

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

“INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA RECIRCULAÇÃO DE GASES
DE EXAUSTÃO EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO POR CENTELHA
COM ATUAÇÃO DE VÁLVULA VARIÁVEL OPERANDO COM
GASOLINA E ETANOL”

Autor: Heder Fernandes
Orientador: José Eduardo Mautone Barros

Maio de 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

“INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA RECIRCULAÇÃO DE
GASES DE EXAUSTÃO EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO
POR CENTELHA COM ATUAÇÃO DE VÁLVULA VARIÁVEL
OPERANDO COM GASOLINA E ETANOL”

Heder Fernandes

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à
obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Motores de Combustão Interna
Orientador: José Eduardo Mautone Barros

Belo Horizonte
Escola de Engenharia UFMG
2017

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por alcançar este objetivo de concluir o Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica na UFMG. Agradeço aos meus pais pela oportunidade de estudar e pelo incentivo durante esta longa caminhada. Agradeço a minha esposa Luiza pelo apoio fundamental para esta conquista e compreensão nos momentos que estive ausente para me dedicar aos estudos.

Ao Prof. José Eduardo Mautone Barros, orientador deste trabalho, que ajudou e incentivou sua execução. Agradeço pelo apoio e por todo tempo dedicado em minha formação como engenheiro nos tempos de graduação, na minha formação como mestre e na minha formação profissional como engenheiro especializado em motores de combustão interna. Dez anos de orientação que o tornaram um amigo e uma referência para minha carreira.

Ao amigo Raphael Bezerra de Souza Montemor, engenheiro do time de calibração da FEV Latin American, pela importante participação na realização dos testes, no tratamento de dados e pelas longas discussões dos resultados obtidos, sendo fundamental para a conclusão deste trabalho.

À FCA Automobiles, por disponibilizar os recursos necessários para a realização deste trabalho, tais como, o motor, combustível, equipamentos e laboratórios. E pelo incentivo na liberação das minhas horas de trabalho para participar do curso de mestrado da UFMG.

RESUMO

Exhaust Gas Recirculation – EGR – é uma técnica bastante conhecida para redução de emissão de NO_x nos motores de combustão interna, sendo muito aplicada em motores Diesel. Estudos anteriores também descreveram outros benefícios que podem ser alcançados em motores de ignição por centelha PFI e DI, tais como, diminuição de perdas por bombeamento e controle de detonação. A tecnologia de mecanismo de válvulas com atuação variável possibilitou a utilização de EGR sem tubulações externas a partir do controle total dos ângulos de abertura e fechamento das válvulas, apresentando alta precisão e respostas rápidas, como é necessário nas acelerações e desacelerações do motor. Este trabalho apresenta uma investigação dos efeitos da EGR interna na combustão, consumo de combustível e emissões de um motor com mecanismo de válvula com atuação variável (FCA Multiar II) operando com gasolina e etanol em condição de carga parcial. Esta tecnologia permite controlar e antecipar o ângulo de abertura da válvula de admissão, aumentando o ângulo de cruzamento de válvulas e, conseqüentemente, o fluxo de EGR interna, que é o total de gás queimado que flui do cilindro para o duto do coletor de admissão através da válvula, durante a fase de exaustão. Foram estudadas duas configurações de controle de cargas parciais do motor com a utilização de EGR interna. Na Configuração 1 a massa de ar fresco é substituída pela massa de EGR e, na Configuração 2, o gás queimado é utilizado para otimizar o ângulo de fechamento da válvula de admissão em um modo de operação EIVC. Além disso, foi proposto um modelo físico para o cálculo da massa de gás queimado recirculado no coletor de admissão. Os resultados mostraram que a Configuração 2 apresenta melhores valores de consumo de combustível em relação à Configuração 1 de até 7% com etanol e 4% com gasolina. O modelo proposto apresentou bons resultados qualitativos, mas limitado pela frequência de amostragem da medição de CO_2 no coletor de admissão. Ficou demonstrado que as estratégias de utilização de EGR interna com etanol possuem grandes vantagens em relação à gasolina por ser um combustível de alta resistência ao *knock*, sendo este mais um benefício da matriz energética brasileira baseada em combustíveis renováveis.

Palavras-chave: EGR, recirculação dos gases de exaustão, motor de combustão interna, *flexfuel*, etanol.

ABSTRACT

Exhaust Gas Recirculation – EGR – is a well-known technique to reduce NO_x and it has been applied on Diesel engines for a long time. Previous studies and application found that other benefits can be achieved with PFI and GDI gasoline engines, such as pumping loss minimization and efficient knock control. Variable valve actuation valve-trains brought broader application possibilities as it enables full internal EGR control without external paths, high precision and response, as required on transient work modes. This work involves investigating the effects of internal exhaust gas recirculation – IEGR – on the combustion, fuel economy and emissions of a variable valve actuation engine (FCA *Multiair* II) operating with gasoline and ethanol in a part-load condition. This technology allows to control and anticipate the intake valve opening angle in a wide range, increasing the overlap angle and consequently the IEGR flow, that is the amount of burned gas mass that has flowed from the cylinder across the intake valve into the intake runner during the exhaust phase. Two configurations of partial load control were studied with internal EGR. In Configuration 1 the fresh air mass is substituted by EGR mass and in Configuration 2 the burned gas is used to optimize the intake valve closing angle in an EIVC operation mode. In addition, a physical model was proposed to calculate the exhaust gas recirculated mass in the intake manifold. The results showed that Configuration 2 presents better fuel consumption values in relation to Configuration 1 up to 7% with ethanol and 4% with gasoline. The proposed model presented good qualitative results but was limited by the sampling frequency of the CO_2 measurement in the intake manifold. It has been demonstrated that the use of internal EGR strategies with ethanol has great advantages over gasoline because it is a high knock resistance fuel, which is another benefit of the Brazilian energy matrix based on renewable fuels.

