interações, o sistema terá alcançado o equilíbrio termomecânico com o ambiente, encontrando-se no estado intermediário denominado estado inativo restrito. De acordo com a interpretação dada acima para a exergia termomecânica, o estado inativo restrito será caracterizado pela composição de equilíbrio químico entre os produtos de combustão dada por  $N^* = N(T^0, P^0, \mathbf{f}_f, \mathbf{f}_b)$ . A partir deste estado, esgota-se todo o potencial de obtenção de trabalho por meio dos gases do cilindro sem que ocorra o progresso da reação de combustão ou a transferência de massa entre o sistema e o ambiente.

A exergia química é definida como o trabalho máximo que pode ser desenvolvido levando-se o sistema do estado inativo restrito até o equilíbrio termodinâmico com o ambiente. Em tese, boa parte deste trabalho poderia ser obtida processando-se as substâncias do sistema que não compõem o ambiente em células combustíveis reversíveis alimentadas com substâncias provenientes do ambiente, através de reações como a expressa pela Equação (3.17). A parcela restante da exergia química pode ser acessada difundindo-se substâncias do sistema presentes no ambiente através de caixas de Van't Hoff, capazes de produzir trabalho a partir das diferenças entre as concentrações destas espécies no sistema e no ambiente. As considerações apresentadas com relação às parcelas química e termomecânica da exergia da carga foram representadas esquematicamente na Figura 3.2.

<sup>†</sup> equilíbrio de pressão e temperatura com o ambiente.

<sup>‡</sup> equilíbrio de pressão, temperatura e composição com o ambiente.



**Figura 3.2: Representação Esquemática da exergia termomecânica e química da carga.**

Obviamente, os processos de conversão de elementos químicos ocorrentes no interior do cilindro se distanciam consideravelmente dos correspondentes aos equipamentos reversíveis citados no parágrafo anterior, fazendo com que a parcela química da exergia da carga não possa ser transportada integralmente pelas fronteiras do volume de controle, como ocorreu no caso da exergia termomecânica. Conforme se verá adiante, o papel da exergia química da carga consiste, justamente, no fornecimento do insumo necessário para a obtenção de exergia termomecânica através da reação irreversível de combustão. A exergia química de um sistema é determinada aplicando-se a Equação (3.16) ao estado inativo restrito

$$Ex^{ch} = U^* + P^0 V^* - T^0 S^* - \sum_{i=1}^n N_i^* m_i^0 \quad (3.19)$$

O sobrescrito \* denota as propriedades do sistema avaliadas no estado inativo restrito. A exergia termomecânica pode ser expressa pela diferença entre a exergia total e a exergia química do sistema

$$Ex^m = Ex - Ex^{ch} \quad (3.20)$$

### 3.4-Taxas de Variação da Exergia da Carga

A exergia total da carga do cilindro pode ser expressa em função dos históricos obtidos para  $T$ ,  $P$ ,  $\mathbf{f}_f$  e  $\mathbf{f}_b$

$$Ex = m \left\{ u + \frac{P^0 RT}{P} - T^0 s - \frac{1}{M} \sum_{p=1}^{10} y_p \mathbf{m}_p^0 - \frac{f_{st} (\mathbf{f}_f - \mathbf{f}_b)}{M_{11} (f_{st} \mathbf{f}_f + 1)} \mathbf{m}_{11}^0 \right\} \quad (3.21)$$

sendo  $m$  a massa do conteúdo do cilindro,  $M_{11}$  a massa molar do combustível e  $\mathbf{m}_{11}^0$  o potencial químico aparente do combustível referente às condições do meio ambiente. Derivando-se a expressão acima com relação às variáveis independentes adotadas, obtém-se a seguinte relação para a taxa de variação de exergia da carga:

$$\frac{dEx}{dq} = \frac{\partial Ex}{\partial P} \frac{dP}{dq} + \frac{\partial Ex}{\partial T} \frac{dT}{dq} + \frac{\partial Ex}{\partial \mathbf{f}_f} \frac{d\mathbf{f}_f}{dq} + \frac{\partial Ex}{\partial \mathbf{f}_b} \frac{d\mathbf{f}_b}{dq} \quad (3.22)$$

onde

$$\frac{\partial Ex}{\partial P} = m \left( \frac{\partial u}{\partial P} - P^0 \left( \frac{RT + PT}{(P)^2} \frac{\partial R}{\partial P} \right) - T^0 \frac{\partial s}{\partial P} - \frac{R \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 \frac{\partial y_p}{\partial P} + \frac{\partial R}{\partial P} \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p}{\bar{R}} \right)$$

$$\frac{\partial Ex}{\partial T} = m \left( \frac{\partial u}{\partial T} + P^0 \left( \frac{R + T}{P} \frac{\partial R}{\partial T} \right) - T^0 \frac{\partial s}{\partial T} - \frac{R \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 \frac{\partial y_p}{\partial T} + \frac{\partial R}{\partial T} \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p}{\bar{R}} \right)$$

$$\frac{\partial Ex}{\partial \mathbf{f}_f} = m \left( \frac{f_{st}}{f_{st} \mathbf{f}_f + 1} \left( u + \frac{P^0 RT}{P} - T^0 s - \frac{\mathbf{m}_{11}^0}{M_{11}} - \frac{\sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p}{M} \right) + J_f \right)$$

$$\frac{\partial Ex}{\partial \mathbf{f}_b} = m \left( \frac{f_{st}}{f_{st} \mathbf{f}_f + 1} \frac{\mathbf{m}_{11}^0}{M_{11}} + J_b \right)$$

$$J_f = \frac{\partial u}{\partial \mathbf{f}_f} + \frac{P^0 T}{P} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_f} - T^0 \frac{\partial s}{\partial \mathbf{f}_f} - \frac{R \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 \frac{\partial y_p}{\partial \mathbf{f}_f} + \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_f} \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p}{\bar{R}}$$

$$J_b = \frac{\partial u}{\partial \mathbf{f}_b} + \frac{P^0 T}{P} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_b} - T^0 \frac{\partial s}{\partial \mathbf{f}_b} - \frac{R \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 \frac{\partial y_p}{\partial \mathbf{f}_b} + \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_b} \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p}{\bar{R}}$$

A aplicação da Equação (3.21) ao estado inativo restrito resulta na seguinte expressão para a exergia química da carga:

$$Ex^{ch} = m \left\{ u^* + T^0 (R^* - s^*) - \frac{1}{M^*} \sum_{p=1}^{10} y_p^* m_p^0 - \frac{f_{st} (\mathbf{f}_f - \mathbf{f}_b)}{M_{11} (f_{st} \mathbf{f}_f + 1)} \mathbf{m}_{11}^0 \right\} \quad (3.23)$$

A taxa de variação da exergia química do conteúdo do cilindro é dada por

$$\frac{dEx^{ch}}{dq} = \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial \mathbf{f}_f} \frac{d\mathbf{f}_f}{dq} + \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial \mathbf{f}_b} \frac{d\mathbf{f}_b}{dq} \quad (3.24)$$

onde

$$\begin{aligned} \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial \mathbf{f}_f} &= m \left( \frac{f_{st}}{f_{st} \mathbf{f}_f + 1} \left( u^* + T^0 (R^* - s^*) - \frac{\mathbf{m}_{11}^0}{M_{11}} - \frac{\sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p^*}{M^*} \right) + J_f^* \right) & \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial \mathbf{f}_b} &= m \left( \frac{f_{st}}{f_{st} \mathbf{f}_f + 1} \frac{\mathbf{m}_{11}^0}{M_{11}} + J_b^* \right) \\ J_f^* &= \frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{f}_f} + T^0 \left( \frac{\partial R^*}{\partial \mathbf{f}_f} - \frac{\partial s^*}{\partial \mathbf{f}_f} \right) - \frac{R^* \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 \frac{\partial y_p^*}{\partial \mathbf{f}_f} + \frac{\partial R^*}{\partial \mathbf{f}_f} \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p^*}{\bar{R}} \\ J_b^* &= \frac{\partial u^*}{\partial \mathbf{f}_b} + T^0 \left( \frac{\partial R^*}{\partial \mathbf{f}_b} - \frac{\partial s^*}{\partial \mathbf{f}_b} \right) - \frac{R^* \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 \frac{\partial y_p^*}{\partial \mathbf{f}_b} + \frac{\partial R^*}{\partial \mathbf{f}_b} \sum_{p=1}^{10} \mathbf{m}_p^0 y_p^*}{\bar{R}} \end{aligned}$$

Conforme se observa na Equação (3.24), a variação da exergia química do fluido de trabalho decorre, exclusivamente, de alterações impostas às relações de equivalência  $\mathbf{f}_f$  e  $\mathbf{f}_b$ , ou seja, da ação dos processos de injeção e queima. O termo relacionado a  $\mathbf{f}_f$  responde pelo acúmulo de exergia química proveniente da elevação da massa de combustível na carga, tendo origem no processo de injeção. Já o termo relacionado a  $\mathbf{f}_b$  representa o consumo de exergia química associado à queima do combustível presente no cilindro, assumindo portanto valores negativos. A expressão acima evidencia o esgotamento do acesso à exergia química da carga e, por extensão, de sua conversão em exergia termomecânica com o término da reação de combustão. Desta forma, a exergia química contida no cilindro ao final da expansão não poderá ser aproveitada nos processos subseqüentes ocorrentes no interior do motor. A razão de variação da exergia termomecânica da carga pode ser escrita como

$$\frac{dEx^m}{dq} = \frac{dEx}{dq} - \frac{dEx^{ch}}{dq} \quad (3.25)$$

### 3.5-Balço de Exergia no Cilindro

Empregando-se a Equação (3.22) para representar a taxa de acúmulo de exergia no fluido de trabalho, obtém-se a seguinte expressão para o balanço de exergia no cilindro:

$$\frac{\frac{\partial Ex}{\partial P} \frac{dP}{dq} + \frac{\partial Ex}{\partial T} \frac{dT}{dq} + \frac{\partial Ex}{\partial f_f} \frac{df_f}{dq} + \frac{\partial Ex}{\partial f_b} \frac{df_b}{dq}}{1 \quad 2 \quad 3 \quad 4} = \frac{dEx_Q}{dq} + \frac{dEx_W}{dq} + \frac{dEx_f}{dq} - \frac{dI}{dq} \quad (3.26)$$

onde

$$\frac{dEx_Q}{dq} = \left(1 - \frac{T^0}{T}\right) \frac{dQ}{dq}$$

$$\frac{dEx_W}{dq} = (P - P^0) \frac{dV}{dq}$$

$$\frac{dEx_f}{dq} = \left(h_i - T^0 s_i - \frac{\dot{m}_1^0}{M_{11}}\right) \frac{dm_f}{dq}$$

Os termos do lado esquerdo da equação acima representam a taxa de variação da exergia da carga. A transferências de exergia através da fronteira do sistema associadas à transmissão de calor ( $Ex_Q$ ), ao trabalho indicado ( $Ex_W$ ) e ao influxo de combustível ( $Ex_f$ ) encontram-se representadas no quinto, sexto e sétimo termos da equação de balanço de exergia. Deve-se observar que as irreversibilidades decorrentes da transferência de calor entre o fluido de trabalho e as superfícies metálicas que o cercam foram excluídas do volume de controle apresentado na Figura 3.1. Assegurou-se, portanto, que a taxa de destruição de exergia ( $dI/dq$ ) calculada a partir do oitavo termo da Equação (3.26) refira-se apenas às irreversibilidades decorrentes da preparação ( $dI_f/dq$ ) e da queima ( $dI_b/dq$ ) do combustível:

$$\frac{dI}{dq} = \frac{dI_f}{dq} + \frac{dI_b}{dq} \quad (3.27)$$

O termo  $dI_f/dq$  da equação anterior foi estimado analisando-se o processo de injeção de combustível em um ambiente livre da reação de combustão e de estado termodinâmico equivalente ao do cilindro. A aplicação do teorema de Gouy-Stodola a este sistema resulta em

$$\frac{dI_f}{dq} = mT_0 \left[ \left( A_1 \frac{\partial s}{\partial P} + A_2 \frac{\partial s}{\partial T} + \left( \frac{\partial s}{\partial \mathbf{f}_f} + \frac{f_{st}(s - s_i)}{f_{st}\mathbf{f}_f + 1} \right) \cdot \frac{d\mathbf{f}_f}{dq} \right) \right] \quad (3.28)$$

onde

$$A_1 = \frac{\left( \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_f} \right) \frac{\partial u}{\partial T} + \frac{f_{st}}{f_{st}\mathbf{f}_f + 1} \left( \frac{\partial u}{\partial T} + (h_i - u) \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} + \frac{1}{T} \right) \right) - \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} + \frac{1}{T} \right) \frac{\partial u}{\partial \mathbf{f}_f} \right) \frac{d\mathbf{f}_f}{dq}}{\left( \left( \frac{1}{P} - \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial P} \right) \frac{\partial u}{\partial T} + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} + \frac{1}{T} \right) \frac{\partial u}{\partial P} \right)}$$

$$A_2 = \frac{\left( \frac{A_1}{P} - \frac{A_1}{R} \frac{\partial R}{\partial P} \right) - \left( \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \mathbf{f}_f} + \frac{f_{st}}{1 + f_{st}\mathbf{f}_f} \right) \frac{d\mathbf{f}_f}{dq}}{\frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} + \frac{1}{T}}$$

A irreversibilidade atribuída ao processo de combustão  $dI_b/dq$  pode ser isolada a partir da Equação (3.27). Desta forma, a aplicação das Equações (3.27) e (3.28) permite que se estime, separadamente, a participação dos processos irreversíveis estudados na degradação da energia contida no cilindro.



### 3.6-Exergia Termomecânica e os Processos de Preparação e Queima

A influência dos processos ocorrentes no cilindro sobre a exergia termomecânica da carga pode ser explicitada isolando-se a sua taxa de variação na equação diferencial de balanço de exergia

$$\frac{dEx^m}{dq} = \frac{dEx^m}{dq} \Big|_f + \frac{dEx^m}{dq} \Big|_b + \frac{dEx_Q}{dq} - \frac{dEx_W}{dq} \quad (3.29)$$

sendo

$$\frac{dEx^m}{dq} \Big|_f = \frac{dEx_f}{dq} - \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial f_f} \frac{df_f}{dq} - \frac{dl_f}{dq} \quad \frac{dEx^m}{dq} \Big|_b = - \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial f_b} \frac{df_b}{dq} - \frac{dl_b}{dq}$$

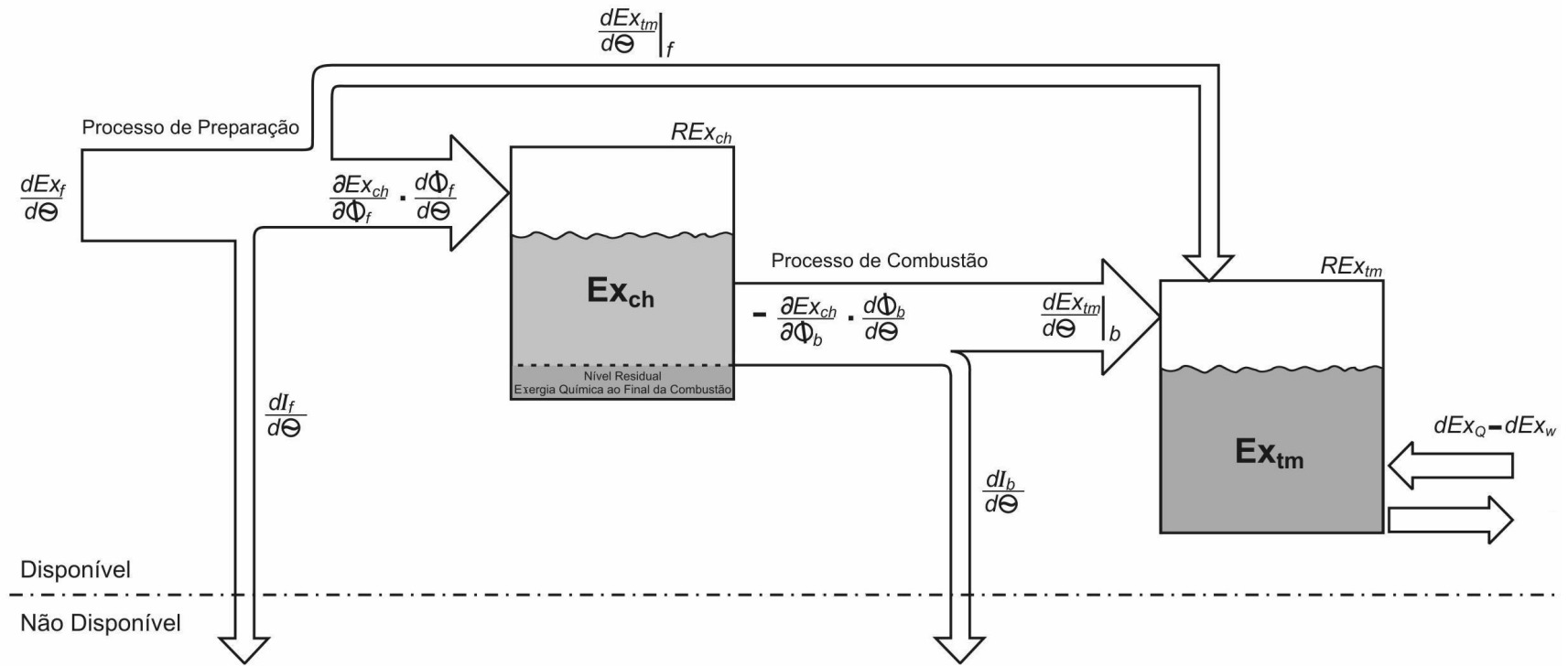
Observa-se, a partir dos termos que compõem a equação acima, que a exergia termomecânica da carga sofre alterações provenientes dos seguintes fatores:

$\frac{dEx^m}{dq} \Big|_f$  Variação da exergia termomecânica da carga resultante do processo de injeção e preparação do combustível;

$\frac{dEx^m}{dq} \Big|_b$  Conversão parcial da exergia química da carga em exergia termomecânica promovida pela combustão (liberação da exergia química da carga);

$\frac{dEx_Q}{dq} - \frac{dEx_W}{dq}$  Transferências de exergia termomecânica associadas ao trabalho indicado e ao calor trocados nas fronteiras do volume de controle.

