

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

EFEITOS DA ADIÇÃO DE ETANOL HIDRATADO NO COMBUSTÍVEL E DO
SISTEMA DE FORMAÇÃO DA MISTURA NO DESEMPENHO E NAS EMISSÕES DE UM
MOTOR BICOMBUSTÍVEL BRASILEIRO

por

LUCIANO CALDEIRA VILANOVA

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, março de 2007.

EFEITOS DA ADIÇÃO DE ETANOL HIDRATADO NO COMBUSTÍVEL E DO
SISTEMA DE FORMAÇÃO DA MISTURA NO DESEMPENHO E NAS EMISSÕES DE UM
MOTOR BICOMBUSTÍVEL BRASILEIRO

por

Luciano Caldeira Vilanova
Mestre em Engenharia Mecânica

Tese submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio
Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Pedro Barbosa Mello, Dr.-Ing.

Aprovada por:

Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D.
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Prof. Paulo Otto Beyer, Dr.
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Renato Cataluña Veses, Dr.
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof. Flávio José Lorini, Dr.
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, março de 2007.

“Não sei como parecerei aos olhos do mundo, mas para mim mesmo tenho a impressão de que não passei de um garoto, brincando na praia e se divertindo com a descoberta aqui ou ali de um seixo mais redondo ou de uma concha mais vistosa, enquanto o grande oceano de verdade se estendia todo incógnito à minha frente.”

Isaac Newton (1634 – 1727)

RESUMO

Neste trabalho investigaram-se os efeitos da adição de álcool etílico hidratado combustível na gasolina automotiva Tipo C e do sistema de formação da mistura sobre o desempenho de um motor de combustão interna alternativo bicomustível e Ciclo Otto. O desempenho foi avaliado em termos de torque líquido efetivo, consumo de combustível e emissões de escapamento em regimes permanentes de velocidade e idênticos parâmetros operacionais. A inédita combinação de combustíveis utilizada nos motores bicomustíveis brasileiros motivou a realização deste trabalho, o qual objetivou descrever as vantagens e desvantagens técnicas desta ação sobre o desempenho. O motor utilizado nesta avaliação apresenta configuração de quatro cilindros em linha com cilindrada de 1596 centímetros cúbicos, sistema de fluxo cruzado com 16 válvulas no cabeçote e relação de compressão de 9,5:1. A este motor adaptou-se uma unidade eletrônica de controle programável *Electromotive TEC-II*, responsável pelo gerenciamento da ignição e da injeção de combustível. Dois grupos de atomizadores de combustível foram utilizados com diferentes geometrias de injeção, e ainda, cinco formulações de gasolina automotiva Tipo C e álcool etílico hidratado combustível. O sistema foi montado em uma bancada dinamométrica e instrumentado de forma a permitir as verificações do torque líquido efetivo, do consumo de combustível e das emissões de escapamento, além das rotações e temperaturas dos fluídos e escoamentos. Os testes foram realizados a plena carga com velocidades de rotação de 2500 min^{-1} , relações de mistura de 0,8 a 1,0 e avanços de ignição de 10°APMS a 40°APMS . Os resultados mostraram que os melhores desempenhos em termos de torque líquido efetivo ocorreram para relações de mistura em torno de 0,9, avanços de ignição em torno de 20°APMS e foram praticamente indiferentes à formulação do combustível utilizado nesta condição. O mesmo foi verificado em termos das emissões de escapamento, que se mostraram muito mais sensíveis à mudança dos parâmetros operacionais do motor do que à formulação utilizada. Por outro lado, o consumo de combustível se mostrou muito desfavorável para as operações com álcool etílico hidratado combustível, tendo sido verificados aumentos médios de consumo entre 40% a 50% em relação às operações com gasolina automotiva Tipo C nas condições investigadas. Os efeitos do sistema de formação da mistura, cuja eficiência foi avaliada pela maior ou menor formação de filme de combustível na parede do coletor de admissão, também apresentaram pouca influência sobre o desempenho para qualquer formulação ou condição investigada, tendo sido a temperatura dos gases de escape o melhor parâmetro para verificar a sua influência.

ABSTRACT

This study investigated the effects of hydrous ethanol addition to Type C automotive gasoline as well as those of mixture formation systems on the performance of a dual fuel internal combustion engine. The performance was evaluated in terms of torque, fuel consumption, and pollutant emissions in steady regimens of velocity and in the same operation conditions. The uncommon formulation of fuels used in Brazilian dual fuel engines motivated this study, which aimed at describing the technical advantages and disadvantages of this action in relation to performance. The engine used in this evaluation had four in-line cylinders, displacement of 1506 cm³, overhead valves, cross-scavenged porting, and 9.5:1 compression rate. An Electromotive TEC-II programmable electronic control unit was adapted to this engine to manage both ignition and fuel injection. Two groups of injection valves were used with different injection geometries and five formulations of Type C automotive gasoline and hydrous ethanol. The system was assembled in an electric dynamometer test bed, and various devices were used to check torque, fuel consumption, pollutant emissions, velocity, fluid and flow temperatures. The trials were carried out in WOT regimen and steady velocity of 2500 min⁻¹, relative air/fuel ratio of 0.8 to 1.0, and spark timing of 10° BTDC to 40° BTDC. Results showed that the maximum performances in terms of torque were reached with 0.9 relative air/fuel ratio and 20° BTDC, and were almost indifferent to the fuel formulation used in this condition. The same behavior was noticed in relation to pollutant emissions, which were much more sensitive to changes in the engine operational parameters. On the other hand, fuel consumption was quite unfavorable in operations with hydrous ethanol, and there were average consumption increases between 40 percent and 50 percent in relation to automotive gasoline operations. The effects of the mixture formation system, whose efficiency was assessed from wall wetting trend, also had little influence on the performance in any of the formulations or conditions investigated. The most efficient parameter to assess the influence of this effect was tailpipe gas temperature.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	JUSTIFICATIVA.....	2
1.2	OBJETIVOS.....	6
1.3	DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	7
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFIA.....	12
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA E OS COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS.....	12
2.2	ÁLCOOL ETÍLICO CARBURANTE.....	14
2.3	GASOLINA AUTOMOTIVA TIPO “C”.....	20
2.4	TECNOLOGIA FLEX FUEL.....	23
2.5	SISTEMA DE PREPARAÇÃO DA MISTURA POR INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL NO COLETOR DE ADMISSÃO.....	25
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	31
3.1	PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVO.....	31
3.1.1	VOLUME DESLOCADO PELO ÊMBOLO.....	32
3.1.2	RELAÇÃO DE COMPRESSÃO.....	32
3.1.3	VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	33
3.1.4	RELAÇÃO ENTRE O DIÂMETRO DO CILINDRO PELO CURSO DO ÊMBOLO.....	33
3.1.5	RAIO DE MANIVELAS.....	33
3.1.6	RELAÇÃO ENTRE COMPRIMENTO DA BIELA E RAIO DE MANIVELAS.....	33
3.1.7	DESLOCAMENTO DO ÊMBOLO EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DE MANIVELAS.....	34
3.1.8	VOLUME EM FUNÇÃO DA POSIÇÃO DO ÊMBOLO.....	34
3.2	CICLO A PRESSÃO LIMITADA PADRÃO.....	34
3.2.1	TRANSFORMAÇÕES POLITRÓPICAS.....	36
3.2.2	TRABALHO EM TRANSFORMAÇÕES POLITRÓPICAS.....	38
3.2.3	EQUAÇÃO DA ENERGIA APLICADA A MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS.....	39

3.2.4	PROCESSO 1 – 2: COMPRESSÃO ADIABÁTICA	39
3.2.5	PROCESSO 2 – 3a: COMBUSTÃO A VOLUME CONSTANTE	39
3.2.6	PROCESSO 3a – 3b: COMBUSTÃO A PRESSÃO CONSTANTE.....	40
3.2.7	PROCESSO 3a – 4: EXPANSÃO ADIABÁTICA.....	41
3.2.8	PROCESSO 4 – 5: REJEIÇÃO DE ENERGIA PARA A FONTE FRIA.....	42
3.2.9	PROCESSO 5 – 6: ESCAPE.....	42
3.2.10	PROCESSO 7 – 1: ADMISSÃO	43
3.2.11	TRABALHO DE EXPANSÃO.....	43
3.2.12	TRABALHO DE BOMBEAMENTO	43
3.2.13	TRABALHO LÍQUIDO POR CICLO INDICADO	43
3.3	RELAÇÕES $(A/F)_{ST}$ PARA MISTURAS DE GASOLINA AUTOMOTIVA TIPO C E ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO COMBUSTÍVEL (MISTURA FLEX)	44
3.3.1	MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS	45
3.3.2	RELAÇÃO $(A/F)_{ST}$ PARA O ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO COMBUSTÍVEL.....	46
3.3.3	RELAÇÃO $(A/F)_{ST}$ PARA GASOLINA AUTOMOTIVA TIPO C (GASOLINA A + AEAC).....	47
3.3.4	RELAÇÃO $(A/F)_{ST}$ PARA MISTURAS FLEX (GASC + AEHC).....	47
3.4	PODER CALORÍFICO	48
3.4.1	PODER CALORÍFICO SUPERIOR.....	48
3.4.2	PODER CALORÍFICO INFERIOR.....	48
3.5	PARÂMETROS TEÓRICOS DE DESEMPENHO PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS.....	49
3.5.1	POTÊNCIA LÍQUIDA INDICADA	49
3.5.2	TORQUE LÍQUIDO INDICADO.....	50
3.5.3	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL INDICADO	50
3.6	OS CICLOS REAIS.....	50
3.6.1	COMBUSTÃO INCOMPLETA E NÃO INSTANTÂNEA	51
3.6.2	ABERTURA E FECHAMENTO, BLOW DOWN E CRUZAMENTO DE VÁLVULAS	52
3.6.3	AVANÇO DE IGNIÇÃO – ADV	53
3.6.4	RELAÇÃO DE MISTURA.....	55
3.6.5	PREPARAÇÃO DA MISTURA	57

3.6.6	PERDAS DE ENERGIA NOS CICLOS REAIS	60
4	MATERIAIS E MÉTODOS	61
4.1	MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	61
4.2	UNIDADE ELETRÔNICA DE CONTROLE – ECU	63
4.3	COMBUSTÍVEIS.....	64
4.4	ATOMIZADORES.....	65
4.5	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	70
4.5.1	MÉTODO DE CORREÇÃO DO TORQUE LÍQUIDO EFETIVO.....	78
4.6	SIMULAÇÃO MATEMÁTICA	79
4.6.1	HARDWARE E SOFTWARE.....	79
4.6.2	A SOLUÇÃO SIMULTÂNEA DE UM CONJUNTO DE EQUAÇÕES ALGEBRICAS	79
4.6.3	ACOPLAMENTO DO CONJUNTO DE EQUAÇÕES NO TEMPO	80
4.6.4	VARIAÇÃO DO VOLUME EM FUNÇÃO DO TEMPO.....	81
4.6.5	HIPÓTESES ADICIONAIS PARA SIMULAÇÃO	82
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	87
5.1	TORQUE LÍQUIDO EFETIVO.....	87
5.2	CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	97
5.3	EMISSÕES DE POLUENTES	99
5.3.1	MONÓXIDO E DIÓXIDO DE CARBONO	100
5.3.2	HIDROCARBONETOS NÃO QUEIMADOS	102
5.3.3	ÓXIDOS DE NITROGÊNIO	104
5.4	INFLUÊNCIA DO SISTEMA DE PREPARAÇÃO DA MISTURA.....	106
6	CONCLUSÕES	117
	REFRÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	123
	ANEXO I.....	130
	ANEXO II	134
	ANEXO III	138

LISTA DE SÍMBOLOS

ω	Velocidade angular [rad.s ⁻¹]
λ	Relação de mistura [adimensional]
θ	Ângulo de manivelas [rad]
α_a	Fator de correção de potência [adimensional]
$\Delta H^\circ_{COMBUSTÃO}$	Entalpia de combustão [kJ]
$\Delta H^\circ_{f,T(PRODUTOS)}$	Entalpia padrão de formação dos produtos [kJ]
$\Delta H^\circ_{f,T(REAGENTES)}$	Entalpia padrão de formação dos reagentes [kJ]
$\Delta H^\circ_{v,T}$	Entalpia de vaporização do combustível
$^\circ APMI$	Graus antes do ponto morto inferior [°]
$^\circ APMS$	Graus antes do ponto morto superior [°]
$^\circ DPMI$	Graus depois do ponto morto inferior [°]
$^\circ DPMS$	Graus depois do ponto morto superior [°]
$^\circ INPM$	Grau alcoólico [°]
a	Número de átomos de carbono na molécula de combustível [átomos]
A	Massa de ar estequiométrica para a combustão um kmol de combustível [kg]
Aa	Raio de manivelas [m]
A_f	Massa de ar estequiométrica para a combustão de um kmol de uma mistura f de combustíveis [kg].
ARO	Fração volumétrica de hidrocarbonetos aromáticos na composição da gasolina tipo A [%]

$(A/F)_{ATUAL}$	Relação ar/combustível atual [kg de ar/kg de combustível]
$(A/F)_{ST}$	Relação ar/combustível estequiométrica [kg de ar/kg de combustível]
b	Comprimento do braço de alavanca do freio [m].
b	Número de átomos de hidrogênio na molécula de combustível [átomos]
$BSFC$	Consumo específico de combustível no freio [kg/kW.h]
c	Número de átomos de oxigênio na molécula de combustível [átomos]
c_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]
c_v	Calor específico a volume constante [kJ/kg.K]
D	Diâmetro da gota de combustível [μm]
d	Diâmetro do cilindro [m]
$D_{m\acute{a}x}$	Diâmetro máximo da gota de combustível [μm]
$D_{m\acute{i}n}$	Diâmetro mínimo da gota de combustível [μm]
$DUTY$	Período de duração de uma revolução do eixo de manivelas [ms]
$EGOV$	Sinal medido pelo sensor de oxigênio [mV]
F	Massa de um kmol de combustível [kg]
F_f	Massa de um kmol de uma mistura “f” [kg]
F_i	Massa de um kmol do constituinte “i” da mistura “f” [kg]
hc	Altura teórica da câmara de combustão [m]
H_i	Entalpia da mistura no estado “i” [kJ]
ib	Incerteza de medição do comprimento do braço de alavanca do freio [m]
$iBSFC$	Incerteza de medição do consumo específico de combustível [g/kW.h]

im	Incerteza de medição da massa de combustível consumida por ensaio [g]. Incerteza de medição do consumo de combustível [g/s]
iN	Incerteza de medição da velocidade do motor [s^{-1}]
iP	Incerteza de medição da força do motor sobre célula de carga [N];
iPb	Incerteza de medição da potência líquida efetiva [kW]
$ISFC$	Consumo específico de combustível indicado [kg/kW.h]
it	Incerteza de medição do tempo de ensaio [s]
iTb	Incerteza de medição do torque líquido efetivo [N.m]
k	Coefficiente politrópico adiabático [adimensional]
L	Curso do êmbolo [m]
l	Comprimento da biela [m]
m	Massa de combustível consumida por ensaio [g]
$m_{gás}$	Massa de gás por ciclo [g] Consumo de ar do motor [g/s] Consumo de combustível [g/s]
M_i	Peso molecular do constituinte “i” [kg/kmol]
n	Coefficiente politrópico [adimensional]
n	Número de cilindros do motor [cilindros]
n_i	Número de moles do constituinte “i” [kmoles]
n_R	Número de voltas por ciclo [voltas]
N	Velocidade de rotação do motor [s^{-1}]

<i>OL</i>	Fração volumétrica de hidrocarbonetos olefínicos na composição da gasolina tipo A [%]
<i>P</i>	Força medida no transdutor do freio [N];
<i>PAR</i>	Fração volumétrica de hidrocarbonetos parafínicos na composição da gasolina tipo A [%]
<i>Pb</i>	Potência líquida efetiva [kW]
<i>PCI</i>	Poder calorífico superior [kJ/kg]
<i>PCS</i>	Poder calorífico superior [kJ/kg]
<i>pd</i>	Pressão atmosférica seca [kPa]
<i>pd,ref</i>	Pressão seca de referência [kPa]
<i>pi</i>	Pressão do fluido de trabalho no estado “i” [kPa]
<i>pt</i>	Pressão atmosférica total [kPa]
<i>pv</i>	Pressão de vapor atmosférico [kPa]
<i>pw</i>	Pressão de vapor do ar admitido [kPa]
<i>pws*</i>	Pressão de vapor na saturação [kPa]
<i>Pi</i>	Potência líquida indicada [kW]
<i>PVR</i>	Pressão de vapor Reid [kPa]
<i>PWOFF</i>	Tempo de recuperação do atomizador [ms]
<i>PWON</i>	Comprimento do pulso de injeção [ms]
<i>Q₁₋₂</i>	Energia transferida para o sistema durante o processo 1 – 2 [kJ]
<i>Q_{cold}</i>	Energia cedida pelo sistema [kJ]
<i>Q_{heat}</i>	Energia de combustão total [kJ]

Q_p	Energia cedida para o sistema a pressão constante [kJ]
Q_v	Energia cedida para o sistema a volume constante [kJ]
R	Constante do gas [kJ/kg.K]
RBS	Relação entre o diâmetro e o curso do motor [m/m]
rc	Relação de compressão [adimensional]
RPM	Revoluções por minuto [min^{-1}]
RR	Relação entre comprimento da biela e raio de manivelas [m/m]
s	Deslocamento do êmbolo [m]
$s(T,v)$	Entropia do sistema na temperatura T e volume específico v [kJ/kg.K]
T_i	Torque líquido indicado [N.m]
t	Tempo de duração do ensaio [s]
$T10$	Temperatura de vapor do combustível relativa a 10% do volume evaporado [°C]
$T50$	Temperatura de vapor do combustível relativa a 50% do volume evaporado [°C]
$T90$	Temperatura de vapor do combustível relativa a 90% do volume evaporado [°C]
$TADM$	Temperatura sobre a válvula de admissão [°C]
Tb	Torque líquido efetivo [N.m]
Tb_{corr}	Torque líquido efetivo corrigido [N.m]
TBS	Temperatura de bulbo seco [°C]
TBU	Temperatura de bulbo úmido [°C]

T_{ESC}	Temperatura sobre a válvula de escapamento [°C]
U_i	Energia interna do sistema no estado “i” [kJ]
V	Volume do cilindro em função da posição do êmbolo [m ³]
V_c	Volume da câmara de combustão [m ³]
V_d	Volume deslocado pelo êmbolo [m ³]
v_i	Volume específico do fluido de trabalho na fase “i”
V_t	Cilindrada total do motor [m ³]
W	Conteúdo de umidade [kg de vapor d’água/kg ar seco].
W_{1-2}	Trabalho do processo politrópico do estado 1 para o estado 2 [kJ]
W_{adm}	Trabalho de admissão [kJ]
W_{bomb}	Trabalho de bombeamento [kJ]
W_{comp}	Trabalho de compressão [kJ]
W_{esc}	Trabalho de escape [kJ]
W_{exp}	Trabalho de expansão [kJ]
W_{liq}	Trabalho líquido por ciclo [kJ]
W_s^*	Conteúdo de umidade na saturação para TBU [kg de vapor água/kg ar seco];
xb	Fração volumétrica de gases queimados [%]
y	Relação entre átomos de hidrogênio e carbonos do combustível [mol/mol]
z	Relação entre átomos de oxigênio e carbonos do combustível [mol/mol]

LISTA DE ABREVIATURAS

A	Relativo ao tipo de gasolina (gasolina pura)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ADV	Relativo ao ângulo de avanço da ignição
AEAC	Álcool etílico anidro combustível
AEHC	Álcool etílico hidratado combustível
AEHC25	Gasolina automotiva Tipo C + 25% álcool etílico hidratado combustível
AEHC 50	Gasolina automotiva Tipo C + 50% álcool etílico hidratado combustível
AEHC 75	Gasolina automotiva Tipo C + 75% álcool etílico hidratado combustível
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
B	Relativo ao tipo de gasolina (gasolina Tipo A + MTBE)
C	Relativo ao tipo de gasolina (gasolina Tipo A + AEAC)
C	Carbono atômico
CAA	Clean Air Act
CFDC	Clean Fuels Development Coalition
CFR	Cooperative Fuel Research Committee
CIMA	Conselho Interministerial do Açúcar e do Álcool
CLT	Relativo ao sensor de temperatura do líquido refrigerante (Coolant sensor)
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
CTE	Chumbo tetra-etila
ECU	Electronic control unit
EFOA	European Fuel Oxygenates Association
EGO	Relativo ao sensor de oxigênio (Exhaust Gas Oxygen Sensor)

ETBE	Etil tércio butil éter
	EVC Relativo à posição angular de fechamento da válvula de escapamento (Exhaust Valve Close)
	EVO Relativo à posição angular de abertura da válvula de escapamento (Exhaust Valve Open)
	GASC Gasolina automotiva Tipo C
	GAV Gasolina de aviação
GLP	Gás liquefeito de petróleo
HC	Hidrocarbonetos não queimados
H	Hidrogênio atômico
IAD	Índice anti-detonante
IEA	International Energy Agency
INPM	Instituto Nacional de Pesos e Medidas
IPi	Imposto sobre produtos industrializados
ISO	International Organization for Standardization
	IVC Relativo à posição angular de fechamento da válvula de admissão (Intake Valve Close)
	IVO Relativo à posição angular de abertura da válvula de admissão (Intake Valve Open)
K	Referente ao tipo do termopar
	MAF Relativo ao sensor de medição do fluxo de ar de admissão (Manifold Air Flow Sensor)
MAG	Relativo ao sensor magnético de medição da rotação (Magnetic Sensor)
	MAP Relativo ao sensor de medição da pressão absoluta do coletor de admissão (Manifold Air Pressure Sensor)
	MAT Relativo ao sensor de medição da temperatura do ar de admissão (Manifold Air Temperature Sensor)
	MBT Maximum brake torque

MOM	Motor Octane Method
MPFI	Multi point fuel injection
MTBE	Metil tercio butil éter
MAG	Relativo ao sensor magnético de medição da rotação (Magnetic Sensor)
MAP	Relativo ao sensor de medição da pressão absoluta do coletor de admissão (Manifold Air Pressure Sensor)
MAT	Relativo ao sensor de medição da temperatura do ar de admissão (Manifold Air Temperature Sensor)
N ₂	Nitrogênio molecular
NBR	Norma Brasileira Regulamentada
NO	Número de octanas
NO	Monóxido de nitrogênio
NO _x	Óxidos de nitrogênio
NO ₂	Dióxido de nitrogênio
O	Oxigênio atômico
O ₂	Oxigênio molecular
O ₃	Ozônio
PFE	Ponto final de ebulição
PLM	Professional Lambda Meter
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
R	Radical químico orgânico
ROM	Research Octane Method
TPS	Relativo ao sensor de posição da válvula de aceleração (Throttle Position Sensor)
UFRGS	Universidade Federal do Rio grande do Sul
	WOT Referente à condição de máxima abertura da válvula de aceleração (Wide-Open Throttle)

INDICE DE FIGURAS

Fig.	TÍTULO	Pág.
2.1	Modelo da injeção de combustível no coletor de admissão (MIYGAWA et al., 1998).....	26
2.2	Comportamento de uma gota de combustível líquido impactando com uma superfície sólida. Adaptado de PANÃO e MOREIRA (2004).....	27
2.3	Imagens do jato atingindo a placa plana. Adaptado de PANÃO e MOREIRA (2005).....	29
3.1	Caracterização geométrica de um motor de combustão interna. Adaptado de HEYWOOD (1988).....	32
3.2	Diagrama $p \times V$ do Ciclo a Pressão Limitada Padrão.....	35
3.3	Seqüência de eventos em um motor de Ciclo Otto e ignição por centelha. Adaptado de HEYWOOD (1988).....	51
3.4	Efeito da velocidade do motor no desenvolvimento da pressão no cilindro com ADV fixo e otimizado. Adaptada de HEISLER (1995) apud COSTA (2005).....	53
3.5	Influência do ângulo de avanço da ignição do diagrama $p \times V$. Adaptado de TAYLOR (1976).....	54
3.6	Influência da relação de mistura na formação de poluentes. Adaptada de HEYWOOD (1998).....	57
4.1	Vista geral do motor Fiat 1.6/16V “HITORQUE”.....	61
4.2	Diagrama elétrico da Unidade Eletrônica de Controle Electromotive TEC – II. Adaptado de Electromotive (1998).....	63
4.3	Teste da proveta para a determinação do teor de AEAC na gasolina automotiva tipo C.....	65

4.4	Tipos e direções dos jatos de injeção. Adaptado de Bosch (2005).....	67
4.5	Atomizadores de combustível utilizados. (A) e (C) HITORQUE; (B) e (D) FIRE.....	67
4.6	Aspecto do jato de combustível a pressão atmosférica para os atomizadores FIRE e HITORQUE.....	68
4.7	Aspecto das paredes do coletor e cabeçote para operação com os atomizadores FIRE e HITORQUE.....	69
4.8	Termopar tipo K encapsulado na parede do coletor.	69
4.9	Esquema da bancada de ensaios.....	71
4.10	Célula de carga “Alfa Instrumentos CV-100” e sensor magnético (MAG).....	72
4.11	Esquema do sistema de análise dos gases de escape do analisador Multigás 488 Tecnotest. Adaptado de TECNOTEST (1996).....	75
4.12	Esquema de quimiluminescência para a determinação do NO.....	77
4.13	Variação do volume do cilindro em função do tempo.....	81
5.1	Comportamento do torque líquido efetivo em função do avanço de ignição em °APMS. $\lambda = 0,9$. Incerteza de medição $\pm 0,52$ N.m.....	88
5.2	Atrasos de ignição pela ocorrência de detonação em WOT, $N = 2500$ min ⁻¹ , $\lambda = 0,9$ e GASC.	89
5.3	Diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado para GASC, $\lambda = 0,9$, $N = 2500$ min ⁻¹ , $rc = 9,5:1$ e $ADV = 10^\circ, 15^\circ$ e 20° APMS.....	90
5.4	Detalhe do trabalho de bombeamento no diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado para GASC, $\lambda = 0,9$, $N = 2500$ min ⁻¹ , $rc = 9,5:1$ e $ADV = 10^\circ, 15^\circ$ e 20° APMS.....	91
5.5	Comportamento do torque líquido efetivo em função da relação de mistura e das composições das misturas FLEX. Incerteza de medição $\pm 0,52$ N.m.....	93

5.6	Comportamento do torque líquido efetivo em função da composição da mistura FLEX. Incerteza de medição $\pm 0,52$ N.m.....	94
5.7	Diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado $\lambda = 0,9$, $N = 2500$ min^{-1} , $rc = 9,5:1$, $ADV = 20^\circ$ APMS e GASC, AEHC50 e AEHC.....	95
5.8	Diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado para AEHC, $\lambda = 0,9$, $N = 2500$ min^{-1} , $ADV = 20^\circ$ APMS, $rc = 9,5:1$ e $rc = 14,5:1$	97
5.9	Consumo de combustível em função das misturas FLEX investigadas. Incerteza de medição $\pm 0,1$ g/s.....	98
5.10	Comportamento do BSFC em função da relação de mistura e teor de AEHC. Incerteza de medição máxima $\pm 0,01$ kg/kW.h.....	99
5.11	Emissões de monóxido de carbono (CO) em função da relação de mistura. Incerteza de medição $\pm 5\%$	100
5.12	Emissões de dióxido de carbono (CO ₂) em função da relação de mistura. Incerteza de medição $\pm 5\%$	101
5.13	Comportamento das emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC,s) em função das misturas FLEX, relação de mistura e avanços de ignição. Incerteza de medição $\pm 5\%$	103
5.14	Comportamento das emissões de NOx para AEHC e GASC em função da relação de mistura e avanços de ignição.	105
5.15	Temperatura da parede do coletor de admissão. Incerteza de medição $\pm 0,1^\circ\text{C}$	106
5.16	Temperatura da mistura sobre a válvula de admissão e TBS do ar de admissão. Incerteza de medição $\pm 0,1^\circ\text{C}$	107
5.17	Torque líquido efetivo em função do avanço da ignição para as misturas FLEX e atomizadores investigados. Incerteza de medição $\pm 0,52$ N.m.....	109
5.18	Temperatura dos gases de escape em função do avanço de ignição e para os	110

	atomizadores investigados. Incerteza de medição $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$	
5.19	Diagrama $p \times V$ do ciclo em relação aos atomizadores FIRE e HITORQUE. $\lambda = 1,0$; ADV = 20°APMS , $N = 2500 \text{ min}^{-1}$; GASC.....	111
5.20	Detalhe do trabalho de bombeamento no diagrama $p \times V$ do ciclo em relação aos atomizadores FIRE e HITORQUE. $\lambda = 1,0$; ADV = 20°APMS , $N = 2500 \text{ min}^{-1}$; GASC.	112
5.21	Comportamento do consumo de combustível em função da composição da mistura. Incerteza de medição $\pm 0,16 \text{ g/s}$	113
5.22	Emissões de CO em %vol. em base seca para os atomizadores FIRE e HITORQUE em função da composição das misturas FLEX. Incerteza de medição $\pm 5\%$	114
5.23	Emissões de CO ₂ em %vol. em base seca para os atomizadores FIRE e HITORQUE em função da composição das misturas FLEX. Incerteza de medição $\pm 5\%$	114
5.24	Emissões de HC em %vol. em base seca para os atomizadores FIRE e HITORQUE em função da composição das misturas FLEX. Incerteza de medição $\pm 5\%$	115

ÍNDICE DE TABELAS

Tab.	TÍTULO	Pág.
2.1	Especificações do Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC) e Álcool Etílico Anidro Combustível (AEAC) comercializados pelos diversos agentes econômicos em todo o território nacional (ANP, 2005).....	19
2.2	Especificações para a comercialização de gasolina automotiva Tipo “C” em todo o território nacional (ANP, 2001).....	21
3.1	Pesos moleculares dos reagentes na combustão.....	44
4.1	Ficha técnica do motor “HITORQUE” 1.6 16 válvulas “ <i>Corsa Lunga</i> ”.....	62
4.2	Verificação da qualidade da gasolina automotiva tipo C.....	64
4.3	Verificação da qualidade do álcool etílico hidratado combustível.....	64
4.4	Formulações volumétricas das misturas FLEX examinadas.....	65
4.5	Condições atmosféricas de referência ABNT (1996).....	70
4.6	Grau INPM médio das amostras de AEHC adotado na simulação.....	83
4.7	Entalpias de formação padrão de reagentes e produtos para a reação de combustão de AEAC e ar (HEYWOOD, 1988).....	83
4.8	Correlações do consumo de combustível em função da fração volumétrica de AEHC na mistura FLEX e da relação de mistura implementadas no modelo matemático (g/s).....	84
4.9	Relações $(A/F)_{ST}$, PCI e c_v para as composições das misturas FLEX examinadas....	85
4.10	Correlações para a temperatura de escape implementadas no modelo matemático.....	86
5.1	Simulação da influência do ângulo de ignição sobre o trabalho indicado por	92

	ciclo.....	
5.2	Poder calorífico inferior, temperaturas de combustão e parâmetros de desempenho indicados obtidos por simulação para as misturas FLEX investigadas.....	96
5.3	Parâmetros de desempenho indicados obtidos por simulação para AEHC e $rc = 9,5:1$ e $rc = 14,5:1$ em função das misturas FLEX, relação de mistura e avanços de ignição.....	97
5.4	Desvios padrões da rotação durante os ensaios.....	110

1 INTRODUÇÃO

Nos anos que procederam à revolução industrial o homem, tendo aprendido a utilizar os combustíveis fósseis como fonte de energia, apoiou o desenvolvimento da produção energética para fins industriais e domésticos sobre tais combustíveis. As vantagens destes recursos são inúmeras como a facilidade de transporte, alto conteúdo energético por unidade de massa, disponibilidade sobre a crosta da terra, dentre outros. O desenvolvimento experimentado com esta ação proporcionou um crescimento tecnológico de vultosa grandeza que se estende aos dias atuais. As empresas produtoras e detentoras das tecnologias para o uso destes recursos apresentaram crescimento semelhante e podem ser encontradas nos arrolamentos atuais entre os maiores faturamentos no mundo.

A necessidade pelos combustíveis tornou-se questão de extrema relevância para o desenvolvimento das nações e não são raros na história moderna os conflitos econômicos, sociais e militares, cujas causas, explícitas ou implícitas, são o domínio sobre as reservas e o direito ao uso destes combustíveis. Com a demasia do uso, já nos anos 60, surgiram as primeiras especulações sobre a degeneração e o esgotamento das reservas. Nas décadas seguintes, as preocupações com os assuntos relacionados ao meio ambiente trouxeram à pauta o uso racional da energia, visto que, a sua produção vinha causando sérios danos ao planeta. Atualmente, sabe-se que as reservas de combustíveis fósseis, contrariando as primeiras previsões, poderão abastecer as necessidades de energia ainda por longo período. Porém, os custos cada vez mais elevados pelas constantes crises políticas e sociais dos países do Oriente Médio, detentores da maioria das reservas, o aumento da dificuldade de extração e o crescente uso destes recursos como matéria prima para a produção de bens de consumo serão o principal fator para a sua completa substituição.

No Brasil, na década de 80, a exemplo de outros projetos como o metanol nos Estados Unidos e na Europa, experimentou-se o uso de “Álcool Etílico Hidratado Combustível” (AEHC), um biocombustível produzido a partir da fermentação do mosto da cana de açúcar. O produto

obtido deste processo é uma mistura hidroalcoólica com graduação mínima de 92,6° INPM¹. O sucesso do projeto, inédito até então por sua escala, mostrou a viabilidade técnica do uso deste combustível para o setor dos transportes. Porém, os mercados externos de produtos derivados da cana de açúcar inviabilizaram, pela sua atratividade, a produção de álcool combustível no país e o projeto foi praticamente abandonado por motivos econômicos e de mercado. Atualmente, como forma de dar uso ao AEHC produzido no país quando os mercados externos estão desfavoráveis, e com um apelo comercial de garantir ao consumidor a liberdade de escolha do combustível ao abastecer o seu veículo, surgiram os veículos bicombustíveis, aqueles que utilizam em quaisquer proporções AEHC e/ou “Gasolina Automotiva Tipo C” (GASC), este último combustível, uma mistura de gasolina isenta de chumbo e “Álcool Etílico Anidro Combustível” (AEAC) em frações variáveis de 20%vol. a 25%vol. Desde que esta tecnologia foi disponibilizada, em 2003, a oferta e as vendas de veículos bicombustíveis apresentaram forte crescimento. Ao que tudo indica esta é uma aposta muito mais comercial do que técnica, apoiada na instabilidade do mercado interno brasileiro de AEHC.

Neste trabalho foi avaliado por simulação matemática e experimental o desempenho de um motor bicombustível de ciclo Otto e mistura pré-preparada por injeção de combustível multiponto (MPFI). As análises foram realizadas através de parâmetros de desempenho típicos em termos de trabalho produzido, consumo de combustível e emissões de escapamento, utilizando-se a filosofia bicombustível brasileira “Flex Fuel”, ou seja, a inédita combinação de misturas de AEHC + GASC, objetivando descrever as vantagens e desvantagens técnicas desta ação estratégica, sem deter-se nos critérios comerciais desta proposta. Com o objetivo de verificar a influência da qualidade da mistura admitida sobre os mesmos parâmetros de desempenho, dois conjuntos de atomizadores de combustível foram utilizados nesta avaliação de forma a aumentar a intensidade da formação de filme de combustível sobre a parede do coletor de admissão.

1.1 JUSTIFICATIVA

Muitos autores encontram justificativas suficientes para estudos como o que se propõe na necessidade da proteção do meio ambiente, prejudicada pelo crescimento das frotas e dos consumos de combustíveis fósseis e pelas legislações vigentes, cujas severas imposições revelam os motores de sistema de preparação de mistura por injeção de combustível como os únicos meios de se atingir as metas de desempenho impostas.

¹ Porcentagem de álcool em peso para uma mistura hidroalcoólica à temperatura padrão de 20°C.

De acordo com Guibet (1999), a frota de veículos automotores cresceu de 43 milhões de unidades em 1938 para em torno dos 700 milhões em 2000, e segundo projeções deverá atingir em todo o mundo um bilhão de unidades até 2010. O consumo total de combustíveis destes veículos está relacionado com a forma e a frequência de uso dos mesmos e apresenta variações nas diversas regiões que se beneficiam deste recurso, devido aos aspectos culturais de vida próprios a cada população. Assim, o estilo de vida das populações e as características dos sistemas de transportes adotados naquelas regiões influenciam estes consumos. Enquanto a média mundial de quilometragem anual fica em torno de 12.000 km/ano/veículo, países como a Finlândia e a Polônia apresentam médias em torno de 17.500 km/ano/veículo e 6.500 km/ano/veículo respectivamente. No entanto, nestes mesmos países, os veículos de uso particular são utilizados com um tempo de vida útil de aproximadamente 10 anos atingindo uma quilometragem de 100.000 km a 200.000 km, enquanto os de uso comercial podem atingir esta quilometragem em apenas um ano, podendo atingir 1.000.000 de km rodados ao final de sua vida útil (GUIBET, 1999). Na Região Metropolitana de Porto Alegre (RS) Brasil, segundo Vilanova (1998), em 1996 uma frota composta por 458.242 veículos a gasolina rodou 6.367.140.996 quilômetros e consumiu 696.744.750 litros deste combustível, o que representa uma média de 13.894,7 km/ano/veículo ou 10,9 litros/100 km por veículo, valores semelhantes aos da frota Francesa (13.700 km/ano/veículo) ou a Norueguesa (14.100 km/ano/veículo), superiores aos da frota Japonesa (9.800 km/ano/veículo) e Espanhola (9.100 km/ano/veículo), inferiores aos da frota Americana (16.700 km/ano/veículo), Inglesa (16.700 km/ano/veículo) ou Alemã (14.500 km/ano/veículo), de acordo com Guibet (1999).

Devido à demanda majorada e ao contínuo crescimento do uso de combustíveis carburantes, inúmeras são as tentativas atuais para a racionalização do uso destes energéticos, nos meios industriais, domésticos e principalmente de transportes, dado o crescente aumento dos custos, deflagrado com a crise do petróleo de 1973 e os danos ao meio ambiente que decorrem do seu uso, trazidos à discussão com maior proeminência a partir da década de 80. Dentre outros danos ao meio ambiente, causados pelo largo emprego destes combustíveis pelo setor de transportes, ressalta-se a emissão para a atmosfera do dióxido de carbono (CO₂) gerado na combustão, colocando os veículos automotores entre as principais fontes de emissões deste poluente. O CO₂ na atmosfera atua como um anteparo para a radiação da superfície terrestre em direção ao espaço. Verificações atuais dão conta que as concentrações de CO₂ na atmosfera nunca estiveram tão elevadas, assim como, as temperaturas médias do planeta. Como um aquecimento global tem sido verificado crescem a cada dia as especulações sobre a ação deste poluente para o agravamento deste fenômeno.

Outros gases considerados poluentes como o monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (HC) e óxidos de nitrogênio (NOx), presentes nos gases de combustão, são também prejudiciais para a atmosfera, pelas reações que desencadeiam sobre a mesma. Além disso, podem representar perigo à saúde dos seres vivos pela sua exposição. Estas emissões estão intimamente relacionadas aos combustíveis, aos processos de combustão, a formação da mistura nos motores e a otimização das variáveis operacionais dos motores.

Muitos países, a partir dos anos 70, adotaram legislações específicas para tratar do assunto e desencadearam o crescimento das pesquisas com objetivos que visam à redução do consumo e das emissões dos motores de combustão interna, ou melhor, o aumento da eficiência, que passou a ser entendida com um sentido mais amplo ao que se supunha até então. Naquela época via-se com grande romantismo e “*glamour*” a utilização destas máquinas e visavam-se como aspectos de maior importância o aumento de torque e de potência, bem como, a velocidade máxima que poderia ser proporcionada pelo veículo. Não havia preocupação, no entanto, com os danos ao meio ambiente que isto viria a causar. Uma mudança de conceitos introduziu então a importância da redução das emissões de escapamento e do consumo específico pelos motores, a fim de reduzir os danos que vinham sendo causados ao meio ambiente. O uso dos sistemas de formação da mistura por injeção de combustível nos motores com ignição por centelha contribuiu em muito para atingirem-se as metas previstas nas diversas legislações que surgiram. Os combustíveis alternativos, a reformulação das gasolinas e o desenvolvimento de tecnologias de tratamentos dos gases de escapamento também contribuíram para este objetivo, sendo estas medidas complementares umas as outras.

Muitos autores dedicam-se ao tema e inúmeros são os trabalhos encontrados que abordam a formulação do combustível, a injeção, a formação da mistura, a combustão e as emissões de escapamento. Miyagawa *et al.* (1998), afirmam que o comportamento da injeção de combustível e da formação da mistura tem significativa influência no desempenho do motor e que as características de destilação do combustível afetam as emissões de escape e o desempenho em partidas a frio (*cold-start*) e no período de aquecimento (*warming-up*), o que justifica os estudos de modelos para entendimento da vaporização do combustível.

De acordo com An e Daisho (1999), características da injeção de combustível têm significativa influência na combustão, na eficiência e emissões de escapamento. Concluem que a análise quantitativa da formação de mistura é essencial para o avanço na economia de combustível e emissões de NOx. Destacam estes autores, que combustíveis puros são largamente utilizados nestas investigações, contudo, raros são os trabalhos que analisam o processo de atomização, formação da mistura e a combustão utilizando combustíveis multicomponentes.

Nagasaka *et al.* (2000), acrescentam que o desenvolvimento de tecnologia para melhorar a atomização e a injeção de combustível nos motores é necessário para atingir as metas impostas para as emissões de escapamento, economia de combustível e dirigibilidade, principalmente nos mesmos processos (*cold-start e warming-up*) citados por Miygawa *et al.* (1998).

Em outra linha, Lee *et al.* (2001) destacam a importância de combustíveis alternativos para economia de combustível, emissões de NOx e material particulado, especialmente para motores Diesel. Sovani *et al.* (2000), ainda na linha destes motores, afirmam que baixa formação de poluentes e melhor eficiência estão diretamente relacionadas com a atomização fina do combustível, sendo tanto menores as emissões e melhores as eficiências quanto mais fina a atomização (menores diâmetros de gota). Concluem estes autores que atomizações mais finas requerem pressões de injeção mais elevadas, tornando o sistema mais oneroso e mais vulnerável sobre o ponto de vista da manutenção, o que justifica o desenvolvimento de novas tecnologias de atomização para melhorar o processo de combustão e as emissões de escapamento.

Em relação a novos conceitos, Nakashima *et al.* (2002) analisam a intensa atividade em torno de injeção direta em motores com ignição por centelha, com o intuito de reduzir o consumo de combustível, aumentar a potência e diminuir as emissões de escapamento através de cargas estratificadas com relações ar/combustível extremamente pobres e resultando em uma combustão muito eficiente. Kihara *et al.* (2000) destacam, neste caso, a importância de controlar a distribuição da mistura no cilindro de motores de injeção direta, sendo a mesma, extremamente influenciada pelas características do spray.

He *et al.* (2003) destacam a aditivação do combustível como forma de melhorar o desempenho, diminuir o consumo e as emissões de escapamento, em especial, o uso de oxigenados, e a substituição de componentes aromáticos por isoparafínicos. Contudo, concordam que a redução das emissões de escapamento é pequena com o uso deste artifício em relação à utilização de catalisadores (JEFFREY e ELLIOTT *apud* HE, 2003).

Com o objetivo também da redução do consumo e das emissões de escapamento e melhora da eficiência, alguns autores salientam a importância do projeto e do desenho do motor e dos sistemas de controle. Çelikten (2003) destaca como importantes características do motor o perfil da câmara de combustão, o tempo de permanência do comando de válvulas, a localização do atomizador de combustível, o ângulo, a taxa, o tempo e o padrão do spray da injeção de combustível.

Benvenuti *et al.* (2003) atentam para que se melhorem as condições já citadas os motores atuais devem utilizar Unidades Eletrônicas de Controle (ECU) de motores com monitoração em malha fechada (*closed-loop*), opinião compartilhada por Arsie *et al.* (2003), que destacam a

importância da eficiência destes sistemas para garantir a eficiência dos catalisadores e o alcance dos padrões de emissões presentes e futuras. Afirmam ainda os autores, que as ECU's monitoraram as condições de operação do motor, providenciando uma correta dosagem de combustível em um tempo apropriado, tanto em condições estáveis quanto nos gradientes de operação.

Sem afastar-se dos autores já citados, Aggarwal (1998) acrescenta a importância dos sistemas de injeção de combustíveis na estabilização da chama e na prevenção da detonação em motores com ignição por centelha, dentre os aspectos já citados. Salienta, também, a importância do estudo sob o ponto de vista científico do clássico processo de combustão de spray de combustíveis, rico em processos de cinética química, mudança de fase e fenômenos de transporte, diretamente relevantes aos limites de inflamabilidade e extinção da chama, eficiência da combustão e emissões de escapamento.

Pelos autores citados acima, para que se consiga atingir as metas restritivas impostas pelas legislações, se pode concluir pelo consenso em torno do uso de sistemas de formação da mistura por injeção de combustível e controlados eletronicamente, em especial os motores MPFI, que foram a grande tendência dos últimos anos e cujo alto estágio de desenvolvimento permitiu o nascimento de uma nova tendência, a do motor bicombustível, cujo desempenho se pretende avaliar neste trabalho.

1.2 OBJETIVO

Sob a linha de objetivos gerais, as pesquisas na área de motores de combustão interna e seus combustíveis, utilizados pelo setor de transportes, buscam subsídios para se melhorar a eficiência destas máquinas. Lembrando que, atualmente, a eficiência de motores de combustão interna deve ser entendida com maior amplitude, ou seja, ter como objetivo a procura da melhor taxa de conversão da energia contida no combustível em trabalho mecânico, com os menores consumos e os menores índices de emissões de escapamento sem que isto cause prejuízos à dirigibilidade do veículo quando se tratar do uso em sistemas de transportes. Com o que se conhece, no entanto, enfrenta-se uma dificuldade da conciliação destes aspectos, o que mostra ser ainda necessário o estudo dos fenômenos envolvidos no sistema motor/combustível, a fim de se encontrar encadeamentos que permitam projetar e fabricar motores mais eficientes, que reduzam o consumo, preservando o meio ambiente e as reservas de combustíveis.

Assim, os objetivos específicos deste trabalho são:

- Verificar os efeitos da adição de álcool etílico hidratado combustível na gasolina automotiva Tipo C no desempenho e nas emissões de um motor bicombustível

brasileiro sem a variação da relação de compressão. Os parâmetros de desempenho utilizados serão: o torque líquido efetivo, o consumo de combustível, o consumo específico de combustível e as emissões de gases poluentes em partes por volume.

- Confirmar a influência das características do sistema de formação da mistura sobre a qualidade da mesma, em especial a formação de filme de combustível na parede do coletor e a sua influência sobre os parâmetros de desempenho já citados.
- Obter dados concretos que permitam concluir sobre as vantagens ou desvantagens técnicas da adoção do uso dos motores bicompostíveis no Brasil.

1.3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O desempenho de um motor de combustão interna alternativo é um tema amplo e talvez inesgotável. Pode-se eleger o combustível, o sistema de preparação da mistura, a relação de compressão, o avanço da ignição e a relação de mistura como sendo os principais fatores que influenciam no desempenho, o qual pode se relacionar individualmente com cada um destes parâmetros, mas é também uma função do conjunto como um todo. Duas questões são fundamentais neste processo: a “qualidade da mistura”, que se relaciona com o combustível, com o sistema de preparação da mistura e com a relação de compressão, e a “otimização das variáveis operacionais”, ou seja, a adequada relação de mistura e o adequado avanço da ignição para cada determinado regime de operação do motor. A relação de compressão é preponderante nos processos termodinâmicos de compressão e expansão em motores afetando diretamente o trabalho líquido por ciclo, e é limitada nestes motores principalmente por características de octanagem dos combustíveis. A turbulência e a densidade da mistura aumentam com a relação de compressão melhorando a qualidade da mesma e também da combustão. Contudo, neste trabalho, a relação de compressão foi mantida constante no motor, visto que, na prática os motores brasileiros com filosofia bicompostível não dispõem de mecanismos de variação deste parâmetro.

A otimização das variáveis operacionais vai depender das características dos combustíveis que estão sendo utilizados e principalmente das velocidades de chama típicas dos mesmos. Combustíveis com velocidades de chama mais lentas necessitam de maiores avanços de ignição e, via de regra, as pressões máximas são mais baixas do que os combustíveis de queima mais rápida. Os maiores tempos de duração da combustão, típicos dos combustíveis de queima mais lenta, causam perdas maiores de energia para o sistema de resfriamento. A relação de

mistura também afeta a velocidade de chama, visto que, a maior ou menor dificuldade de oxidação do carbono vai depender da presença de oxigênio na mistura e das temperaturas de ativação da reação. Avanços de ignição e relações de mistura otimizados promoverão as mais elevadas pressões na câmara de combustão e as menores perdas de energia promovendo os melhores desempenhos. O álcool etílico apresenta velocidades de chama laminar maiores do que as gasolinas automotivas típicas sem adição de oxigenados. No entanto, as misturas destes combustíveis devem apresentar velocidades de chama que tendam a um ou outro combustível, mas diferente de ambos, o que deve requerer para os máximos desempenhos diferentes relações de mistura e avanços de ignição de acordo com a composição do combustível que está sendo utilizado.