Keywords: EGR, exhaust gas recirculation, internal combustion engine, flexfuel, ethanol.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - (a) Diagrama PV e (b) Diagrama TS para o ciclo Otto, HEYWOOD (1988). ..	5
Figura 2.2 - Os quatro tempos do ciclo real, BAËTA (2006).	7
Figura 2.3 - Estágios da combustão, GANESAN (1995).	9
Figura 2.4 - Efeito no avanço de ignição no diagrama PV, GIACOSA (2004).	11
Figura 2.5 - Fração molar dos produtos de combustão em equilíbrio da mistura isooctano-ar em função da razão de equivalência ar/combustível na pressão de 30 atm e a) 1750 K; b) 2250 K; c) 2750 K, HEYWOOD (1988).	16
Figura 2.6 - Peso molecular da mistura isooctano-ar não queimada e queimada (baixa temperatura) em função da razão de equivalência combustível/ar e da fração de gás queimado, HEYWOOD (1988).	22
Figura 2.7 - Mecanismo do trem de válvulas do sistema <i>Multiair</i> , FIAT (2014).	23
Figura 2.8 - Diagrama de levantamento das válvulas de admissão e descarga, FIAT (2014).	24
Figura 2.9 - Esquemático do ciclo ideal logarítmico de PV utilizando estratégia EIVC em carga parcial. a) Ciclo completo. b) Detalhe da região do ciclo onde ocorrem as trocas de gases, MILLO et al. (2014).	25
Figura 2.10 - Energia cinética turbulenta em um motor com estratégia EIVC. Comparativo entre o pórtico atual e a proposta, MILLO et al. (2014).	26
Figura 2.11 - Esquemático do ciclo ideal logarítmico de PV utilizando estratégia EIVC em carga parcial. a) Ciclo sem utilização de EGR. b) Ciclo com utilização de EGR, MILLO et al. (2014).	27
Figura 2.12 - a) EGR de baixa pressão e b) EGR de alta pressão, HAIQIAO et al. (2012).	29
Figura 2.13 - BMEP para diferentes fluxos de massa de EGR, GUPTA; GAYED (2015). 38	
Figura 2.14 - a) Influência da relação de EGR no PMEP. b) Influência da relação de EGR no COVIMEP, FU et al. (2016).	39
Figura 2.15 - a) Diagrama de válvulas convencional e com NVO. b) Comparação do diagrama PV com e sem EGT, BAY et al. (2010).	40
Figura 2.16 - Diagrama esquemático do sistema de REGR, AMBROISE et al. (2010).	41
Figura 2.17 - Concentração dos produtos da reação química de vários tipos de reformadores testados, AMBROISE et al. (2010).	41

Figura 2.18 - Diagrama do motor com 25% de DEGR, ALGER; MANGOLD (2009).....	42
Figura 2.19 - BSFC em função do enriquecimento do cilindro 1. a) 2000 rpm / BMEP 2 bars, b) 2000 rpm / BMEP 5 bars , ALGER; MANGOLD (2009).	43
Figura 2.20 - Ilustração do diagrama de válvulas do ciclo EIVC desenvolvido por Miller, PATENTE (1956).....	44
Figura 2.21 - Ilustração do projeto motor desenvolvido por Miller, PATENTE (1957).....	45
Figura 2.22 - Concentração do número de partículas para diferentes razões de EGR e combustíveis. a) gasolina, b) E10, c) E20, ZHANG et al. (2014).	47
Figura 2.23 - Concentração da dimensão das partículas para diferentes razões de EGR (0 a 20%) e combustíveis. a) gasolina, b) E10, c) E20, ZHANG et al. (2014).	48
Figura 4.1 - Motor Tigershark 2.4 Multiar Flex, FIAT (2014).	51
Figura 4.2 - Representação da variação do IVO na Configuração 1, FIAT (2014).....	53
Figura 4.3 - Representação da variação do IVO na Configuração 2, FIAT (2014).....	54
Figura 4.4 - Ilustração dos principais parâmetros do ensaio da Configuração 1.....	55
Figura 4.5 - Substituição da massa de ar fresco versus IVO.	56
Figura 4.6 - Ilustração dos principais parâmetros do ensaio da Configuração 2.....	57
Figura 4.7 - Analisador de combustão AVL INDMODUL.....	59
Figura 4.8 - Bancada de emissões AVL AMA i60.....	61
Figura 4.9 - Diagrama da instrumentação básica.	62
Figura 4.10 - Sensor de pressão de combustão GH14DK e posição da furação.	62
Figura 4.11 - Encoder e flange de adaptação na roda fônica.....	63
Figura 4.12 - Instrumentação do coletor de descarga.....	64
Figura 4.13 - Instrumentação do coletor de admissão.....	66
Figura 4.14 - Ensaio de definição do ponto de medição de CO ₂ no coletor de admissão... ..	67
Figura 5.1 - Gráficos da variação da massa de ar fresco, Delta IEGR, BMEP, eficiência de conversão do combustível, consumo específico, e avanço de ignição aplicado com E22 e E100.....	77
Figura 5.2 - Gráficos do IMEPH, PMEP, APMAX, avanço de ignição aplicado, COVIMEP, temperatura dos gases de exaustão, MBF90-10 e MBF10-0 com E22 e E100.	78
Figura 5.3 - MBF5%, 10%, 50% e 90% com E22 (gráfico superior) e com E100 (gráfico inferior).....	80
Figura 5.4 - Gráficos dos modelos A e B, CO ₂ _IEGR e Delta_IEGR com E22 e E100... ..	82

Figura 5.5 - Ilustração da expectativa do comportamento da concentração de CO ₂ no coletor de admissão.	82
Figura 5.6 - Gráficos da medição dos gases CO ₂ , HC, CO e NO _x no coletor de exaustão com E22 e E100.....	83
Figura 5.7 - Gráficos de combustão com etanol a 1500 rpm dos ciclos médios com IVO iguais a 240°, 260° e 280°. a) Pressão no ciclo. b) Diagrama logPV. c) Liberação de calor. d) Temperatura da chama.	84
Figura 5.8 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de IMEPH, PMEP e COVIMEP.	86
Figura 5.9 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de Delta_IEGR e CO ₂ _IEGR.	87
Figura 5.10 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de MBF90-10 (superior) e MBF10-0 (inferior).....	88
Figura 5.11 - Gráficos da massa de ar fresco, BMEP, eficiência de conversão do combustível, consumo específico e avanço de ignição aplicado com E22 e E100.	90
Figura 5.12 - Gráficos de IMEPH, PMEP, APMAX, avanço de ignição aplicado, COVIMEP, temperatura dos gases de exaustão, MBF90-10 e MBF10-0 com E22 e E100.	92
Figura 5.13 - MBF5%, 10%, 50% e 90% com E22 (gráfico superior) e com E100 (gráfico inferior).....	93
Figura 5.14 - Gráficos do modelo A, modelo B e CO ₂ _IEGR com E22 e E100.....	94
Figura 5.15 - Gráficos da medição dos gases CO ₂ , HC, CO e NO _x no coletor de exaustão com E22 e E100.....	96
Figura 5.16 - Gráficos de combustão com etanol a 1500 rpm dos ciclos médios com IVO iguais a 255°, 265° e 280°. a) Pressão no ciclo. b) Diagrama logPV. c) Liberação de calor. d) Temperatura da chama.	97
Figura 5.17 - Diagrama Pressão x Volume a 1500 rpm dos ciclos médios com IVO iguais a 255°, 265° e 280°. Detalhamento da região do PMS e PMI.	98
Figura 5.18 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de IMEPH, PMEP e COVIMEP.....	100
Figura 5.19 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de BSFC e CO ₂ _IEGR.	101