A equação de balanço de exergia termomecânica no cilindro também pode ser expressa através do diagrama apresentado na Figura 3.3, que traz uma representação esquemática das conversões e destruições de exergia ocorrentes neste sistema. Nesta ilustração, os acúmulos de exergia química e termomecânica na carga resultantes do caráter transitório do problema estudado foram considerados através dos reservatórios  $REx_{ch}$  e  $REx_m$ .



**Figura 3.3: Representação esquemática das conversões e destruições de exergia ocorrentes no interior do cilindro.**

### 3.7-Eficiências Exergéticas de Preparação e Queima

A adoção de expressões de eficiência exergética para o estudo da qualidade dos processos ocorrentes no cilindro do motor apresenta um importante atrativo: este procedimento fornece um critério de avaliação capaz de comportar divergências nos motores, nos regimes de operação e na composição química dos combustíveis empregados em análises comparativas. Este fator e a possibilidade de aproveitamento da resolução temporal da solução fornecida pelo modelo de liberação de energia, através da definição de eficiências instantâneas, motivaram a utilização de eficiências exergéticas no presente estudo.

As taxas de variação, transferência e destruição de exergia desencadeadas por um processo termodinâmico transitório podem ser agrupadas da seguinte forma:

$$\textit{taxa de ingresso de exergia} = \textit{taxa de efeito útil} + \textit{taxa de destruição de exergia} \quad (3.30)$$

Os dois primeiros termos desta equação referem-se, respectivamente, aos insumos que alimentam o processo em análise e aos produtos obtidos mediante sua ação. O terceiro termo corresponde à destruição de exergia inerente a tal processo. A partir deste esquema, pode-se enunciar a seguinte expressão para o grau instantâneo de perfeição termodinâmica (reversibilidade) do processo em questão [61]:

$$e = \frac{\textit{taxa de efeito útil}}{\textit{taxa de ingresso de exergia}} = 1 - \frac{\textit{taxa de destruição de exergia}}{\textit{taxa de ingresso de exergia}} \quad (3.31)$$

A equação acima representa uma adaptação, destinada a processos transitórios, da eficiência racional aplicada por Kotas na análise de sistemas termodinâmicos operando em regime permanente [90].

A metodologia adotada para a obtenção de expressões como a Equação (3.30) para os processos em estudo consiste em isolar a sua influência no balanço de exergia termomecânica dado pela Equação (3.29). Verifica-se, por meio deste procedimento, que a transferência de exergia associada ao influxo de combustível é contraposta pela elevação da exergia da carga e pela destruição de exergia relacionadas à injeção:

$$\underbrace{\frac{dEx_f}{dq}}_{\text{taxa de ingresso de exergia}} = \underbrace{\frac{dEx^m}{dq} \Big|_f + \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial f_f} \frac{df_f}{dq}}_{\text{taxa de efeito útil}} + \underbrace{\frac{dI_f}{dq}}_{\text{taxa de destruição de exergia}} \quad (3.32)$$

Assim, a eficiência exérgica instantânea de armazenamento associada ao processo de injeção é dada por

$$e_f = 1 - \frac{\frac{dI_f}{dq}}{\frac{dEx_f}{dq}} \quad (3.33)$$

Para o processo de combustão, a extração de exergia química promovida pela queima do combustível acumulado no fluido de trabalho apresenta-se como insumo, sendo convertida parcialmente em exergia termomecânica. A destruição de exergia associada à queima  $dI_b/dq$  responde pela fração não convertida do consumo de exergia química da carga, resultando

$$\underbrace{-\frac{\partial Ex^{ch}}{\partial f_b} \frac{df_b}{dq}}_{\text{taxa de ingresso de exergia}} = \underbrace{\frac{dEx^m}{dq} \Big|_b}_{\text{taxa de efeito útil}} + \underbrace{\frac{dI_b}{dq}}_{\text{taxa de destruição de exergia}} \quad (3.34)$$

Obtém-se, desta forma, a seguinte expressão para a eficiência exérgica instantânea de conversão associada ao processo de queima do combustível:

$$e_b = 1 - \frac{\frac{dI_b}{dq}}{-\frac{\partial Ex^{ch}}{\partial f_b} \frac{df_b}{dq}} \quad (3.35)$$

As eficiências exergéticas globais de injeção (preparação) e queima do combustível, que correspondem a toda a extensão destes processos, são dadas pelas seguintes expressões:

$$\bar{e}_f = 1 - \frac{\int \frac{dI_f}{dq} dq}{\int \frac{dEx_f}{dq} dq} \quad (3.36)$$

$$\bar{e}_b = 1 - \frac{\int \frac{dI_b}{dq} dq}{-\int \frac{\partial Ex^{ch}}{\partial f_b} \frac{df_b}{dq} dq} \quad (3.37)$$

A Equação (3.36) traz a eficiência  $\bar{e}_f$  com a qual a exergia fornecida pelo processo de injeção é transferida para o fluido de trabalho sob a forma de combustível não queimado. A eficiência global de combustão  $\bar{e}_b$  representa a parcela da exergia química da carga consumida pela reação de queima que foi convertida em exergia termomecânica e, portanto, disponibilizada para transferências sob a forma de calor e trabalho.

### 3.8-Variáveis de Operação e as Eficiências Exergéticas

A partir de dados coletados com o motor MWM 6.07 GMT-400, foram estabelecidas algumas relações entre as condições de operação deste equipamento e as eficiências exergéticas de preparação e queima do combustível. As informações relativas aos regimes de operação selecionados para esta análise foram expostas na Tabela 3.2.

O comportamento típico da eficiência exergética instantânea de injeção (preparação) do combustível é ilustrado na Figura 3.4, tendo-se o ângulo de manivela e a temperatura da carga como variáveis independentes. Ao longo do atraso da ignição, que ocorre sob temperaturas relativamente próximas, o incremento da concentração de combustível eleva rapidamente a eficiência de preparação. Com o início da queima, a influência do aquecimento do combustível injetado torna-se mandatária e promove uma queda quase linear da eficiência de preparação com a elevação da temperatura da carga. As tendências apontadas acima estão em acordo com os resultados apresentados por Bejan para o processo de mistura entre fluidos dissimilares [91]. De qualquer forma, apenas cerca de 1,5 % da exergia envolvida na preparação é destruída ao longo deste processo, que ocorre de maneira encadeada à combustão. A análise aprofundada do impacto das variáveis de operação do motor sobre este parâmetro de desempenho torna-se, portanto, pouco promissora.

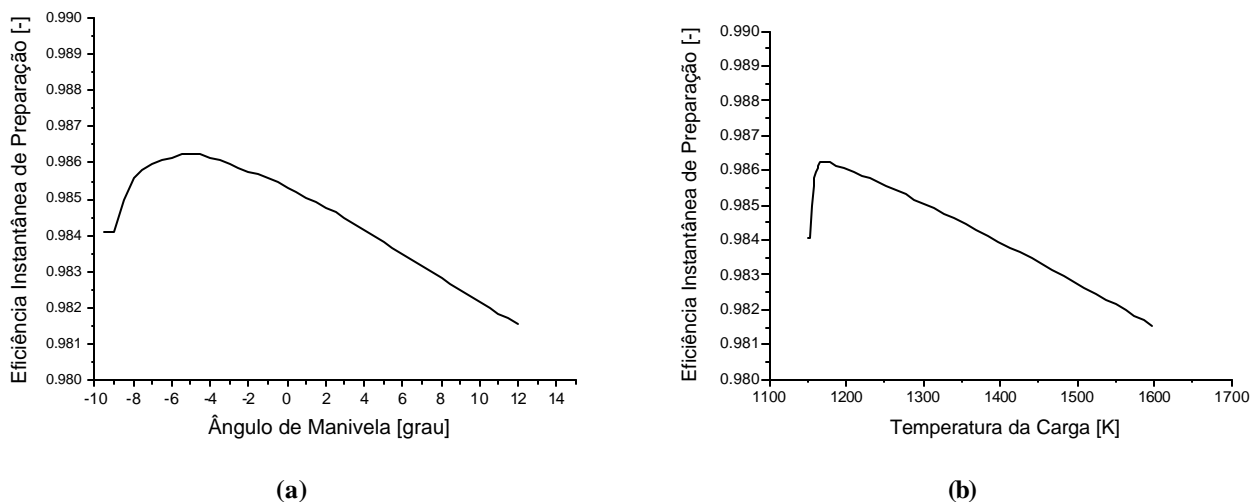
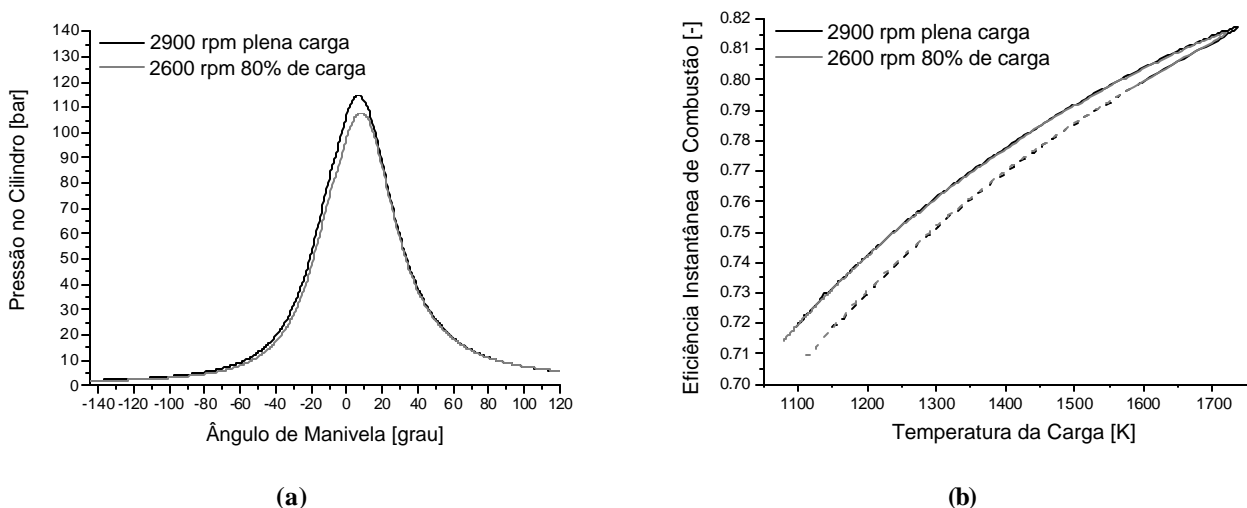


Figura 3.4: Eficiência exergética instantânea de preparação do combustível a 2900 rpm e plena carga.

Os efeitos da temperatura e da pressão sobre a conversão da exergia química do fluido de trabalho foram analisados empregando-se os regimes de operação de 2600 rpm e 80% de carga e de 2900 rpm e plena carga, que possuem mesma relação de equivalência e valores distintos de pressão (ver Tabela 3.2). Os diagramas de pressão e as curvas de eficiência de combustão versus temperatura da carga obtidas nestas duas condições de operação foram confrontados na Figura 3.5. A parcela tracejada dos diagramas de eficiência de combustão contidos nesta ilustração corresponde ao período no qual a queima foi concomitante à injeção, onde se adotou a aproximação dada pela Equação (3.28) para a taxa de destruição de exergia decorrente da preparação. Conforme se observa na Figura 3.5b, a eficiência de queima possui forte correlação com a temperatura do fluido de trabalho, alcançando seu valor mais elevado no ponto em que esta temperatura é máxima. Nota-se, ainda, que a porção da curva na qual a taxa de variação da temperatura é positiva apresenta eficiências ligeiramente inferiores às obtidas sob derivada negativa. Estes resultados corroboram as tendências apontadas para a combustão a volume constante em estudos anteriores [46, 49, 92]. Apesar das divergências quanto à pressão na qual a combustão ocorria para cada regime de operação, verificou-se um comportamento praticamente coincidente para as suas eficiências. Tal resultado tem origem na representação do fluido de trabalho através de relações globais de equivalência inferiores à estequiométrica, para as quais os efeitos da dissociação dos produtos de combustão sobre a eficiência de queima se mostraram imperceptíveis. Na condição de queima estequiométrica, por exemplo, os efeitos da pressão sobre a composição dos gases de combustão e sobre a destruição de exergia durante a queima já se manifestariam de maneira discreta [92].



**Figura 3.5: Influência da pressão e temperatura do fluido de trabalho sobre a eficiência exergetica de combustão.**

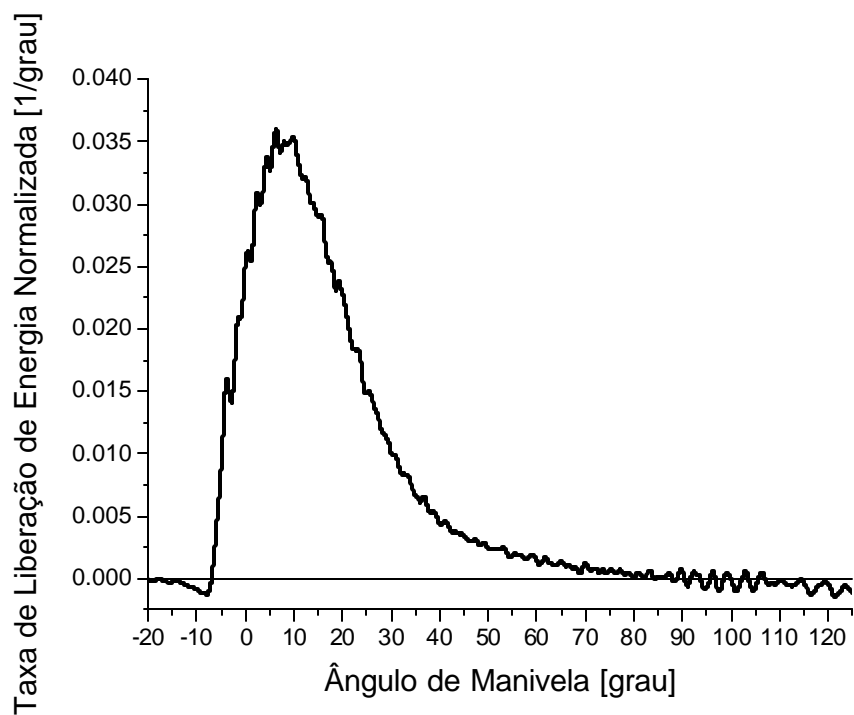
Nos motores diesel, o processo de combustão ocorre sob valores dessemelhantes de relação de equivalência, em meio a taxas significativas de transferência de calor e com variações bruscas no volume do conteúdo do cilindro. Desta forma, parâmetros como a relação de compressão, a velocidade de operação, a relação de equivalência, o estado termodinâmico do fluido de trabalho no coletor de admissão, a rejeição de calor pelas superfícies do cilindro e a dinâmica do processo de queima têm influência expressiva sobre o comportamento da temperatura da carga e, por conseguinte, sobre a eficiência exergética de combustão.