Por outro lado, a qualidade da mistura é fortemente influenciada pelo sistema de preparação, tendo sido este, dentre os sistemas dos motores de combustão interna alternativos, o que mais evoluiu desde a invenção destes motores. A eficiência deste sistema pode ser medida pela sua capacidade de promover uma precisa dosagem e uma rápida troca de fase do combustível ao homogeneizá-lo ao ar de admissão. A substituição dos antigos carburadores por sistemas de injeção de combustível nos motores modernos para que se atingissem as crescentes metas de desempenho estabelecidas pelas legislações atuais, em especial quanto aos índices de emissões de gases poluentes, revela a importância do projeto do sistema de preparação da mistura. Nestes sistemas o atomizador é o responsável pela dosagem e pela fina atomização do combustível no fluxo de ar do motor e, considerando uma mesma pressão de injeção, a qualidade da mistura é influenciada pela sua geometria, a qual proporciona um característico diâmetro de gota, um determinado tempo de injeção e a interação do jato com o fluxo de ar e paredes do coletor.

O diâmetro do orifício de descarga exerce substancial influência sobre o tamanho inicial da gota na atomização do combustível durante a dosagem. Assim, projetos com diâmetros reduzidos promovem uma melhor atomização e favorecem a troca de fase e homogeneização da mistura, contudo, podem comprometer a vazão nominal necessitando de tempos de dosagem maiores. Injetores de combustível com vazões nominais maiores permitirão dosagens mais rápidas e o tempo para troca de fase e homogeneização será ampliado para estes processos no período de preparação da mistura. O ângulo entre o eixo de simetria do jato de combustível e o eixo de simetria do fluxo de ar tem forte influência sobre o grau de interação das gotas de combustível com as paredes do coletor, podendo prejudicar a qualidade da mistura pela perda da atomização e formação de um filme de combustível junto a estas paredes. Os relatos indicam que a formação de filme sobre a parede do coletor de admissão dificulta o controle da relação de

mistura tornando-a mais imprecisa, requer maior consumo de combustível e aumenta as emissões de HC. Pode-se então supor por hipótese que a substituição de um grupo de atomizadores por outro com geometria e características de vazão diferentes deve ocasionar uma modificação na qualidade da mistura e na eficiência do motor e seus reflexos deverão ser percebidos nas medições de desempenho.

Por outro aspecto, as propriedades dos combustíveis relacionadas à volatilidade são as que indicam a capacidade de que estes apresentem uma rápida mudança de fase, o que é muito adequado para a melhora da homogeneização e da qualidade da mistura. Assim, pressões de vapor mais elevadas ou características de destilação que permitam substancial mudança de fase em temperaturas usuais de trabalho deverão promover misturas mais homogêneas e melhorar o desempenho. Na mudança de fases, ainda, os combustíveis que apresentarem entalpias de vaporização maiores proporcionarão também maior resfriamento da mistura e conseqüente aumento de rendimento volumétrico disponibilizando mais energia por ciclo. Em termos de disponibilização de energia duas outras características relacionadas ao combustível são também importantes, o poder calorífico e a relação ar/combustível estequiométrica – $(A/F)_{ST}$. Quanto maior o poder calorífico do combustível maior é a sua capacidade de liberar energia por unidade de massa, enquanto a relação $(A/F)_{ST}$ indica a necessidade de massa de ar por massa de combustível teoricamente suficiente para a combustão completa. Quanto menor esta relação menor será a necessidade de ar para manter uma combustão mais adequada para uma mesma massa de combustível e, sendo os motores volumétricos, maior massa de combustível pode ser queimada e mais energia disponibilizada para menos ar admitido.

Nos motores bicompostíveis utilizados no Brasil, que utilizam misturas de GASC e AEHC em quaisquer proporções, ocorrem mudanças significativas na formação da mistura e na combustão pela mudança de propriedades físicas do combustível na medida da formulação utilizada. A pressão de vapor do álcool etílico é em geral menor do que a pressão de vapor das gasolinas típicas. Contudo, adições deste oxigenado nestas gasolinas aumentam consideravelmente a sua pressão de vapor para teores adicionados de 10% a 20%vol. tornando a diminuir para teores maiores do que este. No motor bicompostível brasileiro então, a melhor condição de troca de fase deve ser obtida quando este opera com GASC, uma mistura de uma típica gasolina automotiva isenta de chumbo aditivada com 20%vol. a 25%vol. de AEHC, e é dificultada com o aumento do teor de AEHC na mistura utilizada. No entanto, a maior entalpia de vaporização do AEHC promove maior resfriamento da mistura e aumento do rendimento volumétrico do motor. Contudo, esta característica, juntamente com sua baixa pressão de vapor,

pode dificultar a evaporação e contribuir para a condensação de combustível nas paredes do coletor.

Por fim, o menor conteúdo energético do AEHC é compensado em parte pelo aumento do consumo dado a sua menor relação $(A/F)_{ST}$. Estes fenômenos relacionados aos combustíveis sugerem que a qualidade da mistura admitida pode ser prejudicada ou favorecida de acordo com a formulação do carburante utilizado e, podem-se prever, em mesma condição de regime de funcionamento, mudanças na eficiência do motor. Como hipótese, então, pode-se supor que as características e propriedades dos combustíveis são de relevante importância para produzir uma mistura adequada, dado que, devido à combinação destas propriedades forma-se no coletor de admissão um complexo sistema de fases. Os melhores desempenhos ocorrerão principalmente por propriedades ou condições que facilitem a troca de fase, o resfriamento e a homogeneização da mistura.

Por outro lado, a combustão é um processo que inevitavelmente gera produtos que são indesejados para a qualidade do ar. A formação destes produtos está diretamente relacionada à composição do combustível, à relação de mistura e às temperaturas e pressões atingidas dentro da câmara. Na teoria a adição de álcool etílico nas gasolinas automotivas modifica estes parâmetros pela maior presença de oxigênio no processo. Isto permite, principalmente em condições de misturas mais ricas, menores formações de monóxido de carbono e hidrocarbonetos e maior formação de água nos produtos da combustão, aumentando o calor específico dos gases e diminuindo a sua temperatura, o que favorece a redução da formação de NOx.

Convém salientar ainda, que o álcool etílico combustível utilizado nos motores bicombustíveis brasileiros, como já foi citado, é uma mistura hidroalcoólica que em massa apresenta em torno de 6% de água. Este é um dos diferenciais deste trabalho, visto que, os estudos em geral se limitam a misturas com gasolinas e álcool etílico com elevada pureza e com teores máximos, na maioria das vezes, entre 25%vol. a 30%vol. Estas condições, no entanto, não representam a totalidade das possibilidades do bicombustível brasileiro.

Através das técnicas utilizadas neste trabalho se pôde verificar que o uso de AEHC em teores crescentes na formulação do combustível para os motores bicombustíveis, sem a variação da relação de compressão, pouca vantagem oferece em relação ao trabalho desenvolvido. Além disto, o uso deste carburante proporciona aumentos significativos no consumo de combustível para produzir o mesmo desempenho do que operações com GASC, com o motor operando em condições de plena carga, velocidades iguais a 2500 min^{-1} e para relações de mistura e avanço de ignição de maior torque líquido efetivo verificado. Em termos de emissões de poluentes não se pode afirmar que existe melhoras significativas com crescentes adições de etanol, visto o elevado

aumento de consumo que esta prática requer. Por sua vez, a qualidade da mistura prejudicada pela formação de filme líquido sobre a parede do coletor, independente da composição do combustível, fez com que o motor apresentasse leves indícios de perda de desempenho nas mesmas condições investigadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A partir das décadas de 60 e 70, quando se levantaram as primeiras discussões sobre o esgotamento das reservas de combustíveis fósseis e sobre os prejuízos que o seu uso vinha causando ao meio ambiente, inúmeras alternativas têm sido propostas. Algumas de conseqüências e implantações mais imediatas já foram adotadas e, muitas destas, apresentaram resultados satisfatórios neste curto período. A opção por motores com injeção de combustível e sistema de controle em malha fechada, em substituição aos motores carburados, e a reformulação das gasolinas automotivas em suas famílias de hidrocarbonetos e aditivação com oxigenados, em substituição aos compostos com chumbo, têm sido as medidas mais utilizadas. Por outro lado, uma série de programas de combustíveis alternativos vem sendo testada e os mais populares são os que promovem o uso de biocombustíveis. No Brasil, que também adota a reformulação da gasolina com oxigenados, um programa para o uso de álcool etílico produzido a partir da cana de açúcar em motores de ignição por centelha mostrou grande sucesso nos anos 80. Contudo, a inflexibilidade dos motores para operação com outro combustível levou o projeto ao colapso pela falta de garantia de fornecimento deste combustível, causada pela forte concorrência do mercado internacional por produtos derivados da cana de açúcar. Assim, adotada a partir de 2003, a tecnologia FLEX FUEL tornou os motores flexíveis, livrando os consumidores das incertezas do mercado e aparentemente deu um novo fôlego a alternativa brasileira por este biocombustível.

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA E OS COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS

De acordo com CFDC (2006^a), combustíveis alternativos são aqueles que podem ser usados em veículos com motores de combustão interna que não sejam as gasolinas automotivas típicas nem o óleo diesel. A literatura reconhece como exemplo destes combustíveis o metanol, o etanol, o gás natural, o gás liquefeito de petróleo, o hidrogênio e os combustíveis líquidos derivados de carvão mineral. As razões pelas quais se buscam alternativas aos combustíveis

convencionais estão relacionadas às questões econômicas, ambientais e de saúde. No contexto dos combustíveis alternativos, os biocombustíveis têm se apresentado como fortes candidatos à substituição dos combustíveis convencionais em um curto período. De acordo com IEA (2006), biocombustíveis são líquidos ou gases derivados de algum recurso biológico como cereais, madeira ou óleos vegetais. Dentre os biocombustíveis, o mais promissor e popular utilizado de acordo com a literatura é o álcool etílico. Este combustível tem sido utilizado misturado a gasolinas automotivas de forma a melhorar a octanagem e sua escolha deve-se à proibição do uso de gasolinas com chumbo e o desencorajamento do uso de metil-tercio-butil-éter (MTBE) pelo seu polêmico poder poluidor. Na Europa, o etanol é tradicionalmente convertido em etil-tercio-butil-éter (ETBE) antes de ser misturado a gasolina automotiva, o que proporciona maior octanagem com menor volatilidade.

Manzini (2006) projetou vários cenários para avaliar a redução do consumo de energia, das emissões de CO₂ e os custos com a modificação da matriz dos combustíveis convencionais utilizados pela frota da Região Metropolitana da Cidade do México por formas alternativas como veículos elétricos híbridos, células de combustível a álcool etílico, substituição do MTBE por ETBE e o uso de motores FLEX FUEL. Demonstra este autor que o conjunto destas alternativas reduziria até 2030, naquela região, em 34% as emissões de CO₂ e em 9% o consumo de energia. Contudo, os modelos para as emissões de CO₂ em motores bicompostíveis utilizados neste trabalho são discutíveis. Conclui, ainda, sobre a necessidade por álcool etílico que esta aumentaria de em torno de 500 milhões de litros para dois bilhões e 400 milhões de litros em 30 anos. Afirma, no entanto, que este fato não constitui um problema grave tendo em vista o sucesso do programa Brasileiro, implantado em um curto intervalo de tempo.

Yücesco *et al.* (2006) estudaram experimentalmente e numericamente o torque e o consumo específico de combustível em um motor de combustão interna de ciclo Otto utilizando gasolinas automotivas e álcool etílico em diversas proporções e em diversas condições de operação e relações de compressão. Afirmam que o uso de álcool etílico tem algumas vantagens se comparado à gasolina. Dentre elas a melhor octanagem permitindo a utilização de maiores taxas de compressão e maior rendimento térmico. Atentam, também, que o álcool queima com temperaturas mais baixas e menor luminosidade, resultando em menores picos de temperatura na câmara e, assim, com menor formação de NO_x e menor perda de energia para as paredes do motor. Com o uso de álcool etílico a eficiência volumétrica do motor é aumentada pelo maior resfriamento da mistura, dada sua maior entalpia de vaporização. Contudo, o conteúdo de oxigênio reduz o seu poder calorífico se comparado às gasolinas e a sua principal desvantagem é o aumento do consumo. Estas afirmativas são também compartilhadas por Taylor *et al.* (1996).

2.2 ÁLCOOL ETÍLICO CARBURANTE

De acordo com MacLean e Lave (2003), o álcool etílico tem um alto número de octanas, maior faixa de inflamabilidade, maior velocidade de chama e maior entalpia de vaporização do que as gasolinas automotivas convencionais. Estas características permitem maiores taxas de compressão, menor tempo para a combustão e uma queima mais limpa e mais eficiente do que para a gasolina convencional. As desvantagens deste combustível, segundo estes autores, são o seu menor poder calorífico, sua alta corrosividade, miscibilidade com a água, e baixa pressão de vapor, o que torna mais difícil a partida a frio. Contudo, misturas de gasolina e álcool etílico em pequenas frações melhoram significativamente a volatilidade do combustível aumentando a pressão de vapor e, conseqüentemente, as emissões evaporativas. Com a proibição do uso de chumbo tetraetila como melhorador de octanagem das gasolinas o mais tradicional uso do álcool etílico tem sido na substituição deste aditivo. Assim, além de aumentar a octanagem das gasolinas automotivas, atua como controlador da volatilidade, pois modifica as características de destilação, o que influencia principalmente nas condições de preparação da mistura, de combustão e de emissões.

Al-Hasan (2003) investigou o efeito do uso de misturas de gasolina automotiva e álcool etílico com 99% de pureza no desempenho e nas emissões de um motor de combustão interna de ciclo Otto a três quartos de abertura da válvula de aceleração (carga parcial). Afirma que o uso de álcool etílico de 0%vol. a 25%vol. na mistura com a gasolina melhorou o desempenho e, em geral, as emissões de escape. Em relação ao desempenho relata aumentos médios de 8,3% em termos de torque líquido efetivo, 9% em relação à eficiência térmica e 5,7% em termos de consumo. Em relação às emissões relata reduções médias de 46,5% e 24,3% em termos de CO e HC, respectivamente, e aumento médio de 7,5% em termos de CO₂. Os resultados mais favoráveis foram medidos com 20% de álcool etílico na mistura e o motor não apresentou qualquer problema de operação com a adição deste combustível.

Wu *et al.* (2004) testaram várias relações de mistura para verificar sua influência no desempenho e nas emissões de um motor de combustão interna de ciclo Otto com misturas de gasolina automotiva e álcool etílico. Seus testes foram realizados em duas velocidades (3000 min⁻¹ e 4000 min⁻¹), em regimes de carga parcial, plena carga e com misturas de álcool etílico de 0%vol. até 30%vol. Em relação ao torque líquido efetivo, relatam que a plena carga, em qualquer relação de mistura e nas velocidades testadas, a diferença é muito pequena a ponto de não ser percebida conclusivamente para qualquer adição de álcool etílico. Ao analisarem o consumo específico de energia (cal/kW), relatam que este é mínimo em torno de misturas estequiométricas. Os autores afirmam não ter percebido diferenças conclusivas em relação a este

parâmetro quando variaram o teor de álcool etílico no combustível, dado o fato que, para a mesma abertura da válvula de aceleração e a mesma velocidade, o volume de ar admitido é constante e ocorre maior consumo de combustível quando a mistura contém álcool etílico, compensando seu menor poder calorífico. Embora os autores não façam referência, pode-se concluir por este motivo, que ocorra aumento do consumo específico.

Em relação às emissões neste experimento, Wu *et al.* (2004) relatam, ainda, aumento de CO com relações de mistura mais ricas e uma pequena influência com a variação do conteúdo de álcool etílico no combustível. As menores emissões de CO foram medidas para teores de etanol iguais a 10%vol. Descrevem, ainda, que as emissões de CO₂ são máximas para relações de mistura levemente pobres (leve excesso de ar) e decrescem para relações de mistura mais ricas ou mais pobres que esta, apresentando correlação complementar com as emissões de CO para relações de mistura ricas (falta de ar). Ao tratar as emissões de hidrocarbonetos, relatam que as mínimas emissões ocorrem para relações de mistura levemente pobres e, a plena carga, aumentam proporcionalmente ao enriquecimento da mistura. Em função do combustível descrevem diminuição das emissões de hidrocarbonetos em qualquer condição testada com o aumento do teor de álcool etílico.

Hsieh *et al.* (2002) estudaram o comportamento de um motor com ignição por centelha com misturas de gasolina e álcool etílico também com teores de até 30%vol. em regimes de cargas parciais e de plena carga. Seus resultados demonstraram pouca diferença em termos de torque líquido efetivo em condições de plena carga com a adição do etanol a 2000 e 3000 min⁻¹. Em termos de emissões, suas verificações em termos de óxidos de carbono e hidrocarbonetos são semelhantes às observações de Wu *et al.* (2004). Afirmam que a redução de CO, quando se adiciona etanol no combustível, é mais percebida para operações com relações de mistura na região rica, devido ao oxigênio presente no combustível. Em termos das emissões de óxidos de nitrogênio, afirmam que estas são muito influenciadas pelas condições de operação como a relação de mistura e o avanço de ignição e são praticamente indiferentes à composição da mistura utilizada.

Yücesco *et al.* (2006) investigaram o desempenho de motores com ignição por centelha operando com gasolina e crescentes teores de álcool etílico com pureza de 99,5%. Relatam que, em seus experimentos, o máximo torque (MBT) foi obtido com o mesmo avanço da ignição para todas as misturas testadas e que a adição do oxigenado aumentou o torque e o BSFC para todos os avanços testados. Relatam ainda ter verificado a ocorrência de detonação com avanço igual a 24° APMS com gasolina sem álcool etílico, o que não ocorreu para avanços de até 36° APMS com misturas contendo 60% e 40% de álcool etílico. Quando analisaram a influência da relação

de mistura (λ), ou seja, a relação entre o ar real admitido e o ar teórico estequiométrico, verificaram que o máximo torque “MBT” ocorreu para $\lambda = 0,9$ para todas as misturas e o torque líquido efetivo para misturas com álcool etílico foram maiores nas regiões pobres e ricas em relação à estequiométrica. O consumo específico de combustível (BSFC) foi mínimo para $\lambda = 1,05$ e apresentou aumentos em torno de 30% para misturas com 60% de álcool etílico em relação à gasolina sem adição de oxigenados. Relatam ainda que o maior torque obtido foi com relação de compressão igual a 13:1 e teores de álcool etílico de 40% e 60%.

Dentre os mais completos trabalhos consultados que avaliam o uso de misturas de gasolina automotiva e álcool etílico está o estudo de Taylor *et al.*(1996). Estes autores avaliaram o desempenho em termos de torque líquido efetivo e do consumo específico, a qualidade da combustão através de parâmetros como o ângulo de combustão, o período de indução e a intensidade do pico de pressão na câmara e ainda as emissões por volume. Em suas conclusões, relatam que, na região de MBT, o torque líquido efetivo não variou mais do que 0,4% e 1,3% para mudanças de 0,14 pontos na relação de mistura e de 8° no avanço de ignição respectivamente. Relatam ainda que, em relação ao pico de pressão na câmara, este aumenta linearmente com o avanço de ignição, mas a estabilidade da combustão, avaliada pelos desvios padrões das curvas de pressões dos ciclos, obteve seus melhores resultados para avanços iguais aos de MBT e foi muito prejudicada para avanços maiores do que este. Ainda em relação à combustão, descrevem que o período de indução, que indiretamente mede o atraso da combustão, aumenta com o avanço devido às menores temperaturas da mistura no momento da ignição. Afirmam, também, que a duração da combustão diminui com o avanço da ignição devido às maiores temperaturas e pressões obtidas nestas condições de combustão. Contudo, ambas diminuem com o enriquecimento da mistura.

Em termos de emissões, Taylor *et al.*(1996) afirmam que, em seus resultados, o CO e os HC crescem com o avanço de ignição e diminuem com o aumento da relação de mistura. Relatam aumentos das emissões de NOx com o avanço da ignição e um pico de máxima em torno da relação de mistura levemente pobre, dado o excesso de oxigênio e as mais altas temperaturas nesta condição. Quando analisaram a influência da adição de quatro diferentes oxigenados na gasolina base, dentre eles o álcool etílico anidro, a sua influência sobre o torque líquido efetivo foi menor do que 1% nas condições de MBT a plena carga. Relatam, ainda, que com a adição de álcool no combustível base foi necessário aumentar em torno de 2° em relação ao PMS o avanço de ignição para se obter o máximo torque líquido efetivo. Demonstraram experimentalmente que, para estas misturas, a taxa de reação no início do processo de combustão é mais lenta, justificando este fato, devido às propriedades termodinâmicas dos oxigenados que

produzem misturas mais frias necessitando mais tempo para a preparação e a deflagração da combustão. Em relação à temperatura dos gases de combustão, relatam abaixamento da temperatura com o aumento do teor de álcool, devido ao aumento da concentração de água nos produtos da combustão e à elevação do calor específico destes gases. Quanto às diferenças de emissões com o uso de oxigenados avaliam que é possível obter melhoras significativas para CO, HC e NOx desde que se otimizem os parâmetros operacionais como relação de mistura e avanço de ignição.

Ainda em relação ao uso de álcool etílico em gasolinas automotivas como aditivo elevador de octanagem, De Doz *et al.* (2004) e Rajan e Saniee (1983), investigaram a tolerância a água destes combustíveis sem que ocorra a separação de fases, o que poderia levar a sérios riscos para o funcionamento dos motores. Estes autores relatam que o conteúdo de água do álcool etílico é fator preponderante para a estabilidade do combustível e que o aumento desta concentração favorece a separação das fases, o que pode ocorrer tanto no tanque do veículo quanto no tanque do posto de abastecimento. Afirmam, no entanto, que aditivos podem ser usados de forma a diminuir este problema.

Sun *et al.* (2004) investigaram o comportamento da pressão de vapor Reid (PVR) e a temperatura de ebulição de misturas de gasolinas típicas de aviação (GAV) e álcool etílico, relatando forte influência do conteúdo de álcool etílico sobre estas características. Afirmam que o álcool etílico pode ser utilizado efetivamente como um aditivo para ajustar a volatilidade destas gasolinas. Silva *et al.* (2004) avaliaram também a PVR de gasolinas automotivas típicas com adições de álcool etílico até 25% em volume. Relatam que a PVR destas misturas cresce significativamente com a adição de álcool etílico até 5% em volume e, então, mantém um comportamento estável com leve tendência de redução para as misturas avaliadas. Afirmam, ainda, que a formação de um azeótropo de mínimo aumenta a PVR e diminui a temperatura média de ebulição e que a presença do oxigenado diminui a temperatura do ambiente no coletor pela maior entalpia de vaporização. O menor poder calorífico do oxigenado é compensado pelo aumento do rendimento volumétrico devido à queda das temperaturas no coletor e a potência é compensada pelo aumento da densidade da mistura.

Phumphrey *et al.* (2000) realizaram medições e simulações para o estudo da PVR de misturas de gasolinas típicas e álcoois. Os perfis de seus resultados são semelhantes aos de Silva *et al.* (2004). Porém, os primeiros autores descrevem o comportamento da PVR das misturas de gasolinas automotivas e álcool etílico com teores de álcool etílico em até 100% em volume, e acrescentam em sua descrição uma significativa queda nesta propriedade a partir de 80% de álcool etílico na mistura. Hsieh *et al.* (2002), em suas caracterizações das propriedades de

misturas de gasolina e álcool etílico em até 30%vol., relatam também aumento da PVR com o teor deste último combustível até um máximo de 10%vol. e, então, um leve decréscimo para teores maiores.

Pereira e Pasa (2005) avaliaram o efeito do conteúdo de álcool etílico na estabilidade das gasolinas automotivas através da formação de depósitos. Concluíram que o uso de álcool etílico é benéfico pela redução da formação de depósitos por litro consumido.

No Brasil, o álcool etílico anidro combustível (AEAC), cujo grau alcoólico mínimo é de 99,5° INPM, tem sido usado como aditivo à gasolina automotiva tipo C (GASC) – classificação dada por ANP (2001) e CIMA (2006) – e também na forma de álcool etílico hidratado combustível (AEHC). Este último tem aplicação em veículos com motores adaptados para este combustível ou nos veículos bicombustíveis modernos que podem utilizar qualquer mistura de GASC e AEHC. O AEHC é produzido no Brasil através da destilação do mosto da cana-de-açúcar, uma planta bem adaptada ao clima temperado do sudeste brasileiro, cujas características morfológicas básicas são a formação de touceiras, constituídas por partes aéreas (colmos e folhas) e outras partes subterrâneas (rizoma e raízes). O produto desta destilação é o álcool etílico hidratado combustível, com grau alcoólico mínimo de 92,6° INPM para ser utilizado como combustível.

A motivação do uso deste combustível no Brasil foi a de oferecer uma resposta às crises do petróleo dos anos 70 e 80. Em 1986, 76% dos veículos comercializados utilizavam álcool combustível, o que fez com que uma grande estrutura de distribuição se desenvolvesse no país. Em 2002, apenas 3% dos veículos comercializados utilizavam AEHC e, em 2003, surgiram no mercado com grande aceitação os chamados veículos bicombustível que podem ser abastecidos com AEHC e GASC em quaisquer proporções, de acordo com Manzini (2005). As especificações de comercialização dos álcoois combustíveis de acordo com ANP (2005) estão apresentadas na TABELA 2.1

TABELA 2.1 Especificações do Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC) e Álcool Etílico Anidro Combustível (AEAC) comercializados pelos diversos agentes econômicos em todo o território nacional (ANP, 2005).

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	ESPECIFICAÇÕES		MÉTODO	
		AEAC	AEHC	ABNT/ASTM	
Aspecto	—	(1)	(1)	Visual	
Cor	—	(2)	Incolor	Visual	
Acidez total (como ácido acético), máx.	mg/L	30	30	9866	D 1613
Condutividade elétrica, máx.	µS/m	500	500	10547	D 1125
Massa específica a 20°C	kg/m ³	791,5 máx.	807,6 a 811,0	5992	D 4052
Teor alcoólico	°INPM	99,3 mín.	92,6 a 93,8	5992	—
Potencial hidrogeniônico (pH)	—	—	6,0 a 8,0	10891	—
Resíduo por evaporação, máx.	mg/100ml	—	5	8644	—
Teor de hidrocarbonetos, máx.	%vol.	3,0	3,0	13993	—
Íon Cloreto, máx.	mg/kg	—	1	10894/10895	D 512-7
Teor de álcool etílico, mín.	%vol.	99,6	95,1	—	D 5501
Íon Sulfato, máx.	mg/kg	—	4	10894/12120	—
Ferro, máx.	mg/kg	—	5	11331	—
Sódio, máx.	mg/kg	—	2	10422	—
Cobre, máx.	mg/kg	0,07	—	10893	—

(1) Límpido e isento de impurezas.

(2) Incolor antes da adição de corante, que deverá ser adicionado no teor de 15 mg/L proporcionando ao produto a cor laranja.

2.3 GASOLINA AUTOMOTIVA TIPO “C”

De acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, órgão autárquico brasileiro vinculado ao Ministério de Minas e Energia do Governo do Brasil, cuja função é a de promover a regulação, a contratação e a fiscalização das atividades econômicas integrantes da indústria do petróleo, gasolinas automotivas são todos os combustíveis apropriados para motores de combustão interna com ignição por centelha e de ciclo Otto, utilizados em automóveis de passageiros, utilitários, veículos leves, lanchas e equipamentos agrícolas. Incluem as gasolinas classificadas como gasolina automotiva comum e Premium. Estas gasolinas podem ser ainda classificadas como Tipo A, ou seja, aquelas gasolinas produzidas no país ou importadas e isentas de componentes oxigenados. São utilizadas como combustível base para a formulação das gasolinas automotivas comerciais e não estão disponíveis para o consumidor final. As gasolinas automotivas classificadas como do Tipo B são as gasolinas reformuladas com base em gasolina automotiva Tipo A e cujo agente oxigenador é o MTBE. Foram utilizadas apenas na região sul do Brasil e atualmente estão proibidas.

Por último, as gasolinas automotivas classificadas como do Tipo C são aquelas gasolinas reformuladas com base em gasolina automotiva do Tipo A e cujo oxigenador é o AEAC em teores variáveis entre 20%vol. a 25%vol. conforme a legislação. Este percentual estava definido à época deste estudo em 20%, conforme disposto na Resolução do Conselho Interministerial do Açúcar e do Álcool (CIMA), n.º 35, de 12 de fevereiro de 2006, com uma margem de erro admissível de $\pm 1\%$, conforme disposto no art. 9º, parágrafo 2º, da Lei 10.203/2001. A octanagem deste combustível é equivalente às dos correspondentes americanos e europeus, com índice antidetonante maior ou igual a 87, conforme estabelece a Portaria ANP n.º 197/99. A gasolina automotiva tipo C (GASC) é vendida no varejo em todos os postos revendedores do Brasil, sendo popularmente conhecida por “gasolina comum” e “gasolina aditivada”. A gasolina automotiva conhecida no Brasil por “aditivada” difere da gasolina comum unicamente pela presença de aditivos do tipo detergente dispersante. Este combustível não será usado neste estudo. As especificações de comercialização da gasolina automotiva tipo C estão apresentadas na TABELA 2.2.

TABELA 2.2 Especificações para a comercialização de gasolina automotiva Tipo “C” em todo o território nacional (ANP, 2001).

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	ESPECIFICAÇÃO	MÉTODO ABNT/ASTM	
Cor	—	(1)	Visual (2)	
Aspecto	—	(3)	visual (2)	
Álcool Etilico Anidro Combustível – AEAC	%vol	(4)	NBR 13992	
Massa específica a 20°C	kg/m ³	Anotar	NBR 7148 NBR 14065	D 1298 D 4052
Destilação				
10% evaporado, máx.	°C	65,0		
50% evaporado, máx.	°C	80,0	NBR 9619	D 86
90% evaporado, máx.(5)	°C	190,0		
PFE, máx.	°C	220,0		
Resíduo, máx.	%vol	2,0		
Nº de Octano Motor – MON, mín.	—	82,0 (9)	MB 457	D 2700
Índice Antidetonante – IAD, mín.(6)	—	87,0	MB 457	D 2699 D 2700
Pressão de Vapor a 37,8 °C (7)	kPa	69,0 máx.	NBR 4149 NBR 14156	D 4953 D 5190 D 5191 D 5482
Goma Atual Lavada, máx.	mg/100 ml	5	NBR 14525	D 381
Período de Indução a 100°C, mín.	Min	360	NBR 14478	D 525
Corrosividade ao Cobre a 50°C, 3h, máx.	—	1	NBR 14359	D 130
Enxofre, máx. (8)	% massa	0,10	NBR 6563 NBR 14533	D 1266 D 2622 D 3120 D 4294 D 5453
Benzeno, máx. (8)	%vol	1,0	—	D 3606 D 5443 D 6277
Chumbo, máx. (12)	g/L	0,005	—	D 3237
Aditivos (9)	—	—	—	—
Hidrocarbonetos: (8) (10)	%vol		MB 424	D 1319
Aromáticos, máx. (11)		45		
Olefínicos, máx. (11)		30		

(1) De incolor a amarelada se isenta de corante cuja utilização é permitida no teor máximo de 50ppm com exceção da cor azul, restrita à gasolina de aviação.

(2) A visualização deve ser realizada em proveta de vidro, conforme a utilizada no Método NBR 7148 ou ASTM D 1298.

(3) Límpido e isento de impurezas.

(4) O AEAC a ser misturado às gasolinas automotivas para produção da gasolina automotiva tipo C deverá estar em conformidade com o teor e a especificação estabelecida pela legislação em vigor.

(5) No intuito de coibir eventual presença de contaminantes o valor da temperatura para 90% de produto evaporado não poderá ser inferior a 145°C para gasolina automotiva tipo C.

(6) Índice antidetonante é a média aritmética dos valores das octanagens determinadas pelos métodos MON e RON.

(7) Para os Estados do Rio Grande do Sul, Santa Catarina, Paraná, São Paulo, Rio de Janeiro, Espírito Santo, Minas Gerais, Mato Grosso, Mato Grosso do Sul, Goiás e Tocantins, bem como para o Distrito Federal, admite-se, nos meses de abril a novembro, um acréscimo de 7,0 kPa ao valor máximo especificado para a Pressão de Vapor.

(8) Os teores máximos de Enxofre, Benzeno, Hidrocarbonetos Aromáticos e Hidrocarbonetos Olefínicos permitidos para a gasolina A referem-se àquela que transformar-se-á em gasolina automotiva tipo C através da adição de 25%±1% de álcool. No caso de alteração legal do teor de álcool na gasolina os teores máximos permitidos para os componentes acima referidos serão automaticamente corrigidos proporcionalmente ao novo teor de álcool regulamentado.

(9) Utilização permitida conforme legislação em vigor, sendo proibidos os aditivos a base de metais pesados.

(10) Fica permitida alternativamente a determinação dos hidrocarbonetos aromáticos e olefínicos por cromatografia gasosa. Em caso de desacordo entre resultados prevalecerão os valores determinados pelos ensaios MB424 e D1319.

(11) Até 30/06/2002 os teores de Hidrocarbonetos Aromáticos e Olefínicos podem ser apenas informados.

(12) Proibida a adição. Deve ser medido quando houver dúvida quanto à ocorrência de contaminação

2.4 TECNOLOGIA FLEX FUEL

A tecnologia conhecida como “FLEX FUEL”, adotada no Brasil, é resultado de uma patente da subsidiária brasileira da empresa Robert Bosch que, em meio às crises de desabastecimento do AEHC no país, buscou desenvolver uma alternativa ao consumidor para evitar a subutilização do veículo pela falta do combustível. Esta tecnologia se baseia no reconhecimento da composição do combustível por meio de sensores e no ajuste da operação do motor para as condições mais favoráveis a mistura em uso, permitindo assim, que o consumidor possa escolher o combustível ou a mistura a ser utilizada. Diz-se que essa tecnologia transformou o motor à gasolina em um motor inteligente, visto que este pode operar com razoável desempenho para todas as proporções de mistura entre GASC e AEHC.

O desenvolvimento de motores bicomcombustíveis iniciou no final da década de 80, quando os Estados Unidos, o Japão e a Europa, acreditando no potencial dos combustíveis oxigenados como o álcool etílico (etanol) e o álcool metílico (metanol) como alternativas às gasolinas não conseguiam expandir o seu uso devido à falta de estrutura para distribuição destes combustíveis. Em 1988 o *Alternative Motor Fuels Act* motivou o desenvolvimento de tecnologias para motores bicomcombustíveis até o limite de 85% de oxigenados na mistura (CFDC, 2006^c). Em 1992, a General Motors lançou o Lumina, o primeiro bicomcombustível do mundo que poderia rodar com gasolina e metanol em qualquer proporção de mistura.

No Brasil, onde se adotou o uso de AEHC em grande escala a partir do início dos anos 80 e se passou a contar com grande estrutura de distribuição deste combustível, a motivação para o desenvolvimento de veículos bicomcombustível foi o declínio das vendas dos veículos exclusivamente a AEHC ocasionado pela queda na disponibilidade e pela instabilidade dos preços praticados para este combustível. Apostou-se, então, que o veículo bicomcombustível ofereceria maior segurança ao consumidor, tendo em vista que este poderia livremente optar pelo combustível a ser utilizado em seu veículo considerando as variações dos preços praticados, um relevante fator de atratividade e diferenciação no mercado consumidor. Foi uma revolução para o mercado de combustíveis. Para as montadoras a grande vantagem é de que não precisariam mais desenvolver projetos em duplicata para veículos a álcool e a gasolina, mas um único projeto FLEX FUEL. Para os produtores de álcool, significaria maior flexibilidade na oferta de seu combustível em função de variações de safra e oportunidades no mercado de açúcar. Assim, em 1992, a Bosch do Brasil apresentou o primeiro modelo de veículo com a filosofia bicomcombustível do Brasil, um Chevrolet Ômega com motor 2.0 litros com sensor de composição de combustível na mangueira de alimentação. Em 1999, a Magnetti Marelli apresentou um novo sistema que, com o objetivo de reduzir os custos, utilizava o sensor de O₂ (EGO – sonda lambda) e pro meio

de software determinava a composição do combustível. Estava pronto o desenvolvimento brasileiro, superior aos equivalentes americanos, pois poderia rodar com 100% de AEHC. Finalmente, em agosto de 2002, a reclassificação de IPI para veículos trouxe consigo a definição de que veículos FLEX FUEL teriam o mesmo tratamento fiscal moderado que os veículos a álcool. O primeiro veículo lançado comercialmente foi então o “VW Gol Total Flex”. Com motor de 1600 cm³, apresentava máximo torque líquido efetivo de 140,3 N.m a 3000 min⁻¹ e máxima potência líquida efetiva de 72 kW a 5750 min⁻¹ quando rodava com AEHC. Quando o mesmo rodava com GASC, o máximo torque líquido efetivo apresentado era de 137,3 N.m a 3000 min⁻¹ e a máxima potência líquida efetiva era de 71 kW CV a 5750 min⁻¹.

Os motores bicomcombustíveis são muito semelhantes aos motores convencionais. Poucas diferenças externas podem ser visualizadas e passariam despercebidas a um observador desatento. O único aspecto externo que se pode perceber é o sistema de partida a frio, anexado ao coletor de admissão e necessário quando as temperaturas externas estão muito baixas, devido à elevada temperatura de ebulição do AEHC. As taxas de compressão dos motores bicomcombustíveis são ligeiramente maiores do que as taxas dos motores convencionais a gasolina, e menores do que a dos motores a AEHC, com isto, evita-se a detonação quando se opera com GASC e não se perde muito torque quando se opera com AEHC, promovendo um funcionamento mais uniforme para qualquer mistura de combustíveis. Os atomizadores de combustível tiveram suas vazões aumentadas em até 30% e a pressão de injeção foi aumentada em 0,5 bar, para que fosse possível suprir a necessidade de AEHC nos tempos disponível de dosagem em regimes que se aproximam ao de plena carga. Isto se deve ao fato de que a relação estequiométrica ar/combustível do AEHC ($\approx 8,5:1$) é menor do que a mesma relação para a GASC ($\approx 14:1$).

O uso de AEHC apresentou já nos antigos motores a álcool forte poder de corrosão sobre os componentes do sistema de combustível, assim, a bomba de combustível, a linha de alimentação e os atomizadores receberam revestimentos anticorrosivos nos motores bicomcombustíveis. O comando de válvulas foi alterado para modificar o sincronismo e os ângulos de permanência de abertura das válvulas, com um perfil mais adequado aos dois combustíveis, assim como, as velas de ignição utilizadas são de grau térmico 6, intermediário entre o recomendado para os motores convencionais a AEHC e a GASC. O sistema de gerenciamento do motor bicomcombustível é semelhante ao dos motores convencionais. Através da medição do ar admitido, que pode ser feito por um sensor de vazão de ar (MAF) ou pelo sensor de depressão no coletor (MAP) e pela medição da velocidade de regime através do sensor magnético (MAG), a unidade eletrônica de controle (ECU) determina o adequado comprimento do pulso de abertura (PWON) do atomizador de combustível para manter a relação de mistura programada. O

comprimento de PWON depende da composição do combustível para manter uma mesma relação de mistura e cabe à ECU, através do sinal do EGO, verificar as correções necessárias deste parâmetro. Com o aumento do teor de AEHC na mistura PWON tende a comprimentos maiores para manter a relação de mistura.

As ECU's atuais para motores bicomcombustíveis demoram em torno de 25 segundos para atingir o melhor PWON para determinada relação de mistura e composição do combustível. Quando a mistura é determinada, a ECU modifica também o avanço de ignição, para compensar as diferenças no atraso e na velocidade de propagação de chama para as diferentes composições. Por fim, quando o motor bicomcombustível é desligado (*switch-off*) a ECU memoriza a última proporção utilizada e se encarrega de acionar a partida a frio, caso a composição do combustível no tanque contenha mais do que 80% de AEHC e a temperatura externa seja inferior a 20°C. Com todas estas modificações, o desempenho do motor bicomcombustível pode ser comparado em termos de torque e potência com os seus antecessores convencionais, mas apresentam ainda consumos mais elevados quando comparados a eles.

2.5 SISTEMA DE PREPARAÇÃO DA MISTURA POR INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL NO COLETOR DE ADMISSÃO

Muitos estudos têm sido realizados com o objetivo de avaliar a influência do sistema de preparação da mistura no desempenho dos motores com injeção no coletor. Discute-se desde a geometria dos atomizadores de combustível até a dinâmica do processo de injeção no coletor de admissão. Concordam em sua totalidade que, nestes motores, quanto mais fina for a atomização da coluna de combustível maior será a qualidade da mistura que se obterá.

Nagasaka *et al.*(2000) descrevem o comportamento do jato de combustível promovido pelo atomizador em dois períodos: a atomização primária da coluna de combustível, extremamente influenciada pelas condições do fluxo na saída do atomizador (geometria do orifício, pressão e vazão) e, a atomização secundária, influenciada pela interferência do ar externo. Estes autores estudaram a influência da geometria do orifício do atomizador no tamanho da gota produzida pela atomização primária. Afirmam que os fatores que influenciam na atomização primária são: o diâmetro do orifício de descarga do atomizador, a velocidade de descarga e as propriedades físicas do combustível. Relatam que a diminuição do diâmetro do orifício de descarga diminui também o tamanho inicial da gota, assim como aumenta a velocidade de injeção. Avaliaram, ainda, a interação dos jatos entre dois ou mais destes orifícios, relatando que esta deve ser considerada sob o ponto de vista de sua influência sobre o diâmetro médio das gotas. Concluíram que, para ângulos maiores que 5° entre as linhas normais à secção

de dois orifícios, esta interação pode ser desconsiderada. Do contrário, para ângulos menores, a interação é extremamente ativa, sendo o crescimento do diâmetro médio das gotas inversamente proporcional a este ângulo.

Para Babinski e Sojka (2002) que avaliaram modelos de distribuição das gotas no jato de combustível, dois parâmetros físicos associados à gota são fundamentais para caracterizá-la: o seu diâmetro e a sua velocidade. No entanto, as gotas no jato de combustível não apresentam diâmetros uniformes, mas uma distribuição em uma faixa determinada por um $D_{máx}$ e um $D_{mín}$. Sazhim *et al.*(2003) em outro trabalho de simulação assumem o limitante para $D_{máx}$, em seus modelos, como sendo o diâmetro do orifício do atomizador e, os primeiros autores (BABINSKI e SOJKA, 2002), justificam a existência de um limite para $D_{mín}$ pelo aumento das forças de tensão da superfície quando $D \rightarrow 0$, que impedem o colapso pela ação das forças aerodinâmicas do fluxo sobre a gota.

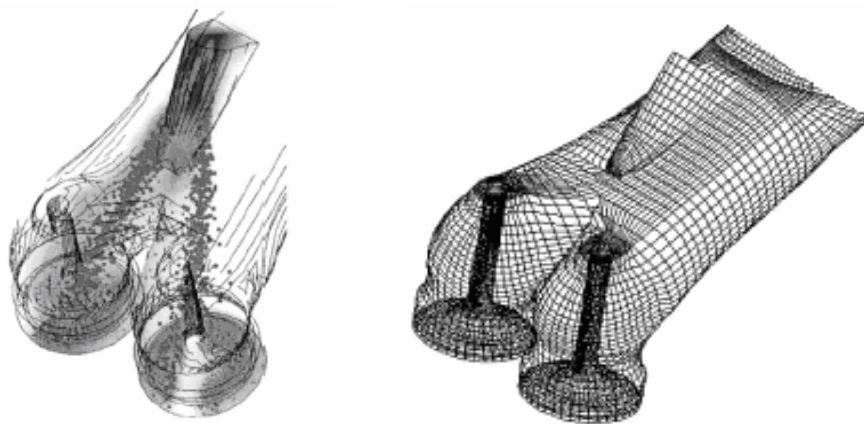


FIGURA 2.1 Modelo da injeção de combustível no coletor de admissão (MIYGAWA *et al.*, 1998).

Miygawa *et al.*(1998) estudaram o comportamento das gotas e da mistura na injeção de combustível no coletor de admissão em motores com ignição por centelha, utilizando combustíveis puros e multicomponentes como a gasolina. Verificaram que a taxa de variação do diâmetro das gotas para um combustível puro (*n*-heptano) é constante durante o percurso no coletor, o que significa que a taxa de troca de fase é proporcional à área da superfície da gota. No entanto, para combustíveis multicomponentes, esta taxa diminui gradualmente devido a diferença de volatilidade dos componentes. A FIGURA 2.1 apresenta o modelo da injeção no coletor simulado por estes autores (MIYGAWA *et al.*,1998). Verifica-se, nesta figura, que a fração de massa de combustível líquido é maior no eixo normal do jato e, segundo os mesmos, parte do combustível atinge as paredes do coletor formando um filme úmido de combustível, principalmente sobre a tulipa das válvulas. Concluem, assim, que existe uma grande diferença no comportamento dos compostos de alta e de baixa volatilidade do combustível. Afirmam que,

para a gasolina, 70% dos compostos de maior volatilidade conseguem ser admitidos no cilindro durante o mesmo ciclo que foram dosados, enquanto a mesma porcentagem dos compostos de menor volatilidade se depositam sobre as válvulas e arredores e só são admitidos em ciclos posteriores.

Stanton e Rutland (1998) investigaram a formação de filme líquido de combustível em superfícies sólidas, como resultado do impacto das gotas de combustível durante o processo de injeção em motores de combustão interna. Descrevem que, neste processo, muitas gotas atingem a parede do coletor ou da câmara de combustão antes de evaporar, podendo ou não aderir à parede para formar o filme líquido (FIGURA 2.2). Segundo estes autores, este fenômeno torna o processo de controle mais difícil, atrasando o tempo de resposta do motor, aumentando o consumo e as emissões de escapamento. Como forma de melhorar este problema em motores de injeção no coletor, afirmam que a estratégia mais recomendada é a de dirigir o jato diretamente sobre a tulipa da válvula de admissão, promovendo grande evaporação pela temperatura elevada da válvula em relação à parede do coletor. O comportamento das gotas ao atingirem a parede do coletor pode ser o de aderir à mesma na forma de uma gota esférica (*stick regime*), ricochetear na parede ou no filme (*rebound regime*), difundir-se no filme líquido (*spreading regime*) ou provocar um espirramento (*splashing regime*), dependendo da energia do impacto e das forças de inércia e de superfície do líquido (FIGURA 2.2). Relatam, estes autores, que as altas pressões associadas ao processo de injeção de combustível no coletor de admissão promovem intenso espirramento (*splashing*) da camada líquida pela elevada velocidade de ataque da gota sobre a superfície. Assim, quanto maior a pressão de injeção menor serão a espessura e a massa de combustível aderida à camada líquida. Ressaltam, ainda, que este comportamento independe do ângulo da injeção em relação à parede e que a alta velocidade de injeção contribui também para a qualidade da atomização quando o processo tem características de injeção livre, ou seja, sem atingir as paredes do coletor.

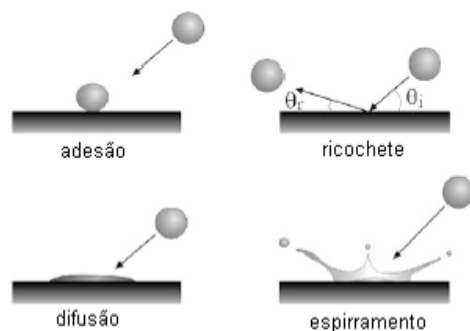


FIGURA 2.2 Comportamento de uma gota de combustível líquido impactando com uma superfície sólida. Adaptado de Panão e Moreira (2004).

Da mesma forma, as gotas que são produzidas pela atomização secundária devido ao intenso espirramento, são menores para altas pressões, e são mais facilmente arrastadas e mantidas em suspensão pelos vórtices radiais que se formam no impacto sem atingir ou aderir à camada de líquido. Estes autores (STANTON e RUTLAND, 1998) descrevem, ainda, a morfologia e a dinâmica do jato na vizinhança da parede. Relatam a formação de um jato paralelo à parede, surgindo no ponto de impacto e com perfil de velocidade radial a este ponto e culminando com a formação de um vórtice, o qual arrasta as gotas formadas pelo espirramento do filme. Contudo, estas pequenas gotas, neste sistema, chocam-se e aderem-se umas as outras aumentando o seu diâmetro e reentrando no jato principal de injeção.

Panão e Moreira (2004) também pesquisaram o impacto de um jato de combustível sobre uma parede plana. Afirmam que fenômenos diferentes podem surgir deste processo, dependendo da energia cinética e do ângulo individual de impacto das gotas, das propriedades do líquido e da natureza da superfície. As gotas podem aderir ao filme de líquido, promovendo uma perturbação periódica até que a energia do impacto seja absorvida pelo mesmo. A intensidade desta perturbação pode causar o colapso desta camada e produzir também uma atomização secundária. Contudo, quando se tratar de um jato polidispersivo, diferentes fenômenos ocorrem simultaneamente e uma complexa interação entre gotas de diversos diâmetros é verificada. Em motores de combustão interna, onde a injeção é intermitente e a superfície de interposição do coletor está fria, os mecanismos de reatomização estão relacionados a um conjunto de aspectos como a condição transiente de formação do filme líquido, variações temporais e locais da altura e da velocidade das gotas, acopladas à interação entre as gotas na névoa de combustível promovida por múltiplos espirramentos e ao fluxo secundário de ar induzido pela transferência de momento entre o jato e o ar na sua vizinhança.

Panão e Moreira (2005) descrevem, em outro trabalho, as trocas dinâmicas entre o impacto de um jato intermitente de combustível em um filme de combustível sobre uma placa plana, simulando a configuração de um fluxo de um atomizador de combustível injetando sobre as paredes do coletor de um motor de combustão interna em condições de partida a frio. Justificam seu trabalho afirmando a necessidade de melhorar a tecnologia de forma a aumentar a eficiência dos motores de combustão interna. Relatam que a formação de filme líquido na parede atrasa a vaporização do combustível e conduz a erros de dosagem que prejudicam a queima e aumentam as emissões de HC. Em seu experimento utilizaram um tempo de injeção de 5 ms a uma frequência de 10 Hz e pressão de 3 bars em uma placa a 30 mm. Relatam que o jato ao atingir a placa plana forma um vórtice toroidal que se expande no sentido radial arrastando gotas secundárias com velocidades menores que se formaram com o impacto (FIGURA2.3). Neste

experimento os autores verificaram aumento do diâmetro das gotas com o impacto e diminuição da velocidade axial — no sentido do jato — com a interposição da placa. Concluem que a interposição da placa simulando a injeção na parede modifica a estrutura do jato, e que o comportamento das gotas secundárias produzidas só pode ser previsto com o conhecimento das características do fluxo induzido pela interposição e, também, que o espirramento é o processo dominante no impacto das gotas com o filme promovendo nova atomização pelo colapso do filme através da oscilação do momento axial provocado pela intermitência do jato.