Figura 5.20 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de MBF90-10 (superior) e MBF10-0 (inferior).....	102
Figura 5.21 - Comparativo de consumo entre as configurações 1 e 2 com etanol.	104
Figura 5.22 - Comparativo de consumo entre as configurações 1 e 2 com gasolina.....	105

LISTA DE TABELAS

Tabela II.1 - Constituintes do fluido de trabalho, HEYWOOD (1988).	17
Tabela II.2 - Composição do gás queimado abaixo de 1700 K para misturas pobres e estequiométricas, HEYWOOD (1988).	19
Tabela II.3 - Composição da mistura não queimada para misturas pobres e estequiométricas, HEYWOOD (1988).	21
Tabela II.4 - Comparativo entre <i>Hot</i> EGR e <i>Cooled</i> EGR, HAIQIAO et al. (2012).....	28
Tabela IV.1 - Descrição das características do motor, FIAT (2014).....	50
Tabela IV.2 - Propriedades dos combustíveis, FIAT.	51
Tabela IV.3 - Condições do ensaio na Configuração 1.	55
Tabela IV.4 - Condições do ensaio na Configuração 2.	57
Tabela IV.5 - Ensaio de determinação do melhor ponto de coleta de IEGR.....	65
Tabela IV.6 - Características dos sensores de cada grandeza medida.	68
Tabela IV.7 - Incertezas combinadas.	69
Tabela V. 1 - Ganhos percentuais da Configuração 2.	101

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A = Área do pistão

ANP = Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis

APMI = Graus antes do ponto morto inferior

APMS = Graus antes do ponto morto superior

BMEP = Pressão média efetiva de freio, do inglês *Brake Mean Effective Pressure*

BSFC = Consumo específico efetivo de combustível, do inglês *Brake Specific Fuel Consumption*

C = Carbono

CCV = Válvula de controle de compressão, do inglês *Compression Control Valve*

CO = Monóxido de carbono

CO₂ = Dióxido de carbono

COVIMEP = Coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada, do inglês *Coefficient of Variation in Indicated Mean Effective Pressure*

c_p = Calor específico a pressão constante

c_v = Calor específico a volume constante

DEGR = Recirculação do gás de exaustão dedicado, do inglês *Dedicated Exhaust Gas Recirculation*

DI = Injeção direta, do inglês *Direct injection*

DPMS = Graus depois do ponto morto superior

ECU = Unidade de controle eletrônico, do inglês *Electronic Control Unit*

EGR = Recirculação do gás de exaustão, do inglês *Exhaust Gas Recirculation*

EGT = Armazenamento dos gases de exaustão, do inglês *Exhaust Gas Trap*

EIVC = Fechamento antecipado da válvula de admissão, do inglês *Early Intake Valve Closing*

FCA = FIAT Chrysler Automobiles

FIAT = Do italiano, *Fabbrica Italiana di Automobili Torino*

FMEP = Pressão média efetiva de atrito, do inglês *Friction Mean Effective Pressure*

GDI = Injeção direta de gasolina, do inglês *Gasoline Direct injection*

H₂ ou H = Hidrogênio

H₂O = Água

IC = Combustão interna, do inglês *Internal Combustion*

IEGR = Recirculação interna do gás de exaustão, do inglês *Internal Exhaust Gas Recirculation*

IMEP = Pressão média efetiva indicada, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure*

IMEPH = Parte superior de geração de trabalho do IMEP, do inglês *High Pressure Part of the IMEP*

IVC = Fechamento da válvula de admissão, do inglês *Intake Valve Closing*

IVO = Abertura da válvula de admissão, do inglês *Intake Valve Opening*

k = Coeficiente politrópico

K = Número de cilindros

l = Eficiência volumétrica (baseada nas condições do coletor de admissão)

L = Curso do pistão

LHV = Poder calorífico inferior, do inglês *Lower Heating Value*

m_a ou m = Massa de ar no cilindro

m_{ar} = Massa de ar por mol de O_2 na mistura

M_b = Peso molecular da mistura queimada

MBF = Fração de massa queimada, do inglês *Mass Burned Fraction*

m_c = Massa total aprisionada dentro do cilindro

m_{EGR} = Massa de gás queimado recirculado

MEP = Pressão média efetiva, do inglês *Mean Effective Pressure*

\dot{m}_f = Fluxo de combustível

m_f = Massa de combustível

M_f = Peso molecular do combustível

m_i = Massa induzida por ciclo

m_r = Massa de gás residual do ciclo anterior

m_{RP} = Massa da mistura por mol de O_2

m_{th} = Massa de ar teórica

M_u = Peso molecular da mistura não queimada

n = Número de ciclos

N = Rotação do motor

N_2 ou N = Nitrogênio

NO_x = Óxidos de nitrogênio

NVO = Cruzamento de válvulas negativo, do inglês *Negative Valve Overlap*

O_2 ou O = Oxigênio

p = pressão interna no cilindro
 P = Potência
 P_1 = Pressão na entrada do compressor ou pressão absoluta em X_1
 P_2 = Pressão na saída do compressor
 P_3 = Pressão na entrada da turbina
 P_4 = Pressão na saída da turbina
 P_a = Potência de atrito
 P_e = Potência efetiva
 P_i = Potência indicada
PFI = Injeção do combustível no pórtilo, do inglês *Port Fuel Injection*
PMEP = Parte de bombeamento do IMEP, do inglês *Pumping Part of the IMEP*
PMI = Ponto morto inferior
PMS = Ponto morto superior
 P_S = Pressão no coletor de admissão
PV = Diagrama pressão – volume
 $P\theta$ = Diagrama pressão – ângulo do virabrequim
 Q = Calor liberado
 Q_r = Calor rejeitado
 Q_s = Calor fornecido
 R = Constante universal dos gases
REGR = Recirculação do gás de exaustão reformados, do inglês *Reformed Exhaust Gas Recirculation*
 r_c = Razão volumétrica de compressão
SI = Ignição por centelha, do inglês *Spark Ignition*
 T = Temperatura
tke = Energia cinética turbulenta, do inglês *Turbulent Kinetic Energy*
 T_S = Temperatura no coletor de admissão
TS = Diagrama temperatura – entropia
 V = Volume do cilindro
 V_1 = Volume em X_1
 V_2 = Volume em X_2
VE = Eficiência volumétrica, do inglês *Volumetric Efficiency*
 V_D ou V_H = Volume deslocado