Um diagrama típico de eficiência exergética instantânea de queima foi representado na Figura 3.6, juntamente com o histórico de liberação de energia que lhe deu origem. Nota-se, através desta ilustração, que o diagrama de eficiência exergética possui a configuração de um domo, cujo valor de base depende da temperatura alcançada pela carga ao final do processo de compressão, quando se dá a ignição da mistura combustível. Considerando-se o processo de compressão politrópico, obtém-se a seguinte estimativa para a temperatura da carga durante a ignição:

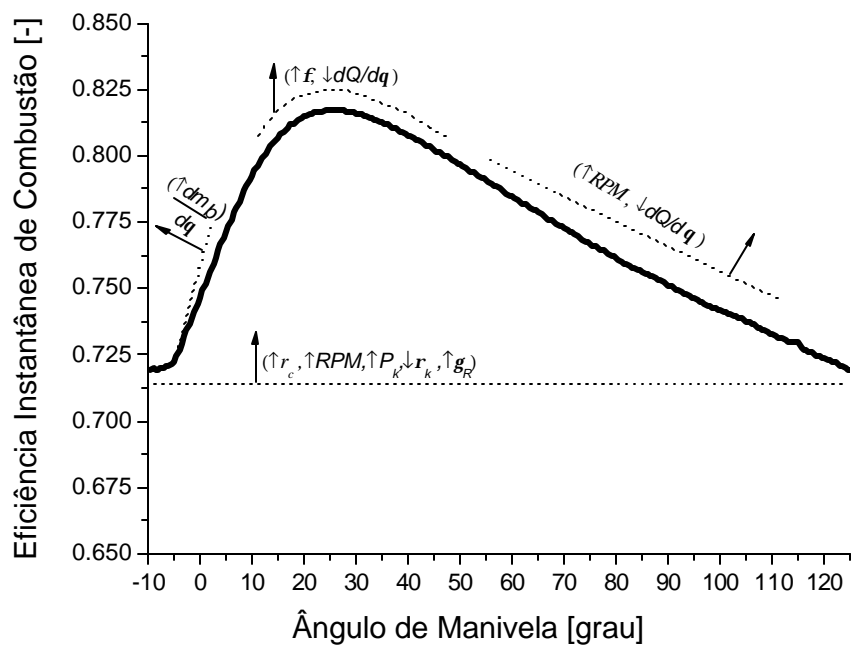
$$T_c = \left( \frac{P_k + T_{ad}}{r_k R_k (1 + g_R)} + \frac{g_R T_R}{r_k R_k (1 + g_R)_R} \right) r_c^{n_p - 1} \quad (3.38)$$

O coeficiente politrópico médio de compressão  $n_p$  presente nesta equação se eleva com o aumento da pressão no coletor de admissão e com o incremento da velocidade de operação [86]. Assim, verifica-se que o valor de base da eficiência exergética de combustão é função da taxa de compressão ( $r_c$ ), da rotação do motor ( $RPM$ ), da pressão no coletor de admissão ( $P_k$ ), da densidade do gás no coletor de admissão ( $r_k$ ) e da fração residual de gases de escape ( $g_R$ ), conforme se observa na representação esquemática da Figura 3.6b. Após a ignição, a dinâmica do processo de combustão, a relação de equivalência, a rejeição de calor e a velocidade de operação governam a elevação da eficiência instantânea de queima com relação ao seu valor de base. A influência destes fatores se manifesta durante toda a extensão do processo de combustão, todavia em alguns trechos específicos deste processo pode-se distinguir a preponderância de alguns destes parâmetros de operação sobre os demais. No princípio da queima, por exemplo, tem-se uma rampa na eficiência de combustão cuja inclinação é condicionada à taxa de elevação da temperatura proveniente da combustão pré-misturada e do início da fase difusiva. Em seguida, a influência da relação de equivalência e da rejeição de calor sobre a temperatura de chama passa a ser mandatária, alcançando-se o valor de máximo da eficiência exergética de queima. Com o início da cauda da combustão, observa-se uma queda quase linear da eficiência resultante do resfriamento da carga. A razão com a qual tal resfriamento reduz a eficiência da combustão depende da taxa de transferência de calor pelas superfícies metálicas do sistema e do tempo de permanência dos gases no cilindro durante a expansão, que é dado pela velocidade de operação.





(a)



(b)

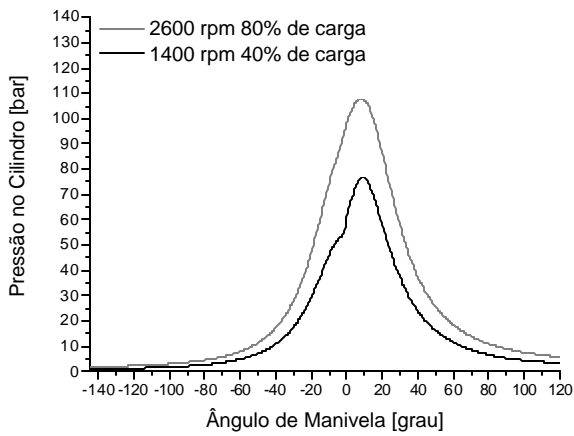
Figura 3.6: Taxa aparente de liberação de energia e eficiência instantânea de queima obtidas em plena carga e 2900 rpm.

### 3.9-Exemplo de Aplicação do Modelo de Análise Exergética

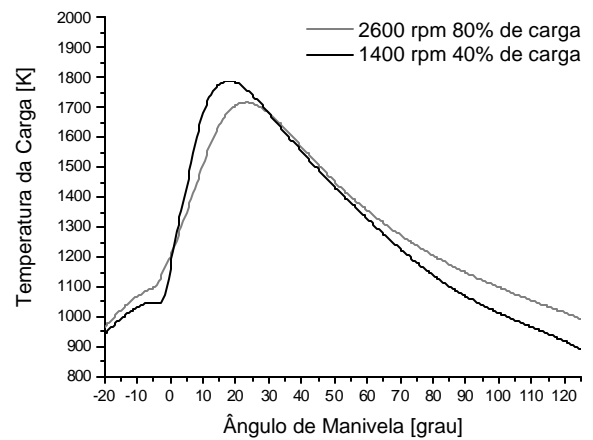
Será apresentado, nesta seção, um exemplo de aplicação da ferramenta de análise exergética que consiste no estudo do desempenho do motor MWM 6.07T operando nos regimes correspondentes a 1400 rpm e 40% de carga e 2600 rpm e 80% de carga. O critério empregado para a seleção destas condições de operação consistiu na comparação da operação do motor em um patamar fixo e elevado de eficiência exergética global de queima, cuja obtenção se baseou no enriquecimento da mistura para o primeiro regime considerado e na elevação do nível de base da eficiência exergética (temperatura da carga durante a ignição) para o segundo regime. As informações pertinentes a estas condições de operação também foram apresentadas na Tabela 3.2. Empregaram-se os procedimentos descritos no Capítulo 2 durante o levantamento de diagramas experimentais para a pressão no cilindro e sua derivada. Os dados de pressão no cilindro obtidos sob tais condições foram apresentados na Figura 3.7, juntamente com os resultados provenientes da análise de liberação de energia.

**Tabela 3.2: Regimes de Operação.**

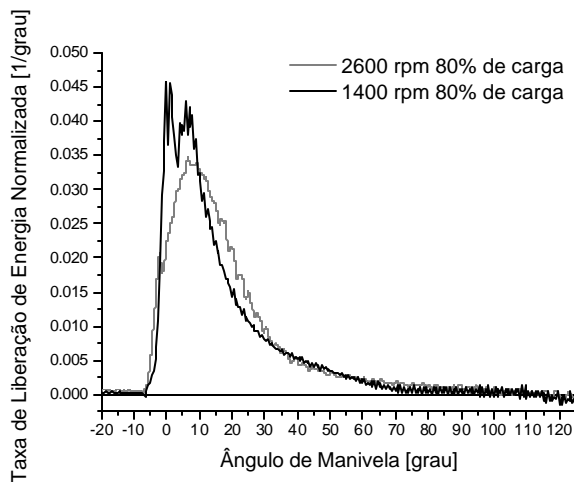
Carga (Avanço da Cremalheira)	40 %	80%	100%
Rotação [rpm]	1400	2600	2900
Combustível	Óleo Diesel	Óleo Diesel	Óleo Diesel
Pressão Efetiva Média de Frenagem [bar]	7,47	9,47	9,99
Fração Queimada do Combustível Injetado (Calculada)	97,8%	99,5%	99,2%
Consumo Específico de Combustível [g/kW h]	252,0	239,7	194,4
Relação de Equivalência	0,78	0,65	0,65
Pressão Máxima no Cilindro [bar]	77,2	107,0	114,9
Temperatura Máxima no Cilindro [K]	1790	1718	1735
Temperatura no Instante de Ignição [K]	1040	1114	1134
Pressão no Coletor de Admissão [bar]	1,1	1,6	1,7



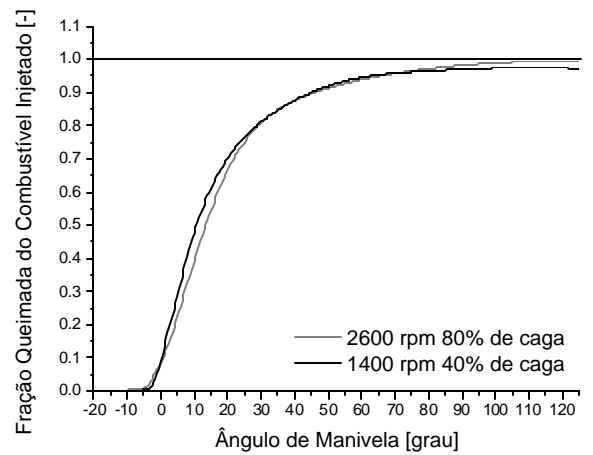
(a)



(b)



(c)



(d)

**Figura 3.7: Dados de pressão e liberação de energia obtidos nos regimes de carga parcial.**

Em condições de baixa rotação, a utilização de um turbo-compressor de geometria fixa favorece a elevação da relação de equivalência dos gases do cilindro, conforme se observa na Tabela 3.2. Este enriquecimento da mistura ocasionou as altas temperaturas verificadas na Figura 3.7b para a combustão em 1400 rpm e 40% de carga. Observa-se, ainda, que os parâmetros operacionais correspondentes a este regime alongaram o período de atraso da ignição, favorecendo a ocorrência de queima pré-misturada. Além disto, a curta duração do processo de injeção reduziu a extensão da parcela difusiva da combustão, aproximando-a da fase pré-misturada. Obteve-se, portanto, um processo de queima consideravelmente compacto para 1400 rpm e 40% de carga, registrando-se elevadas taxas de subida para a temperatura e para a pressão

do fluido de trabalho nestas condições de operação. Para o regime de 2600 rpm e 80% de carga, que conta com maiores valores de rotação e de pressão no coletor de admissão, obtiveram-se temperaturas superiores durante a compressão e na parcela final da expansão. Verificaram-se, sob tais parâmetros de operação, um atraso de ignição reduzido e o conseqüente predomínio da combustão difusiva. Durante a cauda da combustão, foram registradas taxas aparentes de queima semelhantes para os dois regimes representados na Figura 3.7c. Os históricos computados para a fração queimada do combustível injetado encontram-se na Figura 3.7d. Estes diagramas refletem as tendências apontadas para a taxa aparente de queima, indicando valores razoáveis para as eficiências de combustão.

A Figura 3.8 apresenta as contribuições dos processos de preparação e queima para o acúmulo de exergia termomecânica na carga. Durante a compressão, modelada como um processo internamente reversível, a variação da exergia termomecânica da carga é contraposta exclusivamente pelas transferências de exergia provenientes do trabalho e do calor trocados nas fronteiras do sistema. Com o atraso da ignição, inicia-se a participação do processo de injeção na variação da exergia termomecânica da carga, dada pelo termo  $dEx^{tm}/d\mathbf{q}$  da Equação (3.29). Os valores negativos obtidos para este termo indicam que o consumo de exergia termomecânica demandado pelo processo de preparação é superior ao incremento desta propriedade proporcionado pela dissolução do combustível no cilindro. Em base cumulativa, a exergia termomecânica absorvida com a injeção representa cerca de 1,3% da exergia total que ingressou com o combustível. Com relação à morfologia dos diagramas de liberação de energia, as curvas reportadas para a taxa de liberação da exergia termomecânica  $(dEx^{tm}/d\mathbf{q})$  apresentaram uma redução nos patamares obtidos para o trecho referente à combustão pré-misturada, além de um deslocamento à direita durante a queima difusiva. Nota-se, ainda na Figura 3.8, que a liberação de exergia pela combustão também foi mais compacta para a operação em 1400 rpm e 40% de carga.

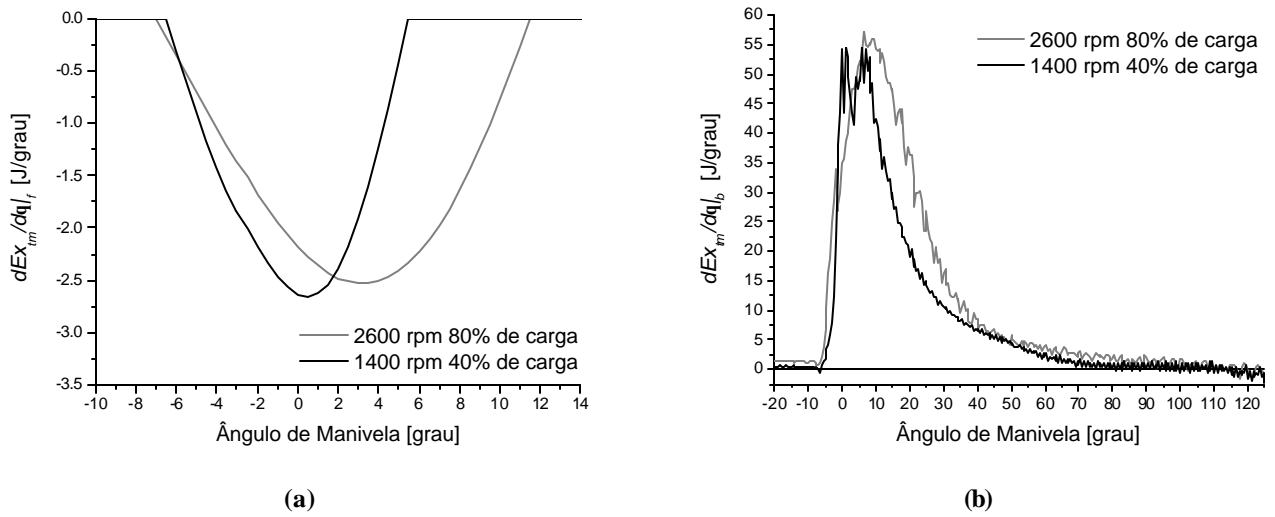


Figura 3.8: Termos da taxa de variação da exergia termomecânica associados aos processos de injeção e queima.

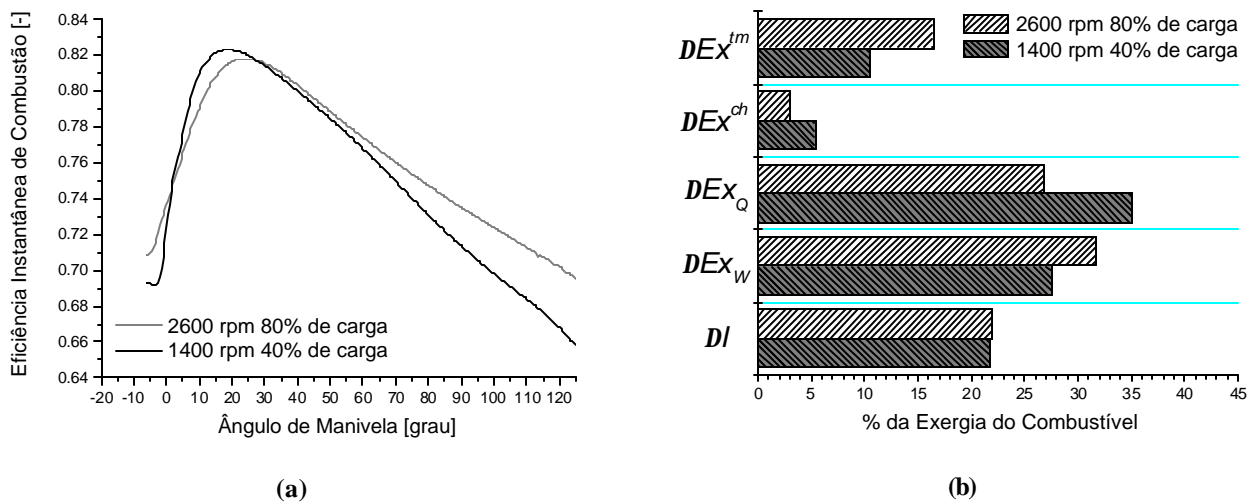


Figura 3.9: Eficiências exergéticas instantâneas de queima e termos cumulativos do balanço de exergia.

Tabela 3.3: Eficiências exergéticas globais de injeção e combustão.

	1400 rpm e 40% de carga	2600 rpm e 80% de carga
$\overline{e_f}$ (%)	98,67	98,50
$\overline{e_b}$ (%)	78,61	78,59

As eficiências instantâneas de combustão foram confrontadas na Figura 3.9a. Por operar com baixa pressão na admissão, o regime correspondente a 1400rpm e 40% de carga apresentou valores inferiores para a temperatura do meio de trabalho no instante da ignição (ver Tabela 3.2) e, portanto, para o valor de base da eficiência exergética de combustão. Entretanto, devido à maior relação de equivalência e às elevadas taxas de liberação de energia experimentadas no início do processo de queima, os patamares máximos atingidos neste regime para a temperatura e para a eficiência de combustão foram ligeiramente superiores aos obtidos em 2600 rpm e 80% de carga. Esta situação é revertida ao final da combustão difusiva, quando os efeitos do maior tempo de permanência dos gases no cilindro reduzem a eficiência de combustão alcançada em 1400rpm e 40% de carga. Exemplificam-se, deste modo, as considerações apresentadas no item anterior para o comportamento da eficiência de combustão. Conforme se observa na Tabela 3.3, registraram-se valores praticamente coincidentes para a eficiência exergética global de combustão nos dois regimes de operação analisados. Verifica-se, portanto, que a queima compacta sob as altas temperaturas de chama obtidas em 1400 rpm e 40% de carga compensou os efeitos do maior valor de base da eficiência de queima e do menor resfriamento da carga presentes em 2600 rpm e 80% de carga.