FIGURA2.3 Imagens do jato atingindo uma placa plana. Adaptado de Panão e Moreira (2005).

Henein e Tagomori (1999) investigaram a emissão de HC na partida a frio de motores com injeção no coletor e, dentre os fatores que favorecem este inconveniente, destacam a formação de filme de combustível na parede do coletor descrevendo este processo. Afirmam que o umedecimento da parede com combustível ocorre pela sobre dosagem para compensar a dificuldade de troca de fase, prejudicada pela perda de calor para as paredes frias durante a partida a frio e que o controle da dosagem do combustível se torna mais difícil neste período. Destacam, ainda, que a troca de fase é fortemente relacionada à massa de combustível e à sua superfície. Assim, o combustível líquido na forma de pequenas gotas na corrente de ar tem melhores chances de evaporar, o que faz com que sistemas de atomização mais eficientes contribuam na redução do filme líquido na parede. Relatam, também, que a formação de filme líquido nas paredes do coletor diminui gradualmente ao aquecimento do motor. Atentam que o filme de combustível líquido pode se formar também na câmara de combustão através da admissão de gotas carregadas pela mistura que não evaporam ou que se desprendem das paredes úmidas do coletor e das válvulas pela alta velocidade dos gases ou, também, por gotas formadas pela compressão do líquido nas sedes das válvulas quando estas fecham. O umedecimento das

paredes da câmara pode causar colapso do lubrificante e o aumento da emissão de HC, o que é muito indesejado.

Estes autores (HENEIN e TAGOMORI, 1999) descrevem, ainda, os fatores que levam o filme líquido a estender-se à câmara de combustão. Afirmam que a formação de filme e as emissões de HC diminuem com a atomização mais fina, com combustíveis mais voláteis e maiores temperaturas dos gases e das paredes e, também, que o tempo disponível para a evaporação é importante, relacionado ao tempo de sincronização entre a injeção e da abertura da válvula de admissão. Concluem que o filme líquido pode causar falha na ignição pela heterogeneidade da mistura com regiões fora dos limites de inflamabilidade ou mesmo por condições que não permitam o pleno desenvolvimento da chama através da câmara e destacam a importância da geometria do atomizador de combustível, do coletor de admissão e da sincronia entre a injeção e a abertura da válvula de admissão na preparação de uma mistura mais homogênea.

Arsie *et al.* (2003) desenvolveram um modelo matemático para identificar a formação de filme de combustível no coletor de admissão de motores de combustão interna, e resolveram o seu modelo utilizando ferramentas numéricas. Afirmam que este modelo é uma boa ferramenta para identificar e prevenir os prejuízos decorrentes da formação de filme líquido, garantindo condições de projeto que permitam um preciso controle da mistura e satisfatório rendimento do catalisador para atingirem-se as regulamentações de emissões. Isto é possível pela precisa estimativa da massa de ar, do correto posicionamento do injetor e da adequada dosagem de combustível no tempo apropriado. Garantem os autores que, no futuro, o modelo pode ser alimentado *on-line* e, através de um sistema *closed-loop*, corrigir instantaneamente a formação de filme líquido no coletor, avaliando a diferença entre a dosagem utilizada de combustível e o sinal medido pelo sensor de O₂, sendo que, a diferença entre o que foi dosado e o que foi queimado é a parcela condensada na forma de filme.

Pelos autores citados percebem-se os prejuízos impostos ao motor pela formação de um filme de combustível líquido nas paredes do coletor de admissão ou na câmara de combustão. Pode-se concluir que este inconveniente aumenta as emissões de HC e o consumo e prejudica a atomização fina de combustível, podendo causar queima irregular e perda de eficiência do motor, bem como prejuízos à durabilidade pela diluição do filme lubrificante na parede do cilindro.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Em geral a literatura clássica aborda os motores alternativos de combustão interna primeiro sobre os seus aspectos construtivos, relacionando suas características geométricas como volume, relação de compressão, diâmetro e curso do êmbolo. Esta caracterização permite uma compreensão inicial do tamanho e do uso do motor. Em seguida, através de bases termodinâmicas, definem-se os ciclos operativos padrões e, através de uma série de simplificações dos processos envolvidos, desenvolvem modelos matemáticos e físicos que permitem então avaliar os limites teóricos de desempenho destes motores. Por fim, abordam as diferenças entre os ciclos padrões e os ciclos reais, onde destacam as maiores dificuldades e conseqüências do uso destes motores. Neste capítulo apresentam-se os fundamentos teóricos necessários ao trabalho de simulação matemática que será desenvolvido, bem como os subsídios teóricos para a avaliação e discussão dos resultados experimentais que serão apresentados.

3.1 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVO

Uma das formas mais utilizadas para a caracterização de um motor de combustão interna são os seus padrões geométricos como o curso e o diâmetro do êmbolo e a sua relação de compressão. Considerando o esquema da FIGURA 3.1, pode-se desenvolver um conjunto de equações que relacionam as dimensões geométricas de um motor de combustão interna alternativo e permitem a simulação dos movimentos do conjunto êmbolo/biela/manivela. A principal informação que é obtida com este conjunto de relações é a determinação da posição do êmbolo em relação ao seu curso dentro do cilindro no tempo, permitindo a determinação da taxa de variação do volume do sistema, que será acoplada às equações termodinâmicas das transformações politrópicas sofridas pelo sistema durante os ciclos de operação.

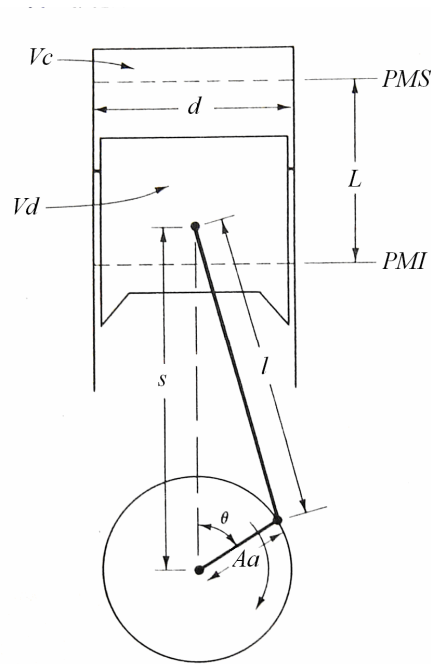


FIGURA 3.1 Caracterização geométrica de um motor de combustão interna. Adaptado de Heywood (1988).

3.1.1 VOLUME DESLOCADO PELO ÊMBOLO

$$Vd = \frac{Vt}{n} \quad (3.1)$$

Onde,

Vd – Volume deslocado por cilindro [m^3];

Vt – Cilindrada total do motor [m^3];

n – Número de cilindros do motor [cilindros].

3.1.2 RELAÇÃO DE COMPRESSÃO

$$rc = \frac{Vd + Vc}{Vc} \quad (3.2)$$

Onde,

rc – Relação de compressão [m^3/m^3];

Vc – Volume da câmara de combustão [m^3].

3.1.3 VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

$$V_c = \frac{\pi \times d^2}{4} \times hc \quad (3.3)$$

Onde,

d – Diâmetro do cilindro [m];

hc – Altura teórica da câmara de combustão [m].

3.1.4 RELAÇÃO ENTRE O DIÂMETRO DO CILINDRO E O CURSO DO ÊMBOLO

$$Rbs = \frac{d}{L} \quad (3.4)$$

Onde,

Rbs – Relação entre o diâmetro e o curso [m/m];

L – Curso do êmbolo [m].

3.1.5 RAIOS DE MANIVELAS

$$Aa = \frac{L}{2} \quad (3.5)$$

Onde,

Aa – Raio de manivelas [m].

3.1.6 RELAÇÃO ENTRE COMPRIMENTO DA BIELA E RAIOS DE MANIVELAS

$$RR = \frac{l}{Aa} \quad (3.6)$$

Onde,

RR – Relação entre comprimento da biela e raio de manivelas [m/m]

l – Comprimento da biela [m].

3.1.7 DESLOCAMENTO DO ÊMBOLO EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DE MANIVELAS

$$s = Aa \times \cos \theta + \sqrt{l^2 - (Aa \times \sin \theta)^2} \quad (3.7)$$

Onde,

s – Deslocamento do êmbolo [m];

θ – Ângulo de manivelas [rad].

3.1.8 VOLUME EM FUNÇÃO DA POSIÇÃO DO ÊMBOLO

$$V = V_c + \frac{\pi \times d^2}{4} \times (L + Aa - s) \quad (3.8)$$

Onde,

V – Volume do cilindro em função da posição do êmbolo [m³].

A partir da Equação (3.1) até a Equação (3.8), é possível simular a variação do volume do cilindro em função do ângulo de manivelas θ . O sistema pode ser ainda acoplado no tempo pela integração da equação diferencial que representa a velocidade angular do motor, ou seja:

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega = 2 \times \pi \times N \quad (3.9)$$

Onde,

ω – Velocidade angular [rad/s];

N – Velocidade de rotação [s⁻¹];

t – Tempo [s].

3.2 CICLO A PRESSÃO LIMITADA PADRÃO

O estudo da operação dos motores de combustão interna alternativos através dos seus respectivos ciclos operativos não é um problema simples em engenharia, motivo pelo qual se adotam simplificações teóricas que permitem avaliar o problema sem distanciar-se muito das condições operativas reais. Desta forma, os modelos de ciclos ideais já conhecidos permitem um estudo aproximado do comportamento dos motores de combustão interna. Os modelos de ciclos padrão conhecidos são o “Ciclo Otto Padrão”, o “Ciclo Diesel Padrão” e o “Ciclo a Pressão

Limitada Padrão” (FIGURA 3.2). Neste trabalho adotou-se este último, pelo fato de que este modelo considera que a combustão ocorra parte a volume constante (2 – 3a) e parte a pressão constante (3a – 3b), o que o torna mais semelhante aos casos reais, sendo que os demais podem ser considerados casos especiais deste ciclo.

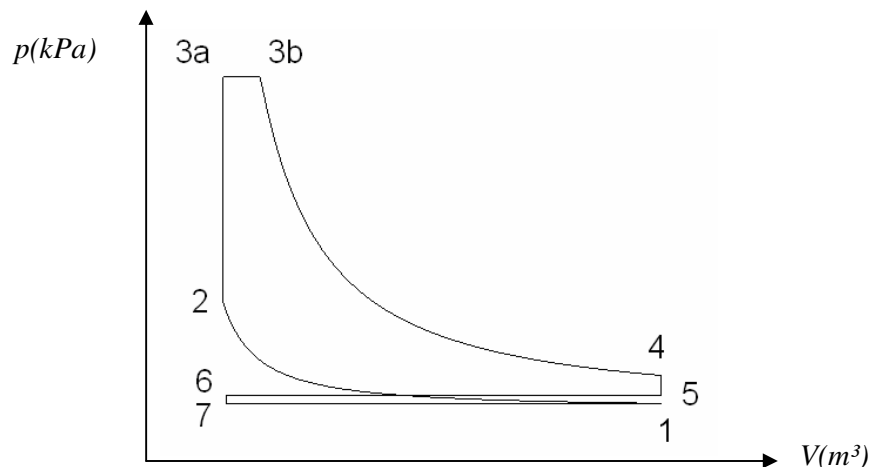


FIGURA 3.2 Diagrama $p \times V$ do Ciclo a Pressão Limitada Padrão.

No esquema da FIGURA 3.2, que tem no eixo das abscissas representados os volumes e no da ordenadas as pressões, pode-se visualizar o processo de compressão (1 – 2), a combustão a volume constante (2 – 3a), a combustão a pressão constante (3a – 3b), o processo de expansão (3b – 4), a rejeição de energia para a fonte fria a volume constante (4 – 5) e os processos de exaustão e admissão (5 – 6) e (7 – 1), respectivamente. De acordo com Heywood (1988), a questão mais crítica para se considerar a utilidade dos ciclos ideais como indicadores do desempenho de motores de combustão interna reais é a escolha da forma de como é modelada a combustão nos ciclos padrões. Enquanto nestes motores a combustão ocorre durante um determinado período angular do eixo de manivelas, o modelo da combustão a volume constante considera que a combustão ocorre em um período infinitamente rápido quando o êmbolo atinge o PMS. Já no modelo a pressão constante a combustão é considerada mais lenta e atrasada em relação ao caso real.

Para a construção de um modelo teórico dos ciclos operativos dos motores de combustão interna são necessárias hipóteses que simplifiquem o modelo. Para o ciclo a pressão limitada padrão considera-se as seguintes hipóteses:

1. O fluido de trabalho obedece a lei dos gases ideais $p\nu = RT$.
2. Os calores específicos c_p e c_v são constantes.
3. Não há variação da massa do fluido de trabalho durante o ciclo.
4. A compressão (1 – 2) é isentrópica, ou seja, ocorre de forma adiabática e reversível.
5. A combustão (2 – 3a) é um processo a volume constante (coeficiente politrópico $\rightarrow \infty$).

6. A combustão (3a – 3b) é um processo a pressão constante (coeficiente politrópico $\rightarrow 0$).
7. A combustão é completa.
8. A expansão (3b – 4) é isentrópica, ou seja, ocorre de forma adiabática e reversível.
9. A exaustão (5 – 6) e admissão (7 – 1) ocorrem de acordo com um processo politrópico adiabático.
10. As válvulas de admissão e escape abrem e fecham no PMS e PMI.
11. Não há variação de volume durante a equalização de pressão (2 – 3a), (4 – 5), (6 – 7).
12. As pressões de admissão e exaustão são constantes ($p_1 = p_7$ e $p_5 = p_6$).
13. Todo efeito por atrito ou perdas viscosas são negligenciados.

3.2.1 TRANSFORMAÇÕES POLITRÓPICAS:

De acordo com as hipóteses simplificativas citadas, os processos de compressão e expansão são considerados adiabáticos e reversíveis, ou seja, a entropia do processo é constante. Assim, considerando-se $s(T_1, v_1)$ e $s(T_2, v_2)$ como as entropias do fluido de trabalho ao início e ao final de cada processo, pode-se escrever:

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = 0 \quad (3.10)$$

De acordo com Moran e Shapiro (2000), a mudança de entropia de um estado 1 para um estado 2 por processos politróticos é dada pelas seguintes equações:

$$s(T_2, v_2) - s(T_1, v_1) = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (3.11)$$

$$s(T_2, p_2) - s(T_1, p_1) = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (3.12)$$

Onde,

c_p – Calor específico do fluido de trabalho a pressão constante [kJ/kg.K];

c_v – Calor específico do fluido de trabalho a volume constante [kJ/kg.K];

$T_{1,2}$ – Temperatura do fluido de trabalho nos estados 1 e 2 [K];

$v_{1,2}$ – Volume específico do fluido de trabalho nos estados 1 e 2 [m³/kg];

R – Constante do gás [kJ/kg.K].

Considerando as hipóteses de que o fluido de trabalho comporta-se como gás ideal e c_p e c_v são constantes, para processos adiabáticos e reversíveis (isentrópicos), como a compressão e expansão adotadas neste modelo, podem-se escrever as seguintes relações para c_p , c_v e R :

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.13)$$

$$c_p = c_v + R \quad (3.14)$$

$$c_p = \frac{k \times R}{k - 1} \quad (3.15)$$

$$c_v = \frac{R}{k - 1} \quad (3.16)$$

Onde,

k – Coeficiente politrónico para processos adiabáticos.

Substituindo as relações (3.15) e (3.16) em (3.11) e (3.12), chegam-se as seguintes equações para transformações isentrópicas de um estado 1 para um estado 2. Das temperaturas em função do volume específico da mistura:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad (3.17)$$

Das temperaturas em função das pressões da mistura:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.18)$$

Onde,

$p_{1,2}$ – Pressão do fluido de trabalho nos estados 1 e 2 [kPa];

E ainda, das pressões em função dos volumes específicos da mistura:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \quad (3.19)$$

3.2.2 TRABALHO EM TRANSFORMAÇÕES POLITRÓPICAS

Considerando-se que os processos politróticos são aqueles que ocorrem em estado de quase-equilíbrio (Moran e Shapiro, 2000) e descritos analiticamente por:

$$pV^n = cte \quad (3.20)$$

Onde,

$$n = \frac{\frac{dQ}{dT} - c_p}{\frac{dQ}{dT} - c_v} \quad (3.21)$$

O trabalho em um sistema êmbolo/cilindro, considerando que não ocorra variação de massa do sistema, é dado pela integração $\int p \times dV$ entre os estados 1 e 2. Desta forma:

$$W_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} p \times dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{cte}{V^n} \times dV = \frac{(p_2 \times V_2^n) \times V_2^{1-n} - (p_1 \times V_1^n) \times V_1^{1-n}}{1-n} \quad (3.22)$$

Onde,

W_{1-2} – Trabalho do processo politrótico do estado 1 para o estado 2 [kJ].

Finalmente,

$$W_{1-2} = \frac{(p_2 \times V_2) - (p_1 \times V_1)}{1-n} \quad (3.23)$$

Pode-se verificar pela equação (3.20) que quando o processo é isobárico $n = 0$, então $p = cte$, e a equação (3.23) se resume a:

$$W_{1-2} = p \times (V_2 - V_1) \quad (3.24)$$

Por outra forma quando o processo ocorre a volume constante, então $n = \infty$ e $W_{1-2} = 0$.

Para processos adiabáticos $\frac{dQ}{dT} = 0$ e $n = k$.

3.2.3 EQUAÇÃO DA ENERGIA APLICADA A MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

Considerando que durante os processos na câmara de combustão dos motores alternativos não exista variação ou fluxo de massa do sistema, a equação da energia se resume a:

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + W_{1-2} \quad (3.25)$$

Onde,

Q_{1-2} – Energia transferida para o sistema durante o processo 1–2 [kJ];

$U_{1,2}$ – Energia interna do sistema no estados 1 e 2 [kJ].

3.2.4 PROCESSO 1 – 2: COMPRESSÃO ADIABÁTICA

A relação entre as temperaturas do fluido de trabalho e os volumes durante o processo de compressão adiabática é dada pela Equação (3.17), considerando-se que não existe variação da massa de fluido durante o processo, o que permite substituir v_i por V_i :

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (3.26)$$

A relação entre as pressões do fluido de trabalho e os volumes durante o processo de compressão adiabática é dada pela equação (3.19), considerando-se que não existe variação da massa de fluido durante o processo:

$$p_2 = p_1 \times \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad (3.27)$$

O trabalho de compressão é dado pela equação (3.23), considerando o processo adiabático, ou seja, não existe troca de energia do sistema com a vizinhança e $n = k$:

$$W_{1-2} = \frac{(p_2 \times V_2) - (p_1 \times V_1)}{1 - k} = W_{comp} \quad (3.28)$$

W_{comp} – Trabalho de compressão [kJ].

3.2.5 PROCESSO 2 – 3a: COMBUSTÃO A VOLUME CONSTANTE

Para a combustão a volume constante podem-se escrever as seguintes relações para o volume e a pressão no final do processo, considerando-se a lei dos gases ideais $pV = RT$:

$$V_{3a} = V_2 \quad (3.29)$$

$$p_{3a} = p_2 \times \left(\frac{T_{3a}}{T_2} \right) \quad (3.30)$$

Considerando-se a equação da energia (3.25) aplicada a motores de combustão interna pode-se escrever para o processo:

$$Q_{3a-3b} = (U_{3b} - U_{3a}) + W_{3a-3b} \quad (3.31)$$

Pela hipótese de que a combustão ocorre a volume constante implica que o trabalho é nulo e a energia transferida ao sistema se manifesta apenas sob a forma de energia interna. A equação (3.25) torna-se:

$$Q_{2-3a} = (U_{3a} - U_2) = m_{gás} \times c_v \times (T_{3a} - T_2) \times 10^{-3} \quad (3.32)$$

Finalmente a energia de combustão a volume constante será:

$$Q_{2-3a} = m_{gás} \times c_v \times (T_{3a} - T_2) \times 10^{-3} = Q_v \quad (3.33)$$

Onde,

Q_v – Energia cedido para o sistema a volume constante [kJ];

$m_{gás}$ – Massa de gás por ciclo [g].

A temperatura T_{3a} é conhecida como “Temperatura Adiabática de Combustão a Volume Constante” e é produto do aumento da energia interna do sistema pela ausência de trabalho durante o processo de combustão.

3.2.6 PROCESSO 3a – 3b: COMBUSTÃO A PRESSÃO CONSTANTE

Pelas mesmas considerações anteriores se podem escrever as seguintes relações para a pressão e para a temperatura no final da combustão a pressão constante:

$$p_{3b} = p_{3a} \quad (3.34)$$

$$T_{3b} = T_{3a} \times \left(\frac{V_{3b}}{V_{3a}} \right) \quad (3.35)$$

Considerando a equação da energia (3.25) para a combustão a pressão constante:

$$Q_{3a-3b} = (U_{3b} - U_{3a}) + W_{3a-3b} \quad (3.36)$$

Onde o trabalho é dado pela equação (3.24):

$$W_{3a-3b} = P_{3b} \times V_{3b} - P_{3a} \times V_{3a} \quad (3.37)$$

Substituindo a equação (3.37) em (3.36), chega-se a:

$$Q_{3a-3b} = (U_{3b} + P_{3b} \times V_{3b}) - (U_{3a} + P_{3a} \times V_{3a}) = H_{3b} - H_{3a} \quad (3.38)$$

Onde,

$H_{3a,3b}$ – Entalpia da mistura nos estados 3a e 3b [kJ].

Finalmente a energia de combustão a pressão constante será:

$$Q_{3a-3b} = m_{gás} \times c_p \times (T_{3b} - T_{3a}) \times 10^{-3} = Q_p \quad (3.39)$$

Onde,

Q_p – Energia cedida para o sistema a pressão constante [kJ].

A energia de combustão total será a soma das energias de combustão a volume e a pressão constantes:

$$Q_{heat} = Q_v + Q_p \quad (3.40)$$

Onde,

Q_{heat} – Energia de combustão total [kJ].

A energia Q_{heat} dada pela Equação (3.40) é igual ao poder calorífico inferior do combustível, vezes a massa de combustível admitida por ciclo, considerando que a combustão é completa:

$$Q_{heat} = m_f \times PCI \times 10^{-3} \quad (3.41)$$

m_f – Massa de combustível por ciclo [g];

PCI – Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg].

3.2.7 PROCESSO 3b – 4: EXPANSÃO ADIABÁTICA

Para o volume no final da expansão pode-se escrever:

$$V_4 = V_I \quad (3.42)$$

Pelas mesmas relações das transformações isentrópicas apresentadas (3.17) e (3.19), e pelas mesmas considerações feitas para o processo 1 – 2, pode-se escrever para a temperatura e para a pressão no final da expansão adiabática e reversível:

$$T_4 = T_{3b} \times \left(\frac{V_{3b}}{V_4} \right)^{k-1} \quad (3.43)$$

$$p_4 = p_{3b} \times \left(\frac{V_{3b}}{V_4} \right)^k \quad (3.44)$$

O trabalho de expansão será dado pela equação (3.23):

$$W_{3b-4} = \frac{(p_4 \times V_4) - (p_{3b} \times V_{3b})}{1-k} \quad (3.45)$$

3.2.8 PROCESSO 4 – 5: REJEIÇÃO DE ENERGIA PARA A FONTE FRIA

Considerando a hipótese de que a equalização das pressões ocorre a volume constante, pode-se escrever para a temperatura de escape:

$$V_5 = V_4 \quad (3.46)$$

$$T_5 = T_4 \times \frac{p_5}{p_4} = T_e \quad (3.47)$$

Da mesma forma que para a combustão a volume constante, através da equação da energia, a energia rejeitada para a fonte fria durante a equalização das pressões é dada por:

$$Q_{cold} = m_{gás} \times c_v \times (T_4 - T_5) \times 10^{-3} \quad (3.48)$$

Onde,

Q_{cold} – Energia cedido pelo sistema [kJ].

3.2.9 PROCESSO 5 – 6: ESCAPE

Pela hipótese de que a pressão de escape é constante, pode-se então escrever através da equação (3.24) para o trabalho de escape:

$$W_{5-6} = p_5 \times (V_6 - V_5) = W_{esc} \quad (3.49)$$

Onde,

W_{esc} – Trabalho de escape [kJ].

3.2.10 PROCESSO 7 – 1: ADMISSÃO

Pelas mesmas considerações anteriores pode-se escrever para o trabalho de admissão:

$$W_{7-1} = p_1 \times (V_1 - V_7) = W_{adm} \quad (3.50)$$

Onde,

W_{adm} – Trabalho de admissão [kJ].

3.2.11 TRABALHO DE EXPANSÃO

O trabalho de expansão é o somatório dos trabalhos da combustão a pressão constante e do trabalho de expansão adiabática:

$$W_{exp} = W_{3a-3b} + W_{3b-4} \quad (3.51)$$

Onde,

W_{exp} – Trabalho de expansão [kJ].

3.2.12 TRABALHO DE BOMBEAMENTO

O trabalho de bombeamento é dado pelo somatório dos trabalhos de escape e de admissão:

$$W_{bomb} = W_{esc} + W_{adm} \quad (3.52)$$

Onde,

W_{bomb} – Trabalho de bombeamento [kJ].

3.2.13 TRABALHO LÍQUIDO POR CICLO INDICADO

O trabalho líquido por ciclo é dado pelo somatório dos trabalhos de compressão, expansão e bombeamento:

$$W_{liq} = \oint p \times dV \quad (3.53)$$

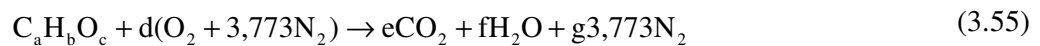
$$W_{liq} = W_{comp} + W_{exp} + W_{bomb} \quad (3.54)$$

Onde,

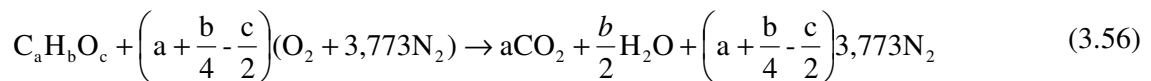
W_{liq} – Trabalho líquido por ciclo [kJ].

3.3 RELAÇÕES $(A/F)_{ST}$ PARA MISTURAS DE GASOLINA AUTOMOTIVA TIPO C E ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO COMBUSTÍVEL (MISTURA FLEX)

Considerando-se uma equação genérica da reação de combustão estequiométrica de um hidrocarboneto com ar atmosférico ($O_2 + 3,773N_2$) pode-se escrever:



Através de balanços de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, é útil resolver a equação (3.55) em função de a, b e c, que pode então ser reescrita na sua forma geral:



A relação de ar combustível estequiométrica pode ser escrita fazendo-se a seguinte relação a partir da equação (3.56):

$$(A/F)_{ST} = \frac{\text{massa de ar necessária para a combustão completa de um kmol de combustível}}{\text{massa de um kmol de combustível}}$$

Verifica-se pela equação (3.56) que, para um kmol de combustível, são necessários $(a + b/4 - c/2)$ kmoles de ar. Considerando-se os pesos moleculares do O_2 , N_2 , C, e H (TABELA 3.1), pode-se então fazer-se a relação das massas de ar e combustível “quimicamente correta” ou “estequiométrica”.

TABELA 3.1 Pesos moleculares dos reagentes na combustão.

COMPONENTE	PESO MOLECULAR (M_i)
O_2	32 kg/kmol
C	12,011 kg/kmol
N_2	28,16 kg/kmol
H	1,008 kg/kmol

Assim,

$$(A/F)_{ST} = \frac{\left(a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2}\right) \times (1 \times 32 + 3,773 \times 28,16)}{a \times 12,011 + b \times 1,008 + c \times 16} \quad (3.57)$$

Pode-se escrever então que:

$$A = \left(a + \frac{b}{4} - \frac{c}{2}\right) \times (1 \times 32 + 3,773 \times 28,16) \quad (3.58)$$

$$F = \sum n_i \times M_i \quad (3.59)$$

Onde,

A – Massa de ar estequiométrica para combustão de um kmol de combustível [kg];

F – Massa de um kmol de combustível [kg];

n_i – Número de moles do constituinte i do combustível [kmol];

M_i – Peso molecular do constituinte i do combustível [kg/kmol].

A equação (3.57), no entanto, permite determinar a relação ar/combustível para combustíveis que sejam formados apenas por carbono, hidrogênio e oxigênio, e só será útil se forem conhecidas as suas composições, como o “álcool etílico anidro combustível (C_2H_5OH)”. Neste trabalho, no entanto, os combustíveis utilizados são o “álcool etílico hidratado combustível”, ou seja, a mistura de álcool etílico anidro combustível com água em faixas de teores determinados por ANP (2005) e a “gasolina automotiva tipo C”, mistura de “gasolina automotiva tipo A” e álcool etílico anidro combustível em teores também variáveis e determinados pela mesma Agência.

3.3.1 MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS

As massas de ar e combustível quimicamente corretas para uma mistura de combustíveis pode ser determinada pelo somatório dos produtos das frações molares de cada combustível constituinte da mistura e das massas de ar e combustível individuais quimicamente corretos para cada constituinte, ou seja, através das seguintes equações:

$$A_f = \sum n_i \times A_i \quad (3.60)$$

$$F_f = \sum n_i \times F_i \quad (3.61)$$

Onde,

A_f – Massa de ar estequiométrica para a combustão de um kmol de uma mistura f de combustíveis [kg];

F_f – Massa de um kmol de uma mistura f [kg];

n_i – Fração molar do combustível i na mistura f [%];

A_i – Massa de ar estequiométrica para combustão completa de um kmol do combustível i da mistura f [kg];

F_i – Massa de um kmol do constituinte i da mistura f [kg];

3.3.2 RELAÇÃO $(A/F)_{ST}$ PARA O ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO COMBUSTÍVEL

Para o caso do AEHC considera-se a hipótese de que a água contida no álcool não participa da reação, age, no entanto, como massa inerte da mistura, aumentando a massa total e diminuindo o poder calorífico específico (kJ/kg). Quando tratar-se assim, deste combustível é necessário determinar-se a massa de água por massa de combustível de acordo com o °INPM. Considerando-se que o °INPM determina o percentual em peso de AEAC contido no AEHC, pode-se fazer a seguinte relação:

$$\begin{array}{ccc} 1 \text{ kg}_{AEAC} & \rightarrow & \text{°INPM} \\ X \text{ kg}_{H_2O} & \rightarrow & 100 - \text{°INPM} \end{array}$$

Logo:

$$X = \left(\frac{100 - \text{°INPM}}{\text{°INPM}} \right) \quad (3.62)$$

Onde,

X – Massa de água por massa de AEAC contido no AEHC [$\text{kg}_{H_2O}/\text{kg}_{AEAC}$];

°INPM – Grau alcoólico do álcool etílico hidratado combustível.

Como a massa estequiométrica de ar é a própria massa necessária para a oxidação de 1kmol de AEAC, pois os coeficientes a, b e c do AEHC, são os mesmos do AEAC, pode-se escrever:

$$(A/F)_{ST} = \frac{A_{AEAC}}{F_{AEHC}} \quad (3.63)$$

Onde, a massa de AEHC para a massa de ar quimicamente correta será dada por:

$$F_{AEHC} = F_{AEAC} + F_{AEAC} \times X \quad (3.64)$$

3.3.3 RELAÇÃO $(A/F)_{ST}$ PARA GASOLINA AUTOMOTIVA TIPO C (GASOLINA A + AEAC)

Quando tratar-se de gasolina automotiva tipo C, é necessário considerar a adição de AEAC para determinar-se a relação $(A/F)_{ST}$. No Brasil a adição de AEAC na gasolina automotiva tipo A para formar a gasolina automotiva tipo C, é variável de 20% a 25% em volume (CIMA, 2006). Assim, a massa específica de gasolina automotiva tipo C depende do teor de AEAC (n_{AEAC}) e pode ser determinada pelas equações (3.60) e (3.61):

$$F_{GASC} = n_{AEAC} \times F_{AEAC} + n_{GASA} \times F_{GASA} \quad (3.65)$$

A massa específica de ar necessária para a massa de gasolina C

$$A_{GASC} = n_{AEAC} \times A_{AEAC} + n_{GASA} \times A_{GASA} \quad (3.66)$$

A relação $(A/F)_{ST}$ de gasolina automotiva tipo C é igual a:

$$(A/F)_{ST} = \frac{A_{GASC}}{F_{GASC}} \quad (3.67)$$

3.3.4 RELAÇÃO $(A/F)_{ST}$ PARA MISTURAS FLEX (GASC + AEHC)

Neste trabalho convencionou-se chamar a mistura de AEHC e GASC como mistura “FLEX”. Considerando esta mistura de combustíveis pode-se determinar a relação $(A/F)_{ST}$ pelas equações (3.60) e (3.61). Assim a massa específica de combustível da mistura FLEX é dada por:

$$F_{FLEX} = n_{AEHC} \times F_{AEHC} + n_{GASC} \times F_{GASC} \quad (3.68)$$

A massa de ar necessária para a combustão completa de um kmol de mistura FLEX

$$A_{FLEX} = n_{AEHC} \times A_{AEHC} + n_{GASC} \times A_{GASC} \quad (3.69)$$

A relação $(A/F)_{ST}$ da mistura FLEX é então:

$$(A/F)_{ST} = \frac{A_{FLEX}}{F_{FLEX}} \quad (3.70)$$

3.4 PODER CALORÍFICO

3.4.1 PODER CALORÍFICO SUPERIOR

O poder calorífico superior (PCS) de um combustível representa a quantidade de energia liberada pela combustão de uma unidade de massa em um calorímetro a volume constante mais a energia recuperada pela condensação da água formada pela combustão.

3.4.2 PODER CALORÍFICO INFERIOR

Poder calorífico inferior (PCI) de um combustível representa a quantidade de energia liberada pela combustão de uma unidade de massa em um calorímetro de volume constante com toda a água formada permanecendo no estado de vapor. Assim, PCI é o PCS menos a entalpia de vaporização da água formada na combustão e contida nos produtos. Em motores térmicos é comum utilizar-se o PCI como referência para o poder calorífico do combustível, pois devido à alta temperatura dos gases da combustão, a água estará sempre no estado de vapor. O poder calorífico teórico de um combustível pode ser determinado pela variação da entalpia de formação dos produtos e reagentes na combustão completa de uma unidade de massa deste combustível em condições padrões de temperatura e pressão, desde que sejam conhecidas as entalpias de formação destes produtos e destes reagentes. Este método é apresentado por Guibet (1999) e Heywood (1988).

$$\Delta H_{COMBUSTÃO}^{\circ} = \sum \Delta H_{f,T(PRODUTOS)}^{\circ} - \sum \Delta H_{f,T(REAGENTES)}^{\circ} + \Delta H_{v,T}^{\circ} \quad (3.71)$$

Onde,

$\Delta H_{COMBUSTÃO}^{\circ}$ – Entalpia de combustão [kJ];

$\sum \Delta H_{f,T(PRODUTOS)}^{\circ}$ – Somatório das entalpias padrões de formação dos produtos [kJ];

$\sum \Delta H_{f,T(REAGENTES)}^{\circ}$ – Somatório das entalpias padrões de formação dos reagentes [kJ];

$\Delta H_{v,T}^{\circ}$ – Entalpia de vaporização do combustível [kJ].

Este método proposto pela equação (3.71) só é possível para combustíveis puros e de composição conhecida, como por exemplo o AEAC. Desta forma, para a gasolina automotiva tipo A, adotou-se neste trabalho a correlação (3.72) proposta por Sirtori (1974) *apud* Guibet (1999), ponderando a composição em massa dos grupos de hidrocarbonetos que formam este combustível. As ponderações aplicadas foram as máximas permitidas de aromáticos e olefínicos em ANP (2001), a qual trata das especificações das gasolinas automotivas Tipo A e Tipo C para serem comercializadas no Brasil.

$$PCI = 4,18 \times (106,38 \times PAR + 105,76 \times OL + 95,55 \times ARO) \quad (3.72)$$

Onde,

PCI – Poder calorífico superior [kJ/kg]

OL – Fração volumétrica de olefínicos na gasolina A (45, ANP(2001));

ARO – Fração volumétrica de aromáticos na gasolina A (30, ANP(2001));

PAR – Fração volumétrica de parafínicos na gasolina A (25).

Para misturas de combustíveis pode-se determinar o poder calorífico pelo somatório dos produtos das frações molares de cada constituinte na mistura pelo seu respectivo PCI:

$$PCI_f = \sum n_i \times PCI_i \quad (3.73)$$

Pelas equações (3.71) e (3.72), determina-se os PCI's do AEAC e da GASA, e pela equação (3.73) o PCI da GASC. Para as misturas FLEX, no entanto é preciso determinar o PCI do AEHC, que pode ser feito pela divisão entre o PCI do AEAC pela massa correspondente de AEHC de acordo com seu °INPM, de acordo com a equação (3.62).

$$PCI_{AEHC} = \frac{PCI_{AEAC}}{1 + X} \quad (3.74)$$

3.5 PARÂMETROS TEÓRICOS DE DESEMPENHO PARA MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

3.5.1 POTÊNCIA LÍQUIDA INDICADA

A potência líquida indicada representa a taxa teórica de realização de trabalho líquido na unidade de tempo, é dada por:

$$P_i = \frac{W_{liq} \times N}{n_R} \quad (3.75)$$

Onde,

P_i – Potência líquida indicada [kW];

N – Velocidade de rotação do motor [s^{-1}];

n_R – Número de voltas do eixo de manivelas por ciclo de potência.

3.5.2 TORQUE LÍQUIDO INDICADO

O parâmetro torque líquido indicado adotado neste trabalho é puramente teórico determinado através das relações entre potência, velocidade angular e torque, apresentadas por Heywood (1988):

$$T_i = \frac{P_i \times 1000}{2 \times \pi \times N} \quad (3.76)$$

Onde,

T_i – Torque líquido indicado [N.m].

3.5.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL INDICADO

O consumo específico de combustível indicado (ISFC) representa a eficiência teórica com que o motor está convertendo a energia do combustível em trabalho mecânico, isto é, o consumo de combustível pelo motor dividido pela potência líquida indicada:

$$ISFC = \frac{\dot{m}_f \times 3,6}{P_i} \quad (3.77)$$

Onde,

$ISFC$ – Consumo específico de combustível indicado [kg/kW.h];

\dot{m}_f – Consumo de combustível [g/s].

3.6 OS CICLOS REAIS

No modelo matemático apresentado, algumas simplificações foram adotadas de forma a permitir a construção de um algoritmo que possa determinar os principais parâmetros de desempenho de um motor de combustão interna alternativo de Ciclo Otto. Por estas simplificações, toda natureza de perdas foram desconsideradas e as grandezas de valores que são

obtidos por este modelo, nem sempre se assemelham aos parâmetros reais verificados. As perdas, desprezadas nos modelos ideais, são decorrentes basicamente das trocas de energia envolvidas no processo, pelo fato de que a combustão não é instantânea, ou seja, requer um determinado tempo, as válvulas não abrem e nem fecham no PMS ou PMI, mas têm seus movimentos adiantados ou defasados destas posições, da combustão incompleta da mistura e outros motivos menores como perda de massa e de pressão através dos mecanismos de vedação do sistema.

3.6.1 COMBUSTÃO INCOMPLETA E NÃO INSTANTÂNEA

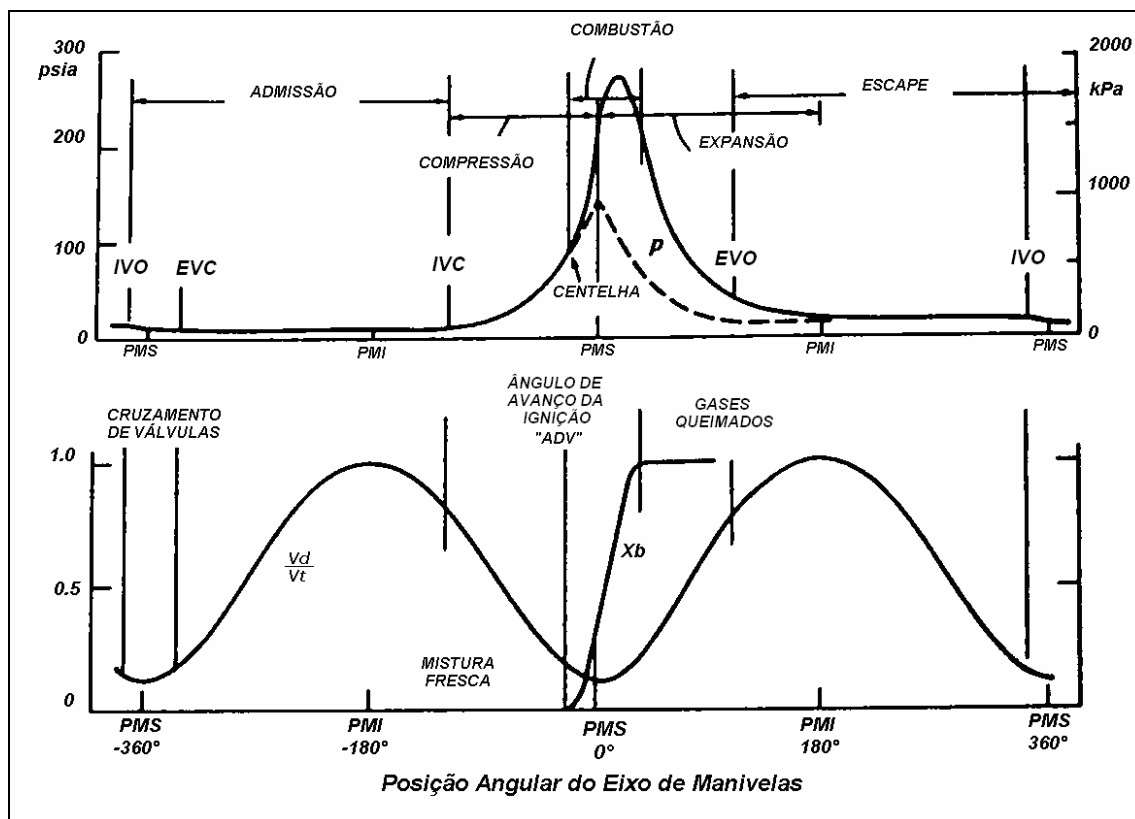


FIGURA 3.3 Sequência de eventos em um motor de Ciclo Otto e ignição por centelha. Adaptado de Heywood (1988).

A FIGURA 3.3 (HEYWOOD, 1988) apresenta a seqüência de eventos que ocorrem nos motores durante um Ciclo Otto real em relação ao ângulo do eixo de manivela. No diagrama inferior da referida Figura estão representadas as variações do volume deslocado no cilindro (V_d/V_t) e as frações de gases queimados (x_b) em relação ao ângulo do eixo de manivelas. Pode-se constatar por esta representação a variação do volume de um valor mínimo em PMS, equivalente ao volume da câmara de combustão (V_c), até um volume máximo em PMI, ocorrendo duas vezes durante o ciclo e demonstrando a necessidade de duas voltas do eixo de manivelas para a

realização de um ciclo completo. Em relação à combustão, pode-se verificar que a mesma não ocorre instantaneamente no PMS, mas é deflagrada por uma centelha elétrica a alguns graus antes do PMS, conhecido como “avanço de ignição” (ADV) e se propaga a uma taxa de combustão $dx_b/d\theta$ variável. A taxa $dx_b/d\theta$ é nula no início da combustão e atinge o seu máximo em torno de 10° DPMS, quando $x_b \cong 50\%$, voltando a ser nula quando a combustão se encerra. Este processo representa, em graus, o período de duração da combustão que, em geral, pode durar de 40° a 60° (HEYWOOD, 1988). Nos casos reais a combustão nunca será completa, restando sempre uma fração de mistura não queimada na câmara e diminuindo a transferência de energia do fluido de trabalho para o êmbolo por queda de temperatura e pressão. O período entre a deflagração da centelha, onde $dx_b/d\theta$ é mínima, até o momento onde se percebe significativo aumento desta relação é conhecido como “atraso da combustão”. Quanto menor for o atraso da combustão, menor também será a necessidade de se avançar a ignição, o que reduz o trabalho negativo sobre o êmbolo no final da compressão e diminui a troca de energia dos gases com as paredes da câmara, aumentando o rendimento do motor.

3.6.2 ABERTURA E FECHAMENTO, BLOW DOWN E CRUZAMENTO DE VÁLVULAS

No diagrama superior da FIGURA 3.3 pode-se observar a abertura e fechamento das válvulas de admissão e escapamento em relação ao ângulo de manivelas. Diferente do ciclo padrão estes movimentos não ocorrem nos PMS ou PMI, mas em ângulos defasados ou adiantados a estas posições. A abertura da válvula de admissão deve ocorrer antes do PMS e seu fechamento após o PMI como estratégia para melhorar o rendimento volumétrico. No caso dos motores aspirados – como o que se utilizou neste trabalho – entre as fases de admissão e escape ocorre o “cruzamento de válvulas”. Durante este processo, quando ambas as válvulas estão abertas, pode ocorrer refluxo de gases queimados do coletor de escapamento para o cilindro e do cilindro para o coletor de admissão, devido à maior pressão no coletor de escape (p_5) em relação à pressão no coletor de admissão (p_1). O refluxo de gases queimados dilui a mistura que está sendo admitida e prejudica o rendimento. A equalização da pressão ocorre com a subida do êmbolo e não a volume constante como no caso do ciclo padrão ideal. O fechamento defasado da válvula de admissão (IVC), em relação ao PMS, promove pressões menores no início da compressão em comparação ao ciclo padrão e as pressões máximas que serão atingidas no fim da compressão também se reduzem.

Quando as duas válvulas estão fechadas a pressão do cilindro começa a aumentar a taxas crescentes. Se não houver a ignição a curva de pressão se comporta como a linha tracejada na

FIGURA 3.3, porém, uma centelha é disparada de 10° a 40° antes do PMS (ADV) deflagrando a combustão da mistura e promovendo aumento da pressão e do trabalho de compressão (trabalho negativo). Este processo não ocorre a volume ou a pressão constantes. Com o desenvolvimento da combustão na câmara, a pressão deve atingir um ponto máximo somente em torno dos 15° DPMS para se obter o melhor desempenho. Segue-se, então, a expansão propriamente dita, e a estratégia de abertura da válvula de escape antes do PMI (EVO), para melhorar a limpeza dos gases no cilindro, provoca despressurização e diminuição do trabalho de expansão. A perda de pressão no início da compressão e a diminuição do trabalho de expansão resultam em perda de rendimento em relação ao ciclo padrão ideal.

3.6.3 AVANÇO DE IGNIÇÃO – ADV

O avanço da ignição é um dos mais importantes fatores a serem considerados no funcionamento dos motores de combustão interna alternativos para se obter as melhores eficiências termodinâmicas. Como se pode ver pela FIGURA 3.3, o pico de pressão deve ocorrer em torno de 15° DPMS (GUIBET, 1999) para que se obtenha o máximo trabalho possível no ciclo (MBT), ou seja, para qualquer regime de funcionamento o pico de pressão deve ocorrer em uma estreita faixa da posição angular do eixo de manivelas, e um adequado avanço de ignição é o parâmetro responsável para que isto ocorra.

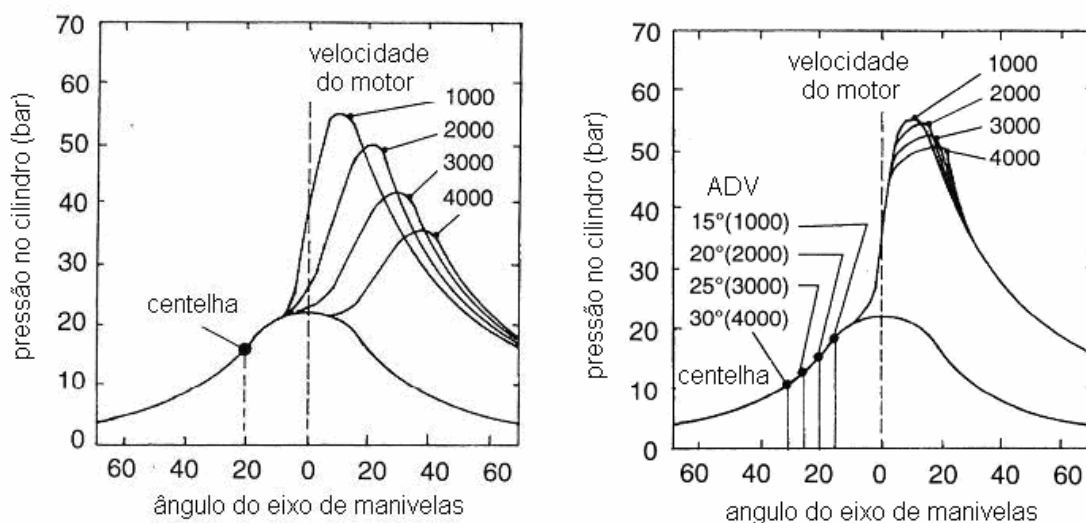


FIGURA 3.4 Efeito da velocidade do motor no desenvolvimento da pressão no cilindro com ADV fixo e otimizado. Adaptada de HEISLER (1995) *apud* COSTA (2005).