VVA = Atuação de válvula variável, do inglês *Variable Valve Actuation*

W_c = Trabalho do ciclo

x_b = Fração de gás queimado total na mistura fresca

X_1 = Ponto 1 do virabrequim

X_2 = Ponto 2 do virabrequim

X_i = Fração molar

x_r = Fração de gás residual

y = Relação molar média H/C ou coeficiente politrópico

Letras Gregas

γ = Razão dos calores específicos c_p/c_v

ΔP = Diferença de pressão entre X_2 e X_1

η_b = Somatórios dos “ η_i ”

η_f = Eficiência de conversão do combustível

η_i = Moles da espécie “i” por mol de O_2 reagente

η_m = Eficiência mecânica

η_{OTTO} = Eficiência térmica do ciclo Otto

η_u = Número de moles total da mistura não queimada

η_v = Eficiência volumétrico

λ = Fator lambda, inverso da razão de equivalência

ρ_a ou ρ = Massa específica ou densidade do ar

ϕ = Razão de equivalência ar/combustível

ψ = Relação molar N/O

SUMÁRIO

1	Introdução	2
2	Revisão Bibliográfica.....	4
2.1	Motores de combustão interna.....	4
2.1.1	História e definição.....	4
2.1.2	Ciclo Otto ideal.....	5
2.1.3	Ciclo real para motores de ignição por centelha (SI)	7
2.1.4	Combustão nos motores	9
2.1.5	Processos de admissão e exaustão	11
2.2	Propriedade dos fluidos de trabalho	15
2.2.1	Composição da mistura não queimada	17
2.3	Atuação do mecanismo de válvula variável - VVA	22
2.4	Recirculação dos gases de exaustão - EGR.....	27
2.5	Características de operação do motor.....	31
2.6	Combustíveis	34
2.6.1	Gasolina.....	35
2.6.2	Etanol.....	36
2.7	Controle eletrônico no motor.....	36
2.8	Estado da arte.....	38
2.9	Considerações finais	48
3	Objetivo e Relevância.....	49
4	Metodologia.....	50
4.1	Seleção do motor e dos combustíveis.....	50
4.2	Metodologia experimental.....	52
4.2.1	Descrição dos ensaios	54
4.2.2	Preparação do motor	57
4.2.3	Sistema de aquisição de dados.....	58
4.2.4	Instrumentação do motor	61
4.3	Análise de incerteza de medição	67
4.4	Metodologia de tratamento dos dados experimentais.....	69
4.4.1	Metodologia de tratamento dos dados de pressão de cilindro	69
4.4.2	Metodologia de tratamento dos dados por equilíbrio químico	73

4.5	Considerações finais	74
5	Resultados e Análises	75
5.1	Configuração 1 – IVC fixo com a substituição da massa de ar fresco	75
5.1.1	1500 rpm com eficiência volumétrica inicial de 50%	75
5.1.2	Comparativo entre rotações	85
5.2	Configuração 2 – IVC ajustado com massa de ar fresco constante.....	88
5.2.1	1500 rpm com eficiência volumétrica constante de 50%	89
5.2.2	Comparativo entre rotações	98
5.3	Comparativo entre Configuração 1 e 2.....	102
5.4	Considerações finais	105
6	Conclusões	106
7	Sugestões de Trabalhos Futuros.....	109
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	110
	APÊNDICE A	114
	APÊNDICE B.....	120

1 Introdução

Com a crescente preocupação com a preservação ambiental e a eficiência energética, muitos países estão desenvolvendo legislações mais restritas, direcionando as pesquisas e tornando o consumo de combustível e a emissão de poluente os maiores desafios da indústria automotiva. No Brasil, estas novas regras são reguladas atualmente pelo INOVAR AUTO, uma legislação que incentiva os fabricantes de automóveis a melhorar a eficiência média de novos veículos leves comercializados.

A eficiência dos motores de ignição por centelha é relativamente baixa, especialmente em condição de carga parcial, já que é necessária uma grande perda de carga na borboleta para reduzir a massa de ar admitida. Isto gera um grande impacto negativo na eficiência do ciclo, pois parte do trabalho gerado pela combustão é consumido para vencer as perdas da restrição do fluxo. Sendo assim, nos últimos anos estão sendo realizados muitos estudos em motores com grande aplicação das tecnologias *downsizing* e turbo-alimentação, demonstrando grande potencial na melhoria da eficiência do ciclo, KÖNIGSTEIN (2008). Entretanto, estas não são as únicas formas de conseguir otimizar o sistema. Soluções via *hardware*, tais como, otimizações cinemáticas e redução de atrito também são utilizadas, seguidas por melhorias da combustão, como por exemplo, relação de compressão mais alta, injeção direta de combustível, geometria de admissão com alto desenvolvimento de *tumble*, recirculação dos gases de exaustão - EGR - e mecanismos de atuação de válvula variável - VVA. Estas duas últimas tecnologias juntas foram escolhidas para serem estudadas neste trabalho.

Em motores de ignição por compressão, a EGR é muito utilizada para diminuição do nível de NO_x , mas nos motores de ignição por centelha, esta técnica tem sido utilizada de uma forma diferenciada onde o objetivo principal é diminuir as perdas por bombeamento, geradas pela válvula borboleta em condição de cargas parciais. Desta forma, a recirculação de gases de exaustão tem se tornado essencial para atingir os novos limites de eficiência e consumo. Já a atuação de válvula variável foi outra forma encontrada para diminuir a perda de carga gerada pela borboleta em cargas parciais. Mantendo-se a borboleta aberta, o controle da massa de ar para dentro do cilindro passa a ser realizado pelo ângulo de

fechamento da válvula de admissão, que pode ser adiantado ou atrasado de acordo com o torque solicitado pelo motorista.

Neste trabalho, foram avaliadas duas formas de utilização de EGR específicas para motores VVA, chamadas de configurações 1 e 2: Configuração 1 - utilização de EGR para controle de carga até o limite aceitável de combustão, onde, ao invés de fechar a borboleta para reduzir a carga do motor, insere-se uma massa de EGR que substitui por diluição a massa de ar fresco e, conseqüentemente, diminui o torque gerado. Configuração 2 - adição de EGR para elevar a diluição da massa de ar fresco em uma determinada condição de carga, sendo necessário aumentar o intervalo de abertura da válvula de admissão para compensar esta diluição e manter constante o torque desejado no motor. Desta forma, tem-se uma redução das perdas por bombeamento e uma otimização da combustão.