Todavia, resta conferir se alguma destas estratégias de conversão da exergia do combustível favorece a obtenção de trabalho indicado, trazendo benefícios ao desempenho global da máquina térmica estudada. Tal tarefa demanda a análise dos termos componentes do balanço de exergia, a fim de que se apure o destino dado à exergia termomecânica liberada pelos processos de preparação e queima. A Figura 3.9b traz a distribuição dada ao longo da fase fechada do ciclo à exergia fornecida com o combustível, onde  $DEX_Q$  representa a fração rejeitada através do calor,  $DEX_W$  a fração liberada sob a forma de trabalho indicado,  $DI$  a fração destruída por irreversibilidades,  $DEX^{tm}$  a fração acumulada na carga sob a forma de exergia termomecânica e  $DEX^{ch}$  a fração acumulada sob a forma de exergia química não convertida pela reação de combustão.

Por conta da operação com eficiências exergeticas de injeção e combustão similares, verificaram-se valores muito próximos para a fração da exergia do combustível destruída pela ação de irreversibilidades nos regimes estudados. Devido à formação de produtos de combustão com maior exergia química, o enriquecimento da mistura observado em 1400 rpm e 40% de carga elevou a parcela da exergia química que não foi consumida pela reação de combustão. Tal redução no consumo da exergia química da carga desfavoreceu o fornecimento de exergia termomecânica para a produção de trabalho nesta condição de operação.

Contudo, a maior discrepância entre as condições de operação analisadas diz respeito à fração da exergia fornecida com o combustível rejeitada através do calor. As elevadas temperaturas e o maior tempo de permanência dos gases no cilindro experimentados em 1400 rpm e 40% de carga intensificaram a transmissão de calor pelas fronteiras do sistema, incrementando a quantidade de exergia removida por este calor. Desta forma, a maior parte da exergia química convertida pela queima alimentará a transferência de calor nesta situação de operação, obtendo-se valores inferiores para a transferência de trabalho e para a exergia termomecânica disponível na carga no instante de abertura da válvula de escape. Os efeitos da transmissão de calor na análise comparativa foram tão pronunciados que acabaram por encobrir outro fator relevante proveniente do enriquecimento da mistura: a redução da relação entre calores específicos dos gases de combustão, que contribui para a diminuição da transferência de exergia termomecânica em termos de trabalho durante a expansão [82].

Conclui-se, por conta dos três aspectos levantados no parágrafo acima, que a elevação da eficiência de combustão mediante o enriquecimento da mistura não representa uma alternativa conveniente para o incremento do desempenho do motor sob as condições estudadas. Estes resultados estão em acordo com as informações contidas na Tabela 3.2, que reportam uma elevação de cerca de 5% no consumo específico de combustível para o regime de operação de 1400 rpm e 40% de carga com relação a 2600 rpm e 80% de carga. Verifica-se, portanto, que a ferramenta de análise exergetica apresentada obteve resultados satisfatórios na explicação, a partir dos processos ocorrentes no cilindro, das tendências levantadas para o desempenho do motor durante ensaios de bancada.

### **3.10-Considerações Finais a Respeito do Modelo de Análise Exergética**

Um modelo termodinâmico destinado ao diagnóstico experimental dos processos ocorrentes nos cilindros de motores diesel foi apresentado, discutindo-se os resultados provenientes de sua aplicação a um motor de injeção direta turbinado. Proporcionou-se, desta forma, um panorama detalhado do destino dado à exergia fornecida ao motor com o combustível e da eficiência dos processos de preparação e queima.

Constatou-se que o processo de preparação do combustível possui participação reduzida na degradação da exergia do cilindro, sendo responsável pela destruição de cerca de 1,5 % da exergia fornecida na injeção. A forte dependência da eficiência exergética da queima com relação à temperatura da carga foi mapeada com base em experimentos conduzidos no motor, confirmando-se tendências apontadas em estudos anteriores para a combustão a volume constante. Esta dependência também foi relacionada com variáveis de operação como a rotação, a pressão no coletor de admissão, a relação de equivalência, a morfologia da liberação de energia e a temperatura da carga ao final da compressão.

Reiterou-se, ainda, a importância do controle da transferência de calor através das superfícies do cilindro, demonstrando-se a inadequação da elevação da eficiência de combustão através do enriquecimento da mistura. O maior consumo de exergia química da carga pela reação de combustão com o empobrecimento da mistura também ficou evidente. Verificou-se, desta forma, que a aplicação do modelo apresentado neste capítulo possibilita o estabelecimento de relações de causa e efeito entre o desempenho do motor e os processos de combustão e formação de mistura.



## Capítulo 4

### MODELO PREDITIVO DE ANÁLISE EXERGÉTICA

Com base nas considerações utilizadas durante o desenvolvimento do modelo de análise exergética, pode-se obter um modelo preditivo destinado à simulação dos processos ocorrentes no cilindro. Neste caso, a equação de conservação de energia deve ser manipulada de forma a apresentar a derivada da pressão como variável, fornecendo-se a taxa aparente de queima de combustível como dado de entrada. Deste modo, a equação de conservação de energia no cilindro resulta em

$$\frac{dP}{dq} = \frac{\left( \frac{\partial u}{\partial f_b} - \frac{A_1}{R} \frac{\partial R}{\partial f_b} \right) \frac{df_b}{dq} + \left( \frac{RT + A_1}{V} \right) \frac{dV}{dq} - \frac{RT}{PV} \frac{dQ}{dq} + \left( \frac{\partial u}{\partial f_f} - \frac{A_1}{R} \frac{\partial R}{\partial f_f} - A_2 \right) \frac{df_f}{dq}}{\frac{A_1}{R} \frac{\partial R}{\partial P} - \frac{A_1}{P} - \frac{\partial u}{\partial P}} \quad (4.1)$$

onde

$$A_1 = \frac{\frac{\partial u}{\partial T}}{\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial T} + \frac{1}{T}} \quad A_2 = \frac{f_{st}(A_1 + h_i - u)}{f_{st}f_f + 1}$$

A taxa de variação da relação de equivalência  $f_b$  pode ser expressa em função da taxa aparente de queima da seguinte maneira:

$$\frac{df_b}{dq} = \frac{RT(f_{st}f_f + 1)}{PVf_{st}} \frac{dm_b}{dq} \quad (4.2)$$

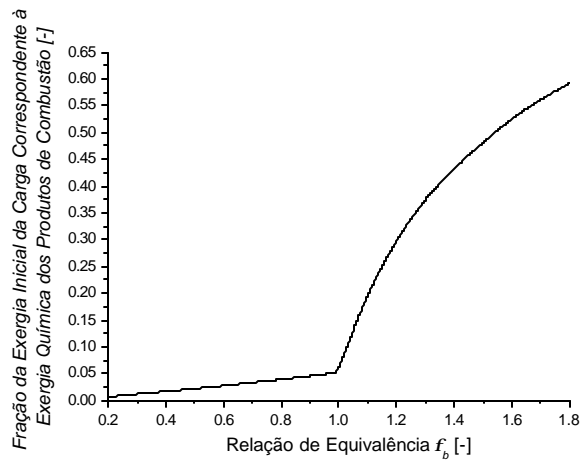
A solução do sistema composto pelas Equações (4.1) e (4.2) fornece os diagramas de temperatura, pressão e derivada de pressão no cilindro como resultados. As demais expressões empregadas no modelo preditivo coincidem com as descritas para o modelo de análise exergética.

## 4.1-Relação de Equivalência e o Trabalho Produzido no Cilindro

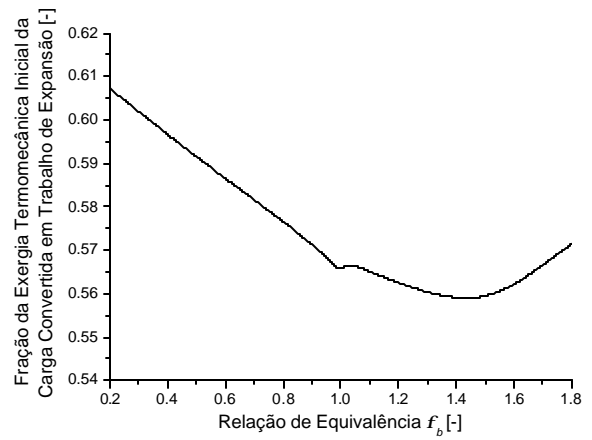
Empregou-se o modelo de simulação dos processos ocorrentes no cilindro para se examinar, com um controle do processo de formação de mistura superior ao verificado em análises experimentais, os impactos da relação de equivalência sobre a exergia química dos produtos de combustão e sobre a conversão da exergia termomecânica da carga em trabalho de expansão. Simulou-se, sob tal propósito, um processo de expansão entre as posições da árvore de manivelas correspondentes a 20° e à abertura da válvula de escape. Considerou-se um estado no qual a carga era composta por produtos de combustão a 1800 K e 80 bar como ponto de partida do processo de expansão, que ocorreu no cilindro de um motor com características geométricas idênticas às do MWM 6.07T GMT 400.

Os resultados obtidos para a fração da exergia inicial da carga correspondente à exergia química dos produtos de combustão foram apresentados na Figura 4.1a. Observa-se, nesta ilustração, que a elevação da relação de equivalência desencadeia um acréscimo na exergia química dos produtos de combustão. Com o enriquecimento da mistura, favorece-se a formação de produtos de combustão com valores elevados de exergia, como o dióxido de carbono, o monóxido de carbono e o hidrogênio, em detrimento da participação do oxigênio, que possui baixa exergia química.

A Figura 4.1b traz o comportamento verificado para a transferência da exergia termomecânica da carga através de trabalho, ilustrando o favorecimento à realização de trabalho de expansão mediante o empobrecimento da mistura. Estes resultados exprimem os efeitos do aumento da relação entre calores específicos dos gases de combustão com o empobrecimento da mistura, que contribui para a elevação da transferência de exergia termomecânica em termos de trabalho indicado durante a expansão [82].



(a)



(b)

**Figura 4.1: Influência da formação de mistura na exergia química e na transferência de trabalho.**

## Capítulo 5

### O IMPACTO DA ADIÇÃO DE BIODIESEL AO ÓLEO DIESEL

Os ésteres de óleos oriundos de fontes biológicas, que recebem a denominação genérica de biodiesel, constituem uma alternativa promissora para a obtenção de combustíveis renováveis capazes de substituir o óleo diesel [32, 93-105]. Estas substâncias possuem alto valor energético, são livres de enxofre e queimam de maneira similar à do óleo diesel. A sua aplicação em larga escala apresenta um grande potencial no Brasil, pois o país conta com uma ampla variedade de culturas para o fornecimento de óleos vegetais e possui tradição na produção de etanol a partir da cana de açúcar.

Dentre tais culturas, a soja apresenta escala suficiente para a produção imediata de biodiesel, respondendo por cerca de 90% da produção brasileira de óleos vegetais. Deste modo, o estudo dos efeitos da adoção do éster etílico do óleo de soja como um substituto parcial para o óleo diesel se revela consideravelmente oportuno. Foram conduzidos, sob tal propósito, testes em bancada nos quais se empregaram as técnicas experimentais descritas em capítulos anteriores do presente documento. Conforme se verá adiante, os resultados provenientes destes ensaios refletem os efeitos da introdução do biodiesel sobre as propriedades da mistura combustível, devendo-se destacar a importância da introdução de oxigênio na composição química do combustível, da redução de seu conteúdo energético e do acréscimo de sua viscosidade. As misturas analisadas, que compreendem a adição de até 20% de biodiesel em volume, tiveram as suas propriedades reportadas na Tabela 5.1. Vale ressaltar que a viscosidade das misturas parciais estudadas se encontra dentro dos limites estabelecidos pela norma ASTM D-445, que prevê um valor máximo de  $4,1 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{s}$  a  $40^\circ\text{C}$  para esta propriedade do combustível.

**Tabela 5.1: Propriedades do óleo diesel, do éster etílico do óleo de soja (biodiesel) e das misturas parciais de interesse.**

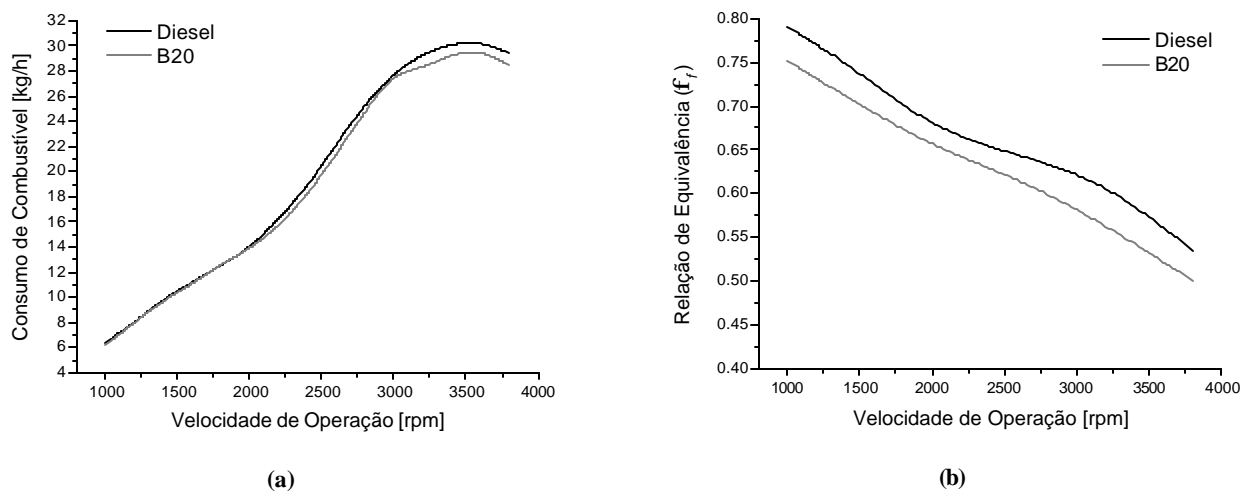
Combustível	%Biodiesel (Volume)	Fórmula Empírica	$f_{st}$ [ $m_f/m_{ar}$ ] <sub>st</sub>	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Viscosidade [m <sup>2</sup> /s @ 40°C]	Nº de Cetanas [ASTM D-613]	PCI [MJ/kg]	Exergia [MJ/kg]
Óleo Diesel	0%	C <sub>10,80</sub> H <sub>18,70</sub> O <sub>0,00</sub>	6,85 10 <sup>-2</sup>	850,0	2,60 10 <sup>-2</sup>	45,00	43,30	44,98
B05	5%	C <sub>11,03</sub> H <sub>19,16</sub> O <sub>0,05</sub>	6,89 10 <sup>-2</sup>	851,3	2,66 10 <sup>-2</sup>	45,33	43,00	44,65
B10	10%	C <sub>11,27</sub> H <sub>19,64</sub> O <sub>0,11</sub>	6,94 10 <sup>-2</sup>	852,6	2,72 10 <sup>-2</sup>	45,60	42,69	44,33
B15	15%	C <sub>11,53</sub> H <sub>20,15</sub> O <sub>0,16</sub>	6,98 10 <sup>-2</sup>	853,9	2,79 10 <sup>-2</sup>	45,80	42,38	44,00
B20	20%	C <sub>11,80</sub> H <sub>20,69</sub> O <sub>0,22</sub>	7,03 10 <sup>-2</sup>	855,2	2,86 10 <sup>-2</sup>	46,30	42,06	43,35
Biodiesel	100%	C <sub>19,75</sub> H <sub>36,59</sub> O <sub>2,00</sub>	7,83 10 <sup>-2</sup>	876,0	4,57 10 <sup>-2</sup>	48,20	37,20	38,48

## 5.1-Formação de Mistura

Os efeitos da adição do éster etílico de soja sobre a formação de mistura foram ilustrados a partir de dados coletados com o motor MWM 6.07 T operando a plena carga, tendo-se o óleo diesel e a mistura B20 como combustíveis. Devido à elevação de viscosidade promovida pelo biodiesel, verifica-se na Figura 5.1a uma redução na massa de combustível fornecida ao motor mediante a adoção da mistura B20, que se acentua em rotações superiores aos 3000 rpm. Outro aspecto relevante com respeito ao processo de queima das misturas estudadas é a presença de oxigênio na composição do biodiesel, que promove a elevação reportada na Tabela 5.1 para a relação mássica entre combustível e ar correspondente à combustão estequiométrica ( $f_{st}$ ). Obteve-se, por conta da combinação destes dois fatores, um empobrecimento na mistura para o caso de se agregar biodiesel ao combustível, conforme se observa na Figura 5.1b. Esta tendência é confirmada pelas composições de gases de escape apresentadas na Tabela 5.2, que apontam um acréscimo na fração molar de oxigênio e uma redução nas emissões de CO mediante a operação com a mistura B20. Para as concentrações estudadas, o impacto da elevação na densidade do combustível com a adição de biodiesel não se mostrou relevante quanto à formação de mistura, observando-se um incremento de apenas 0,6% na densidade entre B20 e o óleo diesel.