A FIGURA 3.4, adaptada de Heisler (1995) *apud* Costa (2005), representa o comportamento descrito pela pressão em relação ao ângulo de manivelas mantendo-se o ADV fixo e variando-se as velocidades de rotação do motor. Pode-se verificar que, com o aumento da

velocidade, o valor absoluto do pico de pressão sofre uma queda e a sua posição angular sofre um deslocamento para ângulos maiores depois do ponto morto superior (DPMS). Isto ocorre porque a velocidade angular aumenta e não é acompanhada pela velocidade de queima da mistura. Na FIGURA 3.4, ainda, está representado o comportamento descrito pela pressão na câmara em função do ângulo do eixo de manivelas quando se utiliza a estratégia de avanço de ignição proporcionalmente à velocidade de rotação do motor. Pode-se verificar que o adiantamento do ADV para velocidades maiores mantém o pico de pressão aproximadamente sobre o mesmo ângulo DPMS com variações menores do valor absoluto da pressão máxima.

A FIGURA 3.5 apresenta a influência do ADV na área do diagrama $p \times V$ de um típico motor de Ciclo Otto para avanços de 0° , 13° , 26° e 39° em relação ao PMS e para relação de mistura e velocidade de rotação constantes. Os comportamentos apresentados na figura são para $\lambda = 1,13$ (pobre) e para uma velocidade de rotação igual a 1200 min^{-1} . Pode-se perceber, nesta representação de Taylor (1976), que a maior área do gráfico $p \times V$ que representa o trabalho líquido por ciclo, ocorre para o avanço da ignição igual a 29° APMS e esta diminui na medida em que os avanços são também diminuídos, indicando perda de trabalho líquido por ciclo com atrasos de ignição.

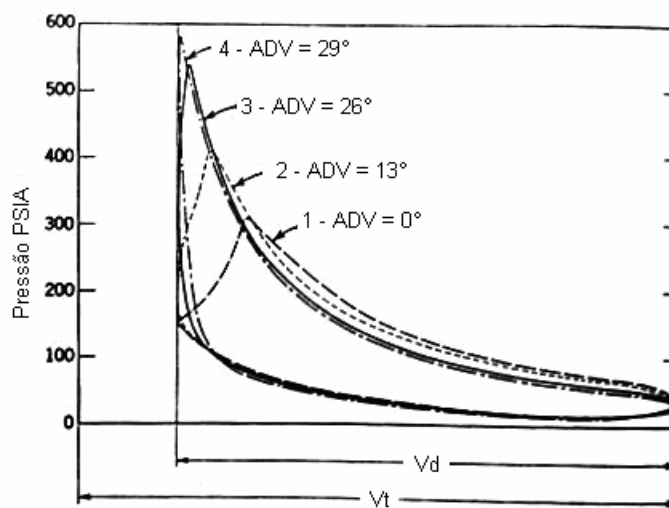


FIGURA 3.5 Influência do ângulo de avanço da ignição do diagrama $p \times V$. Adaptado de TAYLOR (1976).

De forma geral, adiantamentos de ignição tendem a aumentar a intensidade do pico de pressão na câmara. Contudo, aumentam também o trabalho negativo sobre o êmbolo ao final do curso de compressão e, ainda, podem provocar o fenômeno conhecido por detonação, uma típica combustão anormal muito prejudicial ao motor. Elevadas pressões na câmara tendem também a aumentar a formação de NO_x e estratégias de retardo da ignição tanto para diminuir este inconveniente como para evitar a detonação são normalmente usadas. No entanto, quando a

ignição for muito atrasada em relação ao avanço de MBT, a temperatura dos gases de escape cresce de forma significativa, visto que, a combustão termina muito próximo ao início da fase de escape e da abertura da válvula de escapamento (EVO), que ocorre a alguns graus antes do PMI mantendo a pressão mais elevada nesta fase e aumentando o trabalho consumido para o curso de escape.

3.6.4 RELAÇÃO DE MISTURA

A relação entre a taxa ar e combustível que está sendo admitido e a taxa ar e combustível estequiométrica teórica é chamada de “Relação de Mistura”, sendo dada pela equação (3.78) (HEYWOOD, 1988).

$$\lambda = \frac{(A/F)_{atual}}{(A/F)_{ST}} \quad (3.78)$$

Onde,

$(A/F)_{atual}$ – Relação de massas de ar e combustível que está sendo admitida pelo motor (kg/kg).

Nos casos reais os motores operam em geral com relações de mistura em torno da estequiométrica ($\lambda = 1$). Porém misturas com excesso ou falta de ar ocorrem conforme o regime de trabalho do mesmo. Denomina-se, então, “mistura rica”, quando há alta de oxigênio para a completa oxidação dos reagentes e “mistura pobre”, quando há excesso de oxigênio na mistura.

A relação de mistura da carga que está sendo admitida é um dos fatores de relevância para a eficiência dos motores de combustão interna alternativos. A combustão só ocorrerá, nestes motores, se a mistura estiver dentro dos limites de inflamabilidade característicos para cada combustível. Os limites de inflamabilidade são relações de misturas extremas com excesso de ar ou com excesso de combustível, as quais limitam as condições para a propagação da chama. Contudo, dentro desta faixa, existirá uma relação de mistura ótima que proporcionará o melhor desempenho do motor. A pressão média efetiva por definição é um parâmetro de desempenho proporcional ao trabalho desenvolvido por ciclo. De acordo com Guibet (1999), em casos reais nos motores de múltiplos cilindros, as maiores pressões médias são alcançadas para relações de misturas menores do que a unidade, ou seja, para misturas levemente ricas com λ variando entre 0,90 a 0,95. Para este autor, isto ocorre pela compensação, nesta condição, da variação da relação de mistura de cilindro para cilindro, ou seja, existe um ponto em que a relação de mistura média é levemente rica e o cilindro mais pobre está trabalhando com $\lambda = 1$, desenvolvendo máxima potência. Por outra forma, quando a relação de mistura média é igual à estequiométrica, existirá

um ou mais cilindros operando com mistura pobre e ocorre perda de potência nesta condição. Segundo Heywood (1988), para relações de mistura maiores do que aquela que promove a maior pressão média, a queda do suprimento de energia por ciclo, pela menor dosagem de combustível, tem maior influência no desempenho do que o aumento do rendimento causado pelo excesso de ar. Por outro lado, para relações de mistura menores do que aquela que promove a maior pressão média, a queda do rendimento causada pela falta de ar tem maior influência sobre o desempenho do que o aumento de suprimento de energia por ciclo pela maior dosagem de combustível.

A relação de mistura influencia também nos parâmetro de desempenho relacionados ao consumo de combustível. Quanto mais rica a mistura maior a dosagem de combustível e os consumos são também maiores. No entanto, quando se considera o consumo específico de combustível, o típico comportamento real verificado apresenta valores mínimos em torno de relações de mistura levemente pobres, indicando, para estas condições de mistura, os melhores desempenhos para este parâmetro. A influência mais importante da relação de mistura, no entanto, é sobre a composição dos gases de escape. A formação de dióxido e monóxido de carbono (CO_2 e CO), óxidos de nitrogênio (NO_x) e a emissão de hidrocarbonetos (HC) estão diretamente relacionados a relação de mistura.

Um dos principais mecanismos da combustão é a combinação do carbono do combustível com o oxigênio do ar para a formação de CO_2 , com grande liberação de energia. Desta forma, misturas pobres têm grande eficiência na realização deste mecanismo. Quando, no entanto, a mistura é rica, a falta de oxigênio em relação à sua porção estequiométrica permite apenas uma oxidação incompleta do carbono, aumentando assim a formação de CO (FIGURA 3.6), reduzindo a liberação de energia do combustível e o rendimento do motor em relação aos ciclos padrões. As emissões de hidrocarbonetos, no que se refere à influência da relação de mistura, apresentam comportamentos semelhantes às emissões de monóxido de carbono, ou seja, crescem na medida do enriquecimento da mistura, devido à falta de oxigênio para reagir com o combustível da mistura. Os óxidos de nitrogênio, por sua vez, são formados por dissociação e recombinação do oxigênio e do nitrogênio atmosférico. As taxas de formação de NO_x são elevadas a altas temperaturas e pressões e a maior formação deste produto ocorrerá para relações de misturas estequiométricas ou levemente pobres, devido às máximas temperaturas e maiores pressões que ocorrem nesta faixa da relação de mistura. Em geral, os motores atuais são regulados para trabalharem em torno da mistura estequiométrica a levemente ricos, para evitar a maior formação deste produto e pela maior eficiência do catalisador nesta faixa, conhecida por “janela de operação”. Os mecanismos de dissociação ocorrem com a absorção de energia e, desta

forma, contribuem também para a perda de rendimento do ciclo real em relação aos ciclos padrões.

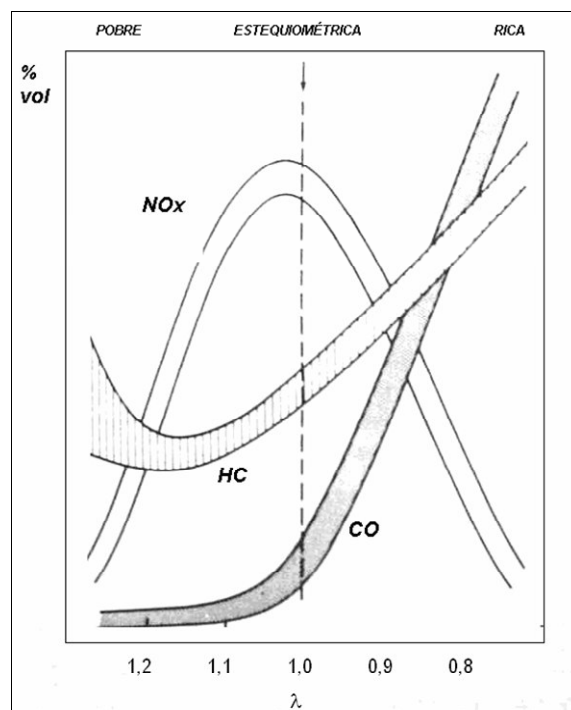


FIGURA 3.6 Influência da relação de mistura na formação de poluentes. Adaptada de Heywood (1998).

3.6.5 PREPARAÇÃO DA MISTURA

Os ciclos padrões ideais não consideram também a eficiência do sistema de preparação da mistura e, assim, a qualidade da mistura admitida. Nos casos reais, a preparação da mistura é o processo de dosagem de combustível e ar que serão admitidos pelo motor de combustão e ocorre no sistema de preparação que compreende nos motores de combustão interna MPFI, a válvula de aceleração, os atomizadores de combustível e o coletor de admissão. A válvula de aceleração determina a quantidade de ar que será admitido em função do regime e da carga do motor. Os atomizadores dosam o combustível de acordo com a relação de mistura requerida e o coletor de admissão distribui a mistura para os cilindros do motor.

As condições da mistura admitida têm forte influência na eficiência geral do motor. Uma mistura bem preparada é aquela em que dosagens adequadas de vapor de combustível e ar de admissão são homogeneamente misturadas durante a indução da mistura. A melhor composição da mistura é aquela que proporcionará a maior potência com o menor consumo e satisfatórias respostas aos regimes permanentes e transientes de operação. Contudo, as tendências atuais, que restringiram as emissões de escapamento, poderão exigir composições diferentes daquela. Para

Lenz (1990), em condições de plena carga (WOT – wide-open throttle) são necessárias misturas mais ricas ($\lambda < 1$) que proporcionam máximas taxas de queima e mínimo atraso de ignição, porém, aumentam-se as emissões de CO e HC e o consumo específico de combustível. Por outro lado, em condições de cargas parciais, misturas pobres podem ser utilizadas, diminuindo as emissões de CO, HC e o consumo específico de combustível, aumentando, contudo, as emissões de NOx pelo aumento da temperatura e da pressão na câmara.

Nos mais antigos motores de combustão com ignição por centelha a mistura era preparada pelos carburadores. Atualmente, a válvula de aceleração dosa o ar para o motor e os atomizadores de combustível são os responsáveis pela dosagem e atomização do combustível no coletor de admissão, dando partida ao processo de preparação da mistura. O sistema de controle é programado para fazer atuar os atomizadores de acordo com o regime de operação do motor (carga e velocidade). De forma simplificada, pode-se afirmar que o objetivo do atomizador de combustível é o de proporcionar a mais fina atomização do combustível, de forma a promover, a partir da rápida mudança de fase, misturas com o mais alto grau de vapor de combustível e na forma mais homogênea. A este tipo de mistura dá-se o nome “mistura idealmente preparada” (LENZ, 1990).

O combustível injetado pelos atomizadores no coletor de admissão forma um complexo sistema de ar e combustível na forma de gotas, vapor e um filme líquido nas paredes do coletor e do cabeçote e nas hastes e tulipas das válvulas. A intensidade com que as gotas de combustível atingem e se somam ao filme líquido ou com que ocorre a vaporização do filme e das gotas de combustível é governada pela combinação entre a geometria e o posicionamento dos atomizadores, pelas temperaturas do coletor e do ar admitido e, ainda, pelo regime de operação do motor. Durante o processo da preparação, a elevada turbulência proporciona misturas muito homogêneas. Porém, uma análise pontual ou temporal dentro do cilindro comprova a presença de heterogeneidade da carga, o que provoca variações no desenvolvimento da combustão devido a estratificação (LENZ, 1990). Isto ocorre porque, principalmente nos regimes que provocam condensação e aumento do filme líquido nas paredes, a mistura gasosa que está sendo admitida acaba sendo empobrecida e carrega consigo gotas de combustível espalhadas pela carga que são arrastadas das paredes próximas à válvula de admissão para dentro do cilindro. Estas gotas, ao vaporizarem durante o processo de compressão, causam enriquecimentos nas regiões próximas as suas superfícies e tornam a mistura heterogênea. Quando a carga admitida tem esta característica, diminui a probabilidade de a centelha encontrar uma região que apresente condições de desenvolver plenamente a chama, provocando atraso da combustão, dado que

regiões muito pobres estarão presentes em oposição às regiões ricas. Deste fato, principalmente, decorre o problema da variação ciclo a ciclo observado nestes motores (LENZ, 1990).

Para se obter uma mistura que se aproxime das características de mistura idealmente preparada o sistema utilizado para a dosagem e atomização de combustível é de grande influência. O sistema mais empregado atualmente para este processo utiliza atomizadores de combustível de vazão constante que, ao projetar uma coluna de combustível sobre um meio externo, pelo movimento relativo entre ambos gera forças viscosas e de atrito nas superfícies da coluna, provocando a fragmentação. A fragmentação fina e irregular caracteriza a atomização de combustível neste sistema. Dois mecanismos de atomização podem se descrever:

- *Airless atomization*: o combustível está em movimento e o meio externo em repouso;
- *Air-assisted atomization*: o combustível é liberado em um meio externo em movimento, cuja energia cinética do meio é o principal fator para a fragmentação da coluna de combustível.

O processo de atomização nos motores com injeção de combustível no coletor de admissão é uma combinação destes dois mecanismos. No primeiro mecanismo de atomização, uma fragmentação primária da coluna de combustível é proporcionada e depende principalmente da geometria do orifício de descarga do atomizador e da velocidade de descarga. As gotas, produzidas por este processo, ao entrarem na corrente de ar sofrem uma segunda atomização (secundária), pois a corrente de ar provoca deformação e o colapso da mesma. Ambos os processos ocorrem simultaneamente e são governados por características construtivas do motor, do processo de indução, do combustível e do ar admitido (LENZ, 1990). Assim, pode-se resumidamente descrever o processo de preparação como a fragmentação de uma coluna de combustível em pequenas gotas, através do aumento substancial da energia interna e da energia cinética da massa de combustível quando liberada sobre o fluxo de ar, que será seguida pela mudança de fase.

A mudança de fase líquida para a fase vapor do combustível é também de grande importância e proporciona, dependendo da sua eficiência, maior qualidade da combustão. A mudança de fase ocorrerá com maior intensidade tanto menor for o grau de saturação do ar admitido com o combustível e dependerá das condições de temperatura e pressão no coletor, das características de volatilidade do combustível e do grau de atomização obtido. Combustíveis mais voláteis e com maior entalpia de vaporização tornam o processo mais eficiente e ajudam a melhorar o rendimento volumétrico do motor. Por outro lado, os combustíveis multicomponentes, como a gasolina automotiva tipo C, que apresentam uma ampla faixa de

temperaturas para mudança de fase, terão suas frações mais leves mudando de fase antes do que as frações mais pesadas, diminuindo a pressão de vapor da gota e dificultando uma completa vaporização do combustível no caminho entre o atomizador e a câmara de combustão. Finalmente, o grau de atomização obtido favorece também as condições de mudança de fase, devido ao aumento da superfície de vaporização pelo maior número de gotas e pela menor massa da mesma, que é facilmente arrastada pela corrente de ar sem atingir as paredes do coletor, evitando maior formação de filme líquido de combustível na parede.

3.6.6 PERDAS DE ENERGIA NOS CICLOS REAIS

Nos modelos dos ciclos padrões consideraram-se os processos de compressão e expansão como sendo adiabáticos. No entanto, na realidade é impossível reproduzir-se estes processos e as perdas de energia são inevitáveis e necessárias. Heywood (1988) afirma que as perdas de energia durante o processo de compressão podem ser negligenciadas, mas que as perdas durante a combustão e expansão farão com que estes processos sigam linhas inferiores àquelas isentrópicas previstas no ciclo padrão, diminuindo o trabalho de expansão e, conseqüentemente, o trabalho por ciclo. Por outro lado, os motores de combustão interna reais possuem sistemas de refrigeração que retiram continuamente energia durante o ciclo para manter limitadas as temperaturas das paredes da câmara e outros componentes, assim necessário, por restrições mecânicas, de lubrificação e de auto-ignição. Nestes motores, as temperaturas não devem ultrapassar determinados limites devido à resistência dos materiais utilizados, bem como, devido à necessidade de se manter a integridade do filme lubrificante nas paredes do cilindro, e manter as temperaturas dos eletrodos das velas e válvulas de escape abaixo da temperatura de auto-ignição do combustível. Esta inevitável e necessária retirada de energia promove também uma queda de rendimento em relação ao ciclo ideal padrão.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

O motor de combustão interna utilizado neste trabalho (FIGURA 4.1), trata-se de um propulsor para uso em veículos leves, alternativo e regime de trabalho por ciclo Otto de quatro tempos. É um projeto de quatro cilindros em linha e sistema cruzado de 16 válvulas no cabeçote (*cross-scavenged porting*). Sistema de ignição por centelha e preparação de mistura por injeção de combustível multiponto (*Multi Point Fuel Injection - MPFI*). Originalmente desenvolvido para gasolina automotiva tipo C, possui relação de compressão de 9,5:1 e câmara aberta. O método de controle de carga é por válvula de estrangulamento de ar e o sistema de refrigeração a água. Conhecido como “HITORQUE” ou “*Corsa Lunga*”, referência italiana ao seu desenvolvimento de maior curso em relação ao seu antecessor “*1.6 Torque*”, possui parte do coletor de admissão em material polimérico diminuindo a troca de calor do ar de admissão com o motor e apresenta, segundo seu fabricante em sua configuração original, maior agilidade, oferecendo a 1500 min^{-1} 82,5% (124,6 N.m) do torque líquido efetivo máximo (151,1 N.m), contra 70% (105,8 N.m) do seu antecessor na mesma velocidade. A ficha técnica do motor referido é apresentada na TABELA 4.1.

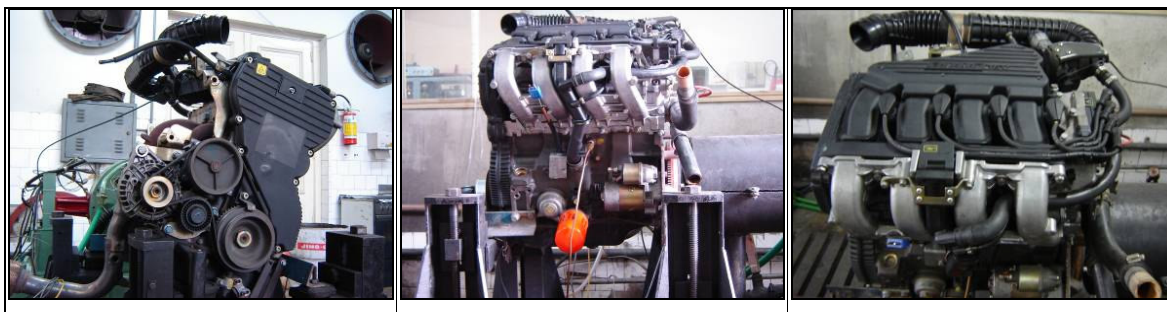


FIGURA 4.1 Vista geral do motor Fiat 1.6/16V “HITORQUE”.

TABELA 4.1 Ficha técnica do motor “HITORQUE” 1.6 16 válvulas “*Corsa Lunga*”.

Número de cilindros	4
Número de Válvulas	16
Diâmetro x curso [m]	8,05E-2 x 7,84E-2
Relação Diâmetro/Curso [m/m]	1,0268
Volume deslocado/Cilindrada total (m ³)	3,99E-4/1,596E-3
Relação de compressão	9,5:1
Potência máxima (NBR 1585) (kW/min ⁻¹)	78/5500 (GASC)
Torque máximo (NBR 1585) (N.m/min ⁻¹)	151,1/4500 (GASC)
Distribuição (comando)	2 eixos no cabeçote acionados por correia dentada
Sistema de formação da mistura	Injeção eletrônica MPFI
Ignição	Eletrônica digital
Ordem de ignição	1 – 3 – 4 – 2

O sistema de admissão de ar é composto por coletor de admissão, tubulação do ar de admissão, válvula de aceleração e sem filtro de ar. A montante da tubulação foram instalados dois termopares do tipo K, para a verificação das temperaturas de bulbo seco (TBS) e úmido (TBU) do ar de admissão.

O sistema de ignição é composto pela unidade eletrônica de controle (ECU), duas bobinas de ignição, cabos supressivos de ruído e velas NGK com regulagem de eletrodos em 0,7 mm. Este sistema utiliza, ainda, sensor de detonação com estratégia de retardo da centelha em caso deste evento. O método de ignição é por “centelha perdida”, ou seja, o evento ocorre simultaneamente por par de velas na ordem de ignição com defasagem de 180° por bobina. Um gerador externo ao sistema mantém carregada uma bateria de 12V e 54A.

O sistema de alimentação de combustível é composto por um reservatório com capacidade para 10 litros, bomba de combustível Bosch de vazão nominal de 105 l/h com filtro e regulador de pressão Bosch de três bars, tubulação de distribuição de alta pressão e quatro atomizadores de combustível. A estratégia de injeção utilizada foi simultânea, ou seja, aos pares (1-3 e 4-2) os atomizadores pulsam uma vez a cada volta do eixo de manivelas – duas vezes por ciclo – defasados do outro par em 180°, e o controle é realizado pela ECU.

O sistema de arrefecimento utiliza água como refrigerante e é composto por bomba de água externa e trocador de calor compacto casco e tubo de escoamento cruzado água/água. A verificação da temperatura é realizada com dois termopares do tipo K na entrada e na saída da água para o motor, e o controle foi feito através de um controlador digital micro processado TEMP CTR-6001. Foram excluídos neste sistema os seguintes componentes originais do motor: a válvula termostática, o radiador e o ventilador do sistema de arrefecimento. Dois ventiladores axiais auxiliares foram usados na bancada de testes, insuflando ar sobre o motor.

O sistema de lubrificação do motor é por bomba de óleo e cárter úmido sem arrefecedor de óleo. O óleo lubrificante usado tem classificação API SJ 20W40.

O sistema de escapamento utilizou ponteira silenciadora e abafador de ruído intermediário sem dispositivos antipoluição (catalisador cerâmico).

4.2 UNIDADE ELETRÔNICA DE CONTROLE – ECU

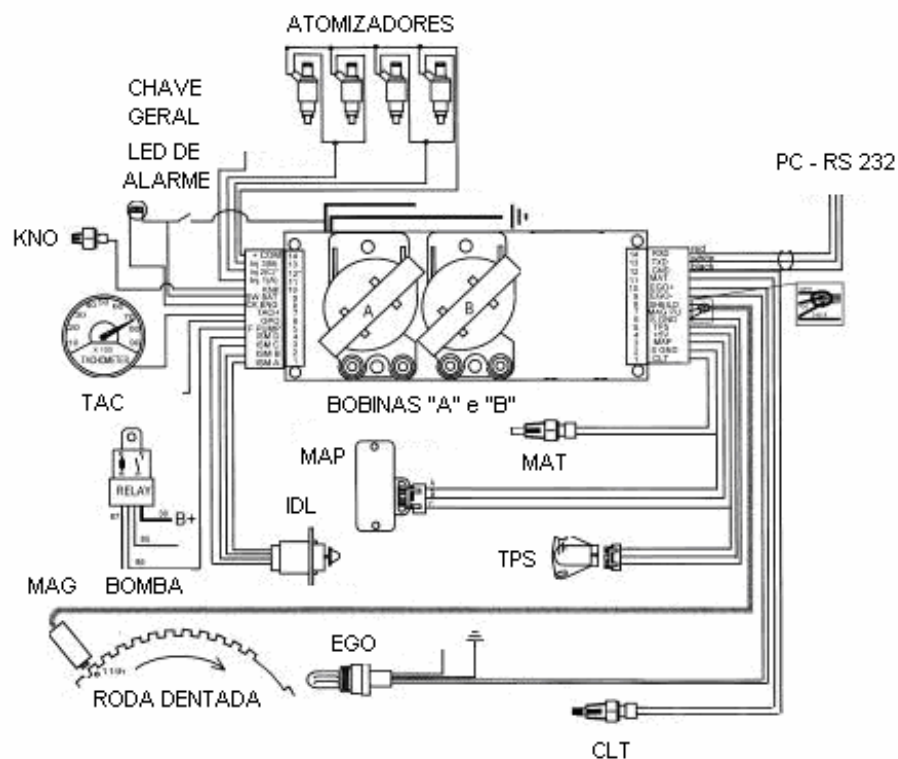


FIGURA 4.2 Diagrama elétrico da Unidade Eletrônica de Controle *Electromotive TEC – II*. Adaptado de *Electromotive (1998)*.

O gerenciamento da injeção de combustível e da ignição da combustão foi realizado por uma unidade eletrônica de controle *Electromotive TEC-II*. Este sistema proporciona ao usuário, um adequado controle sobre as variáveis operacionais do motor. É composta por um sistema de ignição eletrônica e de um sistema de injeção eletrônica de combustível, ambos podendo ser programados pelo usuário em ambiente Windows, de acordo com a exigência ou a necessidade do motor. A ECU é alimentada por sinais de entrada de um conjunto de sensores distribuídos no motor e gerencia os atuadores, ou seja, a bomba de combustível, as bobinas de ignição, o atuador de marcha lenta e os atomizadores de combustível. Na FIGURA 4.2, está representado o diagrama da montagem elétrica desta ECU. A unidade eletrônica de controle *Electromotive TEC-II* permite também, sua utilização como *data-logger*.

4.3 COMBUSTÍVEIS

Os combustíveis que foram utilizados são os comercializados no Brasil de acordo com as especificações da ANP (2001) e ANP (1999), ou seja, o Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC) e a Gasolina Automotiva Tipo C (GASC). Estes foram utilizados na sua forma natural de comercialização no varejo ou na forma de misturas, para investigação da tecnologia bicomcombustível conhecida por *Flex Fuel* utilizada no Brasil. A estas misturas convencionou-se, neste trabalho, chamá-las de “Misturas FLEX”. A qualidade destes combustíveis adquiridos no varejo, foi avaliada através do Regulamento Técnico ANP nº 3/2000 (ANP, 2000), para certificar a fração de AEAC na gasolina automotiva tipo C (“Teste da Proveta”, FIGURA 4.3) e o Grau INPM do AEHC e, ainda, suas densidades relativas a 20°C, sua cor e seu aspecto. As TABELA 4.2 e TABELA 4.3 apresentam os resultados das verificações da qualidade dos combustíveis utilizados e a FIGURA 4.3 apresenta o teste da proveta para a verificação da fração de AEAC na GASC. As composições das misturas FLEX utilizadas são apresentadas na TABELA 4.4.

TABELA 4.2 Verificação da qualidade da gasolina automotiva tipo C.

	AMOSTRA 1	AMOSTRA 2	AMOSTRA 3	AMOSTRA 4
Aspecto	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas
Cor	Amarelada	Amarelada	Amarelada	Amarelada
Densidade relativa	0,7391 (26°C)	0,7381 (26°C)	0,7349 (26°C)	0,7393 (26°C)
Fração de AEHC	20%	20%	21%	21%

TABELA 4.3 Verificação da qualidade do álcool etílico hidratado combustível.

	AMOSTRA 1	AMOSTRA 2	AMOSTRA 3	AMOSTRA 4
Aspecto	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas
Cor	Incolor	Incolor	Incolor	Incolor
Densidade relativa	0,7996 (26°C)	0,7967 (26°C)	0,7993 (26°C)	0,7960 (26°C)
Densidade relativa a 20°C	0,8046	0,8016	0,8043	0,8011
°INPM	94,9	95,9	95,0	96,1



FIGURA 4.3 Teste da proveta para a determinação da fração de AEAC na gasolina automotiva tipo C.

TABELA 4.4 Formulações volumétricas das misturas FLEX examinadas.

MISTURA FLEX	COMPOSIÇÃO
GASC	100% GASC + 0% AEHC
AEHC25	75% GASC + 25% AEHC
AEHC50	50% GASC + 50% AEHC
AEHC75	25% GASC + 75% AEHC
AEHC	0% GASC + 100% AEHC

4.4 ATOMIZADORES

O motor utilizado para estes experimentos utiliza sistema de formação da mistura por injeção de combustível no coletor, onde a dosagem e a atomização de combustível são realizadas por atomizadores de vazão constante. Estes atomizadores são válvulas solenóides que, quando excitadas eletricamente, acionam uma agulha, liberando o combustível por orifícios calibrados. Quando a excitação é interrompida, o retorno e a vedação da agulha são realizados por uma mola de compressão e pela própria pressão do combustível. Dois grupos diferentes de atomizadores de combustível foram utilizados neste trabalho com o objetivo de verificar a influência da qualidade da mistura sobre os parâmetros de desempenho. O primeiro grupo promove uma fina atomização direcionada às válvulas de admissão e permite desta forma, melhores condições de troca de fase ao combustível dosado e melhor homogeneização da mistura. O outro grupo injeta diretamente sobre a parede do coletor de forma a prejudicar a atomização e promover a formação de filme líquido de combustível sobre a parede do mesmo.

O primeiro grupo (FIGURA 4.5 – A,C) são os atomizadores originais do motor HITORQUE, cuja configuração é descrita como de “jato duplo”. Apresentam dois orifícios de

descarga com diâmetros de 0,2 mm e injetam duas colunas de combustível na direção das tulipas das válvulas. São utilizados em motores com duas válvulas de admissão. O jato deste atomizador apresenta um pequeno ângulo em relação ao eixo de simetria do atomizador de forma a que o jato seja mais oblíquo em relação ao eixo de simetria do fluxo de ar e atinja diretamente as portas ou válvulas de admissão (FIGURA 4.4 – c e d). Por este motivo, promovem melhor qualidade da mistura, pois não favorecem a formação de filme nas paredes do coletor. Apresentaram também a menor vazão nominal, necessitando de tempos de injeção maiores. No segundo grupo (FIGURA 4.5 – B,D), os atomizadores apresentam uma geometria caracterizada por quatro orifícios de descarga, com diâmetro igual a 0,15 mm e são descritos como de “jato cônico”, pois a soma dos jatos forma um spray na forma de um cone (FIGURA 4.4 – a e b). A injeção neste grupo é realizada no sentido do eixo de simetria do atomizador e, assim, o jato se torna mais perpendicular ao fluxo de ar, atingindo com maior intensidade a parede do coletor, proporcionando maior tendência à formação de filme líquido na parede e prejudicando a qualidade da mistura.

A visualização da injeção no coletor pode ser verificada pela FIGURA 4.6. Esta figura representa os atomizadores montados no coletor e com injeção realizada fora do motor, à pressão atmosférica e sem fluxo de ar. Pode-se verificar que o atomizador HITORQUE tem um jato preciso e direcionado no sentido para fora do coletor. Percebe-se que o jato percorre certa distância até que se abra em névoa, o que evita o choque com as paredes do coletor. No outro caso, o atomizador FIRE tem um jato que se choca diretamente com a parede inferior do coletor e se verifica a formação de uma nuvem de combustível devido ao forte espirramento do líquido (splash) em face da grande energia do choque. Pela forma e o sentido na névoa de combustível que se observa na mesma figura, pode-se inferir que, durante a operação no motor, este combustível tem grande chance de aderir ao filme de combustível pela súbita perda de energia, mantendo sempre úmidos o coletor e as paredes do cabeçote até a válvula de admissão. Além disso, como demonstraram Panão e Moreira (2004), o choque de um jato sobre uma parede interposta causa um fluxo de líquido na face da parede com sentido radial ao ponto de impacto. Fotografias da área de maior impacto no coletor de admissão e da região do cabeçote retiradas após os testes com estes atomizadores (FIGURA 4.7) mostraram a marcação da suposta região e do caminho do filme de combustível até a válvula de admissão. O mesmo não foi verificado quando se operou com o atomizador HITORQUE. Por outro lado, um termopar tipo K colocado na parede do coletor na região onde o filme se forma (FIGURA 4.8) demonstrou que a temperatura da parede do coletor manteve-se mais baixa quando a injeção ocorria sobre a mesma

do que quando ocorria sobre a válvula de admissão, pelo fato do combustível, ao se evaporar, remover energia da parede mantendo-a a temperaturas mais baixas.

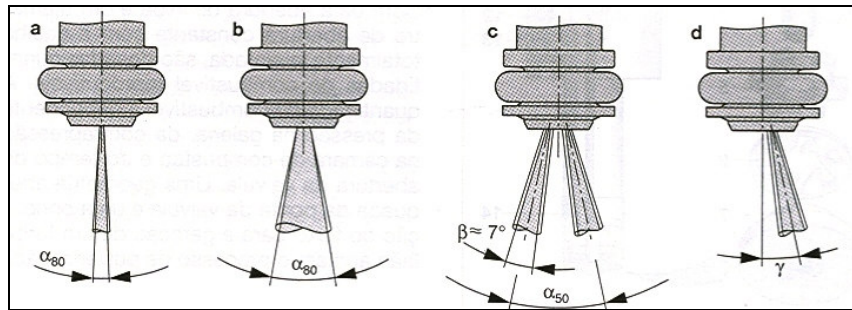


FIGURA 4.4 Tipos e direções dos jatos de injeção. Adaptado de Bosch (2005).

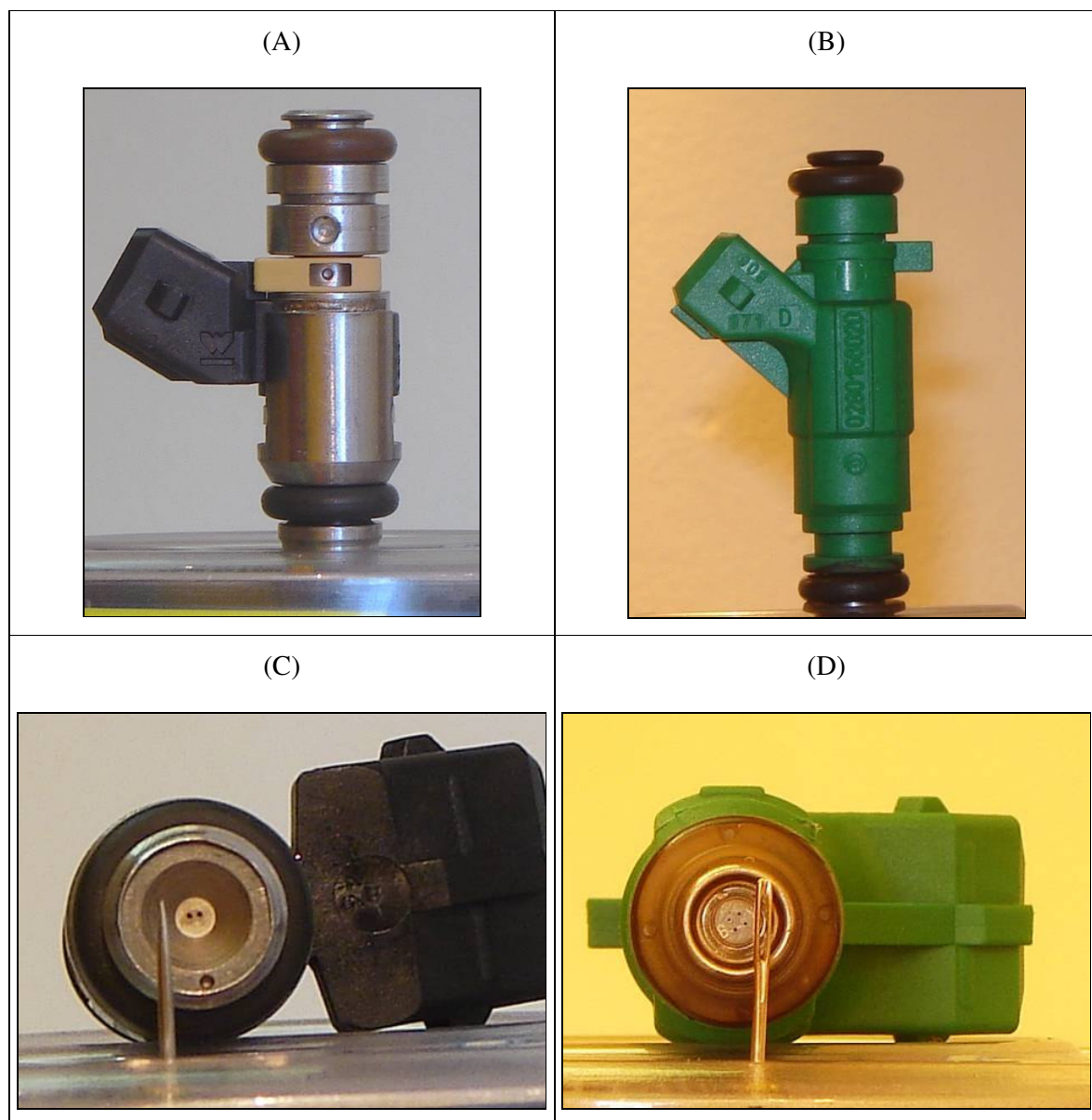


FIGURA 4.5 Atomizadores de combustível utilizados. (A) e (C) HITORQUE; (B) e (D) FIRE.

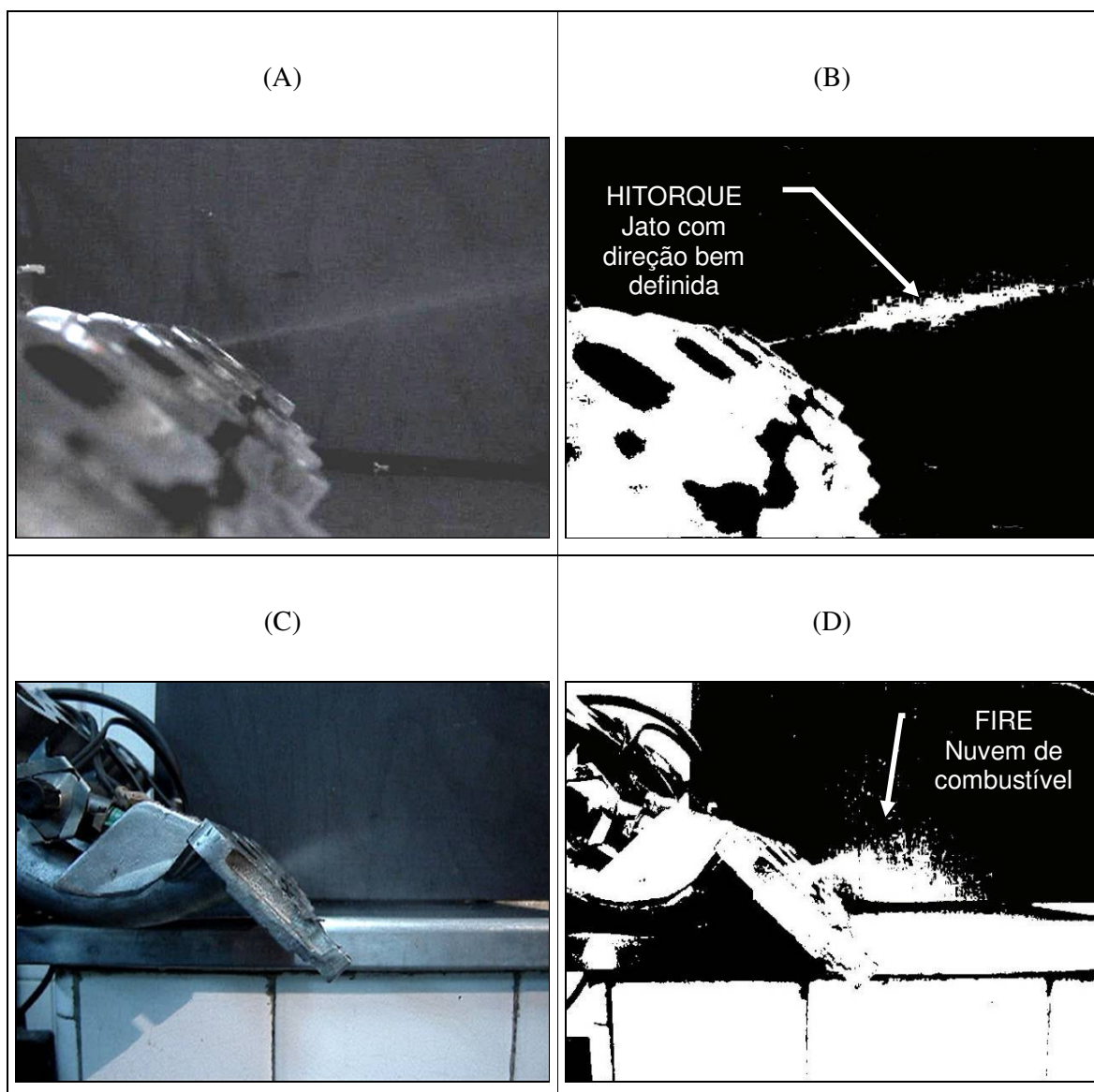


FIGURA 4.6 Aspecto do jato de combustível a pressão atmosférica para os atomizadores FIRE e HITORQUE.

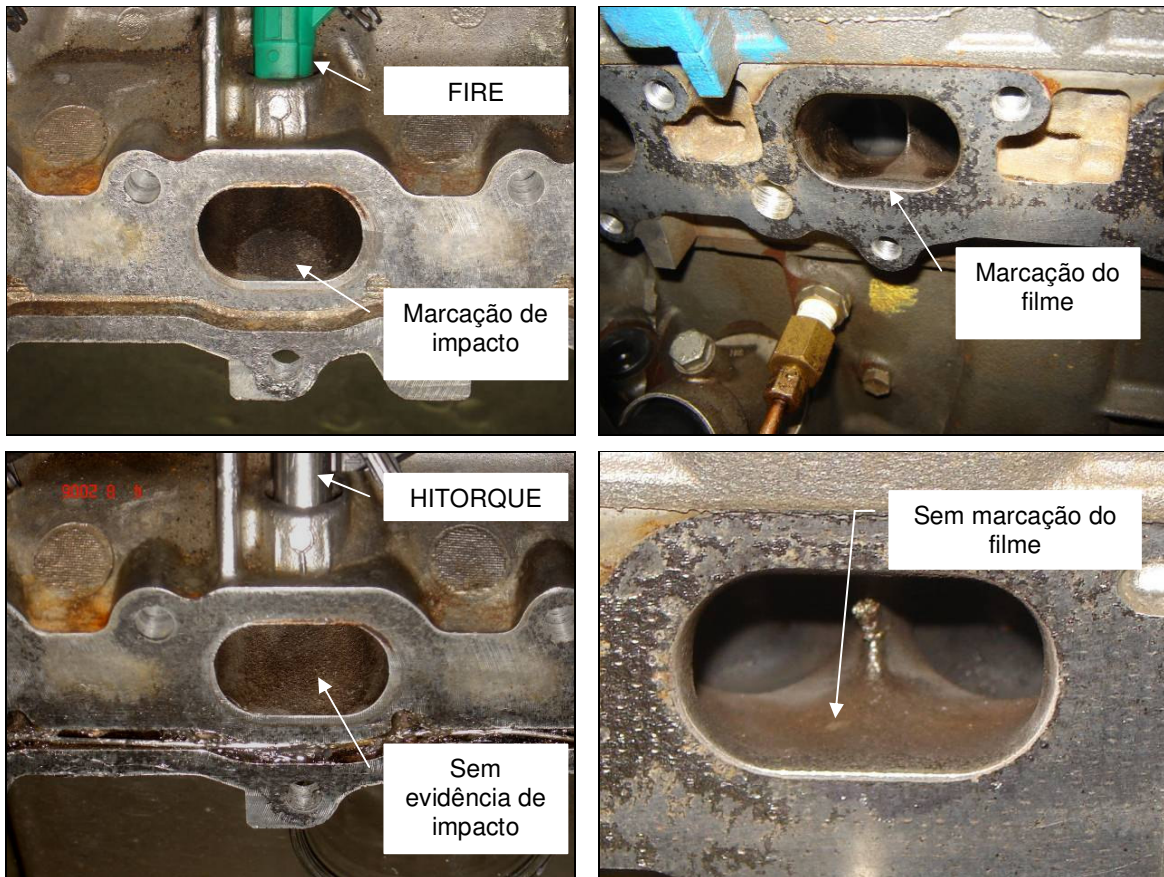


FIGURA 4.7 Aspecto das paredes do coletor e cabeçote para operação com os atomizadores FIRE e HITORQUE.

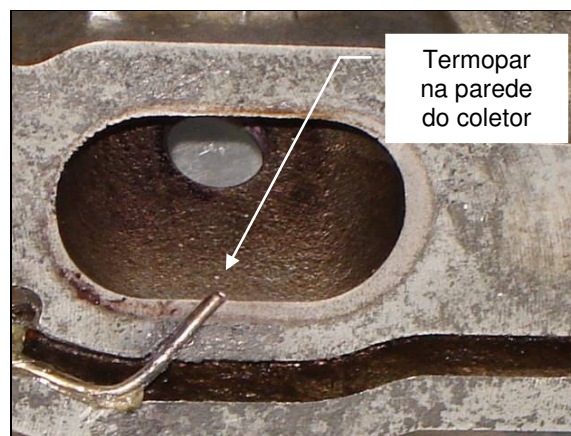


FIGURA 4.8 Termopar tipo K encapsulado na parede do coletor.

4.5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

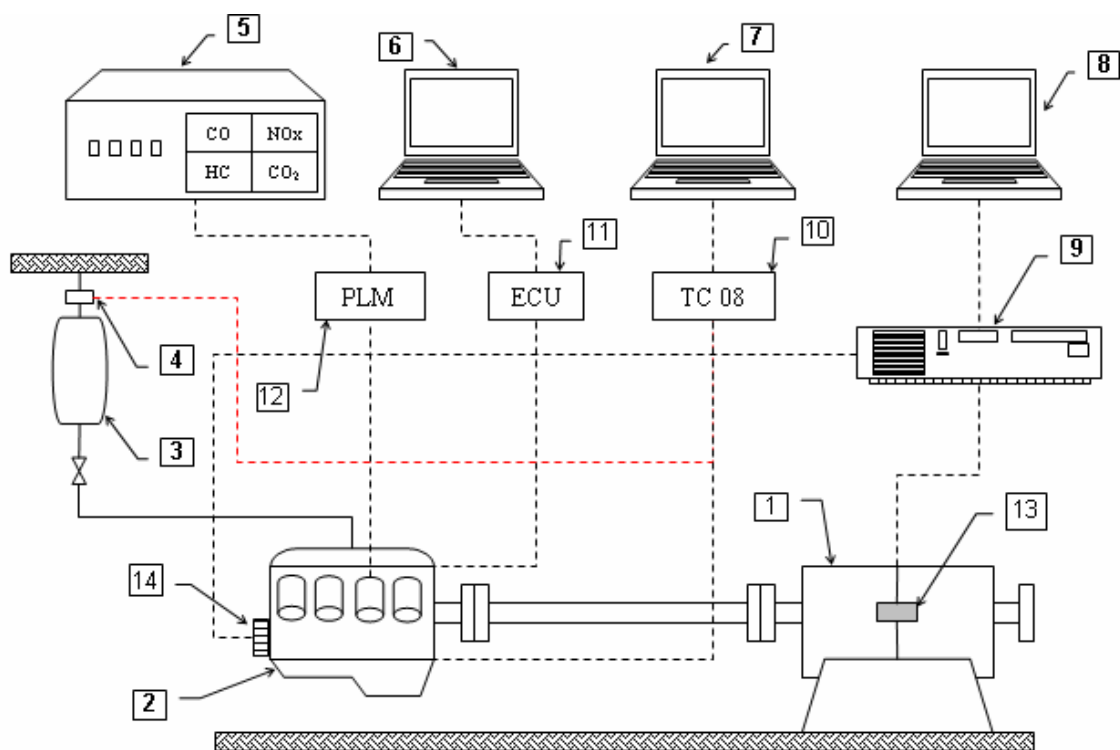
Os testes foram realizados em conformidade com a norma NBR ISO 1585 (ABNT, 1996), que tem como objetivo especificar o método de testes de motores para veículos automotores em regime de plena carga e em função da velocidade para a avaliação da potência líquida efetiva do motor.