Um motor com tecnologia de válvulas *Multiair* foi utilizado neste trabalho. Este sistema permite um controle independente dos ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão, tornando possível o controle preciso ciclo-a-ciclo da massa de gás queimado recirculada internamente. Assim, pode-se analisar a influência da utilização de EGR interna nos combustíveis gasolina e etanol, que possuem características diferentes em relação à presença de EGR na combustão.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Motores de combustão interna

2.1.1 História e definição

O propósito de um motor de combustão interna é a produção de potência mecânica vinda da energia química contida no combustível. Essa energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível dentro do motor. O motor de combustão interna não é um motor de calor na definição termodinâmica do termo, pois não é um sistema fechado. O fluido de trabalho não executa um ciclo termodinâmico, sendo renovado a cada ciclo. Este tipo de motor é melhor analisado como um sistema aberto no qual troca calor e trabalho com o ambiente ao redor, HEYWOOD (1988).

O motor de combustão interna (IC) é a fonte de energia usada com mais frequência para veículos automotores. Os motores de combustão interna geram energia através da conversão de energia química contida no combustível em calor, e o calor produzido em trabalho mecânico. A conversão de energia química em calor se dá através da combustão, enquanto a conversão subsequente em trabalho mecânico é realizada, permitindo-se que a energia aumente a pressão dentro de um meio, que, então, realiza o trabalho na medida em que se expande, BOSCH (2005).

Um motor é um instrumento que transforma uma forma de energia em outra. Normalmente, a maioria dos motores converte energia térmica em trabalho mecânico e, por isso, são chamados de motores térmicos, GANESAN (1995).

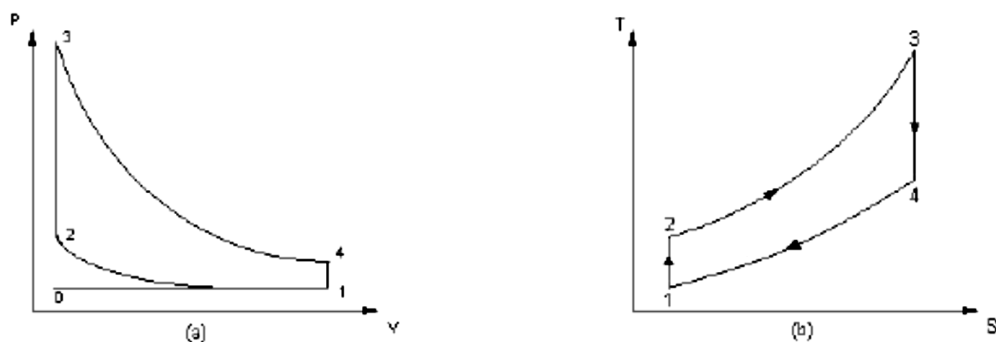
Trabalhos em sistemas de locomoção foram realizados em várias partes do mundo. Em 1876, Nikolaus August Otto construiu, com sucesso, o primeiro motor quatro tempos. Em 1886, Karl Benz e Gottlieb Daimler, simultaneamente e independentemente, desenvolveram motores leves, de alta velocidade, dos quais os atuais motores a gasolina foram originados. Em 1892, Rudolf Diesel criou seu motor de ignição por compressão, sendo utilizado, inicialmente, apenas para aplicações estacionárias.

Existem dois tipos de processos de combustão que dominam as aplicações automotivas, denominados motores do ciclo Otto e motores do ciclo Diesel. Os motores de ciclo Otto são, primeiramente, caracterizados pela ignição na presença de uma centelha e com combustão a volume constante. Já o motor Diesel apresenta combustão espontânea a pressão constante, iniciada pelas altas pressões e temperaturas no interior do cilindro. Nos motores modernos, estas diferenciações não são mais tão explícitas devido à evolução da tecnologia dos motores. Sendo assim, estas classificações devem ser utilizadas mais como referências que ajudam o entendimento do funcionamento dos motores de combustão interna.

2.1.2 Ciclo Otto ideal

O ciclo de operação de um motor de combustão interna pode ser dividido em uma sequência de processos separados: admissão, compressão, combustão, expansão e exaustão. O ciclo Otto é o ciclo termodinâmico básico de referência para um motor IC. Para a análise deste ciclo, considera-se que somente ar, comportando-se como gás ideal, é admitido para dentro do cilindro. Os diagramas PV e TS são apresentados na Figura 2.1 e mostram as fases do ciclo Otto, composto por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos, HEYWOOD (1988).

Figura 2.1 - (a) Diagrama PV e (b) Diagrama TS para o ciclo Otto, HEYWOOD (1988).



Quando o motor está trabalhando com 100% de abertura de borboleta, os processos 0→1 e 1→0 no diagrama PV, representando os processos de admissão e exaustão, são desprezíveis. O processo 1→2 representa a compressão isentrópica do ar quando o pistão se desloca do ponto morto inferior (PMI) para o ponto morto superior (PMS). Durante o

processo 2→3, o calor é fornecido a volume constante. Este processo corresponde à ignição por centelha e à combustão no motor. Os processos 3→4 e 4→1 representam a expansão isentrópica e a rejeição de calor a volume constante, respectivamente, GANESAN (1995).

A eficiência térmica do ciclo Otto pode ser descrita como:

$$\eta_{Otto} \equiv \frac{Q_s - Q_r}{Q_s} \quad (2.1)$$

Considerando constante o volume dos processos 2→3 e 4→1, o calor fornecido (Q_s) e o calor rejeitado (Q_r) podem ser descritos como:

$$Q_s = m \times c_v \times (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$Q_r = m \times c_v \times (T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

Assim, substituindo-se as equações 2.2 e 2.3 em 2.1 tem-se:

$$\eta_{Otto} \equiv 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.4)$$

A equação 2.4 também pode ser escrita da forma:

$$\eta_{Otto} \equiv 1 - \frac{1}{r_c^{(\gamma-1)}} \quad (2.5)$$

Sendo γ a razão entre os calores específicos e r_c a razão volumétrica de compressão. Através desta equação, vê-se que a eficiência térmica do motor funcionando com o ciclo teórico Otto depende somente da razão volumétrica de compressão e da relação dos calores específicos, GANESAN (1995).