**Tabela 5.2: Composição dos gases de escape mensurada para a operação do motor a 2000 rpm e plena carga.**

	Diesel	B20
CO [ppm]	3117	2378
O <sub>2</sub> [fração molar]	0,069	0,074
$f_b$ (gases de escape)	0,66	0,63



**Figura 5.1: Consumo de combustível e relação de equivalência verificada no cilindro em condições de plena carga.**

## 5.2-Dinâmica do Processo de Combustão

A Figura 5.2 traz resultados obtidos para a liberação de energia com o motor operando em plena carga e com valores moderados (1400 rpm) e elevados (3200 rpm) de rotação. A contribuição de cada mecanismo de queima (pré-misturado e difusivo) para a liberação de energia foi mapeada aproximando-se as curvas de taxa aparente de queima representadas nesta ilustração por meio de duas funções de Wiebe [33]. Os valores verificados para a eficiência de combustão e para a fração do combustível injetado queimada no modo pré-misturado ( $C_p$ ) foram apresentados nas Tabelas 5.3 e 5.4.

O ganho de viscosidade promovido pelo biodiesel tem um impacto importante na dinâmica do jato de combustível, elevando a sua velocidade e distância de penetração [98, 101]. Obtém-se, desta forma, um acréscimo na quantidade de movimento turbulenta do jato e, por conseguinte, um incremento na taxa de preparação de mistura ao se agregar biodiesel ao óleo diesel. Por conta das elevadas relações de equivalência verificadas no jato de combustível, a presença de oxigênio na composição do biodiesel também contribui para a aceleração da preparação e queima da mistura. Deve-se mencionar, ainda, que introdução de biodiesel no combustível promove um decréscimo no período de atraso da ignição, correspondente ao aumento no número de cetano reportado na Tabela 5.1. Tem-se, deste modo, um intervalo de tempo inferior para a preparação de combustível até o instante da ignição, ou seja, para a preparação de combustível disponível para o mecanismo de queima pré-misturada. Para as misturas parciais analisadas, a sobreposição destes três fatores resulta em uma leve redução na combustão pré-misturada com a elevação da concentração de biodiesel.

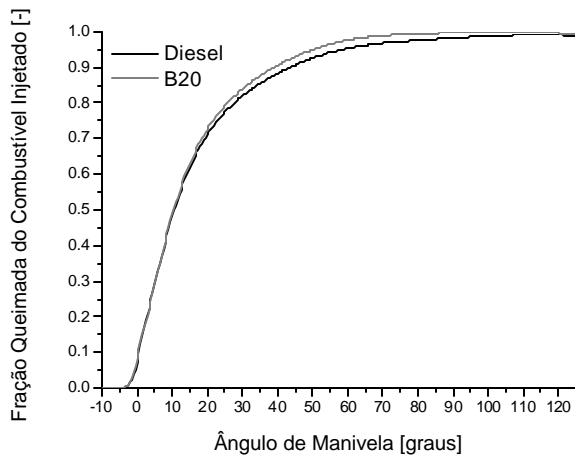
Esta redução na queima pré-misturada é compensada rapidamente durante a fase inicial da combustão difusiva, devido à aceleração na liberação de energia desencadeada pela maior taxa de preparação de mistura. Ainda por conta do favorecimento à combustão difusiva, observa-se que a adição de biodiesel promoveu um pequeno acréscimo na fração de combustível queimada até o instante de abertura da válvula de escape, ou seja, na eficiência de combustão. Verifica-se, deste modo, que a utilização de biodiesel sob a forma das misturas parciais estudadas altera positivamente a dinâmica do processo de combustão.

**Tabela 5.3: Parâmetros de liberação de energia para a operação do motor a 1400 rpm e plena carga.**

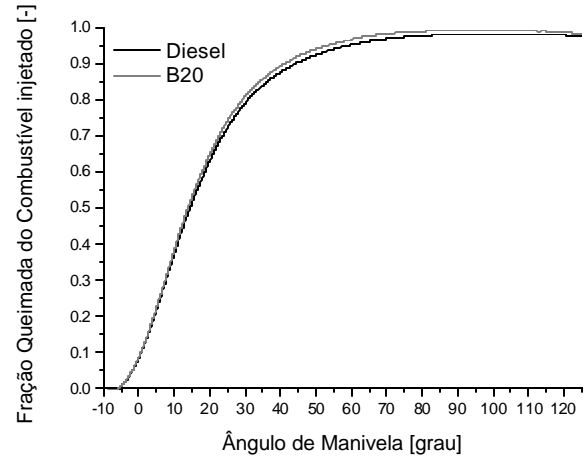
	Diesel	B20
$C_p$	19,00%	17,00%
Eficiência de Combustão	98,98%	99,11%

**Tabela 5.4: Parâmetros de liberação de energia para a operação do motor a 3200 rpm e plena carga.**

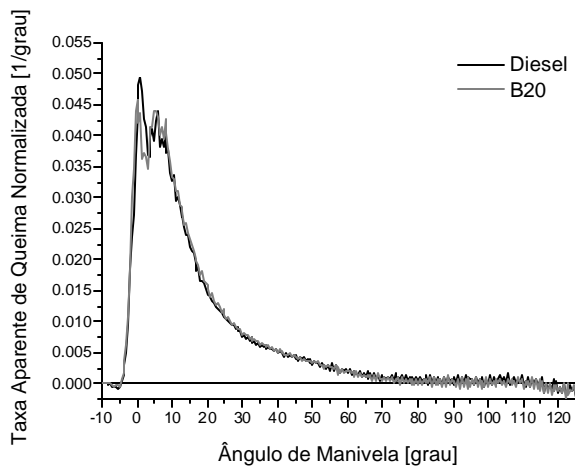
	Diesel	B20
$C_p$	4,62%	3,86%
Eficiência de Combustão	97,73%	98,40%



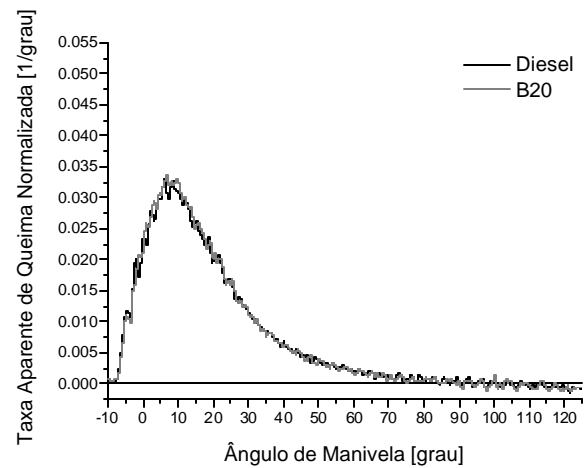
(1400 rpm)



(3200 rpm)



(1400 rpm)



(3200 rpm)

**Figura 5.2: Resultados da análise de liberação de energia em plena carga.**



### 5.3-Formação de Óxidos de Nitrogênio

Experimentos realizados em motores de ignição por centelha demonstram que a formação de óxidos de nitrogênio é favorecida em condições de mistura ligeiramente pobres nas quais se observem altas temperaturas [28]. Nos motores de ciclo diesel, o combustível preparado durante o atraso da ignição é queimado rapidamente através da passagem de uma chama pré-misturada. Este processo se dá em uma faixa de misturas e temperaturas propícias para a formação de óxidos de nitrogênio, contribuindo, portanto, para a formação desta substância poluente. Por este motivo, a proporção de queima pré-misturada foi reduzida de maneira considerável nos motores modernos. Após o estabelecimento da chama difusiva, a formação de óxidos de nitrogênio passa a ficar restrita à periferia do jato combustível [10].

Choi e Reitz [97, 98] examinaram as características de emissões das misturas entre o éster metílico do óleo de soja e o óleo diesel. Estes autores verificaram que devido às modificações impostas à trajetória do jato de combustível, a adição de biodiesel acresce a parcela da mistura exposta a altas temperaturas na periferia deste jato durante a combustão difusiva, levando a um leve favorecimento à formação de óxidos de nitrogênio com a operação do motor em cargas elevadas [98]. Para condições de baixa carga, a combustão pré-misturada passa a ter uma participação importante no desenvolvimento de altas temperaturas no jato combustível, fazendo com que a menor temperatura de chama das misturas contendo biodiesel provoque uma redução na emissão de  $\text{NO}_x$  [97].

A Tabela 5.5 apresenta os valores mensurados para a emissão de  $\text{NO}_x$  e para a fração do combustível injetado queimada no modo pré-misturado com o motor operando a 2000 rpm e em condições de baixa, média e plena carga. Os valores verificados para a emissão de óxidos de nitrogênio demonstram a extensão dos efeitos apontados por Choi e Reitz para o biodiesel proveniente do metanol com o emprego do éster etílico de soja. Para o regime de plena carga, que foi dominado pela combustão difusiva, observa-se um leve favorecimento à formação de óxidos de nitrogênio com a adição de biodiesel. Com o acréscimo da participação da combustão pré-misturada em condições de carga parcial, verificou-se uma redução na emissão de óxidos de nitrogênio para a mistura B20 com relação ao óleo diesel.

Deve-se mencionar, contudo, que a generalização dos resultados obtidos com o motor MWM 6.07 T não se mostra adequada, pois a tecnologia de formação de mistura aplicada neste equipamento governa a morfologia do jato combustível e a dinâmica do processo de combustão, possuindo, portanto, pronunciada influência sobre as emissões de NO<sub>x</sub> alcançadas com a aplicação do biodiesel. A relevância da configuração do motor sobre a formação deste poluente foi comprovada pela Agência de Proteção Ambiental Estadunidense [103], que efetuou um estudo detalhado dos efeitos da utilização do biodiesel sobre as emissões de exaustão. Para a aplicação da mistura B20, por exemplo, registram-se alterações de -6% a +8% na emissão de NO<sub>x</sub> de acordo com o motor utilizado [103].

**Tabela 5.5: Emissão de óxidos de nitrogênio para a operação do motor a 2000 rpm.**

Carga (fração do torque máximo)	$c_p$ (Diesel/ <b>B20</b> ) [%]	NO <sub>x</sub> (Diesel/ <b>B20</b> ) [ppm]	Varição no NO <sub>x</sub> p/ B20 [%]
33%	43,00/ <b>42,06</b>	310/ <b>292</b>	<b>-5,8</b>
66%	22,10/ <b>22,04</b>	664/ <b>614</b>	<b>-7,53</b>
100%	9,11/ <b>9,06</b>	879/ <b>882</b>	<b>+0,4</b>

## 5.4-Emissões de Monóxido de Carbono e Material Particulado

Os resultados obtidos para a emissão de monóxido de carbono com o motor operando a 2000 rpm e em condições de baixa, média e plena carga foram reportados na Tabela 5.6. Obteve-se uma redução média de 26% para esta substância poluente com a mistura B20. A origem de tal comportamento reside no empobrecimento da mistura no interior do jato combustível com o emprego do biodiesel. Estes dados também demonstram uma elevação gradual nos benefícios provenientes da adição de biodiesel com a redução da carga na qual o motor opera.

A utilização do biodiesel também pode contribuir para o abatimento da emissão de material particulado nos grandes centros urbanos. Por apresentar oxigênio em sua composição, o biodiesel introduz um oxidante nas regiões de mistura rica do jato de combustível, fornecendo um caminho alternativo para os percussores de fuligem. Obtém-se, deste modo, uma redução na fração não-solúvel do material particulado. De acordo com Choi e Reitz [97], esta redução possui forte correlação com a concentração de oxigênio presente no combustível. A Tabela 5.7 apresenta valores mensurados para a densidade de fumaça nos gases de escape ( $k$ ) utilizando-se a mistura B20 e o óleo diesel como combustíveis. Estes dados indicam uma ampliação nos benefícios da adição de biodiesel quanto à emissão de material particulado mediante o enriquecimento da mistura. A restrição obtida na emissão de material particulado também depende da configuração do motor empregado, constando na literatura reduções médias de 10,1% a 25% mediante a utilização da mistura B20 [103, 105]. Os dados reportados na Tabela 5.7 indicam que o motor empregado no presente estudo se encontra em uma região média quanto à redução na emissão de material particulado, assim como ocorreu com o comportamento registrado para o  $\text{NO}_x$ .

**Tabela 5.6: Emissão de monóxido de carbono para a operação do motor a 2000 rpm.**

Carga (fração do torque máximo)	$f_b$ (Diesel/ <b>B20</b> ) (gases de escape)	CO (Diesel/ <b>B20</b> ) [ppm]	Varição no CO p/ B20 [%]
33%	0,30/0,28	743/ <b>524</b>	<b>-29,48</b>
66%	0,51/0,49	404/ <b>304</b>	<b>-24,75</b>
100%	0,66/0,63	3117/ <b>2378</b>	<b>-23,70</b>

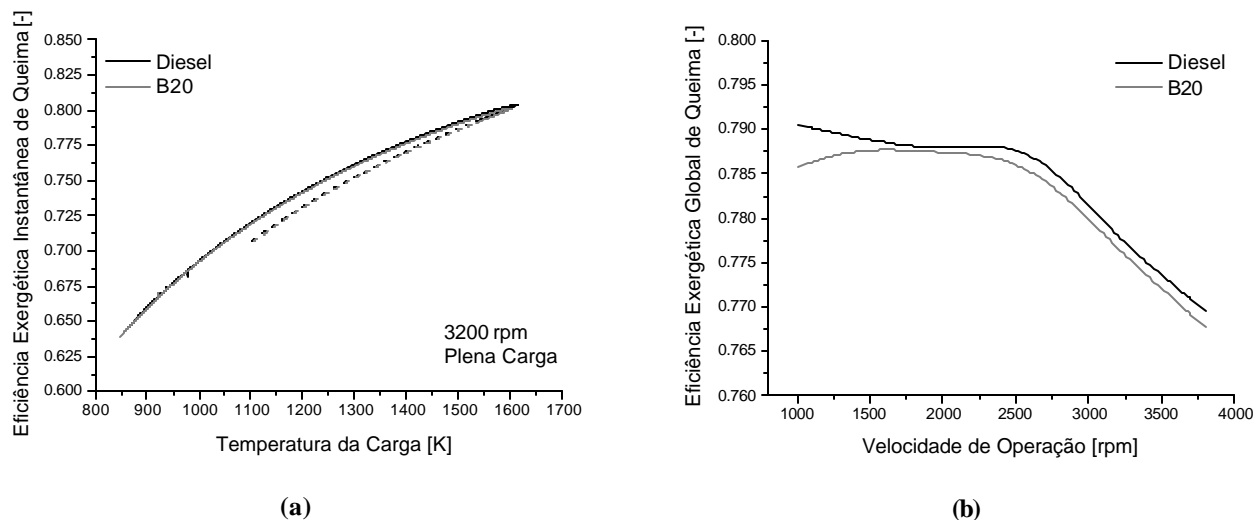
**Tabela 5.7: Emissão de material particulado para a operação do motor a 2000 rpm.**

Carga (fração do torque máximo)	$f_b$ (Diesel/ <b>B20</b> ) (gases de escape)	$k$ (Diesel/ <b>B20</b> ) [m-1]	Varição em $k$ p/ B20 [%]
66%	0,51/ <b>0,49</b>	0,49/ <b>0,44</b>	<b>-10,20</b>
100%	0,66/ <b>0,63</b>	3,34/ <b>2,71</b>	<b>-18,86</b>

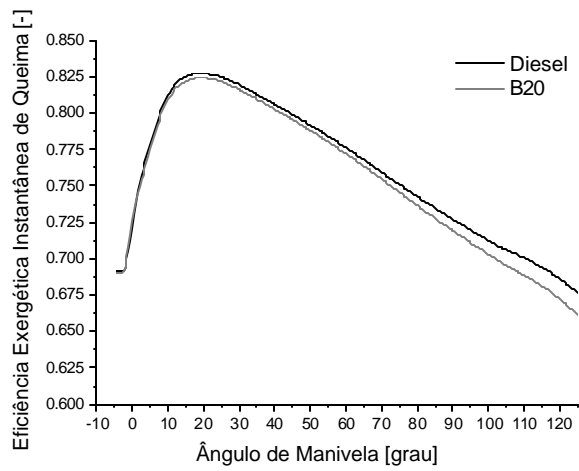
## 5.5-Eficiência Exergética do Processo de Combustão

A introdução de biodiesel no combustível apresentou efeitos negativos quanto à eficiência exergética do processo de combustão, ou seja, quanto à fração da exergia química da carga consumida pelo processo de combustão que é convertida em exergia termomecânica, tornando-se disponível para a transferência através de calor e trabalho. Apesar de possuir um comprimento médio das moléculas superior, a mistura B20 apresentou eficiência exergética instantânea de queima praticamente equivalente à do diesel sob as mesmas condições de temperatura. Esta convergência é ilustrada na Figura 5.3a, que traz os valores obtidos para a eficiência instantânea de queima em função da temperatura da carga.

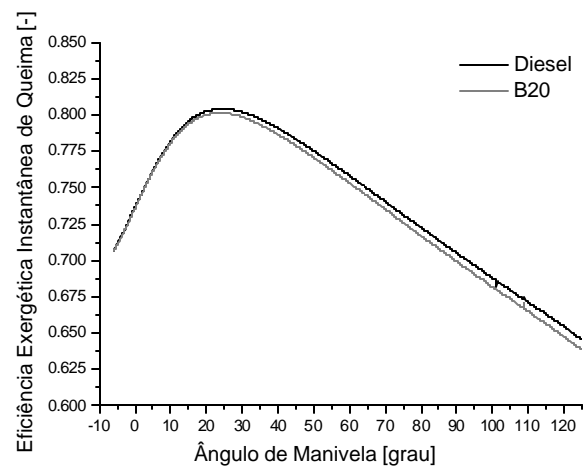
Entretanto, ao se analisar o comportamento da eficiência exergética global de queima, observa-se que a adição de biodiesel reduz o valor deste parâmetro de desempenho. A Figura 5.3b exemplifica esta tendência, apresentando os valores obtidos para a eficiência exergética global de queima em condições de plena carga. Este fato tem origem na redução de temperatura da carga acarretada pelo emprego das misturas contendo o biodiesel, que foi ilustrada na Figura 5.4 juntamente com seu impacto na eficiência instantânea de combustão.