As condições e a execução dos testes estiveram, na medida do possível, de acordo com o prescrito nos itens 5.3 e 5.4 da NBR ISO 1585. Os testes foram realizados a plena carga, isto é, com máxima abertura da válvula de aceleração. Os torques líquidos efetivos verificados foram corrigidos para as condições atmosféricas de referência. As condições atmosféricas para a realização dos testes foram apenas verificadas e os testes foram realizados o mais próximo possível das condições ambientais de referência, de acordo com a TABELA 4.5. As temperaturas do ar de admissão, na medida do possível, não estiveram fora do intervalo $288\text{ K} < T_{BS} < 308\text{ K}$ ($15^{\circ}\text{C} < T_{BS} < 35^{\circ}\text{C}$) e o termopar usado para verificá-las foi posicionado diretamente na corrente de ar do motor e de forma a isolar o calor radiante do mesmo. Os dados foram tomados durante um minuto somente quando o torque, a velocidade, o consumo, as temperaturas, e as emissões permanecessem substancialmente constantes. Os dados tomados representam as médias de aproximadamente 1250 ciclos e são a média das leituras consecutivas e estabilizadas durante um minuto tomadas para três ensaios em três avanços de ignição em torno do avanço de MBT e um ensaio para os demais avanços. Os testes foram realizados com regulagens do avanço da ignição de 10° até 40° com intervalos de 5° e com relações de mistura de $\lambda = 0,8$ até $\lambda = 1,0$ com intervalos de 0,1 e velocidade de rotação igual a 2500 min^{-1} .

A FIGURA 4.9 representa o esquema da bancada de testes e da instrumentação utilizada, onde estão representados o motor, o dinamômetro, a balança de combustível, os sistemas de verificação, condicionamento e de aquisição dos sinais.

TABELA 4.5 Condições atmosféricas de referência ABNT (1996).

Temperatura ambiente de referência	$T_{ref} = 298\text{ K}$
Pressão de ar seco	$p_{d,ref} = 99\text{ kPa}$
Pressão de vapor	$p_v = 1\text{ kPa}$
Pressão atmosférica total	$p_t = 100\text{ kPa}$



1. Dinamômetro elétrico Zöllner D-500
2. Motor HITORQUE 1.6CC 16 Válvulas
3. Tanque de combustível
4. Célula de carga
5. Analisador de gases Multigas 488 Tecnotest
6. Desktop de programação e aquisição de dados da ECU TEC-II Electromotive
7. Desktop para aquisição de dados (consumo e temperaturas)
8. Desktop para aquisição de dados (torque e rotação)
9. Condicionador de célula de carga e conversor de frequências Alfa Instrumentos
10. Condicionador de termopares e célula de carga TC-08 Pico Technology
11. Unidade eletrônica de controle – TEC-II Electromotive
12. Medidor de relação de mistura – PLM Motec
13. Célula de carga – Tipo Z SV 100 Alfa Instrumentos
14. Roda dentada do motor e sensor magnético (*pick-up*)

FIGURA 4.9 Esquema da bancada de ensaios.

A investigação do desempenho do motor bicomustível em termos de trabalho desenvolvido foi realizada pela medição do parâmetro “Torque Líquido Efetivo” para as diversas misturas FLEX e parâmetros operacionais propostos. Este parâmetro representa a habilidade do motor em produzir trabalho e é medido de forma efetiva em dinamômetros acoplados ao eixo de manivelas do motor. A equação que determina o torque efetivo em dinamômetro pode ser escrita como:

$$T_b = P \times b$$

(4.1)

Onde,

T_b – Torque líquido efetivo [N.m];

P – Força medida no transdutor do freio [N];

b – Comprimento do braço de alavanca do freio [m].

Um dinamômetro de Foucault ZÖLLNER com potência nominal de frenagem de 200 kW foi utilizado para medir o torque líquido efetivo. Este é constituído pelo conjunto de um estator em balanço e um rotor acionado pelo motor em teste girando imerso em um campo de força magnético de intensidade variável e produzido pelas bobinas do estator. A intensidade do campo de força é controlada por um gerador de corrente contínua aplicada na bobina do estator, podendo-se, pela variação desta corrente, variar a carga aplicada sobre o eixo. Através de um braço de alavanca, de comprimento conhecido, engastado à carcaça em balanço do estator e fixo, em sua extremidade oposta, a uma célula de carga tipo SV para tração, fabricada pela Alfa Instrumentos, com capacidade de força 1000 N e incerteza de medição < 0,03% (FIGURA 4.10), pôde-se verificar o torque líquido efetivo pela equação (4.1). Um sistema eletrônico de aquisição de dados montado em um desktop e composto por com uma placa A/D PCI-DAS08 *Measurement Computing Corporation* e software de aquisição de dados SAD, desenvolvido pelo Laboratório de Medições Mecânicas da UFRGS, coletou e armazenou os sinais elétricos em mV da célula de carga a uma taxa de aquisição de 66 Hz.

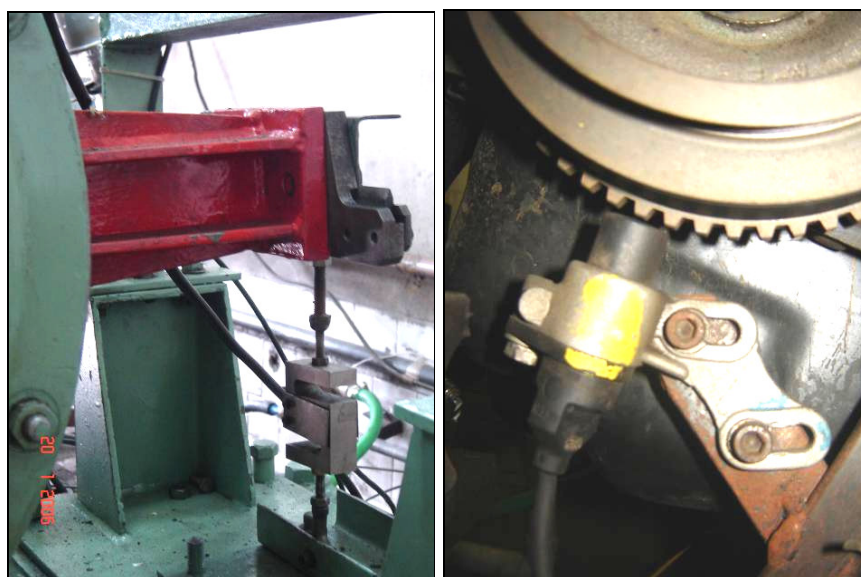


FIGURA 4.10 – Célula de carga “Alfa Instrumentos CV-100” e sensor magnético (MAG).

A incerteza de medição do torque líquido efetivo foi determinada pelas derivadas parciais da Equação (4.1) em função das variáveis F e b e substituídas na Equação (4.2), de acordo com o Método de Kline e McClintok (1953):

$iR = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \times i_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \times i_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \times i_n\right)^2}$	(4.2)
---	-------

Onde,

iR – Incerteza de medição da variável dependente R ;

i_n – Incerteza de medição da variável independente “ n ”.

$iTb = \sqrt{(b \times iP)^2 + (P \times ib)^2}$	(4.3)
--	-------

Onde,

iTb – Incerteza de medição do torque líquido efetivo [N.m];

iP – Incerteza de medição da força do motor sobre célula de carga [N];

ib – Incerteza de medição do comprimento do braço de alavanca do freio [m].

A calibração do sinal elétrico adquirido pela célula de carga permitiu a determinação do torque líquido efetivo desenvolvido, com incerteza de medição máxima de $\pm 0,52$ N.m de acordo com a equação (4.3).

A velocidade do motor foi verificada através da conversão do sinal elétrico senoidal gerado pelo sensor magnético, montado sobre a roda dentada no eixo do motor (FIGURA 4.10), em um sinal elétrico analógico linear calibrado em função da rotação. Um conversor de frequência Alfa Instrumentos foi utilizado para esta função. O sinal elétrico linear gerado foi adquirido simultaneamente ao sinal elétrico de torque líquido efetivo pelo mesmo sistema eletrônico de aquisição de dados com uma incerteza de medição de $\pm 10 \text{ min}^{-1}$.

O consumo de combustível foi verificado pelo método gravimétrico com auxílio de uma célula de carga calibrada e submetida ao peso do reservatório de combustível. A incerteza de medição foi de $\pm 6\text{g}$. O consumo foi determinado pela relação entre a variação do sinal gerado na célula de carga e o tempo decorrido do teste de acordo com a equação (4.4). Estes, foram registrados por um sistema de aquisição de dados montado em um *desktop* com um conversor A/D TC-08 *Pico Technology* a uma taxa de 1 Hz e software *PicoLog*.

$\dot{m}_f = \frac{m}{t}$	(4.4)
---------------------------	-------

Onde,

m – Consumo absoluto de combustível por ensaio [g];

t – Tempo de duração do ensaio [s].

A incerteza de medição máxima do consumo de combustível foi determinada pelas derivadas parciais da Equação (4.4) em função das variáveis m e t e, substituídas na equação (4.2), correspondendo a 0,1 g/s:

$i\dot{m}_f = \sqrt{\left(\frac{m}{t^2} \times it\right)^2 + \left(\frac{1}{t} \times im\right)^2}$	(4.5)
---	-------

Onde,

$i\dot{m}_f$ – Incerteza de medição do fluxo de massa de combustível [g/s];

it – Incerteza de medição do tempo de ensaio [s];

im – Incerteza de medição da massa de combustível consumida por ensaio [g].

O consumo específico de combustível (BSFC) representa a eficiência com que o motor está convertendo a energia do combustível em trabalho mecânico, isto é, o consumo de combustível pelo motor dividido pela potência líquida efetiva:

$BSFC = \frac{\dot{m}_f \times 3,6}{P_b}$	(4.6)
---	-------

Onde,

$BSFC$ – Consumo específico de combustível no freio [kg/kW.h];

P_b – Potência líquida efetiva [kW].

A incerteza de medição máxima do consumo específico de combustível é determinado pelas derivadas parciais da Equação (3.77) em função das variáveis \dot{m}_f e P_b e substituídas na Equação (4.2), correspondendo a $\pm 0,01$ kg/kW.h:

$iBSFC = \sqrt{\left(\frac{3,6}{P_b} \times i\dot{m}_f\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_f \times 3,6}{P_b^2} \times iP_b\right)^2}$	(4.7)
---	-------

Onde,

$iBSFC$ – Incerteza de medição do consumo específico de combustível [kg/kW.h];

iPB – Incerteza de medição da potência líquida efetiva [kW].

A potência líquida efetiva representa a taxa de realização de trabalho na unidade de tempo em dinamômetro, e é o produto do torque líquido efetivo pela velocidade angular do motor:

$P_b = \frac{T_b \times \omega}{10^3} = \frac{T_b \times 2 \times \pi \times N}{10^3}$	(4.8)
--	-------

Onde,

ω – velocidade angular [rad.s⁻¹].

Para a determinação da composição dos gases de escape para as misturas FLEX dois métodos foram utilizados. No primeiro, foram feitas as verificações durante os testes com o motor HITORQUE para a determinação das concentrações de CO, CO₂, HC e O₂. No segundo, outro aparato experimental foi utilizado para a determinação da concentração de NO_x. Estes testes foram realizados no Laboratório de Desenvolvimento de Combustíveis da UFRGS.

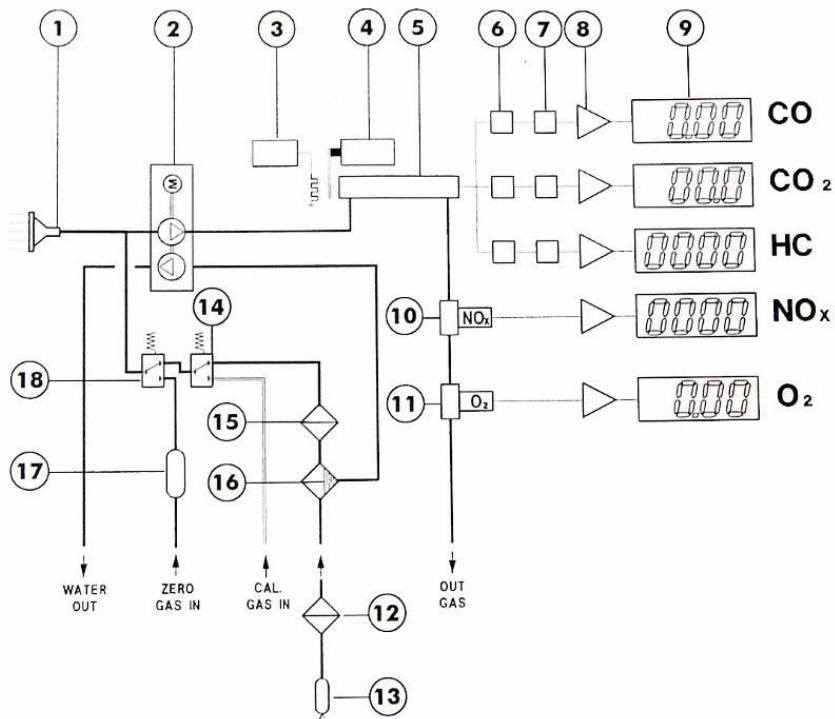


FIGURA 4.11 Esquema do sistema de análise dos gases de escape do analisador Multigás 488 Tecnotest. Adaptado de TECNOTEST (1996).

Durante os testes com o motor HITORQUE a composição dos gases de escape foi determinada através de um analisador de gases da Tecnotest e representa a média de cinco

registros de até três testes diferentes, em termos de O₂, CO, CO₂ e HC, por volume em base seca. Os gases de escapamento foram coletados todo o tempo durante os testes por uma sonda no interior tubo de escape a aproximadamente um metro a montante da saída para evitar a sucção de ar ambiente. A FIGURA 4.11 apresenta o sistema de verificação da composição dos gases de escape. Neste sistema, os gases são captados por uma sonda com pressão negativa e dirigidos ao filtro separador de condensado (13) e então para a célula de medição (5). As determinações das frações de CO, CO₂ e HC são realizadas pelo método de infravermelho não dispersivo (NDIR), ou seja, raios infravermelhos gerados em (3) são absorvidos por estes gases heteroatômicos e as diferenças entre a radiação emitida em (3) e recebida em (7) são proporcionais às concentrações destes gases. Como o O₂ é um gás monoatômico e não absorve a radiação infravermelha, a determinação da sua concentração é feita pelo método polarográfico, um processo físico-químico através da célula química (11). A incerteza de medição dos gases é de 5% do valor verificado.

Para a determinação dos óxidos de nitrogênio utilizou-se outro aparato experimental, ou seja, um moto-gerador com motor mono cilíndrico de ciclo Otto, com 250 cm³ de cilindrada, 2 válvulas com comando no cabeçote, e gerenciamento de injeção e ignição por ECU programável *FuelTech*. Os parâmetros operacionais dos testes foram N = 2500 min⁻¹, relações de mistura iguais a 0,8, 0,9 e 1,0 e ângulos de ignição de 15° APMS, 20° APMS e 25° APMS. Os gases de escape foram coletados através de um compressor passando por um sistema de resfriamento para a condensação da umidade e armazenados em cilindros de aço inox, com capacidade de 50 L e previamente evacuados com auxílio de uma bomba de vácuo. A amostragem era encerrada somente quando a pressão no cilindro atingia 3 bars. Para cada teste o motor foi condicionado mantida a velocidade de 1500 min⁻¹ o tempo suficiente para o seu aquecimento até que a temperatura do óleo atingisse cerca de 90°C.

Os gases armazenados foram analisados pelo método de quimioluminescência para a determinação de óxidos de nitrogênio (NO_x), e o método está representado pela FIGURA 4.12. O processo consiste em fazer reagir o monóxido de nitrogênio (NO) com ozônio (O₃) produzindo radiação luminosa pela excitação eletrônica da reação proporcional à concentração de NO. A reação luminescente é captada por uma célula foto-medidora, gerando um sinal elétrico analógico. O sinal obtido é então convertido em concentração de NO por uma curva de calibração. Após cada análise o sistema é purgado com argônio para a limpeza da célula. Para a determinação do NO_x, é ainda necessário fazer com que o gás de amostragem passe por um reator de fluxo para converter o dióxido de nitrogênio (NO₂) em NO, para só então fazê-lo reagir com o ozônio.

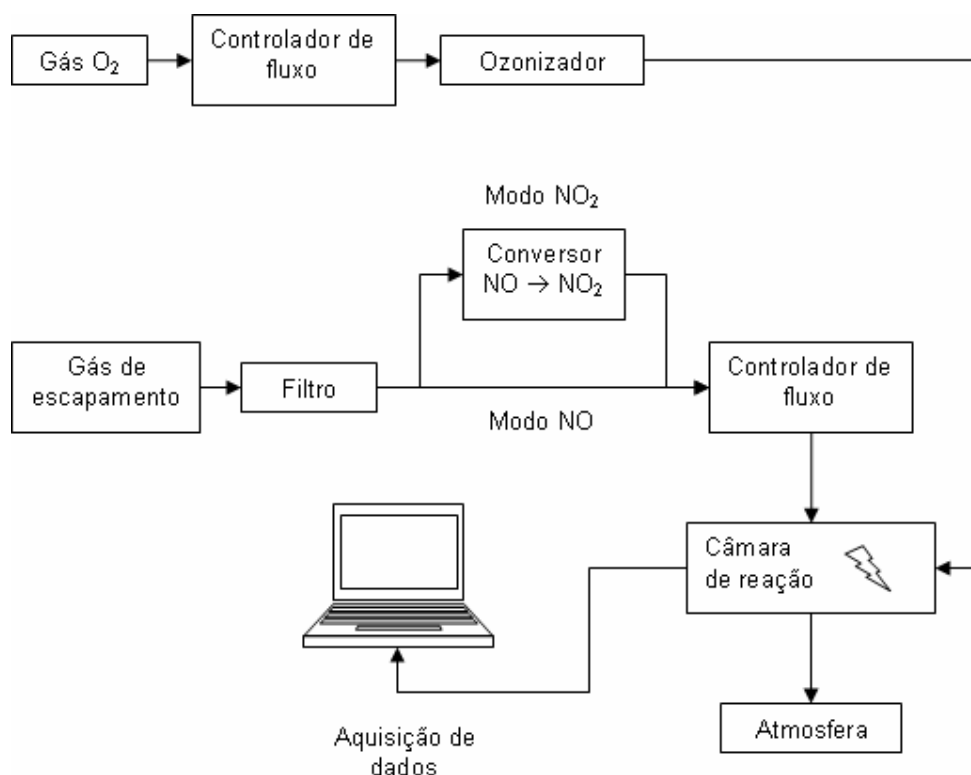


FIGURA 4.12 Esquema de quimioluminescência para a determinação do NO.

As temperaturas foram medidas com termopares encapsulados tipo K e suas leituras foram registradas a uma taxa de 1 Hz por um sistema de aquisição de dados TC-08 *Pico Tech*, com incerteza de medição de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ e software de aquisição PicoLog. As temperaturas de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) foram verificadas por dois termopares expostos a corrente de ar a aproximadamente 0,15 m a jusante da entrada do conduto de admissão. O primeiro, de bulbo seco, e o segundo, envolvido em mecha de algodão umedecida em água, para medição da temperatura de bulbo úmido. A temperatura da água de arrefecimento do motor foi verificada por dois termopares na entrada e na saída do motor. A temperatura do óleo lubrificante foi verificada por um termopar posicionado dentro do cárter do motor. A temperatura da mistura admitida foi verificada por um termopar posicionado sobre a válvula de admissão no interior do cabeçote do motor. A temperatura dos gases de escapeamento foi verificada por um termopar posicionado sobre a válvula de escape também no interior do cabeçote do motor. Os termopares foram calibrados em água em ebulição e em água e gelo e os desvios verificados foram menores do que 1°C a 100° e praticamente inexistentes a 0°C .

A verificação da relação de mistura foi realizada através de um *PLM MOTEC* – “*Professional Lambda Meter*” para determinar precisamente e com rápida taxa de resposta as condições de mistura do motor. O sensor de O_2 utilizado com este dispositivo é o Bosch LSU

/NTK UEGO (banda larga) com incerteza de medição de $\pm 1,5\%$ para 0% a 20% de O_2 nos gases de escapamento. A taxa relativa “ λ ” especificada não variou mais do que $\pm 0,01$ durante os testes.

A verificação do tempo de injeção foi tomada pelos registros do sistema de aquisição eletrônica de dados da ECU *Electromotive TEC-II*.

A pressão atmosférica foi determinada pela pressão absoluta no duto de admissão com o motor parado através do sensor MAP do motor e os registros foram feitos pelo sistema de aquisição eletrônica de dados da ECU *Electromotive TEC-II* e conferida por um barômetro de mercúrio.

4.5.1 MÉTODO DE CORREÇÃO DO TORQUE LÍQUIDO EFETIVO

Segundo a ABNT (1996), quando as condições atmosféricas diferirem das condições atmosféricas de referência (25°C a 100 kPa), deve-se corrigir a potência verificada, e por consequência o torque líquido efetivo, por um fator de correção para se obter o desempenho desenvolvido hipoteticamente nas condições atmosféricas de referência. Assim, o torque líquido efetivo será dado pela seguinte equação:

$Tb_{corr} = Tb \times \alpha_a$	(4.9)
----------------------------------	-------

Onde,

Tb_{corr} – Torque líquido efetivo corrigido [N.m];

α_a – Fator de correção.

FATOR DE CORREÇÃO

O fator de correção é dado pela seguinte equação (ABNT, 1996):

$\alpha_a = \left(\frac{99}{pd}\right)^{1,2} \times \left(\frac{TBS}{298}\right)^{0,6}$	(4.10)
---	--------

Onde,

TBS – Temperatura de bulbo seco do ar de admissão [K];

pd – Pressão atmosférica seca [kPa].

A determinação de pd depende das condições de temperatura e pressão do ar atmosférico e está apresentada no ANEXO II o através do método ASHRAE (1997) para a determinação da pressão atmosférica seca.

4.6 SIMULAÇÃO MATEMÁTICA

Com o objetivo de avaliar teoricamente o comportamento do motor bicompostível utilizando misturas de GASC e AEHC, através dos parâmetros de desempenho, buscou-se encontrar um conjunto de equações e hipóteses que pudessem, de forma paramétrica e coerente, acoplar a cinética do movimento do motor e a termoquímica das misturas FLEX, considerando o ciclo a pressão limitada padrão. Nesta simulação numérica utilizou-se a técnica de Newton-Raphson e a eliminação de Gauss-Jordan para a solução simultânea do conjunto de equações algébricas que compõem o modelo matemático.

4.6.1 HARDWARE E SOFTWARE

O hardware utilizado para esta simulação foi um laptop TOSHIBA *Satellite* A40-S161, com processador *Pentium IV* 2.66 GHz e 240 MB de memória RAM, e o software utilizado foi o *Interactive Heat Transfer (IHT)*. Este software foi desenvolvido por *Intellipro* e *John Wiley & Sons* para facilitar a solução de problemas de transferência de calor através de uma interface que permite ao usuário resolver e explorar de forma gráfica e/ou tabular a solução de modelos matemáticos complexos em engenharia. A opção por este software foi devida à simplicidade para o desenvolvimento do código para o modelo matemático proposto, visto que, não existe a necessidade de desenvolverem algoritmos para a solução simultânea do conjunto de equações, pois estes já estão implementados no *solver* do mesmo, sendo necessário apenas desenvolver um coerente conjunto de equações para o número de variáveis envolvidas. As saídas dos resultados são facilmente apresentadas na forma de gráficos ou de tabelas e suficientemente precisas para a análise do problema proposto.

4.6.2 A SOLUÇÃO SIMULTÂNEA DE UM CONJUNTO DE EQUAÇÕES ALGÉBRICAS

Para resolver um conjunto de equações algébricas simultaneamente, o *IHT* usa a técnica interativa de Newton-Raphson para encontrar as raízes de cada equação usando expansão por Séries de Taylor de primeira ordem:

$f(x_{i+1}) = f(x_i) + (x_{i+1} - x_i) f'(x_{i+1})$	(4.11)
---	--------

A expansão de Taylor é resolvida então para $f(x_{i+1}) = 0$, restando:

$(x_{i+1} - x_i) = -f(x_i)/f'(x_i)$	(4.12)
-------------------------------------	--------

A partir de uma aproximação inicial x_0 , uma nova aproximação para a raiz é calculada (x_{i+1}). O processo é iterativo e, em geral, converge para a raiz verdadeira. Os critérios de parada usados são o número de iterações ou quando a diferença:

$x_{i+1} - x_i = -\frac{f(x_i)}{f'(x_i)} < \delta$	(4.13)
--	--------

Onde,

δ - erro máximo admitido.

Para a solução simultânea de um conjunto de equações algébricas a expansão em Séries de Taylor deve ser feita para cada variável independente e a técnica de Newton-Raphson pode ser escrita por:

$[J_i] \{x_{i+1}\} = [J_i] \{x_i\} - \{f_i\}$	(4.14)
---	--------

Onde,

$[J_i]$ – Matriz Jacobiana das derivadas parciais de cada equação em função de suas variáveis independentes;

$\{x_{i+1}\}$ – Vetor das variáveis independentes x_{i+1}

$\{x_i\}$ – Vetor das variáveis independentes x_i

$\{f_i\}$ – Vetor de $f(x)$ resolvida para $\{x_i\}$

Pela Equação (4.14) é possível resolver o sistema para $\{x_{i+1}\}$, e o processo continua as iterações avaliando a convergência até que o resíduo seja suficientemente pequeno ou zero para soluções exatas. As derivadas parciais da matriz Jacobiana são calculadas numericamente e, em alguns casos, foi necessário carregar um conjunto de soluções de cálculos anteriores como aproximações iniciais para que o processo convergisse para soluções exatas.

4.6.3 ACOPLAMENTO DO CONJUNTO DE EQUAÇÕES NO TEMPO

Para acoplar o modelo do ciclo a pressão limitada no tempo, utilizou-se o recurso da integração numérica da equação diferencial que representa a velocidade angular do eixo de manivelas:

$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \omega$	(4.15)
---	--------

Utilizando-se o algoritmo de integração numérica de Euler, a equação diferencial acima pode ser integrada em um intervalo de tempo correspondente a um ciclo completo. A integração é feita pela divisão do intervalo em intervalos infinitesimais Δt e o processo é desenvolvido no tempo através de expansão em Séries de Taylor para cada intervalo até o limite superior da integração. O grau de certeza do método é dependente do tamanho do intervalo Δt , sendo que, quanto menor o intervalo, maior será a precisão obtida e maior será o número de iterações e o tempo necessário para se atingir a solução.

4.6.4 VARIAÇÃO DO VOLUME EM FUNÇÃO DO TEMPO

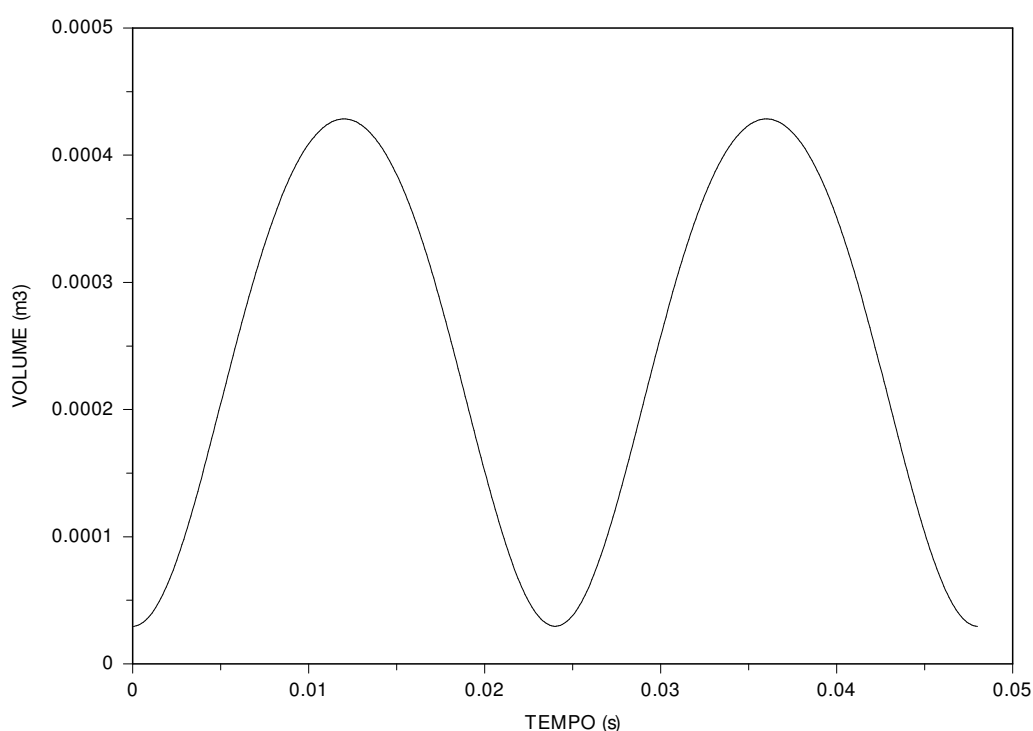


FIGURA 4.13 Variação do volume do cilindro em função do tempo.

A simulação foi desenvolvida para um ciclo a pressão limitada completo a 2500 min^{-1} . Desta forma, a variação do volume durante o ciclo foi simulado pela solução simultânea do conjunto de equações (3.1) a (3.8) e resolvida no tempo em função da integral numérica da equação diferencial (4.15), cuja solução fornece as coordenadas (t, θ) do ciclo. O resultado desta simulação resolvida no tempo pela integral definida entre os limites $t = 0$ e $t = 0,024 \text{ s}$, ou seja, o período de tempo necessário para realizar um ciclo a uma velocidade de rotação igual a 2500 min^{-1} , determina a variação do volume em função de ângulo de manivelas. A FIGURA 4.13 apresenta o comportamento desta variação de volume durante um ciclo obtido pela simulação.

4.6.5 HIPÓTESES ADICIONAIS para simulação

Além das equações e das simplificações admitidas para o ciclo padrão ideal a pressão limitada descritas no ITEM 3.1, o número de equações não é ainda suficiente para a solução do sistema. Assim, outras são necessárias para que seja possível atingir-se a solução do modelo matemático. Um primeiro conjunto de constantes foi obtido através das características de geometria do motor, bem como através das variáveis operacionais de funcionamento definidas para a simulação. A definição das composições das misturas FLEX fornece importantes parâmetros e permitiram determinar a entalpia de reação, ou seja, o calor disponibilizado durante a combustão a volume e a pressão constantes. Correlações obtidas pelos testes experimentais permitiram determinar o consumo de combustível e de ar, a temperatura dos gases de escape e o ângulo DPMS de duração da combustão a pressão constante.

CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO MOTOR

Os parâmetros de geometria do motor utilizados nesta simulação são os próprios do motor HITORQUE utilizados na parte experimental deste estudo e estão apresentados na TABELA 4.1 do ITEM 4.1. Compõem uma série de constantes e de relações geométricas apresentadas e definidas no referido Item. Da mesma forma as variáveis operacionais simuladas estão de acordo com as variáveis operacionais utilizadas na parte experimental deste trabalho, e visam buscar coerência e validação do modelo matemático e da ferramenta numérica utilizada.

COMPOSIÇÃO DAS MISTURAS FLEX

Para a determinação do calor de combustão adicionado ao processo durante o ciclo padrão ideal a pressão limitada foi necessário determinar as composições das misturas FLEX e seus respectivos PCI's. Assim, para a composição da gasolina automotiva tipo A, foi considerada as relações típicas de hidrogênio e carbono de acordo com Heywood (1988): $C_8H_{14,96}$. Para a composição da gasolina automotiva tipo C (GASC) foi considerado uma mistura em volume de 80% de gasolina automotiva tipo A e 20% de AEAC (C_2H_5OH), de acordo com as especificações de CIMA (2006). Para o álcool etílico hidratado combustível (AEHC) considerou-se o conteúdo de água contida através do grau INPM, medido experimentalmente de amostras retiradas dos lotes de combustíveis disponibilizados para os testes experimentais. O grau INPM adotado para a simulação foi a média dos graus INPM das amostras de AEHC apresentados na TABELA 4.6 e determinados através da NBR 5993 (ABNT, 1980).

TABELA 4.6 Grau INPM médio das amostras de AEHC adotado na simulação.

Temperatura de teste	Densidade relativa na temperatura de teste	Densidade relativa a 20°C (NBR 5993)	°INPM	kg_água/kg_AEAC
26°C	0,7979	0,8029	95,5	0,048

PODER CALORÍFICO INFERIOR DA GASOLINA AUTOMOTIVA TIPO A

Para a gasolina automotiva tipo A, adotou-se a correlação empírica proposta por Sirtori (1974) *apud* Guibet (1999), ponderando a composição em massa dos grupos de hidrocarbonetos que formam este combustível. As ponderações aplicadas foram as máximas permitidas de aromáticos e olefínicos pela ANP (2001), que trata da especificação para a gasolina A e C para serem comercializadas no Brasil:

$PCI_{GASA} = 43.000 \text{ kJ/kg}_{GASA}$	(4.16)
--	--------

PODER CALORÍFICO INFERIOR DO ÁLCOOL ETÍLICO ANIDRO COMBUSTÍVEL

O poder calorífico inferior do AEAC foi determinado pelas diferenças das entalpias totais de formação dos produtos e reagentes (TABELA 4.7) considerando a combustão completa de um mol de AEAC líquido:

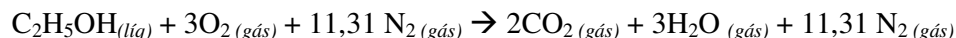


TABELA 4.7 Entalpias de formação padrão de reagentes e produtos para a reação de combustão de AEAC e ar (HEYWOOD, 1988).

REAGENTES	$\Delta H_{f,298}^{\circ}$ [kJ/kmol]	PRODUTOS	$\Delta H_{f,298}^{\circ}$ [kJ/kmol]
$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}_{(l\acute{i}q)}$	-277.000	$\text{CO}_2_{(g\acute{a}s)}$	-393.510
$\text{O}_2_{(g\acute{a}s)}$	0	$\text{H}_2\text{O}_{(g\acute{a}s)}$	-241.818
$\text{N}_2_{(g\acute{a}s)}$	0	$\text{N}_2_{(g\acute{a}s)}$	0

$$\sum \Delta H_{f,T}^{\circ}(\text{REAGENTES}) = -277.000$$

$$\sum \Delta H_{f,T}^{\circ}(\text{PRODUTOS}) = 2 \times (-393.510) + 3 \times (-241.818) + 11,31 \times 0 = -1.512.100$$

$$\Delta H_{\text{COMBUST\AA O}}^{\circ} = -1.512.100 - (-277.000) = 1.235.100$$

$$PCI_{AEAC} = \frac{\Delta H^{\circ}_{COMBUST\tilde{A}O}}{M_{COMB}} = \frac{1.235.100}{46,05} = 27.000 \text{ kJ/kg}_{AEAC} \quad (4.17)$$

CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

De acordo com experimentos realizados, já descritos no ITEM 4.5, desenvolveram-se correlações lineares médias para o consumo total de combustível do motor HITORQUE de acordo com a fração de AEHC na mistura FLEX e da relação de mistura. A TABELA 4.8 apresentam as correlações simuladas em função da fração de AEHC na mistura FLEX e da relação de mistura.

TABELA 4.8 Correlações do consumo total de combustível em função da fração volumétrica de AEHC na mistura FLEX e da relação de mistura implementadas no modelo matemático em g/s.

RELAÇÃO DE MISTURA	CORRELAÇÃO	
$\lambda = 1.0$	$\dot{m}_{f,T} = 1,2260 \times n_{AEHC} + 2,6104$	(4.18)
$\lambda = 0.9$	$\dot{m}_{f,T} = 1,2966 \times n_{AEHC} + 2,9600$	(4.19)
$\lambda = 0.8$	$\dot{m}_{f,T} = 1,6203 \times n_{AEHC} + 3,8690$	(4.20)

Onde, $\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{f,T}}{4}$.

ENERGIA LIBERADA POR CICLO

Teoricamente, quando o motor está operando em condições de mistura estequiométrica ou pobre, a energia liberada por ciclo pode ser determinada pelo próprio conteúdo de energia do combustível por massa consumida. Contudo, para misturas ricas, a falta de ar para a completa oxidação do combustível limita também a liberação da energia que será considerada nesta simulação proporcional à insuficiência de ar em relação ao combustível admitido e será calculado através da seguinte equação:

$$Q_{heat} = \lambda \times PCI \times \dot{m}_f \times \frac{n_R}{N} \times 10^{-3} \quad (4.21)$$

CALORES ESPECÍFICOS DA MISTURA

De acordo com as hipóteses do modelo de ciclo padrão ideal, considerou-se os calores específicos como sendo constantes. Segundo Heywood (1988), os calores específicos a volume constante para o álcool etílico e para a gasolina, ambos na fase vapor, são respectivamente $cv_{AEAC} = 1,720$ kJ/kg.K e $cv_{GASA} = 1,700$ kJ/kg.K. Desta forma, adotou-se nestas simulações o $cv_{HC} = 1,7$ kJ/kg.K e para o ar $cv_{AR} = 0,720$ kJ/kg. O calor específico a volume constante da mistura gasosa de ar e combustível foi determinado pela média dos calores específicos ponderada pelas frações mássicas dos constituintes ar e combustível:

$$cv_{gás} = \left(\frac{(A/F)_{REAL}}{(A/F)_{REAL} + 1} \right) \times cv_{AR} + \left(\frac{1}{(A/F)_{REAL} + 1} \right) \times cv_{HC} \quad (4.22)$$

Considerando a hipótese de gases ideais pode-se assumir que:

$$cp_{gás} = k \times cv_{gás} \quad (4.23)$$

TABELA 4.9 Relações $(A/F)_{ST}$, PCI e cv para as composições das misturas FLEX examinadas.

Mistura FLEX	$(A/F)_{ST}$ [kg _{ar} /kg _{comb.}]	PCI [kJ/kg]	cv [kJ/kg.K]
GASC	14,1	40.900	0,786
AEHC25	13,3	38.800	0,790
AEHC50	12,2	35.900	0,796
AEHC75	10,7	31.700	0,806
AEHC	8,4	25.100	0,826

COEFICIENTE POLITRÓPICO ADIABÁTICO

Embora no caso real os coeficientes politrópicos para os processos de compressão e expansão são diferentes e não são constantes durante os processos, as hipóteses simplificativas do modelo de ciclo padrão à pressão limitada considera-os iguais e constantes dado a condição adiabática admitida. De acordo com Heywood (1988) uma razoável aproximação para o coeficiente politrópico adiabático para motores com ignição por centelha é o dado pela Equação (4.24) a qual foi adotada nesta simulação.

$$k = 1,30$$

(4.24)

MASSA DE GÁS POR CICLO

A massa do fluido de trabalho por ciclo, ou seja, a mistura de combustível e ar foi determinada através do consumo de combustível calculado, da relação $(A/F)_{REAL}$, da velocidade de rotação e do número de cursos do ciclo pela seguinte equação:

$$m_{gás} = \left(\dot{m}_f \times (A/F)_{REAL} + \dot{m}_f \right) \times \frac{n_R}{N}$$

(4.25)

DURAÇÃO DA COMBUSTÃO

Estimar a duração da combustão em ângulos do eixo de manivelas foi importante nesta simulação por permitir determinar teoricamente a posição do êmbolo no final da combustão à pressão constante e, assim, a determinação de V_{3b} . De acordo com Guibet (2000), o momento em que a fração de gases queimados é igual a 50% é coincidente com a máxima taxa de reação e ocorre aproximadamente a 10° DPMS. Como neste experimento o avanço de ignição de máximo torque verificado foi igual a 20° APMS, estas informações permitem inferir que a duração da metade da combustão tenha necessitado de 30° do ângulo de manivelas e que a combustão total tenha necessitado de aproximadamente 60°. Pôde-se considerar, desta forma, que a combustão tendo sido iniciada no momento da centelha (20° APMS) terá o seu final a 40° DPMS ($\pi/4,5$ rad). Desta forma, pelas equações (3.7) e (3.8), determina-se V_{3b} , ou seja, o volume do cilindro ao final da combustão à pressão constante, sendo igual a $\pi/4,5$ rad o ângulo equivalente a posição do eixo de manivelas. Opera-se desta forma na simulação matemática o acoplamento da cinética do movimento do motor com a termodinâmica dos gases.

TEMPERATURA DE ESCAPE MEDIDA

Outra hipótese considerada nesta simulação foi a de que a temperatura dos gases de escape seja conhecida, tornando possível a solução do ciclo pelas equações das transformações politrópicas e demais considerações acima. Duas correlações foram obtidas dos resultados experimentais em função da geometria de atomizadores utilizados e do ângulo de ignição e permitiram, assim, incluir no modelo a influência destas variáveis. A TABELA 4.10 apresenta as correlações desenvolvidas e implementadas no modelo matemático da simulação numérica.

TABELA 4.10 Correlações para a temperatura de escape implementadas no modelo matemático.

ATOMIZADOR	CORRELAÇÃO	
HITORQUE	$Te = 0,0866 \times ADV^2 - 6,7539 \times ADV + 710,27$	(4.26)
FIRE	$Te = 0,0819 \times ADV^2 - 6,7294 \times ADV + 728,51$	(4.27)

O código numérico utilizado que contempla as equações do Capítulo 2 e do Capítulo 3 e as hipóteses e simplificações utilizadas para o ciclo padrão ideal a pressão limitada está apresentado no ANEXO I deste trabalho.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 TORQUE LÍQUIDO EFETIVO

O avanço de ignição é um parâmetro operacional que tem um significativo efeito sobre o desempenho de um motor de ciclo Otto. De acordo com Heywood (1988), em regime permanente de velocidade e para uma mesma relação de mistura, haverá, para cada motor e para cada combustível, um avanço de ignição que produzirá o maior torque possível ou MBT (*maximum brake torque timing*²). O comportamento do motor HITORQUE, investigado em relação ao torque líquido efetivo, a plena carga e em regime permanente de velocidade para $N = 2500 \text{ min}^{-1}$, em função dos avanços de ignição, das relações de mistura e dos teores de AEHC na mistura FLEX, está representado pela FIGURA 5.1. Verifica-se, por esta figura, a severa influência do avanço de ignição sobre o torque líquido efetivo, sendo que, os máximos valores verificados para este parâmetro de desempenho foram obtidos com avanços de ignição iguais a 20° APMS para todas as misturas de combustíveis examinadas. Este comportamento se verificou também para todas as relações de misturas investigadas e está relacionado com o ângulo de duração da combustão e com a velocidade de chama das misturas. Este comportamento indica, ainda, que processos de ignição deflagrados nas proximidades de 20° APMS produzem, teoricamente, um pico de pressão na câmara à aproximadamente 15° DPMS, resultando em torques máximos para estes avanços de ignição.

Para avanços de ignição menores do que 20° APMS se verifica que o torque líquido efetivo diminui com o atraso da ignição, dado que, de acordo com as FIGURAS 3.4 e 3.5 do ITEM 3.6.3, para estes avanços o pico de pressão desloca-se para posições angulares maiores do que os 15° DPMS recomendados, diminuindo a sua intensidade e o trabalho por ciclo. Para

² De acordo com Heywood (1988, p.828). Outra descrição utilizada para MBT é *minimum advance for best torque*. Neste trabalho, considerou-se como mais apropriada a descrição do autor citado.

avanços de ignição mais adiantados em relação ao MBT do experimento, ou seja, maiores do que 20° APMS verifica-se também a diminuição do torque líquido efetivo. A sua causa é o aumento do trabalho negativo sobre o êmbolo no final do curso de compressão, tendo-se verificado também a ocorrência de detonação para GASC com ângulos investigados maiores do que 30° APMS.

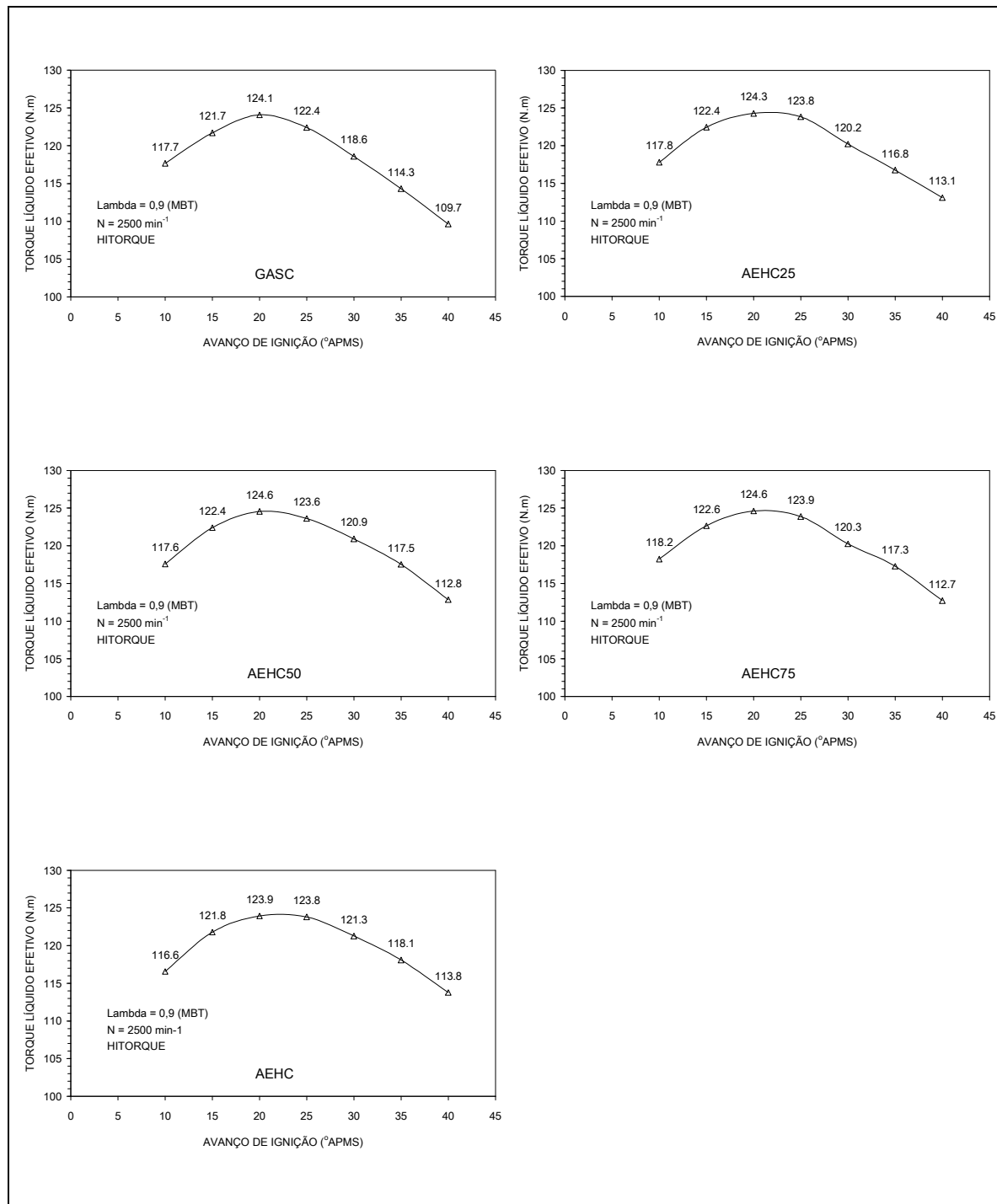


FIGURA 5.1 Comportamento do torque líquido efetivo em função do avanço de ignição em °APMS. $\lambda = 0,9$. Incerteza de medição máxima $\pm 0,52$ Nm.

A verificação da ocorrência de detonação pôde ser observada pela estratégia adotada pela ECU em atrasar a ignição quando este fenômeno se faz presente. A FIGURA 5.2 representa os atrasos da ignição promovidos pela ECU durante três testes de um minuto a plena carga. Nesta figura somente se observam atrasos da ignição nas condições em que o motor deveria operar com avanços de 35°APMS e 40°APMS, podendo-se concluir pela presença da detonação nestes casos e a não ocorrência para 30° APMS. Yücesu *et al.* (2006) conduziram experimentos similares em relação ao tipo de motor e misturas de combustíveis. Investigando em regime de plena carga distintas misturas de gasolina e AEAC de 0%vol. até 60%vol. relatam que os torques máximos, para $N = 2000 \text{ min}^{-1}$, $rc = 10:1$ e $\lambda = 1,0$, também ocorreram para o mesmo avanço de ignição em todas as misturas examinadas, naquele caso, iguais a 22° APMS. Estes comportamentos relatados evidenciam pouca diferença na velocidade de chama entre as misturas examinadas, a ponto de não serem verificadas diferenças do avanço de ignição para o MBT dos experimentos com as diferentes misturas de GASC e AEHC. No entanto, Taylor *et al.* (1996), em experimentos semelhantes, afirmam ter havido necessidade de avançar a ignição para operações com etanol em relação à gasolina base utilizada para se obter os máximos torques, o que também pode ser sugerido pela FIGURA 5.1 quando observadas para os maiores teores de AEHC no combustível.

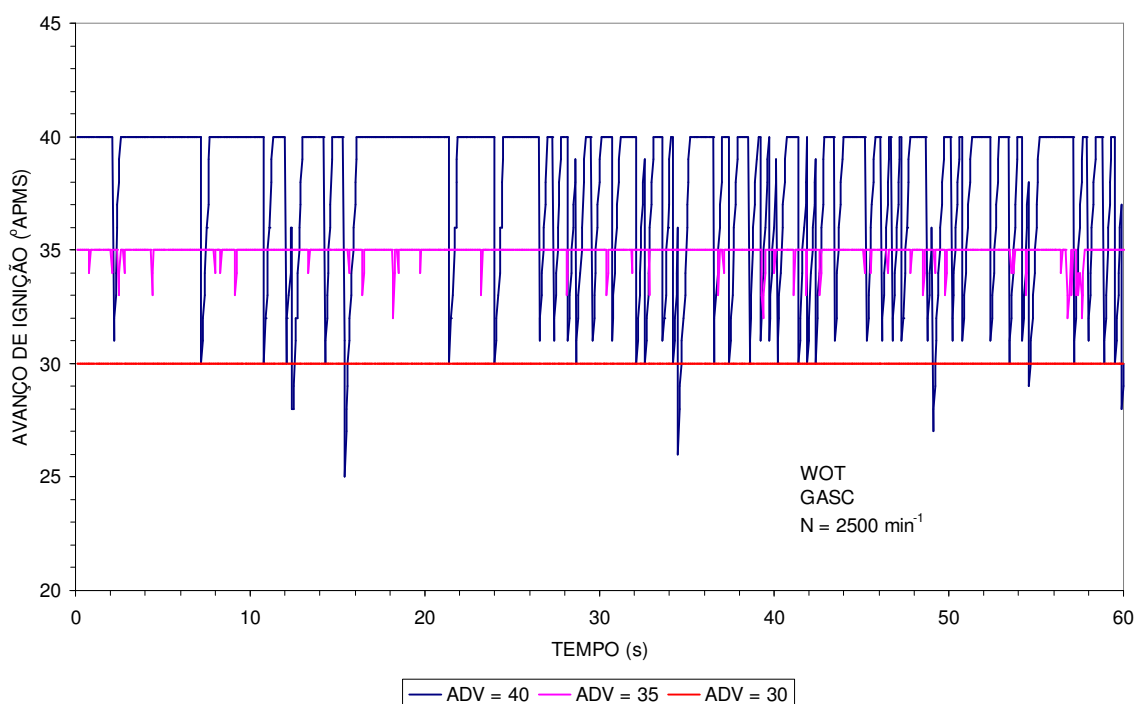


FIGURA 5.2 Atrasos de ignição pela ocorrência de detonação em WOT, $N = 2500 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 0,9$ e GASC.