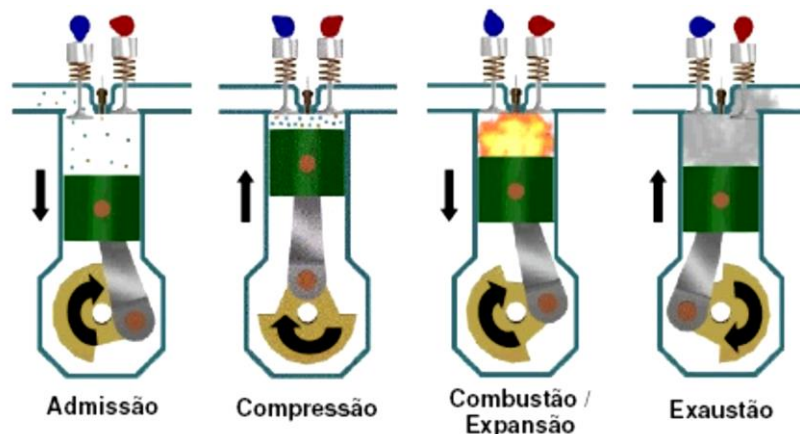
2.1.3 Ciclo real para motores de ignição por centelha (SI)

O ciclo real dos motores SI difere muito do ciclo ideal em diversos fatores. A eficiência do ciclo real é muito menor do que o ciclo ideal devido às várias perdas que ocorrem na operação de um motor real, GANESAN (1995). As maiores perdas são:

- (i) Variação do calor específico com a temperatura;
- (ii) Dissociação dos produtos da combustão;
- (iii) Combustão finita;
- (iv) Combustão incompleta do combustível;
- (v) Transferência de calor nas paredes da câmara de combustão;
- (vi) *Blowdown* no fim do processo de exaustão;
- (vii) Processo de troca de gases.

Pode-se descrever o ciclo real em quatro tempos: admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão, como mostrado na Figura 2.2. A seguinte explicação detalhada de cada tempo do motor foi descrita por BAÊTA (2006) em sua tese de doutorado.

Figura 2.2 - Os quatro tempos do ciclo real, BAÊTA (2006).



Primeiro tempo – Admissão: durante a admissão, o pistão desce do PMS para o PMI enquanto a válvula de admissão está aberta e a válvula de escape está fechada, o que gera uma depressão dentro do cilindro. Com isso, certa quantidade de ar é aspirada para o interior do cilindro. Enquanto o ar entra pela válvula de admissão, uma quantidade de

combustível necessária é injetada pelo injetor para gerar a mistura ar/combustível, que será queimada dentro do cilindro.

Segundo tempo – Compressão: assim que o pistão atinge o PMI, inicia-se o tempo de compressão com a válvula de admissão ainda aberta. Ela se fechará alguns graus depois do PMI para aproveitar a inércia dos gases, aumentando o enchimento do cilindro. Logo após, o pistão retorna ao PMS com todas as válvulas fechadas e comprimindo a mistura. Isso aumenta a pressão e a temperatura dentro do cilindro e, próximo do final da compressão, uma centelha é fornecida pela vela de ignição e inicia-se a combustão.

Terceiro tempo – Combustão e expansão: a combustão inicia-se antes do PMS e termina no início da expansão. A combustão eleva a temperatura e a pressão para seus valores máximos do ciclo, alterando a composição da mistura ar/combustível para os produtos da combustão. Com as válvulas fechadas, a alta pressão gerada pela combustão empurra o pistão para baixo, produzindo o trabalho do ciclo do motor e diminuindo a pressão e a temperatura dentro do cilindro.

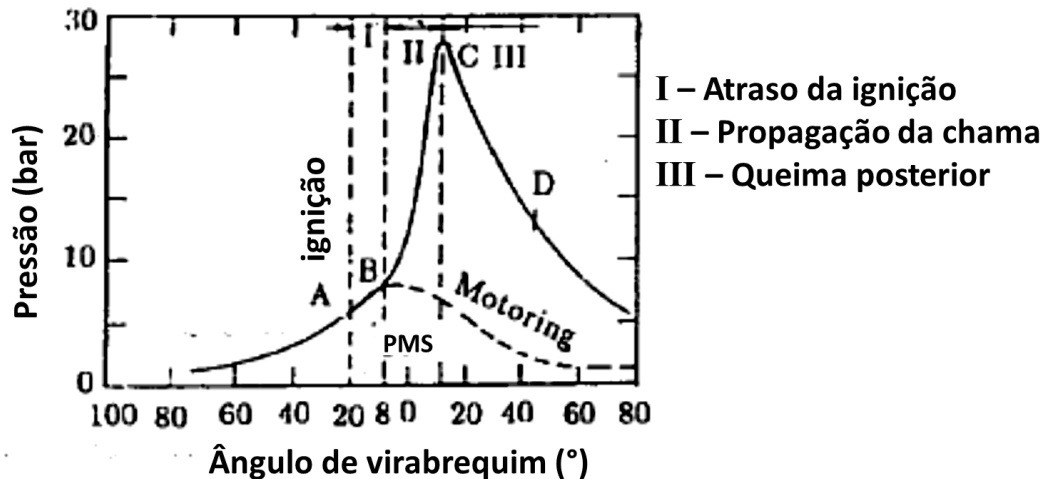
Blowdown: é a abertura da válvula de descarga durante a expansão dos gases. A pressão dentro do cilindro ainda é alta e a diferença entre a pressão do cilindro e a pressão ambiente faz com que os gases da combustão sejam expelidos e a pressão no cilindro diminui bruscamente. Esses gases ainda possuem muita entalpia, o que reduz a eficiência do ciclo térmico.

Quarto tempo – Exaustão: quando o pistão atinge o PMI, ainda existe uma quantidade de gases no cilindro aproximadamente a pressão atmosférica. Como a válvula de exaustão permanece aberta, o cilindro expulsa esses gases remanescentes da combustão durante seu percurso do PMI para o PMS, restando somente o volume da câmara de combustão ocupado por esses gases. Esta massa de gás queimado é denominada gás residual. No final do tempo de exaustão, a válvula de admissão começa a se abrir e a válvula de exaustão a se fechar. Esse tempo em que as duas válvulas estão abertas ao mesmo tempo é chamado de cruzamento de válvulas. Isso ajuda na troca dos gases remanescentes da combustão por mistura fresca, vinda da válvula de admissão. Ao final da exaustão, o ciclo se reinicia.

2.1.4 Combustão nos motores

O processo de combustão em um motor de ignição por centelha consiste de três estágios, descritos por GANESAN (1995):

Figura 2.3 - Estágios da combustão, GANESAN (1995).



A variação da pressão devido à combustão no motor é mostrada na Figura 2.3. Nesta figura, “A” é o ponto da centelha, “B” é o ponto onde o início do aumento da pressão devido à combustão é detectado e “C” é o pico de pressão. Assim AB é o primeiro estágio, BC é o segundo estágio e CD é o terceiro estágio.