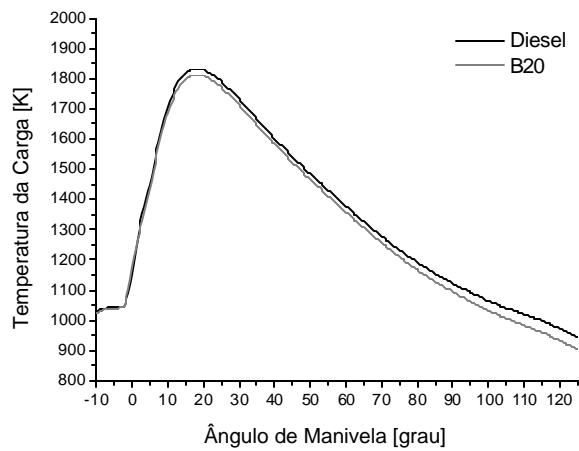
**Figura 5.3: Variação da eficiência exergética do processo de combustão com a temperatura e com a rotação em condições de plena carga.**



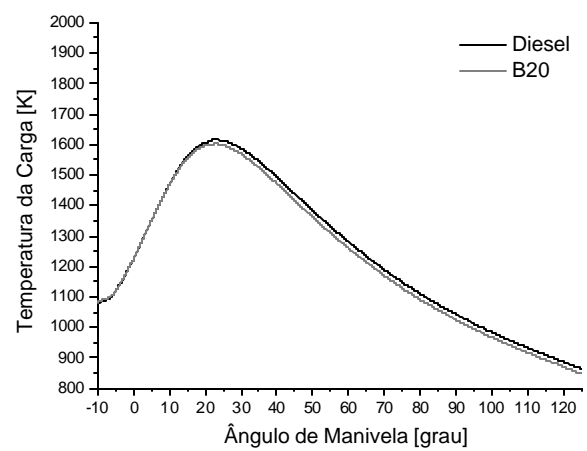
(1400 rpm)



(3200 rpm)



(1400 rpm)



(3200 rpm)

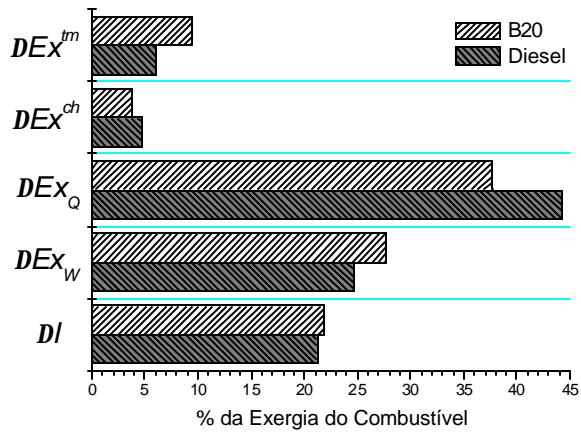
Figura 5.4: Eficiência exergética instantânea de queima e temperatura do meio de trabalho em plena carga.

## 5.6-Eficiência de Operação

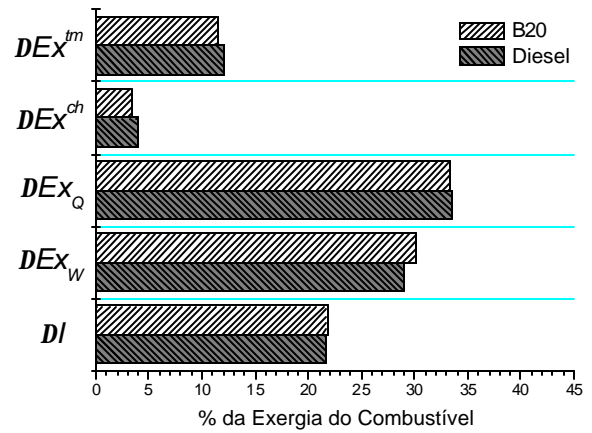
A exposição dos efeitos causados pelo biodiesel à eficiência de operação do motor tem início com uma análise, em condições de plena carga, da distribuição dada no cilindro à exergia fornecida com o combustível. Aplicou-se, nesta tarefa, o modelo de análise exérgica descrito no Capítulo 3 do presente trabalho, obtendo-se como resultados os termos cumulativos do balanço de exergia no cilindro durante a fase fechada do ciclo. A Figura 5.5 traz os valores destes termos normalizados com relação à exergia fornecida com o combustível, onde  $DEX_Q$  representa a fração rejeitada através do calor,  $DEX_W$  a fração liberada sob a forma de trabalho indicado,  $DI$  a fração destruída por irreversibilidades,  $DEX^{tm}$  a fração acumulada na carga sob a forma de exergia termomecânica e  $DEX^{ch}$  a fração acumulada sob a forma de exergia química não convertida pela reação de combustão.

Devido à redução na eficiência exérgica de combustão descrita há pouco, observam-se nesta ilustração valores superiores para a irreversibilidade mediante a utilização da mistura B20. Entretanto, ao se analisar a eficiência de operação do motor, outros aspectos além da eficiência de combustão e da destruição de exergia devem ser levados em conta. Dentre tais aspectos, pode-se destacar o nível de consumo da exergia química da carga e a razão de conversão da exergia termomecânica em trabalho. Os exemplos apresentados ao longo dos Capítulos 3 e 4 são consideravelmente elucidativos neste sentido.

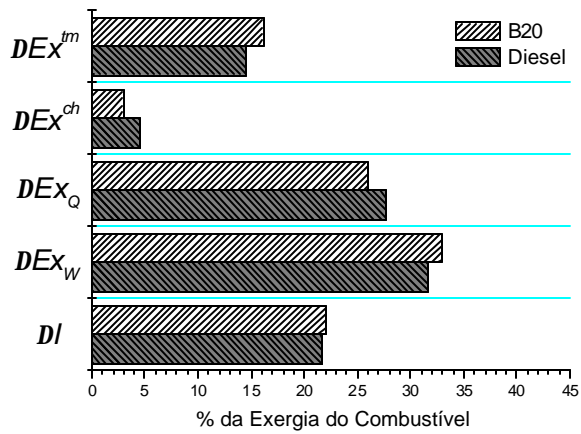
Por promover a formação de produtos de combustão com menor exergia química, a adição de biodiesel à mistura reduziu a parcela da exergia química da carga que não pôde ser consumida ao longo do processo de combustão. Este comportamento tem origem no empobrecimento da mistura e na redução da relação C/H do combustível ocasionados pela introdução do biodiesel. Vale ressaltar que o incremento no consumo da exergia química da carga suplantou os efeitos da redução na eficiência exérgica de combustão, obtendo-se uma quantidade superior de exergia termomecânica para a transferência através de fluxos de trabalho, calor e massa com o acréscimo de biodiesel ao combustível. Ainda por conta da redução na relação de equivalência proporcionada pelo biodiesel, verificou-se um decréscimo na rejeição de exergia termomecânica através do calor e uma elevação para a transferência por meio do trabalho de expansão com a mistura B20. Constatou-se, portanto, um favorecimento à conversão da exergia do combustível em trabalho no interior do cilindro mediante a utilização da mistura B20.



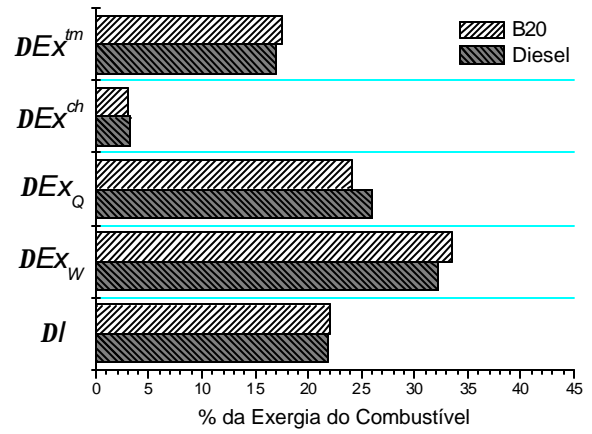
(1000 rpm)



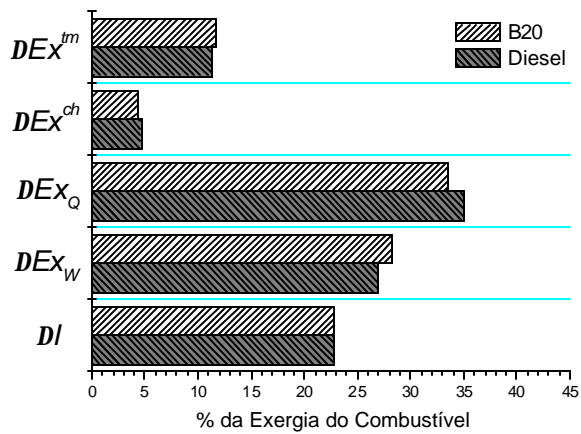
(1400 rpm)



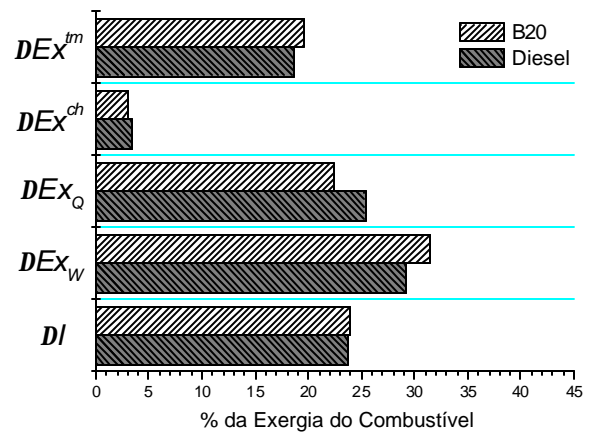
(2000 rpm)



(2600 rpm)



(3200 rpm)



(3800 rpm)

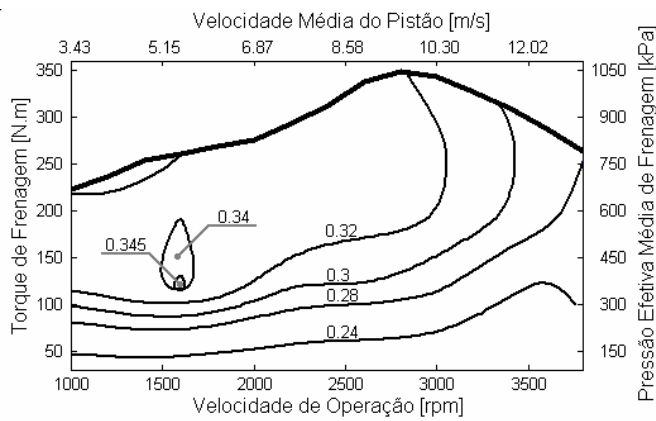
Figura 5.5: Termos cumulativos do balanço de exergia obtidos para a operação do motor em plena carga.

A avaliação dos termos fornecidos pelo modelo de análise exérgica para o balanço de exergia no cilindro, que podem ser considerados parâmetros indicados, proporcionou uma visão intensiva dos efeitos da adição de biodiesel sobre a eficiência de operação do motor. Todavia, resta acompanhar a ação destes efeitos sobre a eficiência global de operação do motor, isto é, sobre o comportamento observado nos ensaios em bancada para as variáveis de frenagem. Utilizou-se a seguinte expressão para a determinação da eficiência de conversão do combustível:

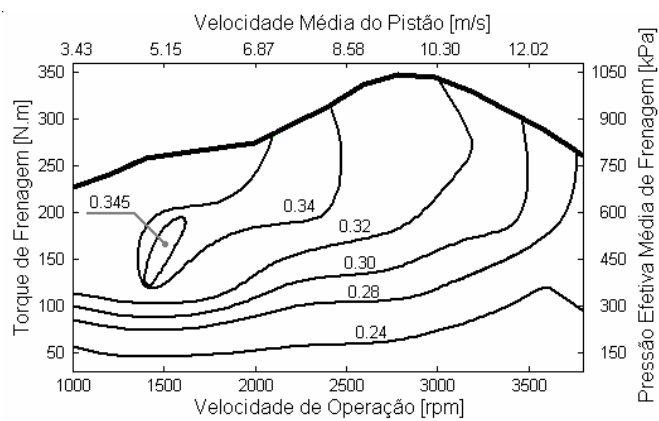
$$n_f = \frac{P_b}{\dot{m}_f ex_f} \quad (5.1)$$

onde  $P_b$  representa a potência de frenagem,  $\dot{m}_f$  a vazão mássica de combustível entregue ao motor e  $ex_f$  a exergia de fluxo deste combustível. Os mapas de eficiência obtidos para as misturas parciais de interesse foram apresentados na Figura 5.6. Estes mapas demonstram que o ganho de eficiência capturado pelo modelo de análise exérgica se estendeu para os parâmetros de frenagem do motor, em todo o seu campo de operação. Observa-se, ainda, uma rápida elevação na eficiência de conversão do combustível com a adição de biodiesel até a mistura B10, e um ganho modesto no campo de eficiências com o acréscimo da concentração de biodiesel entre este patamar e a mistura B20.