A influência sobre o trabalho líquido por ciclo e, por vez, do torque líquido indicado em função do avanço de ignição foi também investigada por simulação adotando-se o modelo do ciclo a pressão limitada padrão. Os resultados desta influência, calculados por este método, estão representados pela FIGURA 5.3 através do diagrama $p \times V$ do ciclo de operação do motor para avanços de 10° , 15° e 20° APMS e operação com GASC. Verifica-se, por esta figura, que os principais efeitos do avanço de ignição sobre a área fechada do diagrama, o qual representa o trabalho desenvolvido por ciclo, é sobre a pressão máxima da combustão e sobre a pressão e a temperatura dos gases de escape. Este comportamento se repete nas simulações para todas as misturas FLEX avaliadas. Pode-se garantir, por esta figura, que para ignições mais atrasadas a pressão máxima na câmara diminui, assim como aumentam as pressões e as temperaturas de escape, efeitos estes, melhor representados pela FIGURA 5.4. Como resultado final se observa a diminuição do trabalho de expansão e o aumento do trabalho de bombeamento. A superposição destes efeitos provoca a redução do trabalho líquido por ciclo, tal qual verificado por perda de torque no caso real.

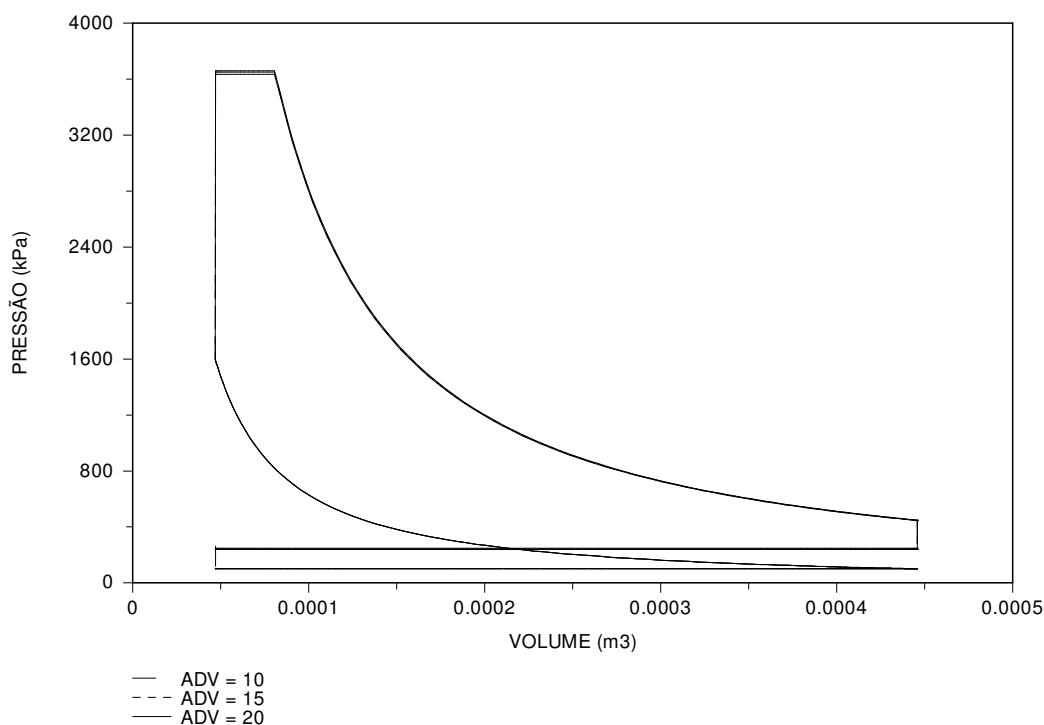


FIGURA 5.3 Diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado para GASC, $\lambda = 0,9$, $N = 2500 \text{ min}^{-1}$, $rc = 9,5:1$ e $ADV = 10^\circ, 15^\circ$ e 20° APMS.

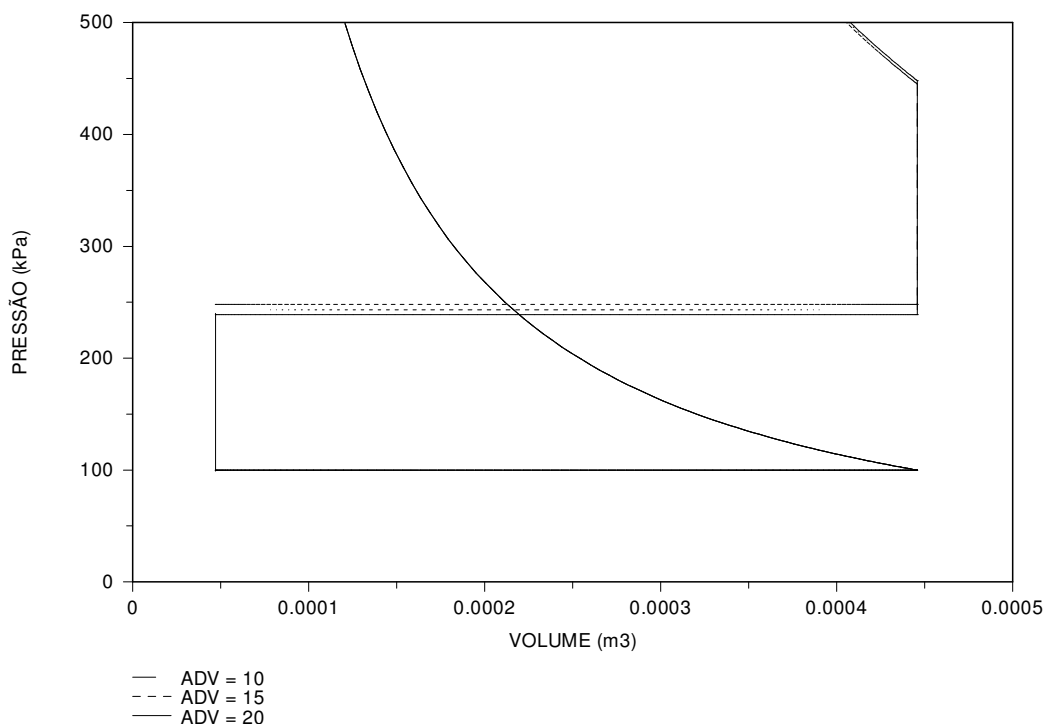


FIGURA 5.4 Detalhe do trabalho de bombeamento no diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado para GASC, $\lambda = 0,9$, $N = 2500 \text{ min}^{-1}$, $rc = 9,5:1$ e $ADV = 10^\circ, 15^\circ$ e 20° APMS.

Os quantitativos dos trabalhos de expansão e de bombeamento e do trabalho líquido por ciclo, obtidos por esta simulação, estão apresentados na TABELA 5.1. Verifica-se, por esta tabela, que o trabalho de expansão diminui na medida em que os avanços de ignição diminuem de 20° APMS para 10° APMS. Esta diminuição é percentualmente leve, $-0,7\%$ para 10° APMS em relação a 20° APMS e é consequência das menores pressões de combustão obtidas para os avanços menores. Por outro lado, as temperaturas de escape mais elevadas para avanços menores, 651°C para 10° APMS contra os $609,8^\circ\text{C}$ para 20° APMS, mantém as pressões de escape também mais elevadas e exigem maior esforço do motor para expulsar os gases queimados da câmara. Por estas simulações, maior trabalho é consumido no curso de escape, aumentando o trabalho de bombeamento em $6,5\%$ para 10° APMS em relação às simulações com 20° APMS. O resultado líquido destes efeitos para 10° APMS e 15° APMS em relação a 20° APMS são reduções no trabalho líquido por ciclo de 2% e 1% , respectivamente. Estes percentuais repetem o comportamento verificado experimentalmente nas mesmas condições operacionais e são comparativamente semelhantes aos percentuais de variação do torque líquido efetivo medido nestas mesmas condições, de acordo com a FIGURA 5.1.

TABELA 5.1 Simulação da influência do ângulo de ignição sobre o trabalho indicado por ciclo.

AVANÇO DE IGNIÇÃO	20° APMS	15° APMS	10° APMS
Trabalho de expansão (kJ)	5,42E-4	5,40E-4 (- 0,3%)	5,38E-4 (- 0,7%)
Trabalho de bombeamento (kJ)	- 5,546E-5	- 5,71E-5 (+ 2,9%)	- 5,91E-5 (+ 6,5%)
Trabalho líquido por ciclo (kJ)	3,55E-4	3,52E-4 (- 1%)	3,48E-4 (- 2%)
T3b (°C)	2178	2180	2183
p3b (kPa)	3660	3649	3636
Temperatura de escape (°C)	610	628	651
Pressão de escape (kPa)	239	243	248

A relação de mistura é também um parâmetro operacional que impõe forte influência sobre o torque líquido efetivo. É de conhecimento que os máximos torques líquidos efetivos em motores de múltiplos cilindros são alcançados com relações de mistura levemente ricas. O comportamento do motor HITORQUE investigado em relação ao torque líquido efetivo, medido a plena carga, em regime permanente de velocidade com $N = 2500 \text{ min}^{-1}$ e $ADV = 20^\circ \text{ APMS}$ em função da relação de mistura e das composições das misturas examinadas, está representado pela FIGURA 5.5. Verifica-se, por esta figura, que o máximo torque líquido efetivo medido ocorreu para $\lambda = 0,9$ para todas as misturas FLEX avaliadas. O mesmo comportamento foi verificado também para os demais avanços de ignição investigados. Estas verificações não se afastam dos relatos de Wu *et al.* (2004), que investigaram a influência da relação de mistura sobre o desempenho de um motor de combustão interna semelhante ao motor HITORQUE usado neste trabalho, para várias aberturas da válvula de aceleração e com misturas de gasolina e AEAC de 0%vol. a 30%vol. e para $N = 3000 \text{ min}^{-1}$ e 4000 min^{-1} . Relatam também que o máximo torque líquido efetivo foi verificado, naquele caso, em qualquer condição para relações de mistura ligeiramente ricas ($\lambda = 0,95$). Guibet (1999) justifica este comportamento dos motores de múltiplos cilindros, pelo fato que, sendo a relação de mistura medida à jusante do coletor de escape ligeiramente rica, esta verificação representa uma relação média entre todos os cilindros. Isto significa que um ou mais cilindros estão operando com relações estequiométricas e desenvolvendo, nestas condições, sua capacidade máxima de trabalho.

Admitindo-se, assim, que as condições operacionais de relação de mistura e avanço de ignição para MBT deste experimento sejam então $ADV = 20^\circ \text{ APMS}$ e $\lambda = 0,9$, o comportamento do torque líquido efetivo para estas condições operacionais em relação ao teor de AEHC na mistura FLEX e, ainda, a curva extraída por simulação, estão representados pela FIGURA 5.6. Analisando esta figura verifica-se que o comportamento dos melhores desempenhos em termos de torque líquido efetivo nas condições investigadas apresenta pouca variação com a adição de AEHC na mistura combustível. A curva referente a estas verificações

experimentais comporta-se praticamente como uma linha reta horizontal, não sendo possível afirmar neste caso, que o torque líquido efetivo seja influenciado significativamente pelo aumento de AEHC na mistura, como em geral relata a literatura. Wu *et al.* (2004) relatam, no entanto, terem percebido uma pequena melhora no desempenho com a adição de etanol apenas em condições de carga parciais com aberturas da válvula de aceleração em até 60%, e não verificaram também nenhuma melhora significativa em condição de plena carga (WOT).

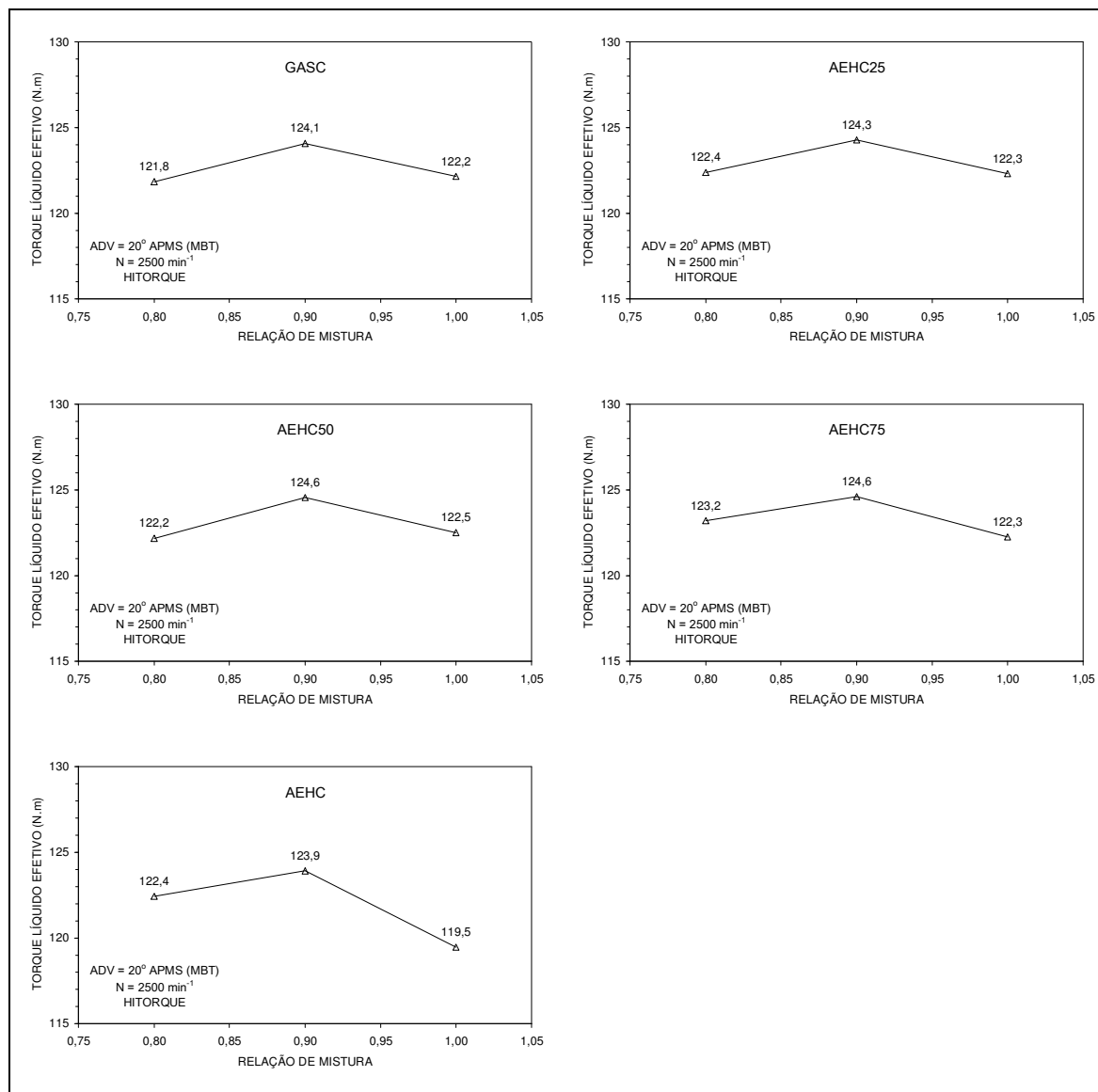


FIGURA 5.5 Comportamento do torque líquido efetivo em função da relação de mistura e das composições das misturas FLEX. Incerteza de medição máxima $\pm 0,52$ Nm.

Al-Hasan (2003) também investigou o efeito da adição de etanol até um máximo de 25% sobre o torque líquido efetivo e relatou aumento deste parâmetro para teores de etanol crescentes de 0%vol. até 20%vol. na mistura onde verificou os desempenhos máximos – mistura que corresponderia a própria GASC utilizada neste trabalho. A partir deste teor até os 25%vol.

relatou uma leve tendência de queda de torque líquido efetivo em todas as condições examinadas. Qualitativamente, o comportamento descrito por este autor é verificado também na curva obtida por simulação correspondente ao torque líquido indicado, cujo comportamento apresenta um máximo para GASC (20%vol. AEAC) e decresce com o aumento dos teores de AEHC no combustível. Isto ocorre, no caso ideal simulado, pela menor disponibilidade de energia do combustível, mesmo com o aumento do consumo do AEHC (TABELA 5.2). A diferença quantitativa entre os valores medidos (efetivos) e simulados (indicados) para o torque líquido deve-se ao fato que, no caso simulado, o coeficiente politrópico adotado seguiu a valores típicos apresentados pela literatura e foi mantido constante para todas as condições e durante todo o ciclo. Porém, no caso real, o ambiente de reação, caracterizado por este coeficiente se modifica com o combustível, com a relação de mistura e com o avanço da ignição, bem como para o processo de compressão (mistura fresca) e para o processo de expansão (gases queimados), o que justifica esta diferença de comportamento.

Taylor *et al.* (1996) e Chun e Heywood (1987) apresentam relações para o coeficiente politrópico na combustão de isoctano (C_8H_{18}). Estas correlações consideram os processos de compressão ou expansão e são dadas em função das temperaturas absolutas dos gases de trabalho. Os coeficientes politrópicos, inferidos por estas correlações, são menores, em grandeza, do que ao adotado neste trabalho e, assim, aquelas correlações, poderiam ser utilizadas de forma a permitir maior aproximação da simulação matemática ao caso real.

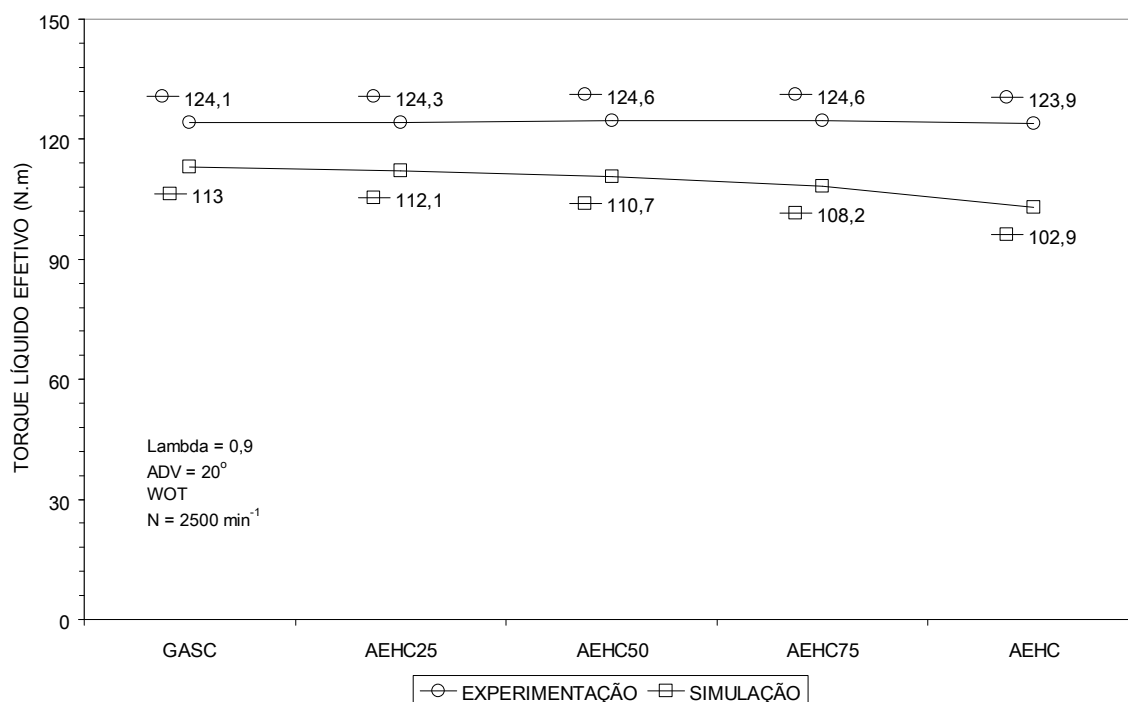


FIGURA 5.6 Comportamento do torque líquido efetivo em função da composição da mistura FLEX. Incerteza de medição máxima $\pm 0,52$ Nm.

A pouca influência da adição de AEHC nas misturas FLEX pôde também ser investigada pela simulação através do diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão que está representado pela FIGURA 5.7 para GASC, AEHC50 e AEHC.

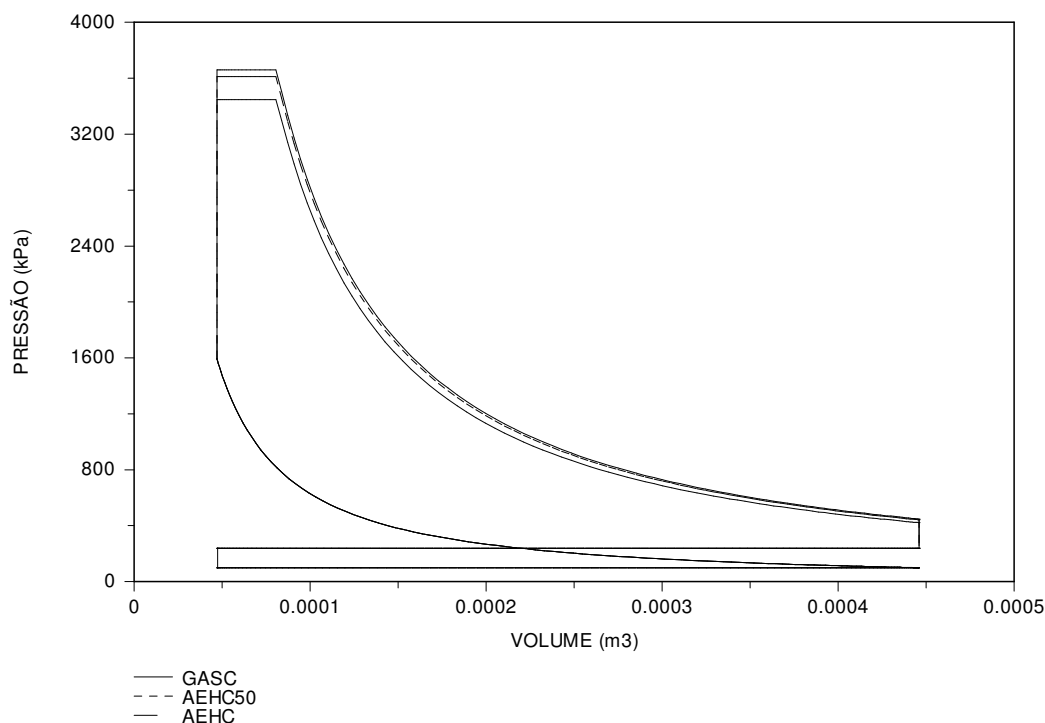


FIGURA 5.7 Diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado $\lambda = 0,9$, $N = 2500 \text{ min}^{-1}$, $rc = 9,5:1$, $ADV = 20^\circ$ APMS e GASC, AEHC50 e AEHC.

Pode-se verificar, por esta figura, que a área fechada do ciclo no diagrama, que representa o trabalho líquido por ciclo, é máxima para a GASC e é mínima para AEHC. Contudo as diferenças são relativamente pequenas. Pode-se afirmar, analisando-se esta figura, que as pressões máximas na câmara e as temperaturas de chama diminuem com a adição de AEHC, como se observa na TABELA 5.2. Esta constatação é de relevante importância, visto que, nas medições experimentais, a adição de AEHC na mistura na pior das possibilidades manteve o desempenho do motor em termos de torque líquido efetivo pelo menos igual ao desempenho com GASC. Pode-se explicar esta diferença entre o caso ideal e real pelo fato de que, no primeiro, não se consideram as ineficiências geradas por perdas de energia para as paredes da câmara, uma vez que os processos durante o ciclo são modelados como adiabáticos (HEYWOOD, 1988). No caso real as perdas são inevitáveis e existe uma intensa troca por convecção e radiação entre os gases e as paredes da câmara de combustão, a última, proporcional às diferenças de temperaturas elevadas na quarta potência. Assim, nas operações com AEHC a maior presença de água entre os

produtos da combustão, o que causa a diminuição da temperatura de escape pelo aumento do calor específico (TAYLOR *et al.*, 1996) e a temperatura de chama mais baixa deste combustível (YÜCESO *et al.*, 2006), fazem com que as perdas sejam também menores, o que justifica, no caso real, a semelhança dos desempenhos entre este combustível e a GASC.

TABELA 5.2 Poder calorífico inferior, temperaturas de combustão e parâmetros de desempenho indicados obtidos por simulação para as misturas FLEX investigadas.

	GASC	AEHC25	AEHC50	AEHC75	AEHC
PCI (kJ)	40.900	38.800	35.900	31.700	25.100
T3a (°C)	1.150	1.142	1.130	1.109	1.063
T3b (°C)	2.178	2.164	2.143	2.107	2.028
Torque Líquido Indicado (N.m)	113,0	112,1	110,7	108,2	102,9
Potência Líquida Indicada (kW)	29,58	29,34	28,96	28,31	26,91
ISFC (kg/kW.h)	0,318	0,358	0,401	0,449	0,513

Alguns autores apontam, ainda, a possibilidade da maior velocidade de chama do etanol em relação às gasolinas, o que favoreceria a combustões mais rápidas disponibilizando menos tempo para perdas de energia. Pela FIGURA 5.1, no entanto, pôde-se concluir por pouca diferença na velocidade de chama nestes casos investigados, visto que, os avanços de ignição para os MBT's medidos são relativamente iguais, o que indica velocidades de chama também semelhantes.

A literatura afirma, ainda, que o uso de etanol melhora a eficiência dos motores, uma vez que a sua característica antidetonante é superior à das gasolinas automotivas, o que permite que os motores sejam concebidos para relações de compressão maiores. Yüceso *et al.* (2006) investigaram a influência da relação de compressão no desempenho e relatam que os maiores torques líquidos efetivos foram obtidos para as maiores relações de compressão e para os maiores teores de AEAC em suas misturas. O diagrama $p \times V$ do ciclo de operação do motor obtido por simulação para o AEHC com relação de compressão de 9,5:1 e 14,5:1, a primeira, correspondente ao motor investigado e, a última, levemente maior que às relações de compressão dos últimos motores MPFI a AEHC comercializados no Brasil, está representado pela FIGURA 5.8. Pode-se observar, por esta figura, que a área fechada do diagrama é maior para a maior relação de compressão, o que indica que o maior trabalho líquido indicado por ciclo é obtido com relação de compressão 14,5:1. Esta constatação permite afirmar, de acordo com a TABELA 5.3, que, teoricamente, pouca ou nenhuma vantagem em termos de trabalho líquido se obtém ao utilizar AEHC em motores com baixa relação de compressão – como é o caso do bicombustível

brasileiro – e, ainda, que este aumento simulado da relação de compressão permite elevar em 12,7% a potência desenvolvida por este motor.

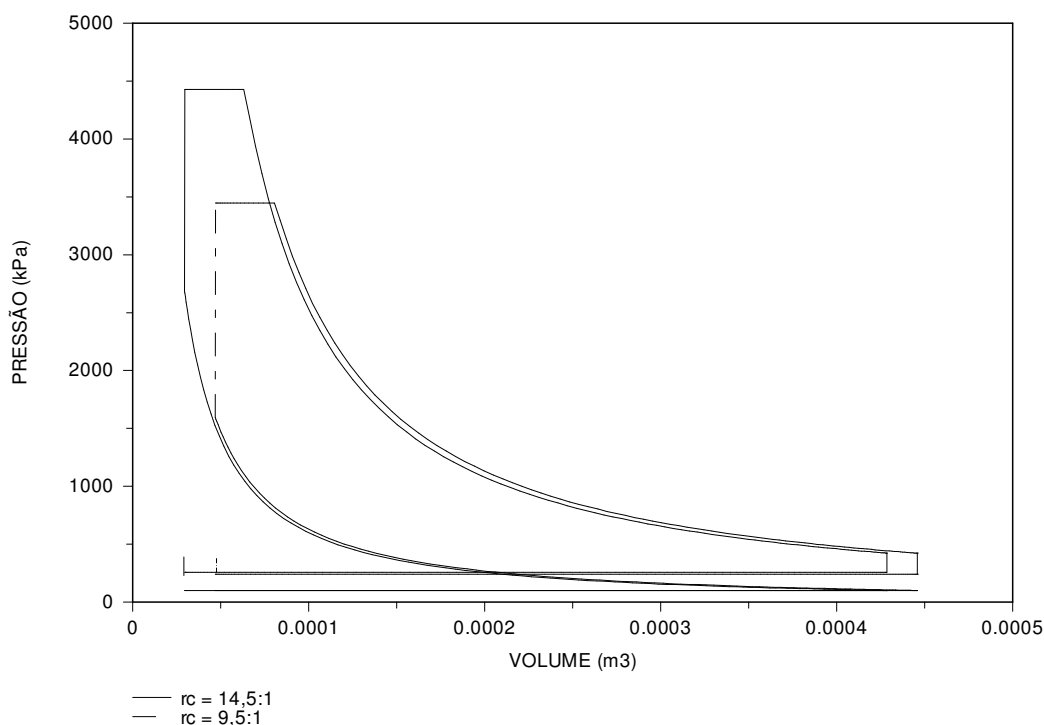


FIGURA 5.8 Diagrama $p \times V$ do ciclo a pressão limitada padrão simulado para AEHC, $\lambda = 0,9$, $N = 2500 \text{ min}^{-1}$, $ADV = 20^\circ$ APMS, $rc = 9,5:1$ e $rc = 14,5:1$.

TABELA 5.3 Parâmetros de desempenho indicados obtidos por simulação para AEHC e $rc = 9,5:1$ e $rc = 14,5:1$.

RELAÇÃO DE COMPRESSÃO	9,5:1	14,5:1	%
Potência Líquida Indicada (kW)	26,91	30,34	
Torque líquido indicado (N.m)	102,9	116,0	+12,7%
Trabalho líquido por ciclo (kJ)	3,23E-4	3,641 E-4	

5.2 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

A maior desvantagem do uso de etanol, dada a sua menor relação $(A/F)_{ST}$, é o aumento do consumo de combustível que se faz necessário para manter as relações de mistura dentro dos limites operacionais requeridos. Neste trabalho utilizaram-se os parâmetros consumo de combustível (taxa de consumo) e o consumo específico de combustível (BSFC) para medir o desempenho de um motor bicombustível quando se adiciona AEHC no combustível. No caso da filosofia brasileira de bicombustíveis, o aumento do consumo para operação com AEHC em comparação a GASC é particularmente grave, haja vista, que não se verificaram mudanças significativas no trabalho produzido com a mudança na composição do combustível. O

comportamento a plena carga do motor HITORQUE investigado em relação ao consumo de combustível em função das composições das misturas FLEX e para todas as relações de misturas analisadas está representado pela FIGURA 5.9 para $N = 2500 \text{ min}^{-1}$ e $ADV = 20^\circ \text{APMS}$. Pode-se verificar, por esta figura, que o consumo de combustível é máximo para operações com AEHC e é mínimo para operações com GASC. Este parâmetro assume um valor crescente e comportado de acordo com o teor de AEHC na mistura FLEX, podendo-se constatar que para cada adição de 25%vol. de AEHC ao combustível, um aumento em torno de 10% no consumo, em massa, é necessário para manter a relação de mistura. Pôde-se ainda verificar que a simples substituição de GASC por AEHC promoveu aumentos médios de consumos de aproximadamente 45%. Percebem-se também, por esta figura, as correlações inversas entre o consumo de combustível e a relação de mistura, sendo a curva que representa os maiores consumos, referente às relações de mistura iguais a 0,8, enquanto a que representa os menores consumos, referente às relações de mistura estequiométricas. Constatou-se, em relação a este parâmetro operacional, que os maiores consumos ocorreram para as misturas mais ricas e, no motor investigado, representaram em média aumentos de 14% para cada enriquecimento de 0,1 pontos na relação de mistura para qualquer das misturas FLEX avaliadas.

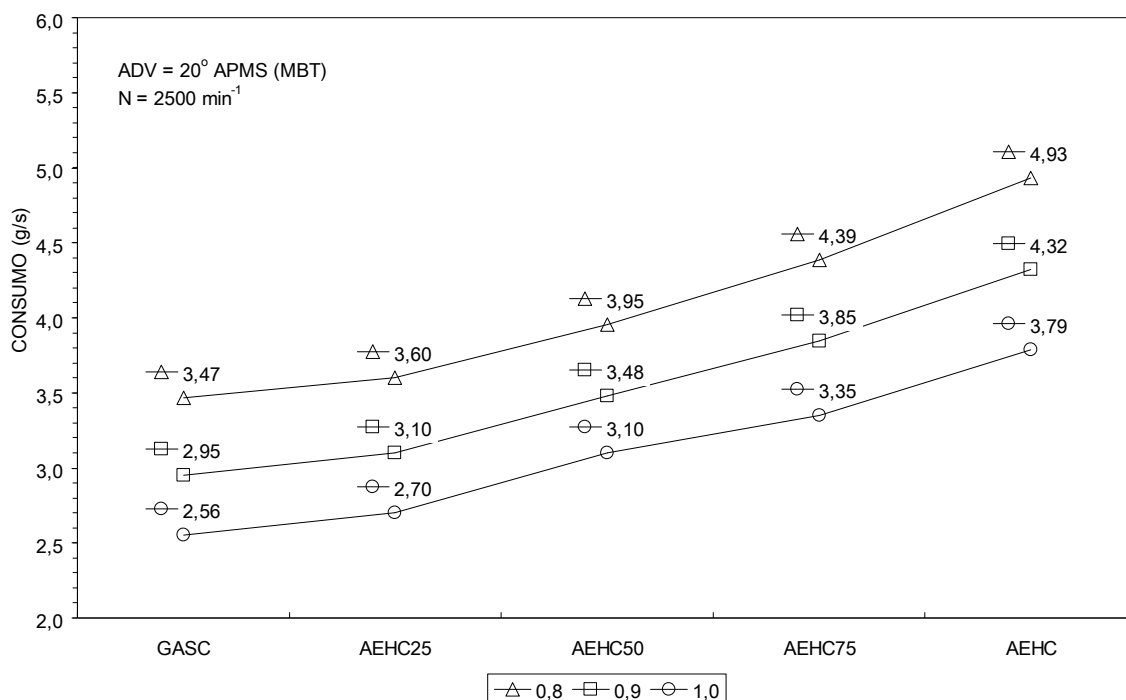


FIGURA 5.9 Consumo de combustível em função das misturas FLEX investigadas. Incerteza de medição máxima $\pm 0,1 \text{ g/s}$.

O consumo específico de combustível (BSFC) pode ser entendido como um parâmetro de desempenho que mede a necessidade de massa de combustível de um motor para produzir um

mesmo trabalho mecânico. O comportamento a plena carga do motor HITORQUE investigado em relação ao BSFC em função das relações de mistura e para todas as misturas FLEX examinadas, está representado pela FIGURA 5.10 para $N = 2500 \text{ min}^{-1}$ e $ADV = 20^\circ \text{APMS}$. Pode-se verificar, por esta figura, que o BSFC é inversamente proporcional à relação de mistura e diretamente proporcional ao teor de AEHC na região investigada. O maior aumento de BSFC das operações com AEHC em relação às operações com GASC ocorreu para $\lambda = 1$ e o menor para $\lambda = 0,8$ e representaram, respectivamente, aumentos percentuais de 51,4% e 40,9%, indicando que o aumento de consumo específico para o AEHC foi mais significativo na região estequiométrica do que na região rica da mistura. Esta verificação permite afirmar que, ao se adicionar AEHC no combustível, o motor necessita de maior massa de combustível para produzir o mesmo trabalho, especialmente na região estequiométrica. Nesta região o tornando o seu desempenho, em relação a este parâmetro, desvantajoso para as operações com AEHC. Yüceso *et al.* (2006) relataram comportamentos semelhantes em termos percentuais para o BSFC quando investigado em função da relação de mistura e da presença de AEAC no combustível. Contudo, a pureza do etanol utilizado em suas misturas é de 99,5%, diferente do AEHC (95,4 °INPM) utilizado neste trabalho. O mesmo pode ser dito para os resultados em termos de consumo de combustível de Al-Hasan (2003) para o aumento de AEAC no combustível.

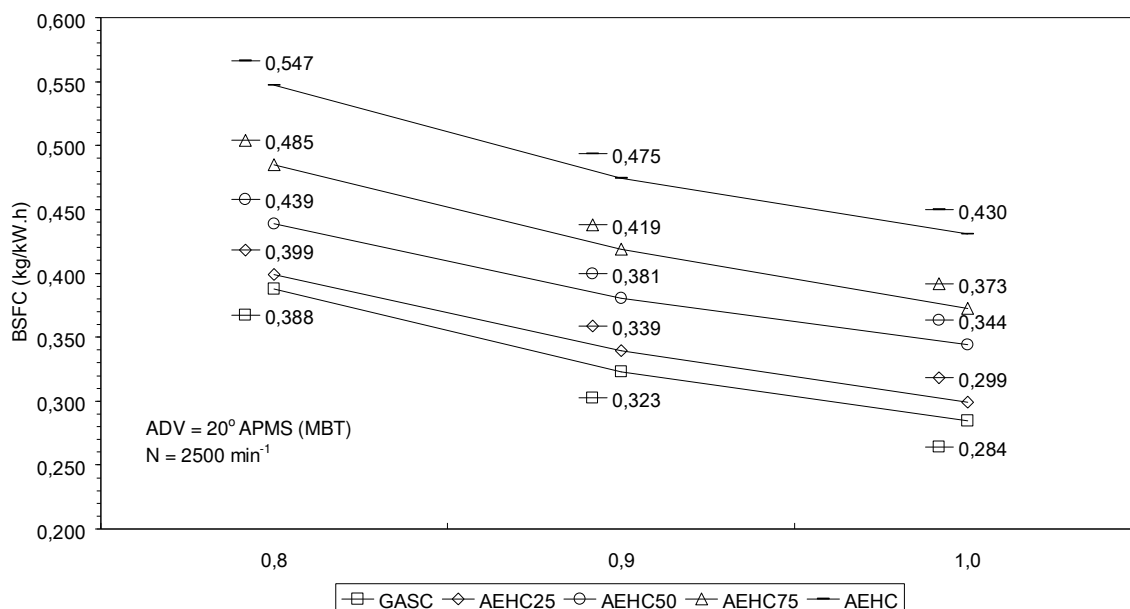


FIGURA 5.10 Comportamento do BSFC em função da relação de mistura e teor de AEHC. Incerteza de medição máxima $\pm 0,01 \text{ kg/kW.h}$.

5.3 EMISSÕES DE POLUENTES

A análise dos gases de escapamento em termos das emissões de CO, CO₂, HC e NO_x é importante sobre o ponto de vista mais amplo de eficiência dos motores de combustão interna, que considera também, além do trabalho produzido e do consumo de combustível, os impactos causados ao meio onde estes recursos são empregados.

5.3.1 MONÓXIDO E DIÓXIDO DE CARBONO

O comportamento verificado das emissões por percentuais de volume em base seca de monóxido de carbono (CO) em função da relação de mistura está representado pela FIGURA 5.11, onde cada curva representa uma mistura FLEX avaliada.

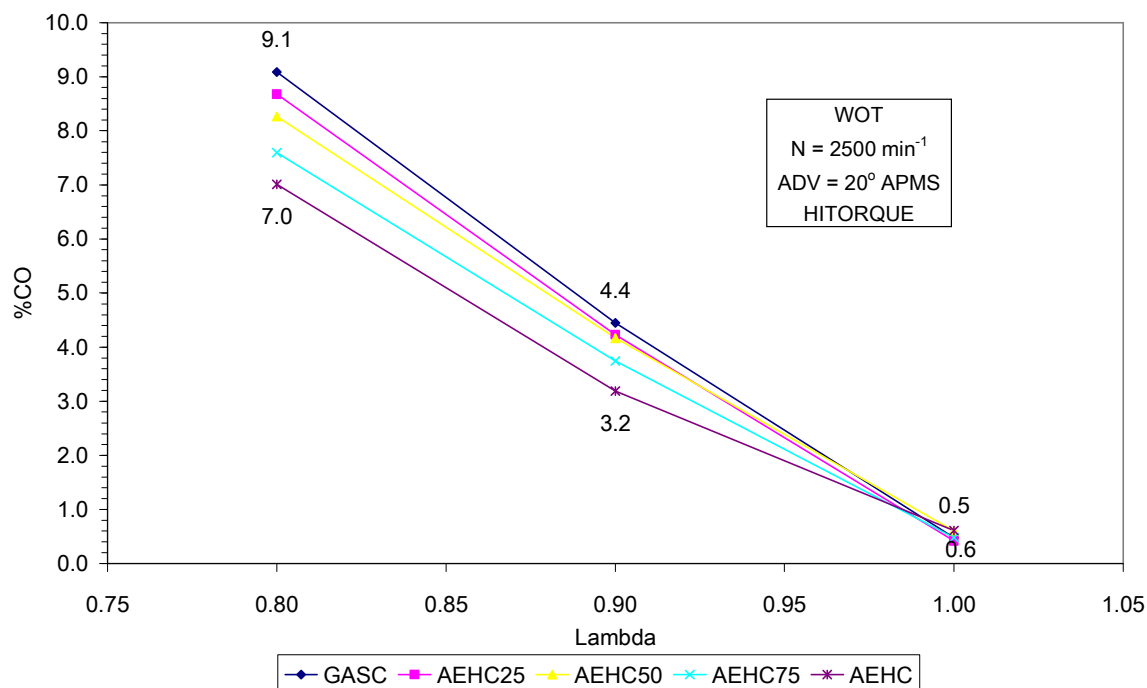


FIGURA 5.11 Emissões de monóxido de carbono (CO) em função da relação de mistura. Incerteza de medição máxima $\pm 5\%$.

É possível verificar, por esta figura, que as emissões deste produto diminuem quando a mistura tende à estequiometria. As emissões de CO medidas são máximas para relações de mistura iguais a 0,8 para todas as composições examinadas e mínimas para a relação estequiométrica, seguindo um padrão aproximadamente linear de redução. Pode-se verificar, ainda, que as emissões de CO são praticamente iguais para misturas estequiométricas, independente do combustível utilizado, mas se tornam maiores para a GASC na medida do enriquecimento da mistura. Assim, a diferença entre estas emissões, para operações com GASC

em relação às operações com AEHC, cresce proporcionalmente ao enriquecimento da mistura. Este comportamento demonstra que as emissões de CO são mais sensíveis à mudança de relação de mistura para a operação com GASC do que para a operação com AEHC, sendo que a sensibilidade aumenta de acordo com a diminuição do teor de AEHC. Avaliando-se para uma relação de mistura igual a 0,9, pode-se observar que as emissões de CO se reduziram de 4,4%vol. para operações com GASC para 3,2%vol. nas operações com AEHC. Esta é uma modesta redução, considerando que o aumento de consumo de combustível para esta condição é de no mínimo 42%, podendo-se prever que as emissões em massa de CO, dada esta grande diferença de percentual, causem diminuição da vantagem do uso de AEHC em relação à GASC, fazendo com que as emissões em massa deste poluente nas operações com AEHC aproximem-se muito as mesmas emissões das operações com GASC nos motores bicompostíveis brasileiros nestas condições investigadas.

O comportamento das emissões em percentuais de volume de dióxido de carbono (CO_2) está representado pela FIGURA 5.12.

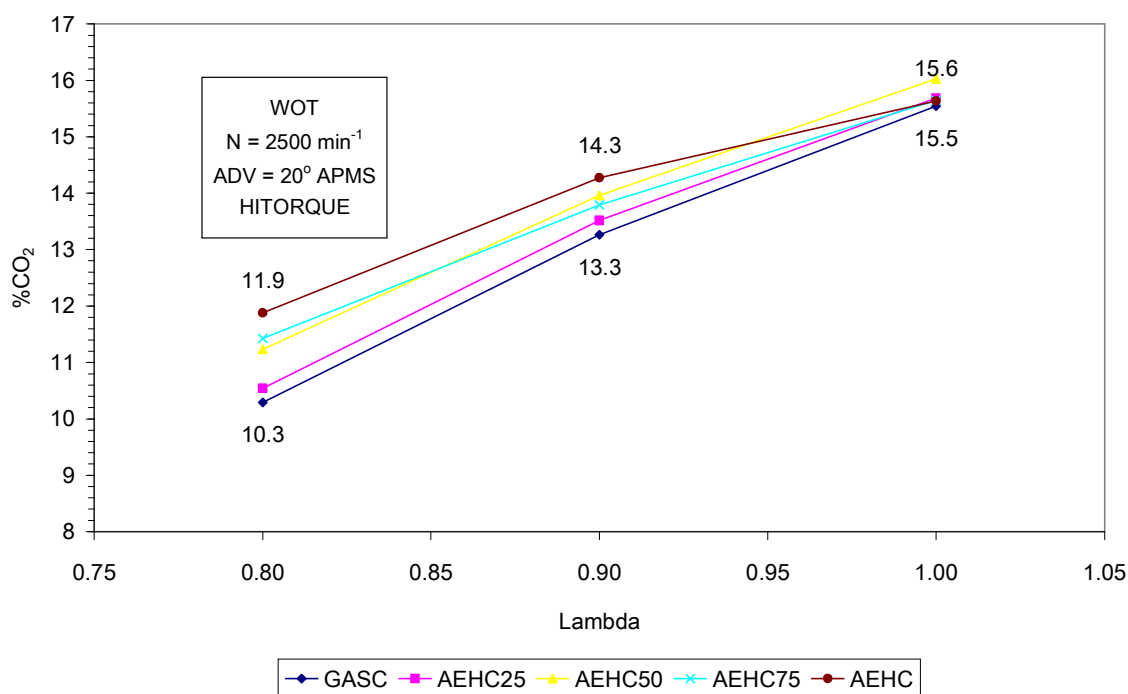


FIGURA 5.12 Emissões de dióxido de carbono (CO_2) em função da relação de mistura. Incerteza de medição máxima $\pm 5\%$.

Pode-se perceber, por esta figura, que o comportamento é semelhante às emissões de CO, porém na proporcionalidade inversa à relação de mistura, ou de outra forma, as emissões de CO e CO_2 apresentam correlações complementares para $\lambda < 1$ conforme o relato de Wu *et al* (2004). Pode-se verificar, por esta figura, que as emissões por volume do CO_2 são máximas para as

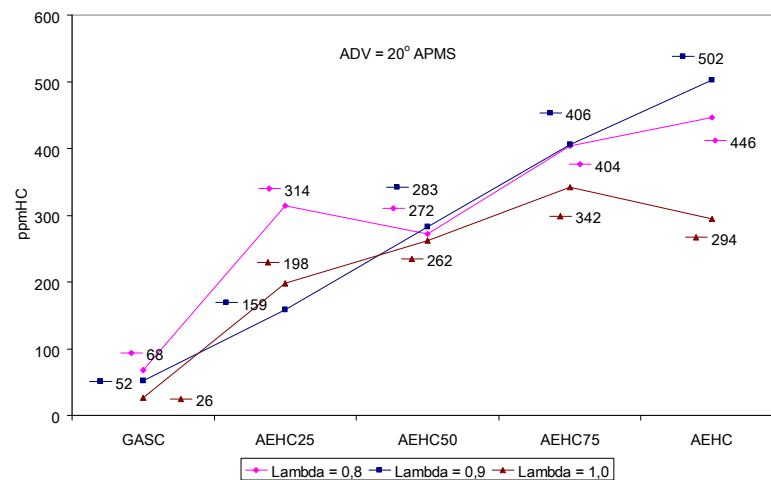
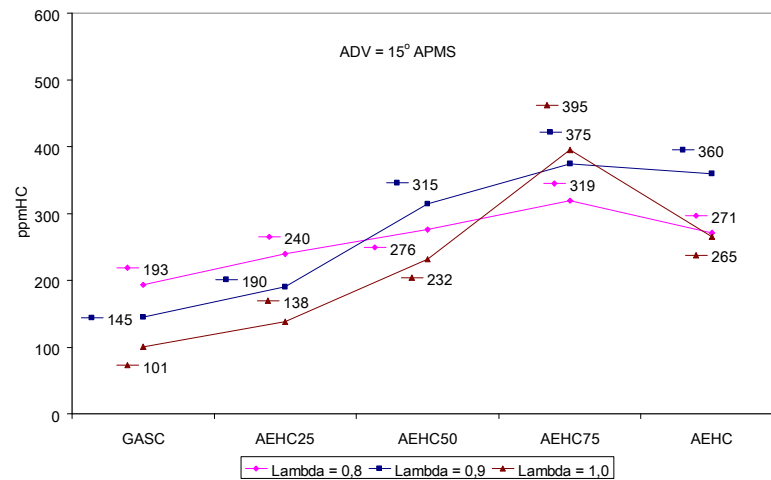
relações de mistura estequiométricas e são praticamente iguais para todos os combustíveis investigados nesta condição. Na medida do enriquecimento da mistura estas emissões decrescem e aumentam as diferenças entre operações com GASC e AEHC, sendo as emissões menos acentuadas para o primeiro combustível. Da mesma forma que para as emissões de CO, analisando-se para uma relação de mistura igual a 0,9, observa-se que as emissões de CO₂ aumentaram de 13,3%vol. para 14,3%vol. nas operações com AEHC em relação às operações com GASC. Por outro lado, extrapolando-se estes resultados para emissões em massa deste poluente, a menor formação em massa de CO₂ típica das operações com AEHC é prejudicada pelo aumento do consumo, tornando as emissões das operações com AEHC, reconhecidamente vantajosas, muito semelhantes às emissões das operações com GASC.