O primeiro estágio é determinado como atraso de ignição ou fase de preparação do crescimento e desenvolvimento da autopropagação da chama. Este é um processo químico que depende da pressão e da temperatura, da natureza do combustível e da proporção dos gases residuais e recirculados da exaustão. Além disso, depende da relação entre temperatura e taxa de reação.

O segundo estágio é um processo físico e está relacionado com a propagação da chama por toda a câmara de combustão. O ponto inicial do segundo estágio fica onde a primeira medida de aumento de pressão é vista na Figura 2.3. Durante este estágio, a propagação da chama é praticamente em velocidade constante. O calor transferido para a parede do cilindro é pouco, porque somente uma pequena parte da mistura queimada está em contato

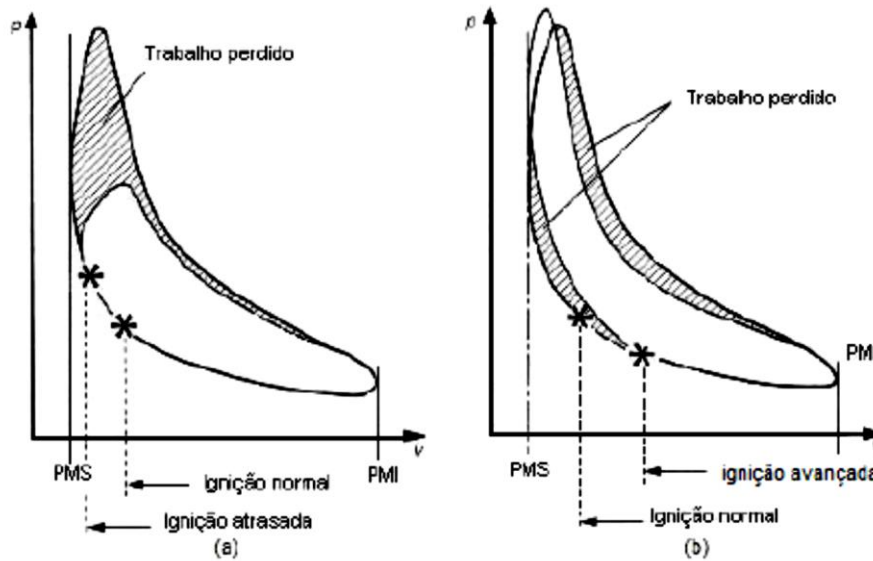
com a parede do cilindro durante este período. A taxa de liberação de calor depende amplamente da intensidade turbulenta e, também, da taxa de reação na qual é dependente da composição da mistura. A taxa de aumento de pressão é proporcional à taxa de liberação de calor porque durante este estágio o volume da câmara de combustão permanece praticamente constante (desde que o pistão esteja próximo do ponto morto superior).

O ponto inicial do terceiro estágio é tido normalmente como o instante no qual a máxima pressão é alcançada (ponto C). A velocidade da chama diminui durante este estágio. A taxa de combustão vai diminuindo por causa da menor velocidade da chama e redução da superfície de frente da chama.

Através da seleção do ponto de ignição, o início da combustão pode ser controlado em um motor ciclo Otto. O ponto de ignição é sempre referido ao ponto morto superior do tempo de combustão do motor. Pontos de ignição adiantados estão antes de um ponto de ignição de referência e pontos de ignição atrasados estão depois deste ponto de referência. O ponto de ignição mais atrasado possível é determinado pelo limite de combustão ou pela máxima temperatura permitida dos gases de escape, e o ponto de ignição mais adiantado possível, pelo limite de *knock* ou pelo melhor torque. O ponto de ignição influencia o torque, as emissões de gases de escape e o consumo de combustíveis, GANESAN (1995).

Em geral, o instante no qual se comanda a ignição corresponde ao ponto no qual a pressão é cerca da metade da pressão obtida no PMS, GIACOSA (2004). Outros estudos indicam que o melhor ponto de ignição é aquele que mantiver o pico de pressão entre 12 e 14 graus após o PMS. O efeito do trabalho perdido, quando o ângulo de ignição está atrasado ou adiantado em relação ao ponto ideal, pode ser visto na Figura 2.4.

Figura 2.4 - Efeito no avanço de ignição no diagrama PV, GIACOSA (2004).



Em motores por centelha, a combustão é iniciada no eletrodo da vela de ignição e se propaga através da mistura. A frente de chama, que separa a mistura fresca dos produtos da combustão, viaja da vela até o outro lado da câmara de combustão. O calor liberado pela combustão aumenta a temperatura e pressão. A parte queimada expande e comprime a parte não queimada e isso aumenta a temperatura e a pressão desta. Se a temperatura da mistura não queimada exceder a temperatura de autoignição do combustível, a ignição espontânea ocorrerá em vários pontos. Este fenômeno é chamado de *knock*. O impacto do *knock* nos componentes e na estrutura do motor pode causar falhas como a destruição da parede do cilindro. A presença de *knock* é percebida pelo som característico vindo do motor, GANESAN (1995). Alguns autores usam o termo detonação para se referir à este fenômeno de autoignição nos motores, mas neste texto decidiu-se utilizar o termo em inglês, *knock*, para que não ocorram entendimentos errôneos em relação ao fenômeno físico chamado detonação em português. Os termos detonação e explosão são utilizados para definir processos de combustão com velocidades supersônicas que não estão presentes em um motor de combustão interna.

2.1.5 Processos de admissão e exaustão

O sincronismo das válvulas, conseqüentemente a troca de gases, é regulado por um eixo de controle (eixo de comando das válvulas) que gira na metade da frequência da árvore de

manivelas, que o aciona. O eixo de comando abre as válvulas de troca de gás apertando-as contra as molas para descarregar o gás de escape e aspirar o ar fresco, BOSCH (2005).

A potência de um motor de combustão interna em certa velocidade é proporcional à taxa de escoamento de ar. Assim, induzir a máxima massa de ar para dentro do cilindro e retê-la é o primeiro objetivo do processo de troca de gases. Este processo é caracterizado pela eficiência volumétrica que depende do projeto dos coletores, válvulas e tubulação, além da condição de operação do motor, HEYWOOD (1988):

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_D} \quad (2.6)$$

Sendo η_v a eficiência volumétrica, m_a a massa de ar no cilindro em um ciclo [kg], ρ_a a massa específica do ar nas condições atmosféricas [kg/dm³] e V_D o volume deslocado [dm³].

A perda de carga, especialmente no sistema de admissão, é um fator primário para a eficiência volumétrica do motor. Em geral, o componente crítico com relação à perda de carga são as válvulas, já que há limitações mecânicas e dimensionais ao longo do processo de abertura e fechamento.