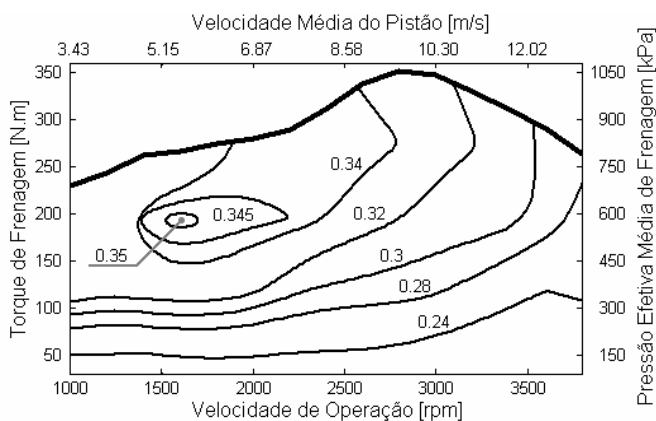




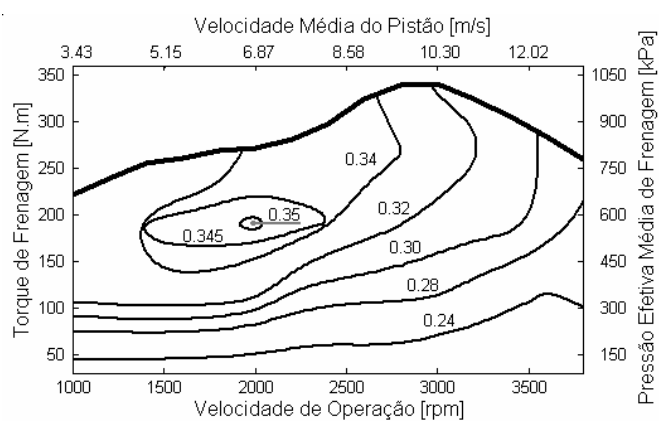
**(DIESEL)**



**(B05)**



**(B10)**



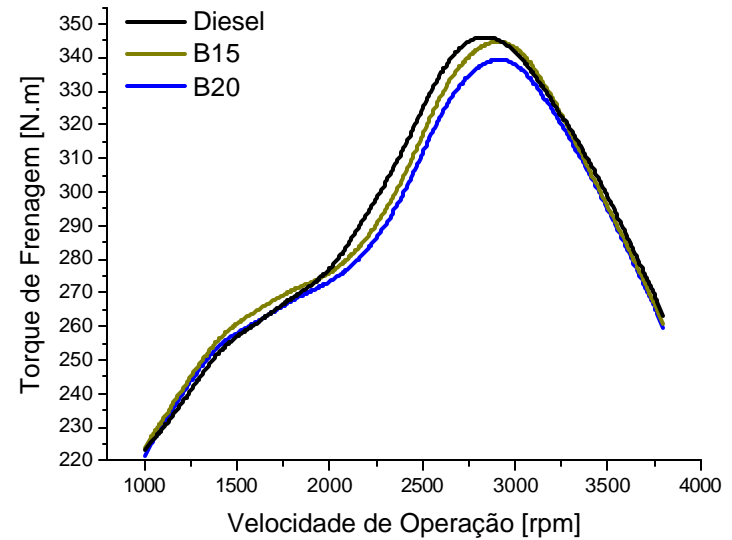
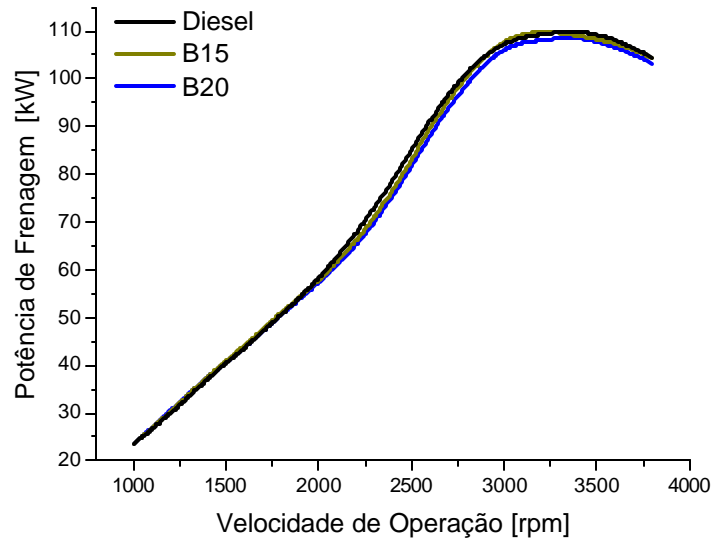
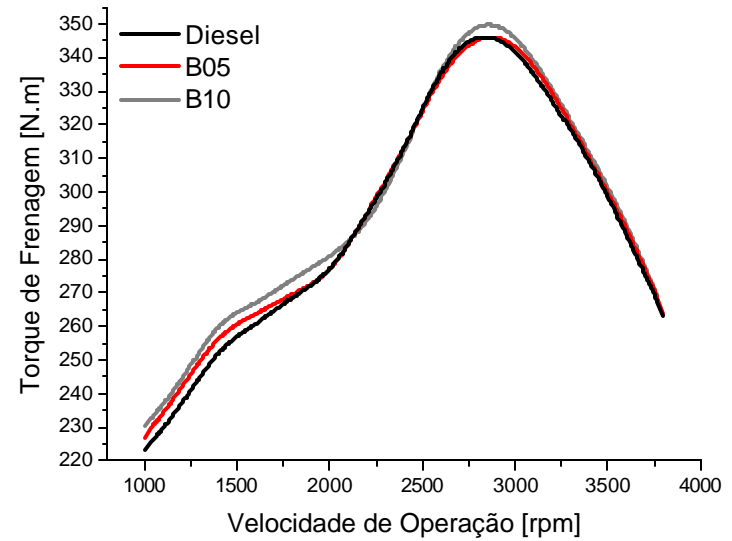
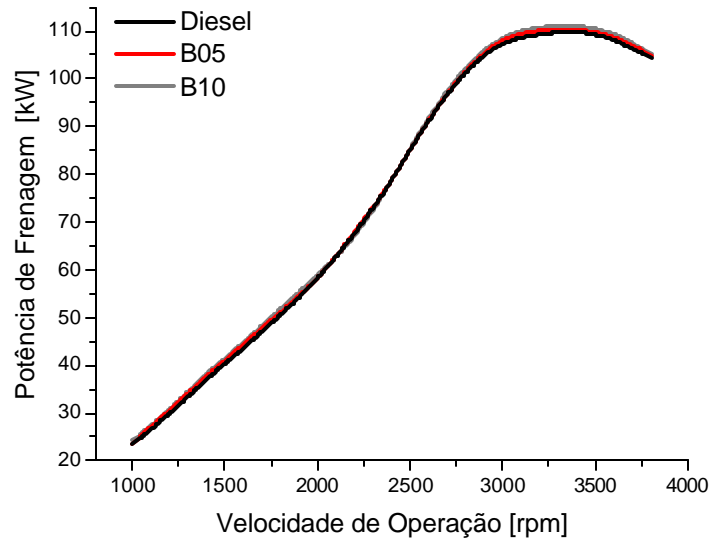
**(B20)**

**Figura 5.6: Mapas de eficiência de conversão do combustível para as misturas entre óleo diesel e biodiesel.**

## 5.7-Desempenho e Consumo Específico

Os resultados obtidos em ensaios dinamométricos de plena carga foram apresentados na Figura 5.7. O desempenho registrado para as misturas parciais nesta ilustração traduz a contraposição entre os principais efeitos da adição de biodiesel ao óleo diesel: o ganho na eficiência de conversão e as reduções no fornecimento e no conteúdo energético do combustível. Graças à rápida elevação na eficiência de conversão do combustível verificada para a introdução de biodiesel até 10% em volume, a mistura B10 exibe o melhor compromisso entre os fatores mencionados acima, suplantando os demais combustíveis quanto ao desempenho. Para a adição de biodiesel em concentrações superiores à da mistura B10, o ganho de eficiência não se mostrou suficiente para compensar os efeitos da redução no influxo de exergia associado ao combustível, verificando-se uma pequena queda no desempenho com relação ao óleo diesel.

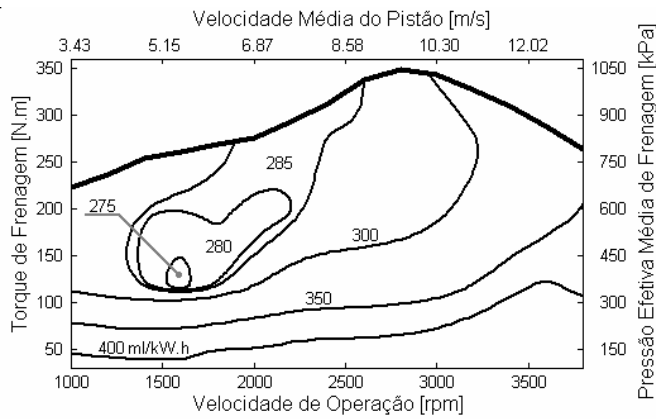
A Figura 5.8 traz os mapas de consumo específico obtidos com o óleo diesel e as misturas parciais em estudo. Para o consumo específico, a adição de biodiesel estabelece um compromisso entre a elevação da eficiência de conversão do combustível e a redução de seu conteúdo energético, que também favorece a mistura B10. A partir da mistura B10, a adição de biodiesel no combustível passa a ocasionar uma pequena deterioração no consumo específico. Todavia, neste caso, ainda se observa um benefício para as misturas B15 e B20 com relação ao óleo diesel.



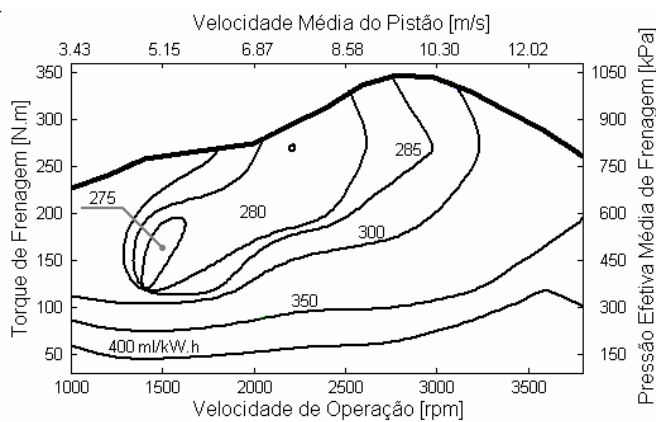
(a)

(b)

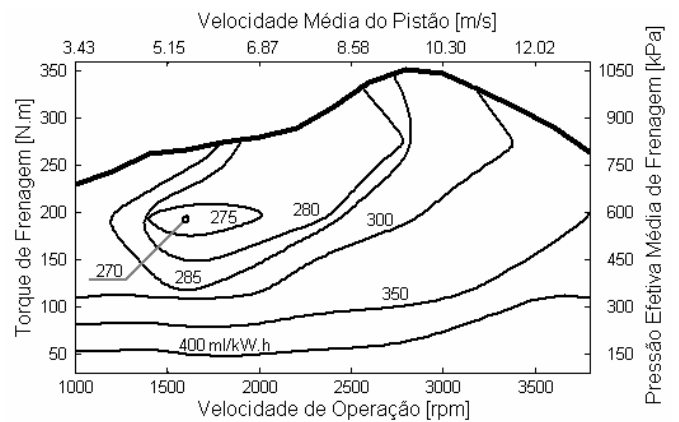
Figura 5.7: Diagramas de desempenho obtidos para as misturas entre óleo diesel e biodiesel.



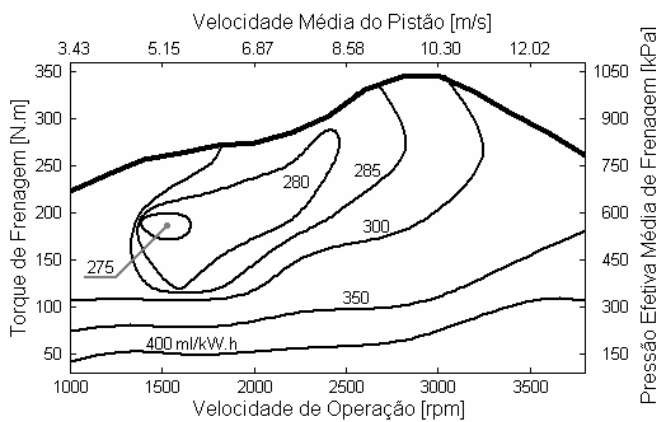
**(DIESEL)**



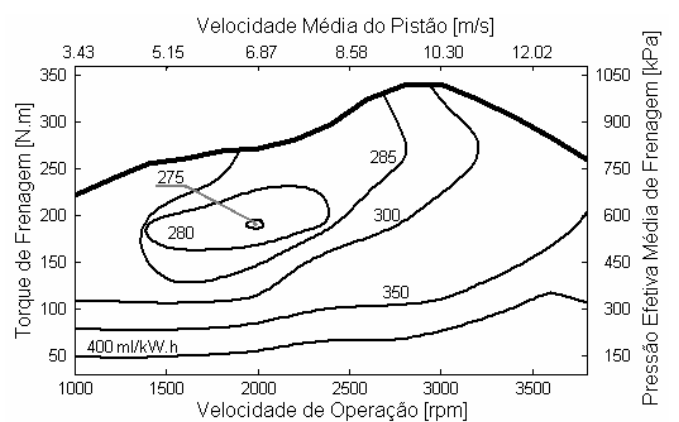
**(B05)**



**(B10)**



**(B15)**



**(B20)**

**Figura 5.8: Mapas de performance obtidos para as misturas entre óleo diesel e biodiesel.**

## **5.8-Considerações Finais com Relação à Adição de Biodiesel**

Os efeitos da adição do éster etílico de soja ao óleo diesel foram analisados utilizando-se dados coletados em ensaios realizados com um motor diesel rápido de injeção direta turboalimentado. Para as misturas combustíveis estudadas, que compreendem a adição de até 20% de biodiesel em volume, verificou-se uma aceleração na liberação de energia durante a queima difusiva e um acréscimo na fração queimada do combustível injetado. A introdução de biodiesel também promoveu um empobrecimento da mistura, além de uma redução no influxo de energia associado ao combustível.

Demonstrou-se que a adição de biodiesel nas concentrações estudadas favorece a conversão da exergia do combustível em trabalho de expansão no interior do cilindro, proporcionando uma elevação na eficiência de conversão do combustível. Esta elevação de eficiência possui um impacto operacional relevante, proporcionando uma redução no consumo específico de combustível para as misturas estudadas e um ganho de desempenho para a adição de biodiesel em concentrações abaixo da correspondente à mistura B10. Em patamares superiores ao da mistura B10, o impacto da eficiência de conversão é superado pelos efeitos da redução do influxo de energia com o combustível, obtendo-se um desempenho ligeiramente inferior ao verificado com o óleo diesel.

Os resultados apresentados demonstram a atratividade, sob o ponto de vista operacional, da adição do éster etílico de soja ao óleo diesel sob a forma de misturas parciais. Deve-se ressaltar, ainda, que dentre os combustíveis analisados a mistura B10 ofereceu as melhores características quanto ao desempenho e ao consumo específico.

## Capítulo 6

### CONCLUSÕES

Uma metodologia destinada à avaliação do impacto da adição de biocombustíveis ao óleo diesel foi apresentada. Utilizaram-se, sob tal propósito, técnicas tradicionalmente associadas à pesquisa e desenvolvimentos dos motores de ciclo diesel, tais como a análise de liberação de energia, a análise exérgica e os ensaios dinamométricos. Desta forma, a influência da adição de biodiesel nos processos de injeção e combustão pôde ser avaliada, determinando-se a origem das alterações impostas ao desempenho do motor por este combustível.

Por conta da pequena extensão das variações observadas nos parâmetros operacionais do motor com a adição de biodiesel em baixas concentrações, fizeram-se necessários alguns ajustes nos métodos tradicionalmente aplicados para a coleta de dados experimentais. Dentre tais ajustes pode-se destacar a criação de um novo arranjo de sistema indicador, a partir do qual se possibilitou um acesso nítido às pequenas divergências nos dados de pressão no cilindro decorrentes da adição de biodiesel em baixas concentrações. Outro aspecto relevante foi o tratamento rigoroso dado à parcela química da exergia da carga, que costuma ser desconsiderada durante a análise exérgica dos motores diesel. Na realidade, constatou-se que um dos principais benefícios da adição de biodiesel ao óleo diesel consiste, justamente, na redução do valor da exergia química da carga ao final da combustão. Obtém-se, desta forma, uma quantidade superior de exergia termomecânica no cilindro, facilitando-se a produção de trabalho.

Demonstrou-se, portanto, que a adição de biodiesel em baixas concentrações favorece a conversão da exergia do combustível em trabalho de expansão no interior do cilindro, proporcionando uma elevação na eficiência de conversão do combustível. Deve-se ressaltar, ainda, que dentre os combustíveis analisados a mistura B10 ofereceu as melhores características quanto ao desempenho e ao consumo específico.

Os procedimentos e tendências aqui apresentados podem ser estendidos ao estudo de outros biocombustíveis em trabalhos futuros. A gama de matérias primas disponíveis no país proporciona uma perspectiva animadora para o projeto de novos combustíveis, que pode ser baseado na busca por resultados operacionais favoráveis mediante a combinação de biocombustíveis com propriedades complementares. Deste modo, os eventuais benefícios quanto ao desempenho e às emissões poluentes alcançados com a utilização acertada dos biocombustíveis poderão ser utilizados como argumentos adicionais para a difusão destas substâncias.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Rassweiler, G. M., Withrow, L., Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards, SAE Transactions, Vol. 38, p. 185-204, 1938.
- [2] Woschni, G., Computer Programs to Determine the Relationship between Pressure, Flow, Heat Release and Thermal Load in Diesel Engines, SAE Paper 650450, 1965.
- [3] Krieger, R. B., Borman, G. L., The computation of apparent heat release for internal combustion engines, ASME paper 66-WA/DGP-4, 1966.
- [4] Gatowski, J. A., Balles, E. N., Chun, K. N., Nelson, F. E., Ekchian, J. A., Heywood, J. B., Heat Release Analysis of Engine Pressure Data, SAE Paper 841359, 1984.
- [5] Lyn, W. T., J. Inst. Petrol., Diesel Combustion Study in Infra-Red Emission Spectroscopy, J. Inst. Petrol., Vol. 43, p. 25-, 1957.
- [6] Lyn, W. T., Valdmanis, E., The Application of High Speed Schlieren Photography to Diesel Combustion Research, J. Photo Science, Vol. 10, 1962.
- [7] Austen, A. E. W., Lyn, W. T., Relation between Fuel Injection and Heat Release in a Direct- Injection Engine and the Nature of the Combustion Processes, Proc. Instn Mech. Engrs, N° 1, p. 47-62, 1960-1961.
- [8] Lyn, W. T., Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engines, Proceedings of Ninth International Symposium on Combustion, p. 1069-1082, The Combustion Institute, 1962.
- [9] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [10] Dec, J. E., A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging, SAE Paper 970803, 1997.
- [11] Amann, A., C., Classical Combustion Diagnostics for Engine Research, SAE Paper 850395, 1985.
- [12] Draper, S. C., Li, T., Y., New High-Speed Indicator of Strain-Gauge Type, J. Aero. Sci., Vol. 16, p. 593-610, 1949.



- [13] Kistler, SLM Pressure Indicator, DEMA Bull. 14, 1956.
- [14] Brown, W. L., Methods for Evaluating Requirements and Errors in Cylinder Pressure Measurement, SAE Paper 670008, 1967.
- [15] Benson, R.S., Pick, R., Recent Advances in Internal Combustion Engine Instrumentation with Particular Reference to High-Speed Data Acquisition and Automated Test Bed, SAE Paper 740695, 1974.
- [16] Alyea, J. W., The Development and Evaluation of an Electronic Indicated Horsepower Meter, SAE Paper 690181, 1969.
- [17] Brown, W. L., The Caterpillar imep Meter and Engine Friction, SAE Paper 730150, 1973.
- [18] Alwood, H. I. S., Harrow, G. A., Rose, L. J., A Multichannel Electronic Gating and Counting System for the Study of Cyclic Dispersion, Knock and Weak Mixture Combustion in Spark Ignition Engines, SAE Paper 700063, 1970.
- [19] Ficher, R. V., Macey, J. P., Digital Data Acquisition with Emphasis on Measuring Pressure Synchronously with Crank Angle, SAE Paper 750028, 1975.
- [20] Marzouk, M., Watson, N., Some Problems in Diesel Engine Research with Special Reference to Computer Control and Data Acquisition, Proc. Instn Mech Engrs, p. 137-151, Vol. 190, 1976.
- [21] Lapuerta, M., Armas, O., Bermúdez, V., Sensitivity of Diesel Engine Thermodynamic Cycle Calculation to Measurement Errors and Estimated Parameters, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, p. 843-861, 2000.
- [22] Pischinger, R., Glaser, J., Problems of Pressure Indication in Internal Combustion Engines, COMODIA 1985, 1985.
- [23] Lancaster, D.R., Krieger, R.B., Lienesch, J.H., Measurement and Analysis of Engine Pressure Data, SAE Paper 750026, 1975.
- [24] Timoney, D. J., Problems with Heat Release Analysis in D.I. Diesels, SAE paper 870270, 1987.
- [25] Randolph, A. L., Methods of Processing Cylinder-Pressure Transducer Signals to Maximize Data Accuracy, SAE Paper 900170, 1990.
- [26] Roth, K.J., Sobiesiak, A., Robertson, L., Yates, S., In-Cylinder Pressure Measurements with Optical Fiber and Piezoelectric Transducers, SAE Paper 2002-01-0745, 2001.
- [27] Hountalas, D. T., Anestis, A., Effect of Pressure Transducer Position on Measured Cylinder Pressure Diagram of High Speed Diesel Engines, Energy Convers. Mgmt., Vol 39, p. 589-607, 1998.
- [28] Benson, R. S., Whitehouse, N.D., Internal Combustion Engines, Primeira Edição, Pergamon Press, 1983.