5.3.2 HIDROCARBONETOS NÃO QUEIMADOS

Dentre os mecanismos que influenciam nas emissões de HC, além das emissões evaporativas, estão as falhas na combustão, a extinção da chama nas paredes e nas folgas do êmbolo e a solubilidade do combustível no filme de óleo lubrificante. Contudo, parte dos HC formados por estes mecanismos oxida-se durante o curso de escape. As falhas na combustão estão relacionadas à relação de mistura e ao sistema de controle desta relação. Wu *et al.* (2004) relatam terem verificado aumento das emissões deste poluente para condições muito ricas ou muito pobres devido às combustões incompletas nestas condições. Os valores mínimos, de acordo com estes autores, foram verificados para relações levemente pobres, condições estas que oferecem ar suficiente para a oxidação mais completa do HC participante da reação. Estes autores relatam, ainda, que a solubilidade das moléculas de etanol é baixa no filme lubrificante devido a sua natureza polar contra a natureza apolar das moléculas de lubrificante e, assim, as emissões de HC devido a este mecanismo são proporcionalmente menores para o aumento de AEAC na mistura. O comportamento das emissões em ppm de HC medidas em função das misturas FLEX examinadas está representado pela FIGURA 5.13, para avanços de ignição de 15°, 20° e 25° APMS e todas as relações de mistura investigadas. Embora pouco conclusiva, se pode perceber, por esta figura, que estas emissões cresceram na medida do aumento do teor de AEHC na mistura FLEX, especialmente para avanços iguais a 15° e 20° APMS e relação de mistura igual a 0,9. Este resultado contraria as referências consultadas, muito embora, naqueles trabalhos as misturas de combustíveis utilizadas são de gasolinas automotivas típicas e etanol de elevada pureza e em teores máximos utilizados em torno de 30%vol., na sua maioria. Neste trabalho utilizou-se etanol hidratado e em teores sempre superiores àqueles. Pouco se pôde

concluir também sobre as emissões de HC's em função das relações de mistura dada a grande dispersão das medidas verificadas.

A contrariedade dos resultados verificados pode ter sido proporcionada pela ineficiência do método de infravermelho não-dispersivo (NDIR), utilizado neste trabalho, para verificar a concentração de HC nos gases de escape. Este método, ao contrário do método de “Detecção de Ionização de Chama (FID)”, não é hábil para detectar todas as formas de HC que podem ser emitidos pela combustão destes combustíveis.



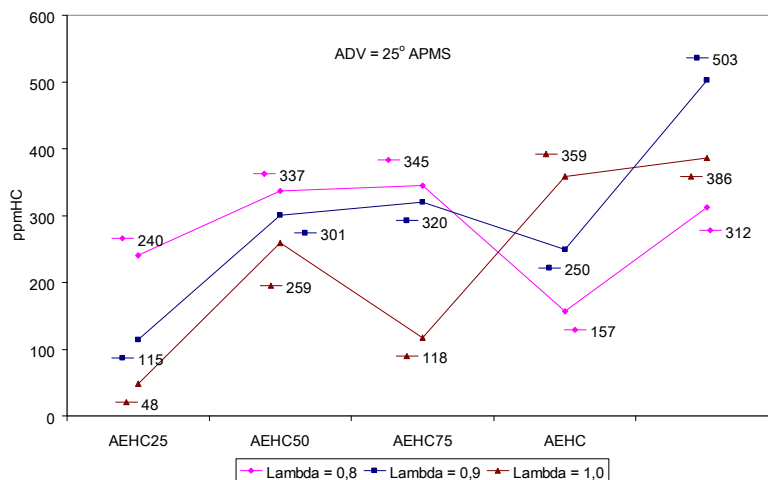


FIGURA 5.13 Comportamento das emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC,s) em função das misturas FLEX, relação de mistura e avanços de ignição. Incerteza de medição máxima $\pm 5\%$.

5.3.3 ÓXIDOS DE NITROGÊNIO

As medições das emissões de óxidos de nitrogênio para GASC e AEHC foram realizadas, à parte, no Laboratório de Desenvolvimento de Combustíveis da UFGRS. Um motor de combustão interna de ciclo Otto monocilíndrico foi utilizada com sistema de formação de mistura por injeção de combustível no coletor. A operação do motor obedeceu ao regime de carga parcial e a velocidade foi controlada pela abertura da válvula de aceleração. Os gases de escape foram captados e resfriados de forma a condensar o conteúdo de umidade.

O principal mecanismo de formação de NO_x é a dissociação e a combinação de N₂ e O₂ provocadas pelas elevadas temperaturas e pressões na câmara de combustão. Por este motivo, todas as condições que favoreçam ao aumento da temperatura e da pressão durante a combustão contribuem para o aumento da formação de NO_x. De acordo com Heywood (1988), as maiores temperaturas na câmara ocorrem para relações de mistura levemente pobres. A composição do combustível e o seu poder calorífico são também importantes, visto que poderes caloríficos maiores produzem maiores temperaturas de combustão.

Os resultados das medições realizadas, em ppm de NO, NO₂ e NO_x (NO + NO₂), estão representados na FIGURA 5.14 e estão organizados por relação de mistura, combustível e avanços de ignição. Por esta figura, se pode afirmar que a relação de mistura nestes experimentos não demonstrou influencia significativa, pois não se percebe um comportamento distinto destas emissões em função deste parâmetro operacional. Por outro lado, ao se analisar estas emissões em relação aos avanços de ignição é possível perceber, nesta figura, um claro padrão de comportamento. Verifica-se que as emissões de NO_x são sensíveis ao ADV e apresentam um

comportamento inverso para os dois combustíveis investigados, ou seja, enquanto para o AEHC as emissões aumentaram proporcionalmente ao avanço da ignição, para a GASC estas se reduziram proporcionalmente a este parâmetro. Pode-se afirmar ainda, que a sensibilidade destas emissões ao ADV é maior para o AEHC do que para a GASC, pois enquanto a diferença entre as emissões máximas e mínimas medidas para o AEHC ficou entre 21% e 69%, para a GASC esta variação foi de 9% a 18%.

Outro claro comportamento que pode ser visualizado na FIGURA 5.14 é o da composição do NO_x emitido em termos de NO e NO₂. Pode-se observar que, para o AEHC, as formações de NO e NO₂ apresentam correlações positivas em relação ao avanço da ignição e as frações de NO₂ se mantêm entre 6%vol. e 21%vol. do NO_x medido, valores estes que são coerentes com o apresentado pela literatura. Para a GASC, no entanto, apenas a formação de NO apresenta correlação positiva em relação ao avanço da ignição, enquanto a formação de NO₂ apresenta comportamento inverso e, as frações deste último, variam de 66%vol. até 73%vol. para este combustível. Assim, a queda das emissões de NO_x verificadas para operações com GASC em função do avanço é devida à imposição do comportamento da formação de NO₂ em elevado percentual nestas emissões. Em termos médios, no entanto, mesmo se tendo verificado na simulação que a temperatura de chama e a pressão na câmara para o AEHC são menores do que para a GASC, as emissões médias de NO_x totais mantiveram-se semelhantes nestes experimentos, independentemente ao combustível experimentado.

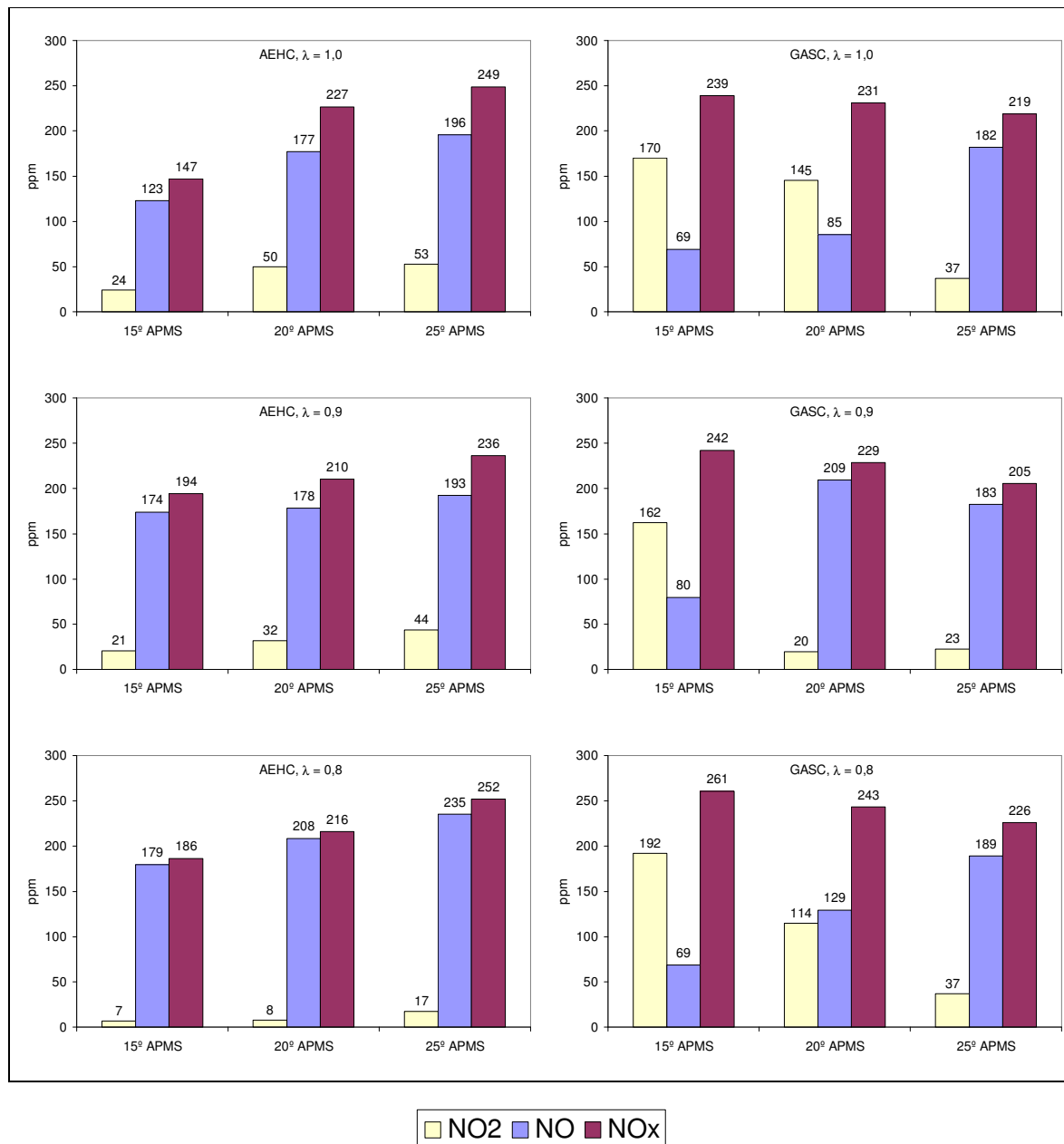


FIGURA 5.14 Comportamento das emissões de NO_x para AEHC e GASC em função da relação de mistura e avanços de ignição.

5.4 INFLUÊNCIA DO SISTEMA DE PREPARAÇÃO DA MISTURA

Um critério fundamental para o melhor desempenho de um motor de combustão interna é a qualidade da mistura admitida. Como já se descreveu, misturas bem preparadas são aquelas em que uma adequada dosagem de combustível é homogeneamente misturada ao ar de admissão. Atomizações mais finas proporcionam misturas mais homogênea, contudo, se o jato de

combustível for direcionado de forma a atingir a parede do coletor, o processo de atomização é prejudicado, visto que grande parte do combustível dosado ficará depositada sobre a mesma, formando uma película de combustível e dificultando a troca de fase.

O critério adotado para a verificação da maior ou menor tendência de formação de filme líquido na parede do coletor pelo sistema de formação da mistura foi a temperatura na parede do mesmo. Temperaturas mais baixas de parede indicam maior formação de filme líquido, dado que, o combustível, ao mudar da fase líquida para a fase vapor, retira energia da mesma mantendo menor a sua temperatura. O comportamento das temperaturas de parede verificadas, para $\lambda = 0,9$ e $ADV = 20^\circ$ APMS em função das misturas FLEX e para os dois atomizadores investigados, está representado pela FIGURA 5.15.

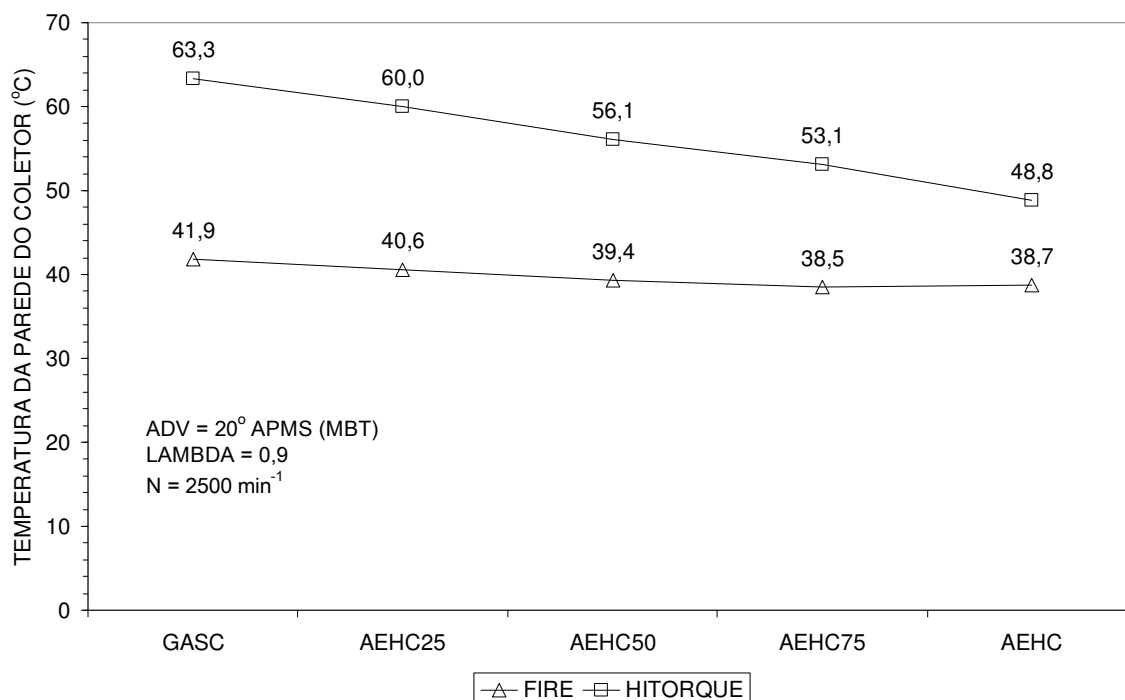


FIGURA 5.15 Temperatura da parede do coletor de admissão. Incerteza de medição máxima $\pm 0,1$ °C.

Pode-se verificar, por esta figura, que a temperatura da parede do coletor é menor entre 10°C a 21°C para o atomizador FIRE, o que comprova a maior tendência de formação de filme líquido para operações com este atomizador em relação às operações com o atomizador HITORQUE. A figura mostra, também, que a temperatura da parede do coletor é proporcionalmente menor para o AEHC do que para o GASC. Esta queda na temperatura tem comportamento aparentemente linear na medida do aumento do teor do AEHC, o que se relaciona, provavelmente, à maior massa de AEHC admitida e à maior entalpia de vaporização deste combustível em relação à GASC, provocando o maior resfriamento. Por esta figura se pode

verificar, ainda, que a taxa de queda da temperatura da parede em função do teor de AEHC foi mais pronunciada para o atomizador HITORQUE do que para o atomizador FIRE.

Outro fator de grande importância para o desempenho do motor é o grau de resfriamento da mistura que o sistema de preparação da mistura é capaz de proporcionar, a fim de aumentar a densidade da mesma e, por consequência, o rendimento volumétrico do motor. O comportamento da temperatura da mistura, medida sobre a válvula de admissão e da temperatura de bulbo seco do ar de admissão estão representados pela FIGURA 5.16.

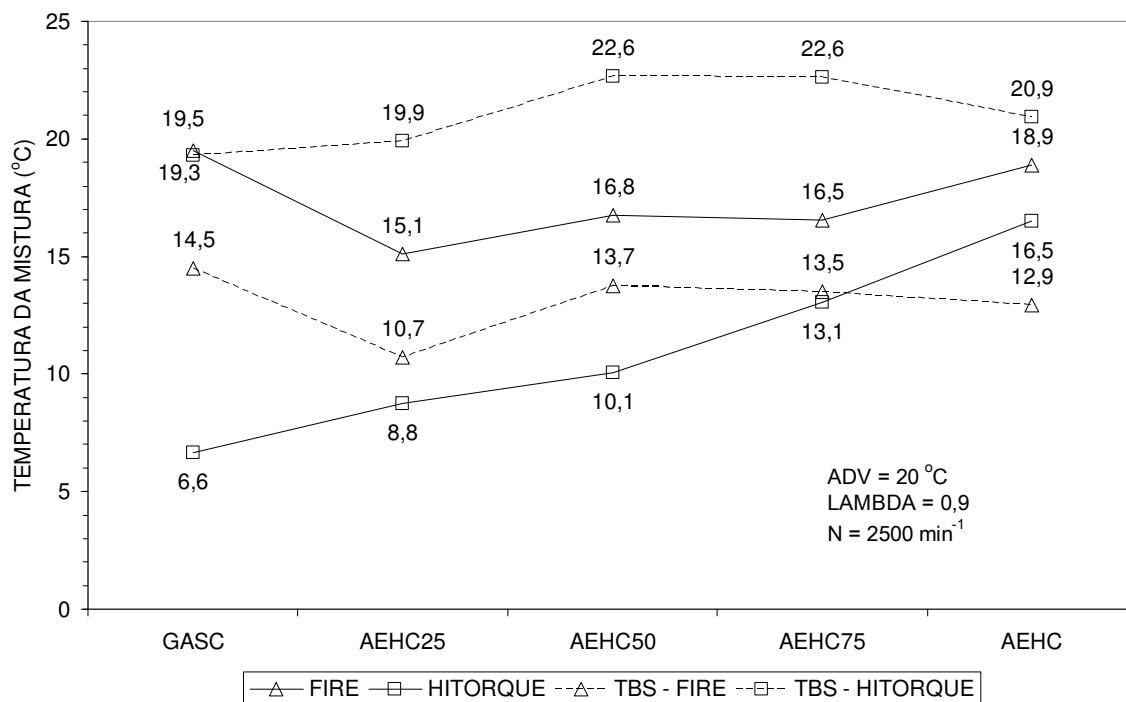


FIGURA 5.16 Temperatura da mistura sobre a válvula de admissão e TBS do ar de admissão. Incerteza de medição máxima $\pm 0,1$ °C.

As linhas cheias da figura representam as temperaturas da mistura e as linhas tracejadas as temperaturas de bulbo seco (TBS). Comparando-se as temperaturas do ar com as temperaturas da mistura se pode verificar que, nas operações com o atomizador HITORQUE, o grau de resfriamento da mistura foi muito pronunciado, dado que, neste caso, o combustível na forma de inúmeras e minúsculas gotas em suspensão, ao evaporar, retira do ar de admissão ao qual está exposto a energia necessária para a troca de fase. Por outro lado, nas operações com o atomizador FIRE, a intensa formação de filme de combustível sobre a parede do coletor, fez com que não se observasse qualquer resfriamento da mistura e, ao contrário, em todos os casos a temperatura da mistura foi maior do que a temperatura do ar de admissão, indicando que a mesma sofreu um aquecimento no coletor. Este comportamento indica que, na operação com este atomizador, a energia necessária à troca de fase foi retirada em grande parte do coletor sobre o

qual o combustível era injetado, de acordo com demonstrado pela FIGURA 5.15, ao invés de retirá-lo do próprio ar de admissão. Pode-se julgar, assim, que o maior resfriamento proporcionado pelo atomizador HITORQUE tenha causado melhor rendimento volumétrico do motor e aumentado o seu desempenho demonstrando a vantagem da sua utilização em opção ao atomizador FIRE.

Embora se verifique, ainda, na FIGURA 5.16, dois comportamentos distintos da temperatura da mistura em relação aos atomizadores e às composições das misturas FLEX, pouco se pôde concluir a respeito, dado que, ao que tudo indica, estas estão relacionadas muito mais ao comportamento da temperatura do ar de admissão do que aos próprios combustíveis.

Tendo-se verificado por estes resultados a maior tendência da formação de filme líquido de combustível na parede do coletor quando se operou com o atomizador FIRE, buscou-se investigar a sua influência sobre o desempenho geral do motor. Como já discutido, a formação de filme na parede do coletor prejudica o consumo, as emissões de HC, o controle da mistura e da combustão aumentando a variação ciclo a ciclo e, por conseqüência, o desempenho geral. O estudo comparativo do torque líquido efetivo para operações com os dois atomizadores investigados está representado pela FIGURA 5.17, em função do avanço de ignição e das misturas FLEX investigadas. Por esta figura, no entanto, não se pôde verificar nenhuma influência significativa sobre o torque líquido efetivo nas condições do MBT do experimento ($\lambda = 0,9$; $ADV = 20^\circ APMS$). Contudo, para ADV maiores do que $20^\circ APMS$, AEHC75 e AEHC, se pode sugerir uma leve diferença neste parâmetro de desempenho com vantagem para o atomizador FIRE. Esta diferença, no entanto, não é tão conclusiva a ponto de se poder excluir a possibilidade de serem decorrentes das incertezas de medição e variações do processo de operação.

Outras observações, no entanto, comprovam a perda de desempenho quando se operou com os atomizadores FIRE. Constatou-se, por exemplo, que a operação do motor tornou-se mais “nervosa”, ou seja, os controles da carga e da rotação tornaram-se mais instáveis com esta montagem, tornando este parâmetro operacional de maior variabilidade nestes testes. Os desvios padrões das rotações durante os testes, que indicam a maior ou menor variabilidade deste parâmetro, para $\lambda = 0,9$ e $ADV = 20^\circ APMS$, estão apresentados na TABELA 5.4. Pode-se observar, por esta tabela, que os desvios padrões das rotações são, em geral, maiores para os testes com atomizadores FIRE, pois enquanto para estes os desvios padrões representaram entre 1% e 1,5% da velocidade média, para os atomizadores HITORQUE os desvios padrões não ultrapassaram 1% da velocidade média.

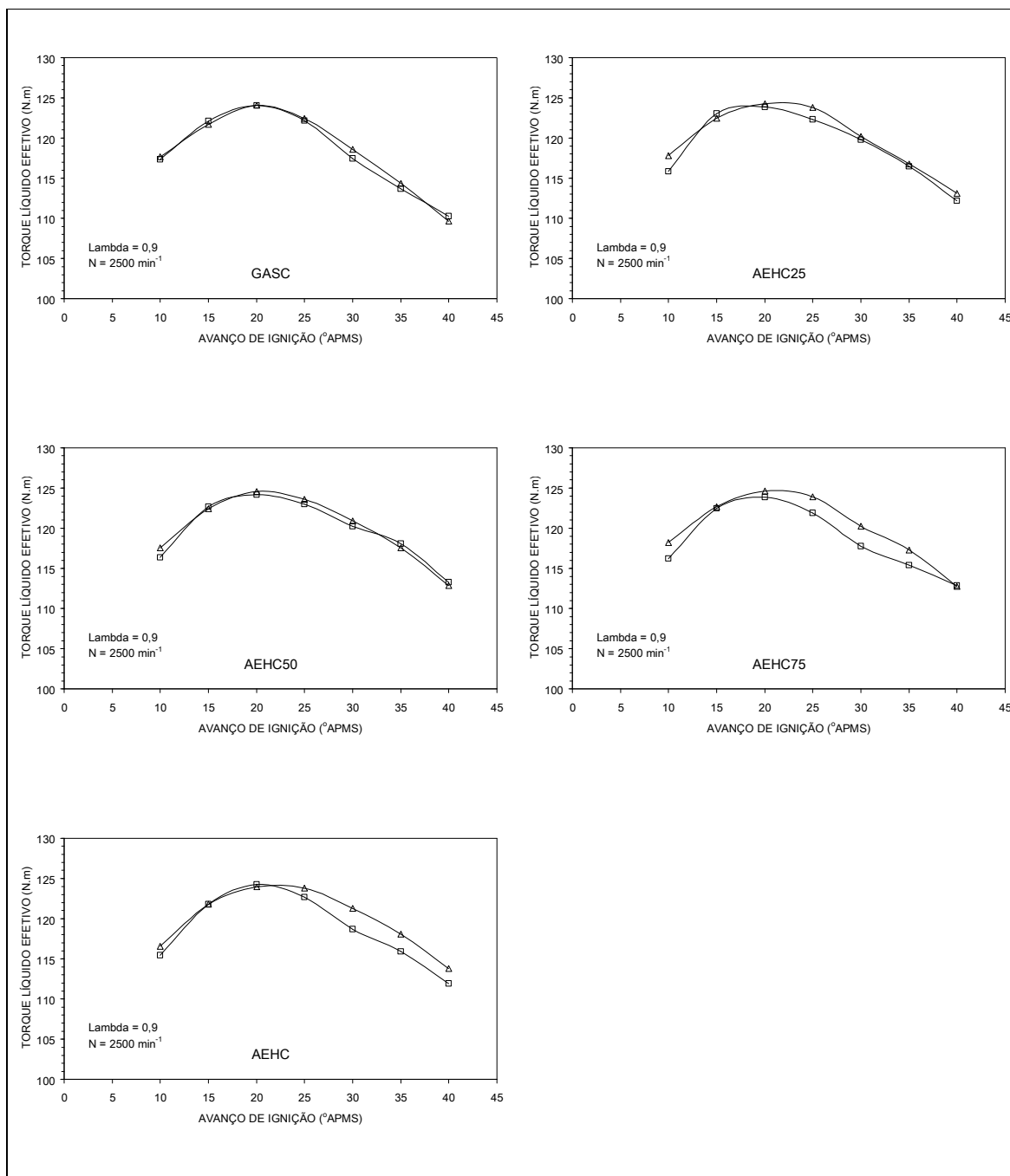


FIGURA 5.17 Torque líquido efetivo em função do avanço da ignição para as misturas FLEX e atomizadores investigados. Incerteza de medição máxima $\pm 0,52$ N.m.

TABELA 5.4 Desvios padrões da rotação durante os testes.

MISTURA FLEX	ATOMIZADOR	RPM	DESVIO PADRÃO	%
GASC		2525	30	1,2

AEHC25		2516	35	1,4
AEHC50	FIRE	2516	25	1,0
AEHC75		2526	37	1,5
AEHC		2538	28	1,1
GASC		2532	23	0,9
AEHC25		2529	25	1,0
AEHC50	HITORQUE	2526	23	0,9
AEHC75		2535	25	1,0
GASC		2528	26	1,0

Outra característica que se observou quando se operou com o atomizador FIRE foi o sistemático aumento da temperatura de escape com esta montagem. O comportamento deste parâmetro para ambos atomizadores em função do avanço de ignição está representado pela FIGURA 5.18.

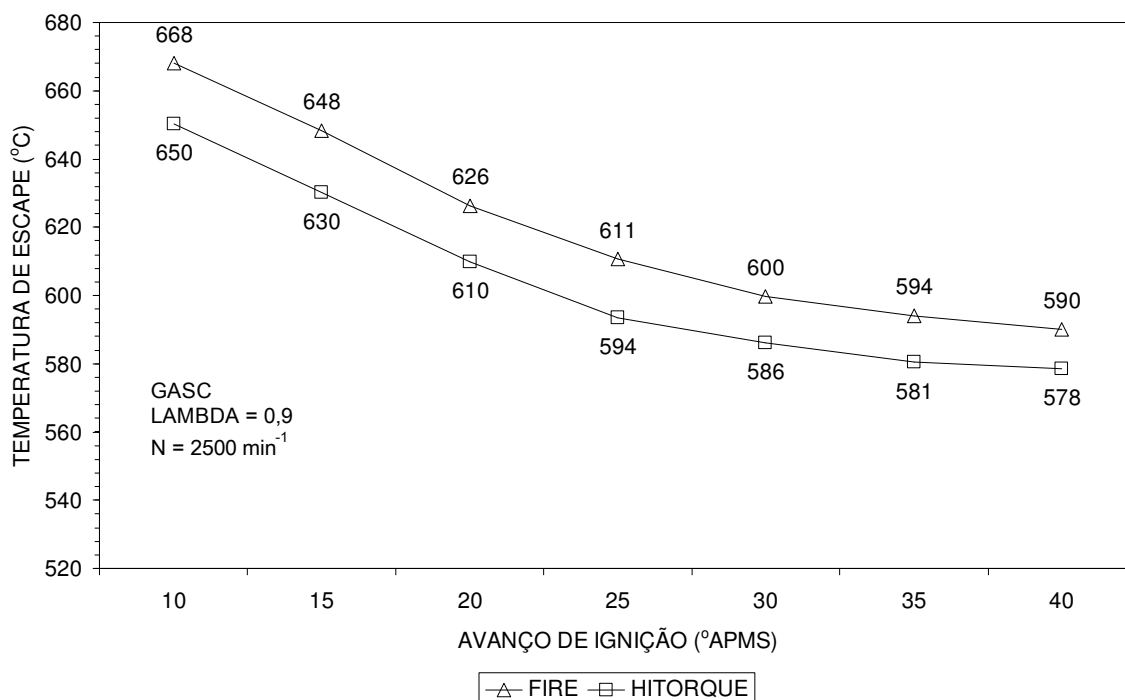


FIGURA 5.18 Temperatura dos gases de escape em função do avanço de ignição e para os atomizadores investigados. Incerteza de medição máxima $\pm 0,1$ °C.

Pode-se, por esta figura, verificar que a temperatura de escape aumenta com ignições mais atrasadas (ADV menores). Este fenômeno é conhecido e ocorre pelo fato de que a combustão, iniciando muito tarde, termina muito próxima a abertura da válvula de escape, ou mesmo, durante este processo. As temperaturas mais elevadas entre 12°C e 18°C quando a injeção ocorreu sobre a parede do coletor sugerem que este processo também provoca um atraso

da combustão, dado que, a perda de qualidade e a heterogeneidade da mistura aumentam as chances de que, em um maior número de ciclos, a mistura em torno da centelha elétrica durante a ignição não tenha condições instantâneas de inflamabilidade, ou mesmo, durante o desenvolvimento da chama dentro da câmara a mesma tenha dificuldade de se desenvolver plenamente através da mistura heterogênea. O atraso da combustão diminui a pressão máxima na câmara e reduz o trabalho de expansão e, ainda, os gases mais aquecidos na combustão aumentam o trabalho de bombeamento. Como consequência, o trabalho líquido por ciclo é prejudicado e o motor perde em desempenho.

Os efeitos da temperatura dos gases de escape também foram investigados por simulação. O trabalho líquido por ciclo para ambos os atomizadores em uma mesma condição de avanço e de relação de mistura está representado na FIGURA 5.19.

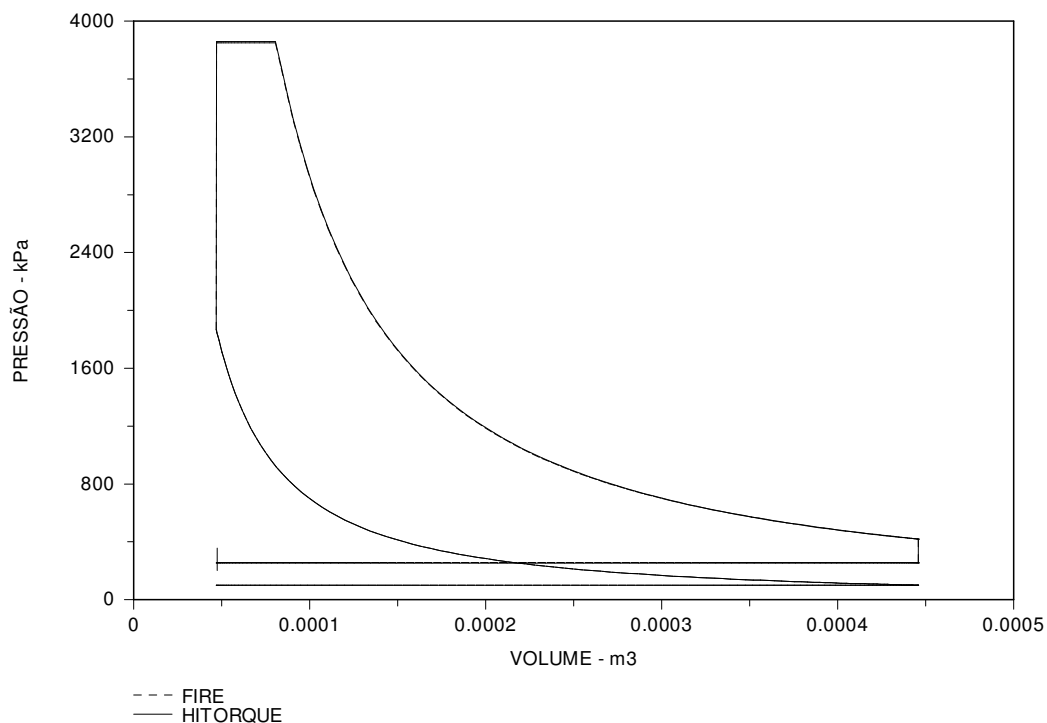


FIGURA 5.19 Diagrama $p \times V$ do ciclo em relação aos atomizadores FIRE e HITORQUE. $\lambda = 1,0$; $ADV = 20^\circ APMS$, $N = 2500 \text{ min}^{-1}$; GASC.

Pode-se verificar, por esta figura, que para o atomizador FIRE (linha tracejada) a pressão máxima é menor e o trabalho de escape é maior quando comparados aos mesmos parâmetros para o atomizador HITORQUE (linha contínua). O aumento do trabalho de escape está graficamente ampliado e representado pela FIGURA 5.20 para que se possa, efetivamente, visualizá-lo. Embora se verifique, por estas figuras, que existam diferenças pró HITORQUE,

estas são muito pequenas e podem no caso real serem mascaradas por uma série de outras influências.

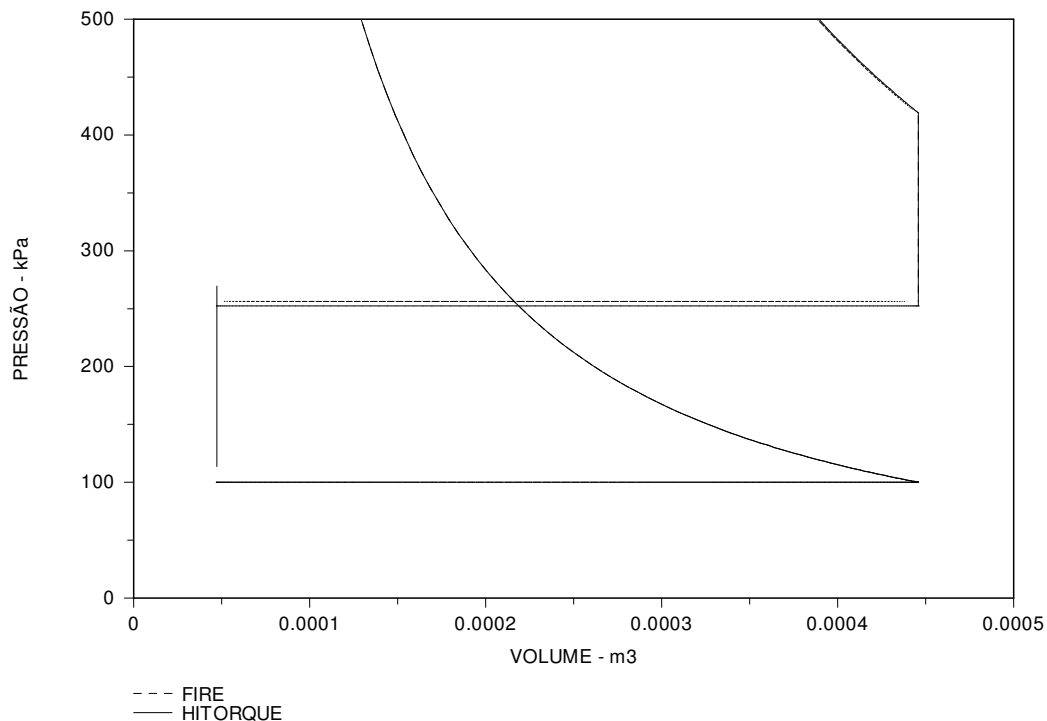


FIGURA 5.20 Detalhe do trabalho de bombeamento no diagrama $p \times V$ do ciclo em relação aos atomizadores FIRE e HITORQUE. $\lambda = 1,0$; $ADV = 20^\circ APMS$, $N = 2500 \text{ min}^{-1}$; GASC.

Outro problema descrito pela literatura, em relação à injeção sobre a parede do coletor e formação de filme líquido, é o aumento de consumo de combustível. O comportamento do consumo para os dois conjuntos de atomizadores investigados em relação às misturas FLEX utilizadas está representado pela FIGURA 5.21. Percebe-se, por esta representação, que o consumo é ligeiramente maior para o atomizador FIRE, oscilando em torno de 3% mas atingindo um máximo de 9,6% para AEHC25. Duas explicações são possíveis para este comportamento, na primeira, e de acordo com a literatura consultada, pode-se especular que esta diferença de consumo tenha ocorrido para manter a relação de mistura em operações com o atomizador FIRE, pois neste caso uma parcela de combustível se deposita na parede do coletor devido à característica da injeção deste atomizador. Na segunda, a diferença da temperatura do ar de admissão (TBS), mais baixa para os testes com o atomizador FIRE (FIGURA 5.16), pode ter causado aumento de consumo nestes testes por aumento da densidade do ar e do rendimento volumétrico do motor.

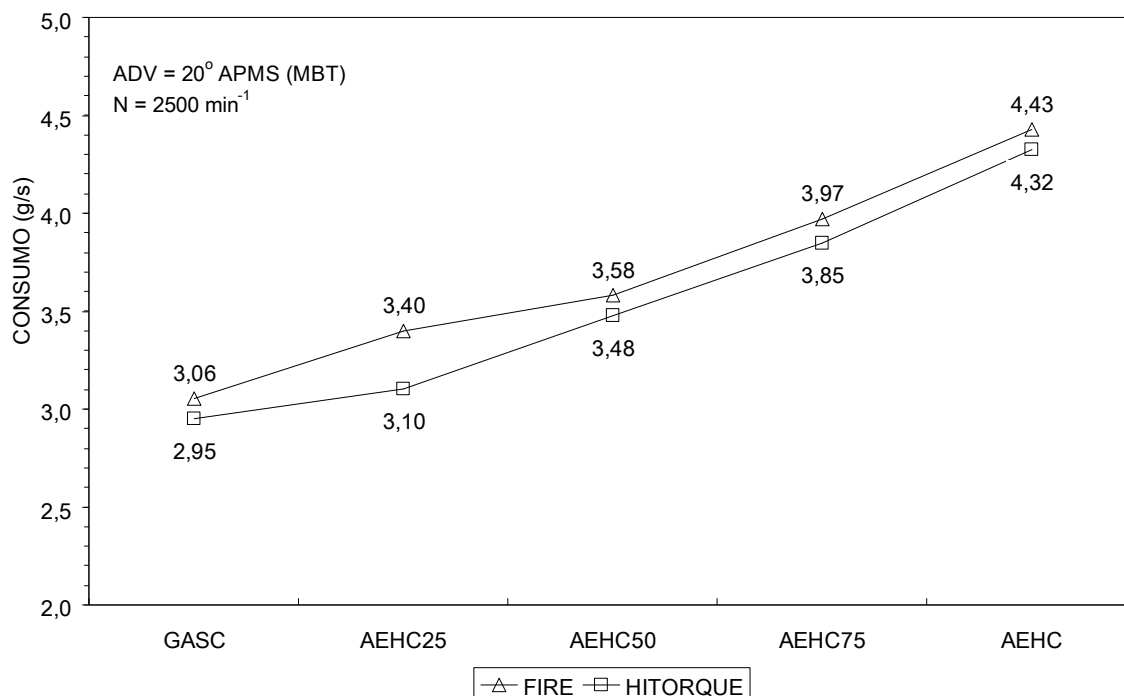


FIGURA 5.21 Comportamento do consumo de combustível em função da composição da mistura. Incerteza de medição máxima $\pm 0,1$ g/s.

Em relação às emissões de CO e CO₂ as diferenças verificadas não indicam mudanças significativas no perfil destas emissões com a substituição dos atomizadores HITORQUE por atomizadores FIRE. As emissões por volume em base seca verificadas para estes gases para os dois conjuntos de atomizadores em função da mistura utilizada estão representadas pelas FIGURA 5.22 e FIGURA 5.23. Podem-se verificar, por estas figuras, que as diferenças apresentadas estão praticamente sobre a faixa da incerteza de medição da instrumentação (5%), não sendo possível, desta forma, quaisquer conclusões em relação à influência da formação do filme de combustível na parede do coletor sobre as emissões destes gases. As referências consultadas não mencionam também nada sobre esta influência.

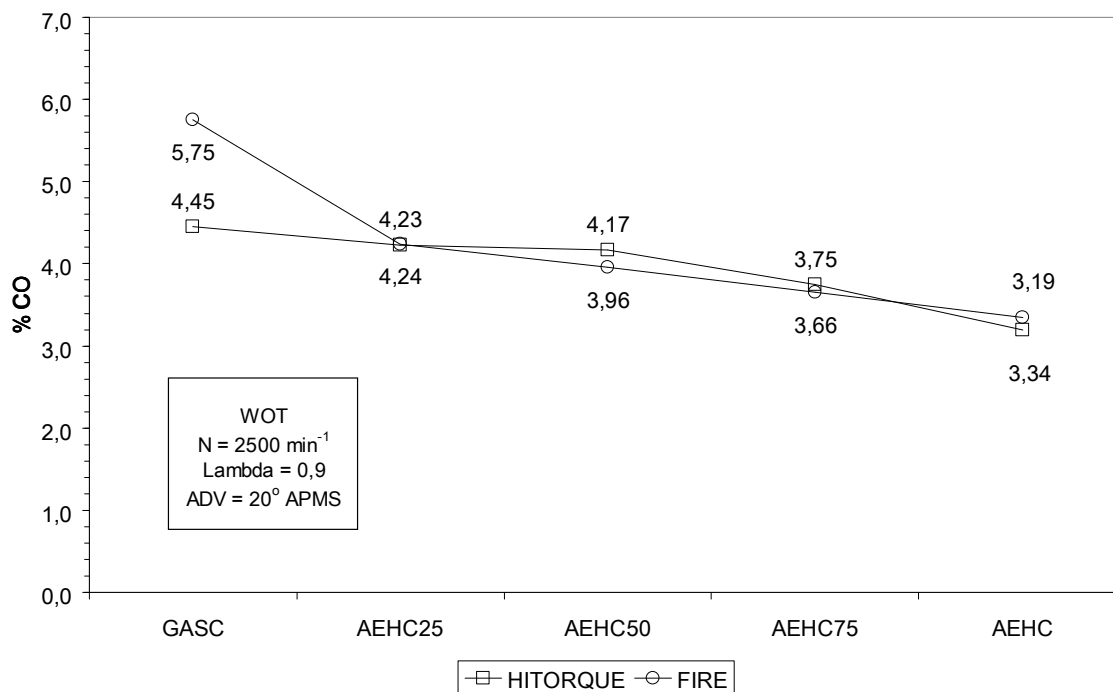


FIGURA 5.22 Emissões de CO em % vol. em base seca para os atomizadores FIRE e HITORQUE em função da composição das misturas FLEX. Incerteza de medição máxima $\pm 5\%$.

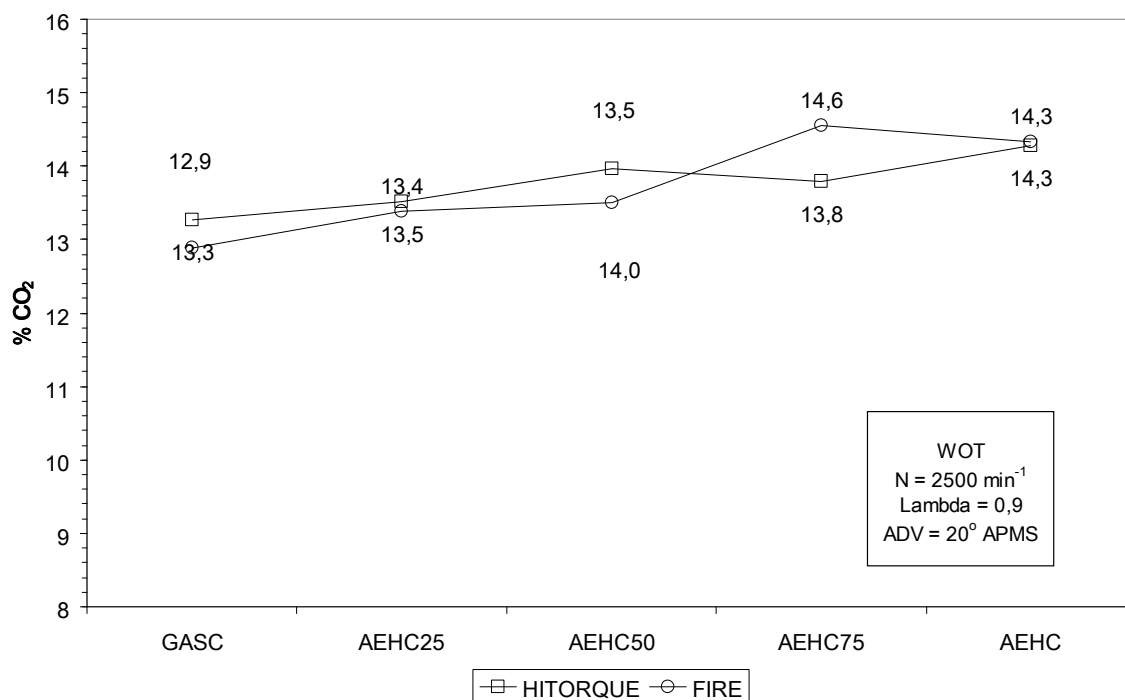


FIGURA 5.23 Emissões de CO₂ em % vol. em base seca para os atomizadores FIRE e HITORQUE em função da composição das misturas FLEX. Incerteza de medição máxima $\pm 5\%$.

Por outro lado, vários autores se referiram ao aumento das emissões de HC com a formação de filme de combustível sobre a parede do coletor. O comportamento das emissões de HC por volume em base seca para os dois grupos de atomizadores investigados em relação às misturas utilizadas está representado pela FIGURA 5.24.

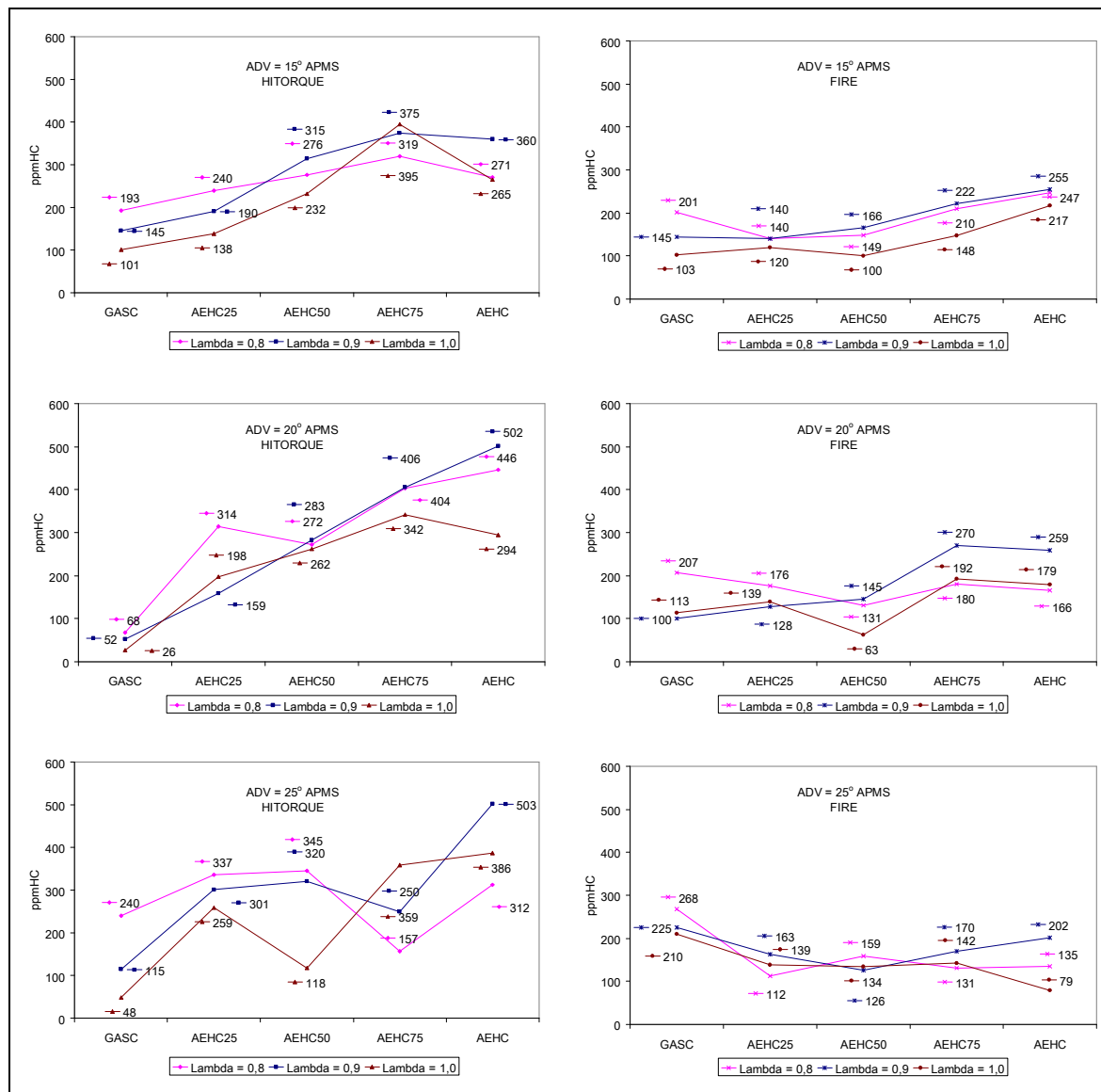


FIGURA 5.24 Emissões de HC em % vol. em base seca para os atomizadores FIRE e HITORQUE em função da composição das misturas FLEX. Incerteza de medição máxima $\pm 5\%$.