- [29] Morton, K. W., Mayers, D. F., Numerical Solution of Partial Differential Equations, Cambridge University Press, 1994.
- [30] Franco, S., Design with Operational Amplifiers and Analog Integrated Circuits, Terceira Edição, McGraw-Hill, 2001
- [31] Teukolsky, S. A., Vetterling, W. T., Flannery, B. P., Numerical Recipes in C: The Art of Scientific Computing, William H Press, 1996.
- [32] Pianovski, G. Jr., Utilização de Misturas de Óleo Diesel e Ésteres Etílicos de Óleo de Soja como Combustíveis Alternativos: Análise do Desempenho e do Processo de Combustão no Motor Diesel, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2001.
- [33] Wiebe, I. I., Recentes Avanços sobre os Ciclos de Trabalho em Motores, Mashizdat, 1962.
- [34] Lomb, N. R., Astrophysics and Space Science, vol. 39, p. 447-462, 1976.
- [35] Priede, T, Relation Between form of Cylinder Pressure Diagram and Noise in Diesel Engines, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 1 p. 63-77, 1961.
- [36] Ogata, K., Discrete-Time Control Systems, Prentice Hall, 1994.
- [37] Schmillen, K., Schneider, M., Combustion Chamber Pressure Oscillations as a Source of Diesel Engine Noise, COMODIA 1985, 1985.
- [38] Maunoury, B., Duverger, T., Mokaddem, K., Lacas, F., Phenomenological Analysis of Injection, Auto-Ignition and Combustion in a Small DI Diesel Engine, SAE Paper 2002-01-1161, 2002.
- [39] Strahle, W. C., Handley, J. C., Varma, M. S., Cetane Rating and load Effects on Combustion Noise in Diesel Engines, Combustion Science and Technology, Vol. 17 p. 51-61, 1977.
- [40] Strahle, W. C., Combustion Randomness and Diesel engine Noise: Theory and Initial Experiments, Combustion and Flame, Vol. 28 p. 279-290, 1977.
- [41] Strahle, W. C., Muthukrishnan, M., Handley, J. C., Turbulent Combustion and Diesel Engine Noise, Sixteenth Symposium (International) on Combustion, p. 337-346, The Combustion Institute, 1977.
- [42] Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F. R., Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1988.
- [43] Kotas, T. J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Krieger, Melbourne, Fl., 1995.
- [44] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., Thermal Design and Optimization, Wiley, 1996.
- [45] Gallo, W. R., Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 1990.
- [46] Velasquez, J. A., Simulação dos Processos e Análise Exergética dos Motores de Ciclo Diesel, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 1992.

- [47] Caton, J. A., A Review of Investigations Using Second Law of Thermodynamics to Study Internal Combustion Engines, SAE Paper 2000-01-1081, 2000.
- [48] Traupel, W., Reciprocating Engine and Turbine in Internal Combustion Engineering, Proc. CIMAC Int. Congr. on Combustion Engines, Zurich, p. 39-54, 1957.
- [49] Flynn, P. F., Hoag, K. L., Kamel, M. M., Primus, R. J., A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis, SAE Paper 840032, 1984.
- [50] Primus, R. J., Hoag, K. L., Flynn, P. F., Brands, M. C., An Appraisal of Advanced Engine Concepts Using Second Law Analysis Techniques, SAE Paper 841287, 1984.
- [51] Primus, R. J., Flynn, P. F., Diagnosing the Real Performance Impact of Diesel Engine Design Parameter Variation (A Primer in the Use of Second Law Analysis), International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines, p. 529-538, 1985.
- [52] Primus, R. J., A Second Law Approach to Exhaust System Optimization, SAE Paper 840033, 1984.
- [53] McKinley, T. L., Primus, R. J., An Assessment of Turbocharging Systems for Diesel Engines from First and Second Law Perspectives, SAE Paper 880598, 1988.
- [54] McAulay, K. J., Wu, T., Chen, S. K., Borman, G. L., Myers, P. S., Uyehara, O. A., Development and Evaluation of the Simulation of the Compression-Ignition Engine, SAE Paper 650451, 1965.
- [55] Van Garpen, J. H., Shapiro, H. N., Second law Analysis of Diesel Engine Combustion, Analysis and Design of Advanced Energy Systems: Computer Aided Analysis and Design, Vol. 3-3, p. 53-65, ASME-AESD, New York, NY, 1987.
- [56] Shapiro, H. N., Van Garpen, J. H., Two Zone Combustion Models for Second law Analysis of Internal Combustion Engines, SAE Paper 890823, 1989.
- [57] Lipkea, W. H., DeJoode, A. D., A Comparison of the Performance of Two Direct Injection Diesel Engines from a Second Law Perspective, SAE Paper 890824.
- [58] Alkidas, A. C., The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine, Transactions of the ASME: Journal of Engineering for Turbines and Power, Vol. 110, p. 462-469, 1988.
- [59] Alkidas, A. C., The Use of Availability and Energy Balances in Diesel Engines, SAE Paper 890822, 1989.
- [60] Bozza, F., Nocera, R., Senatore, A., Tuccillo, R., Second Law Analysis of Turbocharged Engine Operation, SAE Paper 910418, 1991.
- [61] Velasquez, A.J., Milanez, L.F., Analysis of the Irreversibilities in Diesel Engines, SAE Paper 940673, 1994.

- [62] Rakopoulos, C. D., Andritsakis, E. C., Kyritsis, D. K., Availability Accumulation and Destruction in a DI Diesel Engine with Special Reference to the Limited Cooled Case, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 13, p. 261-276, 1993.
- [63] Rakopoulos, C. D., Kyritsis, D. C., Comparative Second-Law Analysis of Internal Combustion Engine Operation for Methane, Methanol, and Dodecane Fuels, Energy, Vol. 26, p. 705-722, 2001.
- [64] Rakopoulos, C. D., Gikoumis, E. G., Speed and Load Effects on the Availability Balance and Irreversibilities Production in a Multi-Cylinder Turbocharged Diesel Engine, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, p. 299-313, 1997.
- [65] Rakopoulos, C. D., Gikoumis, E. G., Development of Cumulative and Rate Balances in a Multi-Cylinder, Turbocharged, Indirect Injection Diesel Engine, Energy Conversion and Management, Vol. 38, p. 347-369, 1997.
- [66] Rakopoulos, C. D., Gikoumis, E. G., Simulation and Exergy Analysis of Transient Diesel-Engine Operation, Energy, Vol. 22, p. 875-885, 1997.
- [67] Rakopoulos, C. D., Gikoumis, E. G., Availability Analysis of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions, Energy, Vol. 29, p. 1085-1104, 2004.
- [68] Whitehouse, N. D., Way, R. J. B., A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on Fuel Injection Rate, SAE Paper 710134, 1971.
- [69] Rakopoulos, C. D., Gikoumis, E. G., Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines Operation, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 32, p. 2-47, 2006.
- [70] Kamimoto, T., Minagawa, T., Kobori, S., A Two-Zone Model Analysis of Heat Release Rate in Diesel Engines, SAE Paper 972959, 1997.
- [71] Hershey, R. L., Eberhasdt, J. E., Hottel, H. C., Thermodynamic Properties of the Working Fluid in Internal Combustion Engines, SAE Transactions, p. 409-424, 1949.
- [72] Newhall, H. S., Starkman, E., S., Thermodynamic Properties of Octane and Air for Engine Performance Calculations, SAE Paper 633 G, p. 38-52, 1963.
- [73] Vickland, C. W., Strange, F. M., Bell, R. A., Starkman, E. S., A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines, SAE Progress on Technology, Vol. 7, p. 785-793, 1964.
- [74] Svehla, R. A., McBride, B. J. FORTRAN IV Computer Program for Calculation of Thermodynamics and Transport Properties of Complex Chemical Systems, NASA Technical Report TN-D-7056, Lewis Research Center, 1973.
- [75] Olikara, C., Borman, G. L., A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines, SAE Paper 750468, 1975.
- [76] Way, J.B., Methods for Determination of Composition and Thermodynamic Properties of Combustion Products for Internal Combustion Engine Calculations, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 190, p. 60-76, 1977.

- [77] Erickson, W. D., Prabhu, R. K., Rapid Computation of Chemical Equilibrium Composition: An Application to Hydrocarbon Combustion, *AIChE Journal*, Vol. 32, p. 1079-1087, 1986.
- [78] Reynolds, W. C., The Element Potential Method for Chemical Equilibrium Analysis: Implementation of the Iterative Program STANJAN, Mechanical Engineering Dept., Stanford University, 1986.
- [79] Rakopoulos, C. D., Hountalas, D. T., Tzanos, E. I., Taklis, G. N., A Fast Algorithm for Calculating the Composition of Diesel Combustion Products Using 11 Species Chemical Equilibrium Scheme, *Advances in Engineering Software*, Vol. 19, p. 109-119, 1994.
- [80] Rashidi, M., Calculation of Equilibrium Composition in Combustion Products, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, p. 103-109, 1998.
- [81] Bueno, A. V., Velásquez, J. A., Routines of High Accuracy for the Calculation of the Combustion Products Equilibrium Composition, *Proceedings of the XXII Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering*, Campinas, SP, Brazil, 2001.
- [82] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [83] Gureyev, A. A., Kamfer, G. M., *Volatilidade dos Combustíveis para Motores de Combustão Interna*, Khimia, Moscou, 1982.
- [84] Annand, W. J. D., Ma, T. H., Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression-Ignition Engine, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 185, pp. 976-987, 1970-1971.
- [85] Borman, G., Nishiwaki, K., *Internal-Combustion Engine Heat Transfer*, *Prog. Energy and Combust. Sci.*, Vol. 13, p. 1-46, 1987.
- [86] Khovakh, M., *Motor Vehicle Engines* Mir Publishers, Moscow, 1979.
- [87] Szargut, J., *International Progress in Second Law Analysis*, *Energy*, Vol. 5, p. 709-718, 1980.
- [88] Moran, M. J., *Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use*, Prentice Hall, New Jersey, 1982.
- [89] Ahrendts, J., *Reference States*, *Energy*, Vol. 5, p. 667-677, 1980.
- [90] Kotas, T. J., *Exergy Criteria of Performance for Thermal Plant*, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 2, p. 147-163, 1980.
- [91] Bejan, A., *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, John Wiley & Sons, New York, 1982.
- [92] Caton, J. A., *On the Destruction of Availability (Exergy) due to Combustion Process – With Specific Application to Internal-Combustion Engines*, *Energy*, Vol. 25, p. 1097-1117, 2000.

- [93] Browner, J. J., van D Boshoff, B., Hugo, F., do Pleiss, L. M., Fuls, J., Hawkins, C., van der Walt, A., Englebrect, A., Sunflower Seed Oil as an Extender for diesel fuel in agricultural tractors, Artigo apresentado no Simpósio do Instituto Sul Africano de Engenheiros Agrícolas de 1980, 1980.
- [94] Nigro, F. E. B., Trielli, M. A., Determinação da Liberação de Calor Durante a Combustão de Ésteres de Óleos Vegetais em Motores, I Simpósio de Engenharia Automotiva, 1983.
- [95] Scholl, K. W., Sorenson, S. C., Combustion of Soybean Oil Methyl Ester in a Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper 930934, 1993.
- [96] Zhang, Y., Van Gerpen, J. H., Combustion Analysis of Esters of Soybean Oil in a Diesel Engine, SAE Paper 960765, 1996.
- [97] Choi, C. Y., Reitz, R. D., An Experimental Study on the Effects of Oxygenate Fuel Blends and Multiple Injection Strategies on DI Diesel Engine Emissions, Fuel, Vol. 78, p. 1303-1327, 1999.
- [98] Choi, C. Y., Reitz, R. D., A Numerical Analysis of the Emissions Characteristics of Biodiesel Blended Fuels, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 121, p. 31, 1999.
- [99] Grabosky, M., S., McCormick, R., L., Combustion of Fat and Vegetable Oil Derived Fuels in Diesel Engines, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 24, p 125-164, 1998.
- [100] Parente, E. J. S., Biodiesel: Uma Aventura Tecnológica num País Engraçado, 2003.
- [101] Chang, C., Farrell, P., A Study on the Effects of Fuel Viscosity and Nozzle Geometry on High Injection Pressure Diesel Spray Characteristics, SAE Paper 970353, 1997.
- [102] Choi, C. Y., Bower, G. R., Reitz, R. D., Effects of Biodiesel Blended Fuel and Multiple Injections on DI Diesel Engines, SAE Paper 970218, 1997.
- [103] United states Environmental Protection Agency (EPA), A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions, Draft Technical Report EPA420-P-02-001, 2002.
- [104] Wang, W. G., Lyons, D. W., Clark, N. N., Gautam, M., Nortom, P. M., Emissions from Nine Heavy Trucks Fueled by Diesel and Biodiesel Blend without Engine Modification, Environ. Sci. Technol., Vol. 34, p 933-939, 2000.
- [105] McCormick, R.L., Tennant, C.J., Hayes, R.R., Black, S., Ireland, J., McDaniel, T., Williams, A., Frailey, M., Sharp, C.A., Regulated Emissions from Biodiesel Tested in Heavy-Duty Engines Meeting 2004 Emission Standards, SAE Paper 2005-01-2200, 2005.

## Apêndice A

### SISTEMA DE EQUAÇÕES PARA A COMPOSIÇÃO DA CARGA

Conservação de Massa para o Combustível:

$$y_{11} = \frac{x_{12}(\mathbf{f}_f - \mathbf{f}_b)}{\mathbf{f}_b} \quad (\text{A.1})$$

Conceito de Fração Molar:

$$\sum_{i=1}^{11} y_i = 1 \quad (\text{A.2})$$

Balço de Átomos de Carbono:

$$x_{12} \left( n + \frac{\mathbf{b}(n + m/4 - l/2)}{\mathbf{f}_b} \right) = y_2 + y_3 \quad (\text{A.3})$$

Balço de Átomos de Hidrogênio:

$$x_{12} \left( m + \frac{2\mathbf{g}(n + m/4 - l/2)}{\mathbf{f}_b} \right) = y_4 + 2y_5 + 2y_6 \quad (\text{A.4})$$

Balço de Átomos de Oxigênio:

$$x_{12} \left( l + \frac{(2 + 2\mathbf{b} + \mathbf{g})(n + m/4 - l/2)}{\mathbf{f}_b} \right) = y_2 + 2y_3 + y_6 + y_9 + 2y_{10} \quad (\text{A.5})$$

Balço de Átomos de Nitrogênio:

$$x_{12} \left( \frac{2\mathbf{a}(n + m/4 - l/2)}{\mathbf{f}_b} \right) = y_7 + 2y_8 \quad (\text{A.6})$$

Balço de Átomos de Argônio:

$$x_{12} \left( \frac{\mathbf{d}(n + m/4 - l/2)}{\mathbf{f}_b} \right) = y_1 \quad (\text{A.7})$$

Reações de Equilíbrio Químico entre os Produtos de Combustão:

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow H_2O \quad y_6 = K_8 y_5 \sqrt{y_{10}} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (A.8)$$

$$CO + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow CO_2 \quad y_3 = K_9 y_2 \sqrt{y_{10}} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (A.9)$$

$$\frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow O \quad y_9 = K_{10} \sqrt{y_{10}} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (A.10)$$

$$\frac{1}{2}N_2 \leftrightarrow N \quad y_7 = K_{11} \sqrt{y_8} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (A.11)$$

$$\frac{1}{2}H_2 \leftrightarrow H \quad y_4 = K_{12} \sqrt{y_5} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (A.12)$$

sendo

$$K_8 = e^{\frac{g_5^0 + \frac{1}{2}g_{10}^0 - g_6^0}{RT}} \quad K_9 = e^{\frac{g_2^0 + \frac{1}{2}g_{10}^0 - g_3^0}{RT}} \quad K_{10} = e^{\frac{\frac{1}{2}g_{10}^0 - g_9^0}{RT}} \quad K_{11} = e^{\frac{\frac{1}{2}g_8^0 - g_7^0}{RT}} \quad K_{12} = e^{\frac{\frac{1}{2}g_5^0 - g_4^0}{RT}} \quad g_i^0 = h_i^0 - Ts_i^0$$