Pode-se observar, por esta figura, que estas medições apresentaram resultados bastante dispersos. Contudo, é possível afirmar que as emissões de HC foram menores, nas condições investigadas, para as operações com o atomizador FIRE em relação às operações com o atomizador HITORQUE, quando o combustível apresentava maiores teores de AEHC, entre 79 ppm a 259 ppm contra 265 ppm a 503 ppm. Ou seja, para operações com AEHC, as emissões de HC foram menores para aquele atomizador cuja injeção intensificou a formação do filme líquido

sobre a parede do coletor. Por outro lado, para as operações com GASC estas emissões permaneceram praticamente dentro dos mesmos parâmetros, 26 ppm a 240 ppm contra 100 ppm a 268 ppm.

Outra observação, que já foi discutida no ITEM 5.3.2, é que para o atomizador HITORQUE e, em especial, para os avanços de 15° APMS e 20° APMS, as emissões de HC cresceram com as adições de AEHC, o que de certa forma contraria a literatura consultada. Contudo, convém ressaltar novamente que o método NDIR utilizado para medir este poluente apresenta dificuldade para detectar todas as formas de HC emitidos.

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho investigou-se o desempenho geral de um motor de combustão interna com ignição por centelha, com sistema de formação de mistura por injeção de combustível no coletor de admissão e, de acordo com a filosofia brasileira de motor bicomcombustível, sem modificação da relação de compressão. Utilizou-se como combustíveis misturas em volumes pré-definidos de gasolina automotiva tipo C (ANP, 2001) e álcool etílico hidratado combustível com grau alcoólico mínimo de 92,6° INPM (ANP, 2005). Investigou-se também a influência da qualidade da mistura no desempenho geral deste motor bicomcombustível utilizando-se sistemas de formação de mistura com características distintas, modificando a forma e a direção do jato de combustível de maneira a proporcionar maior ou menor formação de filme líquido nas paredes do coletor de admissão. O estudo foi desenvolvido de forma experimental e simulada utilizando como modelo matemático o ciclo padrão a pressão limitada.

Dos resultados apresentados e discutidos pôde-se concluir o seguinte:

- O desempenho de um motor bicomcombustível em termos de trabalho produzido, avaliado através do parâmetro de desempenho “torque líquido efetivo”, mostrou-se fortemente influenciado pelos avanços de ignição e pela relação de mistura e os melhores desempenhos verificados para este parâmetro foram para $\lambda = 0,9$ e $ADV = 20^\circ APMS$, independentemente das frações volumétricas de AEHC na composição das misturas investigadas de combustíveis. Pelo fato exposto, pode-se concluir que as velocidades de chama para as misturas FLEX avaliadas são relativamente semelhantes e, assim, qualitativamente, a opção por determinada mistura apresenta pouca influência sobre este parâmetro de desempenho. Verificou-se, ainda, que nas condições dos melhores desempenhos do experimento, em termos de torque líquido efetivo, a filosofia bicomcombustível brasileira aplicada ao motor investigado não apresentou diferenças quantitativas relevantes quando o mesmo operou com GASC, AEHC ou quaisquer

misturas destes combustíveis. Pode-se afirmar, desta forma, que a escolha por um ou por outro combustível não oferece qualquer vantagem em termos deste parâmetro ou mesmo de potência líquida efetiva na velocidade investigada (2500 min^{-1}). Contudo, por simulação, verificou-se que o trabalho líquido por ciclo pode aumentar de forma significativa para o AEHC, nestas mesmas condições, se o motor tiver também a sua relação de compressão aumentada. Isto é perfeitamente possível para este combustível por suas melhores características anti-detonantes, tendo sido estimado um aumento de 12,7% no torque líquido indicado para relação de compressão de 14,5:1 comparado com os 102,9 N.m obtidos por simulação para a relação de compressão de 9,5:1 do motor experimentado. Estes resultados reafirmam o conhecimento de que só haverá vantagem técnica significativa do uso de AEHC como substituto à GASC em termos de trabalho desenvolvido se houver aumento da relação de compressão do motor.

- Em termos de consumo de combustível avaliou-se o comportamento deste parâmetro na forma do consumo de combustível (g/s) e do consumo específico de combustível (kg/kW.h). Concluiu-se por aumentos entre 42% e 48% no consumo de combustível quando se substitui a GASC por AEHC no motor bicomcombustível investigado em iguais condições de operação, sendo este aumento proporcional ao teor de AEHC nas misturas FLEX analisadas. Por estas constatações, conclui-se que o uso de AEHC no motor bicomcombustível em condições de plena carga, além de não oferecer vantagem em termos de trabalho desenvolvido caso não se modifique a sua relação de compressão, oferece a grande desvantagem do aumento de consumo. O comportamento do parâmetro de desempenho BSFC demonstrou uma correlação positiva com o teor de AEHC nas misturas FLEX. Isto indica que, os motores bicomcombustíveis brasileiros, nestas condições de regime investigadas, necessitam queimar maior massa de combustível para produzir o mesmo trabalho quando operam com teores crescentes de AEHC no combustível e, estes aumentos de consumos específicos são da ordem de 41% a 51%. Conclui-se, ainda, que o aumento do consumo de combustível é proporcional à relação de mistura utilizada, sendo tanto maior quanto mais rica for à mesma. Observou-se, também, que para as diversas misturas FLEX investigadas não existem mudanças significativas de comportamento em função deste parâmetro operacional, ou melhor, a taxa de aumento de consumo de combustível em função da relação de mistura é relativamente constante para todas as misturas experimentadas e apresentou-se em torno de 14% nestes experimentos, para cada 0,1 pontos na faixa das relações de mistura avaliadas.

-
- As emissões de CO e de CO₂, por volume em base seca, apresentam correlações complementares em função da relação de mistura para $\lambda < 1$. Para relação de mistura estequiométrica as emissões de CO são praticamente iguais em análise quantitativa tanto para GASC como para qualquer mistura contendo AEHC. Contudo, na medida do enriquecimento da mistura combustível, estas emissões, apresentam crescimento considerável e são mais conservativas tanto maior o teor de AEHC considerando como base as emissões com GASC. Esta observação do ponto de vista volumétrico representa uma vantagem para as operações com AEHC. Sobre a ótica das emissões em massa, no entanto, este parâmetro apresenta diminuição da vantagem do uso do AEHC em relação ao uso de GASC, dado o seu maior consumo verificado. Um simples cálculo de fluxos de massa mostra que estas emissões são apenas levemente inferiores às emissões da GASC. De forma inversa são as emissões de CO₂, ou seja, para relação de mistura estequiométrica estas emissões atingem seus quantitativos máximos e são iguais para toda mistura FLEX investigada. Contudo, com o enriquecimento da mistura estas emissões se reduzem e, para estas emissões, são mais conservativas para a GASC do que para o AEHC. Conclui-se, destas verificações, que a influência do combustível usado no motor bicomcombustível brasileiro sobre as emissões de CO ou CO₂, em percentuais de volume em base seca, é muito fraca em torno da estequiometria a levemente rica, a típica região de trabalho do motor, porém, se considerados os aumentos de consumos verificados com o AEHC, as emissões de CO e de CO₂ serão praticamente iguais em massa por trabalho produzido para operações com AEHC em relação a operações com GASC, diminuindo no motor bicomcombustível brasileiro a reconhecida vantagem das emissões com a utilização de etanol.
 - As medições das emissões de HC neste trabalho apresentaram a maior variabilidade de comportamento dentre os parâmetros avaliados, de forma que os resultados foram pouco conclusivos em relação ao desempenho do motor, considerando este parâmetro. Acredita-se que este fato é devido a pouca eficiência do método NDIR, utilizado para verificação dos HC nos gases de combustão.
 - As emissões em frações de volume em base seca de óxidos de nitrogênio (NO_x) são também praticamente indiferentes às misturas FLEX usadas no motor bicomcombustível brasileiro, porém apresentaram tendência de crescimento com o avanço da ignição para o AEHC e retração para a GASC em função do mesmo parâmetro. Em função da relação de mistura, o comportamento destas emissões não apresentou diferenças significativas e

sugere menor influência deste parâmetro operacional sobre estas emissões. Em relação à composição dos NO_x em termos de NO e NO₂ os comportamentos observados apresentam diferenças significativas em relação aos combustíveis testados. Para o AEHC o NO₂ representou, nestes experimentos, uma parcela de não mais do que 21% por volume dos óxidos totais e, assim como o NO, indicaram uma correlação positiva com o avanço da ignição. Por outro lado, para a GASC, as frações de NO₂ atingiram até 73% por volume nos óxidos totais e, ao contrário das emissões de NO para este combustível, apresentaram correlação negativa com o avanço da ignição.

- Em relação à configuração do sistema de formação da mistura, se pôde concluir que o atomizador FIRE provoca maior formação de filme líquido na parede do coletor em relação ao atomizador HITORQUE. Isto ocorreu devido às características do jato de combustível, proporcionado por aquele atomizador, com sentido mais perpendicular ao fluxo de ar do motor e direcionada à parede do duto de admissão. Previa-se, neste caso, que o motor perdesse desempenho nas operações com o primeiro atomizador e que se pudesse verificar esta perda através das medições do parâmetro “torque líquido efetivo”. Contudo, as diferenças verificadas para este parâmetro não foram significativas, levando à conclusão de que a influência da formação do filme líquido sobre a parede do coletor é menor ou pelo menos da mesma ordem de grandeza da incerteza de medição. Utilizando-se, no entanto, a temperatura dos gases de escape para avaliar a perda de desempenho, verificou-se que a mesma manteve-se mais elevada para o atomizador FIRE em torno de 12°C a 18°C, nas mesmas condições operacionais. Esta verificação permite concluir que a formação de filme líquido sobre a parede do coletor causa maior atraso da combustão, fenômeno tipicamente reconhecido por temperaturas de escape mais elevadas. Este fato verificado provoca perda de trabalho líquido por ciclo devido ao menor trabalho de expansão e aumento do esforço de bombeamento. Pôde-se concluir também, que a maior formação de filme líquido sobre a parede do coletor tornou a operação do motor mais instável, provavelmente, pelas falhas da combustão decorrentes da maior heterogeneidade da mistura, fenômeno tipicamente provocado por este processo.

- As verificações da temperatura da mistura sobre a válvula de admissão permitiram concluir que a formação de filme sobre as paredes do coletor prejudica o rendimento volumétrico do motor pelo falta de resfriamento da mistura. Foi verificado que, nas operações com o atomizador FIRE, a temperatura da mistura manteve-se maior do que a temperatura do ar de admissão, não havendo, neste caso, resfriamento da mistura com a

troca de fase do combustível e prejudicando o rendimento volumétrico do motor. Por outro lado, quando o combustível foi injetado diretamente sobre as válvulas de admissão pelo atomizador HITORQUE, verificou-se intenso resfriamento da mistura, o que contribui para um melhor rendimento volumétrico, podendo-se concluir como muito vantajosa a utilização destes atomizadores.

- Em relação ao consumo de combustível, verificou-se ter havido aumentos em torno de 3% quando se operou com o atomizador FIRE, contudo não foi possível concluir que este tenha sido causado pelas condições do processo de injeção ou pelas diferenças das temperaturas do ar de admissão, que pela impossibilidade de controle no experimento estiveram sistematicamente mais baixas durante os testes com este atomizador em relação aos testes com o atomizador HITORQUE.
- Em relação às emissões os resultados verificados não apresentaram diferenças significativas que permitam conclusões apuradas sobre a influencia da formação de filme de combustível, principalmente em relação aos óxidos de carbono. Pôde-se concluir apenas que, para ambas as montagens do sistema de formação da mistura, o comportamento destas emissões foram muito semelhantes. Em relação às emissões de HC, embora como já fora dito, o método utilizado não tenha sido o mais adequado para estas medições, se pôde verificar que, com a adição de AEHC no combustível, as emissões deste poluente diminuíram para o atomizador FIRE em relação às emissões com o atomizador HITORQUE. Este fenômeno foi mais significativo para maiores teores de AEHC na mistura FLEX, sugerindo que a formação de filme sobre a parede foi vantajosa para estas condições.

Para finalizar, pode-se concluir, sobre todos os aspectos analisados, que o motor bicombustível brasileiro utilizando como combustíveis a gasolina automotiva tipo C, o álcool etílico hidratado combustível ou misturas destes em quaisquer proporções apresentam os melhores desempenhos com o primeiro combustível. Como se verificou, o uso de AEHC na mistura combustível não apresentou diferenças significativas em termos de trabalho produzido, porém apresentou grande desvantagem em termos de consumo. Este parâmetro de desempenho apresentou em média aumentos em torno de 10% em massa para cada 25% em volume de AEHC acrescido na mistura, atingindo, nas piores verificações, 51% de aumento para o mesmo trabalho produzido. Nem mesmo as vantagens em termos de emissões volumétricas foram significativamente melhores para este biocombustível, sendo esta leve vantagem, verificadas apenas em termos de CO, diluídas pelo seu forte aumento no consumo. Por estas razões, a opção

do consumidor pelo AEHC no veículo bicomcombustível, restringe-se unicamente a critérios econômicos, tendo em vista que não se conseguiu demonstrar, neste trabalho, superioridade técnica deste combustível em relação à GASC. Por este critério, a viabilidade econômica do AEHC só é compensatória quando os preços praticados do litro de AEHC forem menores ou equivalentes a 66% do litro da GASC, ou seja, de acordo com a seguinte relação, considerando a pior condição de aumento de BSFC (51%) verificada neste trabalho:

$$\frac{\text{preço}_{AEHC}}{\text{preço}_{GASC}} \leq \frac{1}{1,51} \leq 0,66$$

Por último, em relação aos métodos experimentais e de simulação utilizados, pôde-se concluir que ambos foram satisfatórios e mutuamente complementares, e permitiram análises mais seguras e consistentes para as conclusões obtidas. No entanto, a condição de plena carga e regime permanente utilizada neste trabalho e na maioria das pesquisas com motores de combustão interna, representa, na realidade, uma condição que dificilmente será atingida por um típico veículo de passageiros no seu trânsito urbano habitual. Desta forma, sugerem-se como futuros trabalhos, a investigação do desempenho dos motores que utilizam a filosofia brasileira de bicomcombustíveis (GASC + AEHC) em regimes transientes e também para cargas parciais, cujos resultados poderão refletir com maior precisão o desempenho da frota brasileira bicomcombustível em suas reais condições de trabalho e, ainda, o estudo de métodos que permitam a variação da relação de compressão com a mudança da composição da mistura, o que seria um grande salto tecnológico para o bicomcombustível brasileiro de acordo com as simulações apresentadas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6601 – Veículos rodoviários automotores leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e dióxido de carbono no gás de escapamento. Rio de Janeiro: **ABNT**, 2001.

_____. NBR ISO 1585 – Veículos Rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro: **ABNT**, 1996.

_____. NBR 5992 – Determinação da Massa Específica e do Teor Alcoólico do Álcool Etílico e Suas Misturas Com Água – Método de ensaio. Rio de Janeiro: **ABNT**, 1980.

ADACHI, Masayuki *et al.* Measurement of fuel vapor concentration in flash boiling spray by infrared extinction. **JSAE Review**, Japão, n.17, 231 – 237, 1996.

AGGARWAL, S. K. A review of spray ignition phenomena: present status and future research. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s.l.], n.24, 565 – 600, 1998.

AL-HANSAN, M. Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission. **Energy Conversion, Management**, [s.l.], n. 44, 1547 – 1561, 2002.

AN, Byeongil; DAISHO, Yasuhiro. Measurement of evaporation processes of sprays having different boiling points. **JSAE Review**, Japão, n.21, 183 – 188, novembro, 2000.

ANP - AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (BRASIL). Resolução n. 36, de 6 de dezembro de 2005. Estabelece as especificações do Álcool Etílico Anidro Combustível (AEAC) e do Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC) comercializado pelos diversos agentes econômicos em todo o território nacional. **Diário Oficial da União**, Brasília, 7/12/2005.

_____. Portaria n. 309, de 27 de Dezembro de 2001. Estabelece as especificações para a comercialização de gasolinas automotivas em todo o território nacional e define obrigações dos agentes econômicos sobre o controle de qualidade do produto. **Diário Oficial da União**, Brasília, 28/12/2001.

_____. Portaria Nº 197 de 28 de Dezembro de 1999. Estabelece o Regulamento Técnico ANP nº 006/99, que trata das especificações de gasolinas automotivas em todo o território nacional e define responsabilidades dos diversos agentes da cadeia logística. **Diário Oficial da União**. Brasília, 29/12/1999.

_____. Portaria N° 248 de 31 de Outubro de 2000. Estabelece o Regulamento Técnico ANP n° 003/2000, que trata do controle de qualidade do combustível líquido adquirido pelo Revendedor Varejista para comercialização. **Diário Oficial da União**. Brasília, 31/11/2000.

ARSIE, I. *et al.* An adaptative estimator of fuel film dynamics in the intake port of a spark ignition engine. **Control Engineering Practice**. [s.l.], n.11:303 – 309, 2003.

ASHRAE, Psychrometrics. In: ASHRAE, Fundamentals Handbook. **ASHRAE Standard**, [s.l.], 6.1 – 6.17. 1997.

BABINSKY, E.; SOJKA, P.E. Modeling drop size distributions. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s.l.], n.28, 303 – 329, 2002.

BELLAN, J. Supercritical (and sub critical) fluid behavior an modeling: drops, streams, shear and mixing layers, jets and sprays. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s.l.], n.26, 329 – 399, 2000.

BENVENUTTI, L. *et al.* Individual cylinder characteristic estimation for a spark injection engine. **Automatica**, Itália, n.39, 1157 – 1169, 2003.

BOTHA, T.; VON BLOTTNITZ, H. A comparison of the environmental benefits of bagasse-derived electricity and fuel ethanol on a life-cycle basis. **Energy Policy**, [s.l.] n. 34, 2654 – 2661, 2006.

BOSCH, R. Manual de Tecnologia Automotiva, **Edgard Blücher**, 2005.

BUZUKOV, A.A. Development of a liquid-fuel jet at high-speed pulse injection into a gaseous medium. Calculation and experiment. **Journal of Applied Mechanics and Technical Physics**, [s.l.], Vol. 40, No. 1, 1999

CARVALHO, L.C.C.. LIQUID BIOFUELS IN BRAZIL. **UNICA – São Paulo Sugarcane Agroindustry Union**, São Paulo, [s.d].

ÇELIKEN, I. An experimental investigation of the effect of the injection pressure on engine performance and exhaust emission in direct injection diesel engines. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], n.23, 2051 – 2060, 2003.

CFDC – CLEAN FUELS DEVELOPMENT COALITION (Ed.). **Ethanol Fact Book – A Compilation Of Information About Fuel Ethanol**. Disponível em: <www.cleanfueldc.org>. Acesso em: 12 Sept. 2006^a.

_____. **Ethanol Fact Book – A Compilation Of Information About Fuel Ethanol**. Disponível em: <www.cleanfueldc.org>. Acesso em: 12 Sept. 2006^b.

_____. **Flexible Fuel Vehicle Fact Book – A Compilation Of Information On E-85 And Dual Fuel Vehicle Incentive Program.** Disponível em: <www.cleanfueldc.org>. Acesso em: 12 Sept. 2006^c.

_____. **Oxygenate Fact Book – A compilation of information on the benefits of oxygenates in gasoline.** Disponível em: <www.cleanfueldc.org>. Acesso em: 12 Sept. 2006^d.

CHEN, Rong-Horng. Diesel–diesel and diesel–ethanol drop collisions. **Applied Thermal Engineering**, n. 27 604–610, 2007.

CHUN, K. M. E HEYWOOD, J. B. Estimating heat-release and mass-of-mixture burned from spark-ignition engine pressure data. **Combustion and Science Technology**. [s.l.], n.54, 133 – 143, 1987.

CIMA – CONSELHO INTERMINISTERIAL DO AÇUCAR E DO ÁLCOOL (BRASIL). Resolução Nº 35, de 22 de Fevereiro de 2006. Dispõe sobre a adição de álcool etílico anidro combustível à gasolina. **Diário Oficial da União**, Brasília, 23/02/2006.

COSTA, R.C. **Efeitos das Dimensões do Conduto de Admissão e da Razão de Compressão na Performance de um Motor Bi-Combustível**, 2005. Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005.

De DÓZ, M. B. G. *et al.* Water Tolerance and Ethanol Concentration in Ethanol-Gasoline Fuels at Three Temperatures. **Energy & Fuels**, [s.l.], n.18, 334 – 337, 2004.

DEMIRBAS, A. Progress and recent trends in biofuels. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s.l.], n.33, 1 – 18, 2007.

DePETRIS, C. *et al.* The Influence of Gasoline Formulation on Combustion and Emissions in Spark-Ignition Engines. **SAE – Society of Automotive Engineers, Inc.**, USA, paper n. 932679, 1993.

DESANTES, J.M. *et al.* The modification of the fuel rate in havy-duty diesel engines. Part I: Effects on engine performance and emissions. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], n.24, 2701 – 2714, 2004^a.

DESANTES, J.M. *et al.* The modification of the fuel rate in havy-duty diesel engines. Part II: Effects on combustion. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], n.24, 2715 – 2726, 2004^a.

DOUSTDAR, M. M.; MAZAHARI, K.; HOSSEINALIPOUR, M. Computational Analysis of Injection-Velocity Effects on Dynamic Parameters of Unconfined Fuel-Vapor Clouds. **Combustion, Explosion, and Shock Waves**, [s.l.], Vol. 41, No. 5, 510 – 520, 2005.

ELECTROMOTIVE, Inc. **Tec-I, Tec-II & HPV-3b. Installation and Calibration Manual**. Manassas, USA, 1998.

EXTRAND, C. W. Relation between Contact Angle and the Cross-Sectional Area of Small, Sessile Liquid Drops. **Langmuir**, [s.l.], n. 22, 8431 – 8434, 2006.

FERREIRA, Omar Campos. Eficiência do motor de combustão interna. **Economia, Energia**, Ano II n.7, 1998. Disponível em: <<http://207.57.4.50/content/eee7/proenes.htm>>. Acesso em: 15 Fev. 2006.

GIACOSA, Dante. **Motores Endotérmicos**. 3.ed. Barcelona: Editorial Científico-Médica, 1970.

GUIBET, Jean-Cloude. **Fuels and Engines – Technology ♦ Energy ♦ Environment**. Ed. rev. Traduzido por Frank Carr, Institut Français du Pétrole Publications, Paris: Technip, 1999.

HE, Bang-Quan *et al.* A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels. **Atmospheric Environment**, [s.l.], n.17, 949 – 957, 2003.

HEINEN, N.A.; TAGOMORI, M.K. Cold-start hydrocarbon emission in port-injected gasoline engines. **Progress In Energy and Combustion Science**, [s.l.], n.25: 563 – 593, 1999.

HENEINA, N.A., TAGOMORIB, M.K. Cold-start hydrocarbon emissions in port-injected gasoline engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s.l.], n.25, 563 – 593, 1999.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. USA: McGraw-Hill, 1988.

HPBOOKS, **Bosch injection fuel systems**. New York: Forbes Aird, 2001.

HSIEH, WEI-DONG *et al.* Engine Performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels. **Atmospheric Environment**, [s.l.], n.36, 403-410, 2002.

IEA - INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (França) (Ed.). **Biofuels For Transport – An International Perspective**. Disponível em: <www.iea.org/books>. Acesso em: 12 sept. 2006.

INAL, F.; SENKAN, S.M. Effects of oxygenate concentration on species mole fractions in premixed n-heptane flames. **Fuel**, [s.l.], n.84, 495 – 503, 2005.

JONES W.P. A Probability Density Function Method for Modelling Liquid Fuel Sprays. **Flow, Turbulence and Combustion**, [s.l.], n.63, 379 – 394, Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 1999.

KAZAKOV, A. *et al.* Detailed modeling of an isolated, ethanol droplet combustion under microgravity conditions. **Combustion and Flame**, [s.l.], n.134, 301 – 314, 2003.

KIHARA, Yusuke *et al.* Numerical analyses for mixture formation in direct injection spark ignition engines. **JSAE Review**, Japão, n.21, 477 – 481, janeiro, 2000.

KLINE S. J.; McCLINTOCK F. A. Describing uncertainties in single sample experiments. Vol. 75. [s.l.]: **Mechanical Engineering**, 1953.

LANZER, T. *et al.* A predictive thermodynamic model for the Brazilian gasoline. **Fuel**, [s.l.], n.84, 1099 – 1104, 2005.

LAPPONI, Juan C., **Estatística usando Excel**. São Paulo: Laponi Treinamento e Editora, 2000.

LEE, Seang-wock *et al.* Spray characteristics of alternatives fuels in constant chamber (comparison on the spray characteristics of LPG, DME and n-dodecane). **JSAE Review**, Japão, n.22, 271 – 276, 2001.

LENZ, Hans Peter. Emissions, Air Quality, and Effects of Exhaust Gas Constituents. **SAE – Society of Automotive Engineers, Inc.**, paper n. SP-1046, 1994.

_____. **Mixture Formation in Spark-Ignition Engines**. Wien: Springer – Verlag e SAE – Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

LIAO, S.Y. *et al.* Investigation of the Cold-Start Combustion Characteristics of Ethanol-Gasoline Blends in a Constant-Volume Chamber. **Energy & Fuels**, [s.l.], n.19, 813 – 819, 2005.

MacLEAN, H.L.; LAVE L.B. Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s.l.], N.29, 1 – 69, 2003.

MANZINI, Fabio. Inserting Renewable Fuels and Technologies for Transport in México City Metropolitan Area. **International Journal of Hydrogen Energy**, [s.l.], n.30, 327 – 335, 2005.

McMANUS, K.R; POINSOT, T. A review of active control of combustion instabilities. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s.l.], n.19, 1 – 29, 1993.

MENEZES, E.W. *et al.* Addition of an azeotropic ETBE/ethanol mixture in eurosuper-type gasolines. **Fuel**, [s.l.], n.85, 2567 – 2577, 2006.

MIYAGAWA, Hiroshi *et al.* Spray vaporization model for multi-component gasoline. **JSAE Review**, Japão, n.19, 299 – 304, 1998.

MOON, S. *et al.* The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector. **Fuel**, n. 86, 400 – 409, 2007.

MOREIRA, J.R.; GOLDEMBERG, J. The alcohol program. **Energy Policy**, [s.l.] n. 27, 229 – 245, 1999.

NAGASAKA, Kenzo *et al.* The development of fine atomization injector. **JSAE Review**, Japão, n.21, 309 – 313, 2000.

NAKASHIMA, Tatsuchi *et al.* New concept of a direct injection SI gasoline engines: a study of stratified charge combustion characteristics by radical luminescence measurement. **JSAE Review**, Japão, n.24, 17 – 23, 2002.

OWEN, K.; COLEY, T. Automotive Fuels Reference Book. 2ª edição, USA: **Society of Automotive Engineers, Inc.**, 1995.

PANÃO, M.R.O.; MOREIRA, A.L.N. Experimental study of the flow regimes resulting from the impact of intermittent gasoline spray. **Experiments in Fluids**. [s.l.], n.37:834 – 855, 2004.

_____. Flow characteristics of spray impingement in PFI injection systems. **Experiments in Fluids**, [s.l.], n.39: 364 – 374, 2005.

PEREIRA, R.C.C.; PASA, V.M.D. Effect of Alcohol and Copper Content on the Stability of Automotive Gasoline. **Energy & Fuels**, [s.l.], n.19, 426 – 432, 2005.

PUMPHREY, J.A. *et al.* Vapour pressure measurements and predictions for alcohol-gasoline blends. **Fuel**, [s.l.], n.84, 951 – 959, 2005.

RAJAN S.; SANIEE S.F., Water – ethanol – gasoline blends as spark ignition engines fuels. **Fuel**, [s.l.], n.62, 117 – 121, 1983.

RASSKAZCCHIKOVA, T.V. *et al.* Ethanol as high-octane additive to automotive gasolines. Production and use in Russia and Abroad. **Chemistry and Technology of Fuels and Oil**. [s.l.], vol. 40, n. 4, 2004.

ROBERT BOSCH LTDA. **Linha de injeção e ignição eletrônica**. Campinas, 2001. Catálogo.

ROMM, J.. The car and fuel of the future. **Energy Policy**, [s.l.] n. 34, 2609 – 2614, 2006.

SADIKI, A. *et al.* Modeling and Simulation of Effects of Turbulence on Vaporization, Mixing and Combustion of Liquid-Fuel Sprays. **Flow, Turbulence and Combustion**, [s.l.], n.75: 105 – 130, 2005.

SANTON, D.W.; RUTLAND, C.J. Multi-dimensional modeling of thin liquid films and spray-wall interactions resulting from impinging sprays. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. [s.l.], n.41: 3037 – 3054, 1998.

SAZHIN, S. *et al.* The initial stage of fuel spray penetration. **Fuel**, [s.l.], n.82, 875 – 885, 2003.

SELIM, M.Y.E.. Effect of engine parameters and gaseous fuel type on the cyclic variability of dual fuel engines. **Fuel**, [s.l.], n. 84, 961 – 971, 2005.

SILVA, R. *et al.* Effect of additives on the antiknock properties an Reid vapor pressure of gasoline. **Fuel**, [s.l.], n.84, 951 – 959, 2005.

SOVANI, S. D. *Et al.* High pressure effervescent atomization: effect of ambient pressure on spray cone angle. **Fuel**, [s.l.], n.80, 427 – 435,2000.

STEINBRENNER, J.E. *et al.* Measurement and modeling of liquid film thickness evolution in stratified two-phase micro channel flows. **Applied Thermal Engineering**, 1 – 6, 2006.

SUN, H. *et al.* Investigation of bubble-point vapor pressures for mixtures of an endothermic hydrocarbon fuel with ethanol. **Fuel**, [s.l.], n.84, 825 – 831, 2005.

TAYLOR, A.B. *et al.* Gasoline/Alcohol Blends: Exhaust Emissions, Performance and Burn-Rate in a Multi-Valve Production Engine. **SAE – Society of Automotive Engineers, Inc.**, USA, SP-1208, 135 – 152, 2006.

TAYLOR, C. **Análise dos motores de combustão interna**. Vol.1 e Vol.2, São Paulo: Edgard Blücher, 1988.

TAYLOR, P.H.; CHENG, L.; DELLINGER, B.. The Influence of Nitric Oxide on the Oxidation of Methanol and Ethanol. **Environmental Sciences and Engineering**, Dayton, USA Research Institute.

TECNOTEST S.R.L., **Multigas Mod. 488 – Manual de Operação**. Itália: Tecnotest, 1996.

THOMAS, V; KWONG A. Ethanol as a lead replacement: phasing out leaded gasoline in Africa. **Energy Policy**, [s.l.] n.29, 1133 – 1143, 2001.

VILANOVA, Luciano C. **Contribuição das emissões veiculares na qualidade do ar atmosférico da região metropolitana de Porto Alegre**, 1998. 155 f. Dissertação (Mestrado) - PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 1998.

WELTY, JAMES R. *et al.*, **Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer**. 3.ed. Canadá: John Wiley, Sons, 1984.

WU, C. *et al.* The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline-blended fuels. **Atmospheric Environment**, [s.l.], n.38, 7093-7100, 2004.

YÜCESU, H.S. *et al.* Comparative study of mathematical and experimental analysis of spark ignition engine performance used ethanol-gasoline blend fuel. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], n.27: 358 – 368, 2007.

ANEXO I

Código numérico utilizado para simulação matemática do Ciclo a Pressão Limitada Padrão para o Software *Interactive Heat Transfer*.

```

/*
*****
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL - PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
SIMULAÇÃO DE COMBUSTÃO. ESCOAMENTOS E TRANSMISSÃO DE CALOR EM MOTORES
ALUNO LUCIANO CALDEIRA VILANOVA
DATA:29 de agosto de 2006
*****

CARACTERÍSTICAS DO MOTOR HI TORQUE FIAT:

Número de cilindros 4
Número de Válvulas 16
Diâmetro x curso (mm) 80,5 x 78,4
Cilindrada (cm³) 1596
Taxa de compressão 9,5:1
Potência máxima (ABNT) (CVGASGAS/rpm) 106/5500
Torque máximo (ABNT) (kgfm/rpm) 15,4/4500
Distribuição (comando) 2 eixos de comando no cabeçote acionados por correia dentada
Ignição eletrônica digital
Alimentação injeção eletrônica MPI
*****
*/

// PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO MOTOR HI-TORQUE:

Volume_total = 1596E-6 // Volume total em m³
bore = 805e-4 // Diâmetro do cilindro em m
L_curso = 784e-4 // Curso do embolo em m
rc = 9.5 // Taxa de compressão
n = 4 // Número de cilindros
RR = 35e-1 // Relação entre comprimento de biela e raio do virabrequim

// VARIÁVEIS OPERACIONAIS DE SIMULAÇÃO:

rpm = 2500 // Rotação do Motor em rpm
adv = 15 // Avanço de ignição em graus
lambda = 1 // Relação de mistura
TAEHC = 0 // Teor de álcool etílico hidratado combustível na mistura flex

// BALANÇOS DE MASSA DE AR E COMBUSTÍVEL:

mf = M_FUEL(lambda, TAEHC)/1000 // Consumo de combustível em kg/s
Mg = ((mf * AF_real + mf)*(2*60/rpm))/4 // kg de mistura por ciclo
Mf=mf*(2*60/rpm)/4 // kg de fuel por ciclo

// COMPOSIÇÃO DA GASOLINA A:

x = 8 // CARBONOS
y = 1.86 * x // HIDROGÊNIOS - Heywood

// RELAÇÕES GEOMÉTRICAS DO MOTOR:

Vd = Volume_total/n // Volume deslocado de um cilindro em m³
rc = (Vd + Vc)/Vc // Eq. 2.1 HEYWOOD - relação de compressão
Ap = (pi * bore^2)/4 // Área da seção do cilindro em m²
Vc = Ap * hc // Volume da câmara de combustão em m³
Rbs = bore / L_curso // Eq. 2.2 HEYWOOD relação do diâmetro pelo curso do embolo
Aa = L_curso / 2 // Raio de manivela em m
RR = 1 / Aa // Relação entre comprimento da biela e raio de manivela
V = Vc + Ap * (1 + Aa - s) // Eq. 2.4 HEYWOOD - Volume em função da posição angular em m³
s = Aa * COS(Teta) + (1^2 - (Aa * SIN(Teta))^2)^(1/2) // Eq. 2.5 HEYWOOD - em m

// DETERMINAÇÃO DO ÂNGULO DE MANIVELA PELA INTEGRAL DA EQUAÇÃO DIFERENCIAL EQUIVALENTE A
VELOCIDADE ÂNGULAR:

DER(Teta,t) = 2 * 314e-2 * rpm/60 // Ângulo de manivela rad

```

```

angulo = Teta * 180 /pi                               // Ângulo de manivela em graus
// HIPÓTESE PARA V3b_PICO: combustão dura até 40° DPMS (1/6 PI)
duracao = 1/6
// Volume no final da combustão a pressão cte. em m³
V3b_PICO = Vc + Ap * (1 +Aa - ss)
// Posição do êmbolo no final da combustão a pressão cte. em m.
ss = Aa * COS(duracao*PI) + (1^2 - (Aa * SIN(duracao*PI))^2)^(1/2)
// PODER CALORÍFICO DA MISTURA DE GASOLINA A:
HV_GASA = 4.18 * (106.38 * 25 + 105.76 * 30 + 95.55 * 45) // kJ/kg_GASA
// PODER CALORÍFICO DA MISTURA FLEX (INPM = 93.7 / 0.8078 g/ml A 22°C):
Q_LHV = LHV_FLEX(.937,.20,TAEHC,x,y) // kJ/kg_flex
//RELAÇÕES DE MISTURA: kg de ar / kg de combustível
AF_st = AF_FLEX(.932,.2,TAEHC,x,y,0,1) //kg_ar/kg_f
AF_real = AF_FLEX(.932,.2,TAEHC,x,y,0,lambda) //kg_ar/kg_f
// CALORES ESPECÍFICOS
/* considerando que os valores dos calores específicos não são constantes com a temperatura
retirar os // das equações abaixo e fazer CVAR = cv_ar */
//cp_ar = cp_T("Air",temperat)/1000 // Specific heat, kJ/kg.K
//R = 8.314 // Constante Universal dos Gases kJ/kmol.K
//R_ar = R/M_ar // kJ/kg.K
//M_ar = 28.9645 // Massa molecular do ar kg/kmol
//cv_ar = cp_ar + R_ar // eq. 3.44 Moran & Shapiro ()
//CVAR = cv_ar
// HIPÓTESE: Calor específico da mistura flex a volume constante
// kJ/kg.K HEYWOOD ETANOL(vapor): 1,720 kJ/kg GASOLINA(vapor): 1,7 kJ/kg
// Então:
CVCH = 1.700
// Calor específico do ar a volume cte.
CVAR = 1.294 // kJ/kg.K
// Calor específico do fluido de trabalho (ar+comb.)
CVGAS = (AF_real/(AF_real+1))*CVAR + (1/(AF_real+1))*CVCH // kJ/kg.K
//Para os ciclos ideais podemos assumir:
CPGAS = k * CVGAS //kJ/kg.K
// COEFICIENTE POLITRÓPICO
k= 1.30
// HIPÓTESE: CONDIÇÕES ATMOSFÉRICAS DE REFERÊNCIA NBR 1588
po=100.000 // Pressão atmosférica em kPa
To=273+5 // Temperatura de bulbo seco "Tbs"
//UMIDADE ABSOLUTA NO AR DE ADMISSÃO:
Pt = po // Pressão atmosférica total kPa
TBS = To - 273 // Temperatura absoluta de bulbo seco em K
TBU = TBS - 5 // Temperatura absoluta de bulbo seco em K
WT = WET(TBS,TBU,Pt) // kg_ÁGUA/kg_AR SECO
//RELAÇÕES DAS PRESSÕES DE ADMISSÃO E ESCAPE EM RELAÇÃO A Pt
m = 1 // " se nn>1 e m < 1 então p1 < pe w_bomb positivo motor aspirado Heywood pg. 168"
p1 = po * m
//CICLO DUAL
//COMPRESSÃO:

```

```

V1=rc*V2
V1= Vc + Vd // Volume inicial no início da compressão m3

// TEMPERATURA T1 NO INÍCIO DA COMPRESSÃO

// PARA T1:
// 1 - fazer a primeira simulação com T1 = To
// 2 - carregar os resultados na aproximação inicial
// 3 - calcular T1 com influência dos gases residuais

//T1 = To // Temperatura inicial no início da compressão K
xr = ((pe/p4)^(1/k))/rc // Fração residual xr

// Temperatura inicial no início da compressão K considerando Te
T1/To = (1-xr)/(1-1/(k+rc)*(pe/po+(k-1)))

// CONDIÇÕES NO FINAL DA COMPRESSÃO:

T2=T1*(V1/V2)^(k-1) // Temperatura da mistura no final da compressão K
p2=p1*(V1/V2)^k // Temperatura da mistura no final da compressão kPa

//"COMBUSTÃO A VOLUME CONSTANTE

V3a =V2 // m3
p3a=p2*(T3a/T2) // kPa

// COMBUSTÃO A PRESSÃO CONSTANTE

p3b=p3a // kPa
V3b = V3b_PICO // m3
T3b=T3a*(V3b/V3a) // K

// HIPÓTESE PARA Q_heat: combustão completa

lambda * Q_LHV * (mf/4) *2*( 60/rpm) = q_heat // kJ/kg * kg/s * s = kJ

q_heat_1=Mg*CVGAS*(T3a-T2) // Calor de combustão a volume constante em kJ
q_heat_2=Mg*CPGAS*(T3b-T3a) // Calor de combustão a pressão constante em kJ
q_heat=q_heat_1+q_heat_2 // Calor de combustão kJ

//EXPANSÃO:

V4=V1 // m3
T4=T3b*(V3b/V4)^(k-1) // K
p4=p3b*(V3b/V4)^k // kPa

// REJEIÇÃO DE CALOR PARA A FONTE FRIA

// Correlação para a temp. dos gases de escape em função do avanço HITORQUE

TeC = 0.0866*adv^2 - 6.7539*adv + 710.27

// Correlação para a temp. dos gases de escapa em função do avanço FIRE

//TeC = 0.0819*adv^2 - 6.7294*adv + 728.51

Te = TeC + 273 // Temperatura de escape medida K
Te = T4 * (pe/p4) // Temperatura de escape K
q_cold=Mg*CVGAS*(T4-Te) // Calor rejeitado para a fonte fria kJ

// SUBFUNÇÕES PARA CALCULAR PRESSÃO E TEMPERATURA DO CICLO EM FUNÇÃO DO TETA

temperat = temper(Teta, V,V3a, V3b, T3a, T3b, V4, T1, V1, V2, To, Te, k)
pressao = press(Teta, V, V3b, p3a, p3b, V4, p1, V1, V2, po, pe, k)

// TRABALHO POR BALANÇO DE ENERGIA (1a. Lei):

// Calor que entrou no sistema fechado - calor que saiu do sistema

W_ci_1aLEI = q_heat - q_cold // kJ

//W_ci_1aLEI = W_liq

EF_ci_1aLEI = W_ci_1aLEI/q_heat // Calculo com primeira Lei

// TRABALHO PELA Integral de pdV no ciclo:

```

```

W_COMP=(p2*V2-p1*V1)/(1-k) // Trabalho de compressão indicado em kJ
W_EXP=p3a*(V3b-V3a)+(p4*V4-p3b*V3b)/(1-k) // Trabalho de expansão indicado em kJ
W_esc = pe * (V2-V1) // Trabalho de escapamento em kJ
W_int = p1 * (V1-V2) // Trabalho de admissão em kJ
W_bomb= W_esc + W_int // Trabalho de bombeamento indicado em kJ

W_ci = W_EXP + W_COMP // Trabalho por ciclo indicado bruto
W_liq=( W_ci + W_bomb) // Trabalho por ciclo indicado líquido em kJ

// EFICIÊNCIA TÉRMICA

EF_liq =W_liq/(Q_LHV*Mf) // Eficiencia Calculo com trabalho liquido

// POTÊNCIA

P_liq_kW = W_liq * rpm/120 // Potência líquida indicada em kW
P_liq_kW_x_4 = 4 * P_liq_kW // Potência líquida indicada (4 cilindros) em kW
P_liq_CV = P_liq_kW/.7457 // Potência líquida indicada em CV
P_liq_CV_x_4 = P_liq_CV * 4 // Potência líquida indicada (4 cilindros) em CV

// PRESSÃO MÉDIA EFETIVA INDICADA em kPa

imep_liq = P_liq_kW * 2/(Vd*rpm/60) // Calculo com trab. liquido em kPa

// TORQUE

Torque_Nm = imep_liq*Vd*1000/(6.28 * 2) // Torque líquido indicado em N.m
Torque_kgfm = Torque_Nm/9.81*4 // Torque líquido indicado em kgf.m

// CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL INDICADO

isfc = mf *3600/ P_liq_kW_x_4

//*****

// FUNÇÃO PARA CALCULAR O PODER CALORÍFICO DA MISTURA FLEX

FUNCTION LHV_FLEX(INPM, TAEAC, TAEHC, a, b)

M_AEAC = 2 * 12.01 + 6 * 1.00825 + 1 * 15.9995

LHV_AEAC = 26821

M_AGUA = (1 - INPM) / INPM

M_AEHC = M_AEAC + M_AGUA / M_AEHC

LHV_AEHC = 26821 / (1 + M_AGUA)

LHV_GASA = 4.18 * (106.38 * 25 + 105.76 * 30 + 95.55 * 45)

M_GASC = (a * 12.01 + b * 1.00825) * (1 - TAEAC) + TAEAC * M_AEAC

LHV_GASC = (a * 12.01 + b * 1.00825) * (1 - TAEAC) / M_GASC * LHV_GASA + TAEAC * M_AEAC / M_GASC * LHV_AEAC

M_FLEX = (1 - TAEHC) * M_GASC + TAEHC * M_AEHC

LHV_FLEX = (1 - TAEHC) * M_GASC / M_FLEX * LHV_GASC + TAEHC * M_AEHC / M_FLEX * LHV_AEHC

RETURN LHV_FLEX

END

//*****

// FUNÇÃO PARA CALCULAR A RELAÇÃO DE MISTURA

```

```

FUNCTION AF_FLEX(INPM, TAEHC, TAEAC, x, y, z, LAMBDA)

  F_AEAC = 2 * 12.011 + 6 * 1.00825 + 1 * 15.9995
  A_AEAC = (2 + 6 / 4 - 1 / 2) * (32 + 3.773 * 28.16)
  M_AGUA = (1 - INPM) / INPM
  F_AEHC = F_AEAC + M_AGUA * F_AEAC
  A_AEHC = A_AEAC
  F_GASC = TAEAC * F_AEAC + (1 - TAEAC) * (x * 12.01 + y * 1.00825 + z * 15.9995)
  A_GASC = TAEAC * A_AEAC + (1 - TAEAC) * (x + y / 4 - z / 2) * (32 + 3.773 * 28.16)
  F_FLEX = (1 - TAEHC) * F_GASC + TAEHC * F_AEHC
  A_FLEX = (1 - TAEHC) * A_GASC + TAEHC * A_AEHC
  AF_FLEX = LAMBDA * A_FLEX / F_FLEX

  RETURN AF_FLEX

END

```

```

//*****

```

```

// FUNÇÃO PARA CALCULAR A TEMPERATURA DOS GASES DURANTE O CICLO

```

```

FUNCTION temper(teta, V, V3a, V3b, T3a, T3b, V4, T1, V1, V2, To, Te, k)

  IF (teta < 4 * 3.14159) THEN

    IF (teta < 3 * 3.14159) THEN

      IF (teta < 2 * 3.14159) THEN

        IF (teta < 3.14159) THEN

          temper = T1

        ELSE

          temper = T1 * (V1 / V) ^ (k - 1)

        ENDIF

      ELSE

        IF (V < V3b) THEN

          temper = T3a * (V / V3a)

        ELSE

          temper = T3b * (V3b / V) ^ (k - 1)

        ENDIF

      ENDIF

    ENDIF

  ENDIF

```



```
ELSE
    temper = Te
ENDIF
ENDIF
RETURN temper
END

//*****

// FUNÇÃO PARA CALCULAR A PRESSÃO DOS GASES DURANTE O CICLO

FUNCTION press(teta, V, V3b, p3a, p3b, V4, p1, V1, V2, po, pe, k)
    IF (teta < 4 * 3.14159) THEN
        IF (teta < 3 * 3.14159) THEN
            IF (teta < 2 * 3.14159) THEN
                IF (teta < 3.14159) THEN
                    press = po
                else
                    press = p1 * (V1 / V) ^ k
                endif
            else
                IF (V < V3b) THEN
                    press = p3a
                ELSE
                    press = p3b * (V3b / V) ^ k
                ENDIF
            ENDIF
        ELSE
            press = pe
        ENDIF
    ENDIF
    RETURN press
END

//*****
```

```
// FUNÇÃO PARA CALCULAR O CONTEÚDO DE UMIDADE DA MISTURA
```

```
FUNCTION WET(TBSC, TBUC, Pt)
```

```
TBS = TBSC + 273.15
```

```
TBU = TBUC + 273.15
```

```
C8 = -5800.22
```

```
C9 = 1.3915
```

```
C10 = -0.0486402
```

```
C11 = 4.17648e-05
```

```
C12 = -1.44521e-08
```

```
C13 = 6.54597
```

```
PWEST = EXP(C8 / TBU + C9 + C10 * TBU + C11 * TBU ^ 2 + C12 * TBU ^ 3 + C13 * LN(TBU))
```

```
WEST = 0.62198 * PWEST / (Pt * 1000 - PWEST)
```

```
WET = ((2501 - 2.381 * TBU) * WEST - (TBS - TBU)) / (2501 + 1.805 * TBS - 4.186 * TBU)
```

```
RETURN WET
```

```
END
```

```
//*****
```

```
// FUNÇÃO PARA CALCULAR O FLUXO DE COMBUSTÍVEL EM FUNÇÃO DO LAMBDA
```

```
FUNCTION M_FUEL(lambda, TAEHC)
```

```
IF (lambda = 1) THEN
```

```
    M_FUEL = 1.226 * TAEHC + 2.6104
```

```
ELSE
```

```
    IF (lambda = 0.9) THEN
```

```
        M_FUEL = 1.2966 * TAEHC + 2.96
```

```
    ELSE
```

```
        M_FUEL = 1.6203 * TAEHC + 3.869
```

```
    ENDIF
```

```
ENDIF
```

```
RETURN M_FUEL
```

```
END
```