Uma vez que as perdas de carga sejam moderadas, um segundo fator, que se torna relevante, é a dinâmica dos gases, associada às ondas de pressão causadas pelo movimento alternativo das válvulas e do pistão. Alterando a seção e comprimento do duto, é possível ajustar a frequência de ressonância do sistema para a faixa desejada. Mesmo ajustando a frequência, os pulsos de compressão e rarefação continuam trafegando ao longo do duto primário, entre dois processos de admissão, e pode haver uma substancial alteração da quantidade de ar admitido em função da sincronização desses pulsos em relação ao fechamento da válvula, BAËTA (2006).

Em motores com grande cruzamento de válvula, uma alta pressão na admissão induz lavagem do volume morto enquanto a admissão e exaustão estão abertas simultaneamente.

Em motores com cruzamento moderado, quando o pistão inicia o seu deslocamento para o PMI na admissão, a variação relativa do volume é alta, o que tende a gerar uma sucção substancial. Contudo, o grau dessa sucção é afetado pela pressão no próprio duto: se a pressão é mais alta, a sucção é menos intensa e vice-versa, o que afeta o processo subsequente da admissão. Quando esse efeito produz o maior benefício possível, diz-se que há sintonização. Os fenômenos de ressonância têm um efeito mais amplo na faixa de rotação e os de sintonização mais restritos. Motores modernos procuram tirar vantagem de ambos os efeitos, BAËTA (2006).

No ciclo teórico, a válvula de admissão abre no PMS, mas nos motores reais, a válvula abre poucos graus antes do PMS, ainda na etapa de exaustão. Isto acontece, primeiramente, para garantir que a válvula estará totalmente aberta e a massa de ar comece a fluir para dentro do cilindro assim que o pistão atinja o PMS. Também pode-se adiantar ainda mais a abertura da válvula, com o objetivo de retornar o gás queimado para o coletor de admissão. Neste momento, as válvulas de admissão e escape estão abertas e o pistão está deslocando do PMI para o PMS. Em cargas parciais, a pressão no coletor de admissão está menor em relação ao coletor de escape. Sendo assim, grande parte do gás queimado irá retornar para a admissão. Este fenômeno é definido como recirculação interna dos gases de exaustão – IEGR – além de ser o objeto de estudo deste trabalho, BAËTA (2006).

Quando o pistão inicia o processo de admissão, movendo-se do PMS para o PMI, é estabelecido o fluxo de massa de ar fresco e gás queimado recirculado na etapa anterior para dentro do cilindro. Ao atingir o PMI e iniciar o processo de compressão, o fluxo para dentro do cilindro se mantém devido à inércia dos gases, mesmo com o pistão movimentando-se para o PMS, em direção contrária ao fluxo (efeito RAM). O momento exato no qual o deslocamento do pistão vence a inércia dos gases e o fluxo para dentro do cilindro se encerra, é o instante ideal para fechar a válvula de admissão. Este instante será então dependente da velocidade do pistão e da inércia dos gases, ou seja, cada condição de rotação e carga do motor terá um ângulo ideal de fechamento da válvula de admissão. Fechamentos antecipados em relação ao ângulo ideal limitam o enchimento máximo do motor. Isto pode ser intencional, como no sistema *Multiair*, que controla o enchimento do motor a partir do fechamento da válvula de admissão, mantendo a borboleta aberta.

Fechamentos atrasados em relação ao ideal irão permitir a inversão do fluxo, retornando a massa de ar para o coletor de admissão, BAÊTA (2006).

Os ângulos de abertura e fechamento da válvula de exaustão também afetam o rendimento volumétrico. A abertura desta válvula define o processo de *blowdown*, já explicado anteriormente e, durante a etapa de exaustão, o pistão expulsa o restante dos gases queimados. O fechamento da válvula acontece depois do PMS para, também, aproveitar a inércia dos gases e facilitar a retirada dos mesmos de dentro do cilindro. Isto reduz a quantidade de gás queimado residual na região da câmara de combustão, deixando o máximo de espaço possível para o enchimento de ar fresco durante o próximo ciclo. Um atraso no fechamento da válvula fará com que os gases queimados retornem para o cilindro através da válvula de exaustão, durante a fase de admissão, BAÊTA (2006).

Desta forma, existe um intervalo onde as válvulas de admissão e exaustão estão abertas ao mesmo tempo. Durante o *overlap*, o fluxo de ar fresco pode ajudar a “empurrar” o gás residual para os dutos de exaustão. Este processo é chamado de lavagem do cilindro. Em motores com injeção indireta, este processo pode levar combustível diretamente para a descarga, antes de serem queimados, BAÊTA (2006).

A contribuição da transferência de calor por convecção na admissão também pode ser relevante e influenciar a eficiência volumétrica, especialmente em baixas rotações onde o filme fluido é formado. Finalmente, a vaporização do combustível pode afetar a eficiência volumétrica. Por um lado, o combustível depositado na parede do coletor aumenta a transferência de calor para a mistura, por outro, o combustível vaporizado utilizando a entalpia do ar, dependendo do seu calor latente, pode produzir uma mistura mais densa que o ar original, permitindo a admissão de maior quantidade de ar. STONE (2002). Sendo assim, a eficiência volumétrica é afetada pelo combustível, pela geometria e pelas variáveis de operação do motor.

As variáveis que influenciam a eficiência volumétrica podem ser distribuídas em sete grupos: 1) Tipo de combustível, razão ar/combustível, fração do combustível vaporizado no coletor de admissão e calor latente do combustível; 2) Temperatura da mistura definida pela transferência de calor; 3) Razão de pressão entre descarga e admissão; 4) Razão

volumétrica de compressão; 5) Frequência de rotação do motor; 6) Geometria dos coletores de admissão e descarga e dos pórticos; 7) Geometria, tamanho, deslocamento máximo de abertura e ângulo de permanência das válvulas de admissão e descarga, HEYWOOD (1988).

As variáveis, citadas nos itens 1 e 2, referem-se ao poder de remoção de calor do ar de admissão por parte do combustível, de acordo com as condições em que este se encontra. Os itens 3 e 4 referem-se à capacidade de introdução da mistura dentro do cilindro, ou seja, quando a razão de pressão entre admissão e descarga e a razão volumétrica de compressão são alteradas, a fração do volume do cilindro ocupado pelos gases residuais da queima variam. Quando este volume aumenta, a eficiência volumétrica diminui. Os itens 5 a 7 referem-se ao fluxo operante ao longo da admissão e descarga, afetados pela inércia do fluido (efeito RAM), pelo fluxo reverso, pelas frequências do fluxo na admissão e descarga, pelo ajuste do diagrama de válvulas e pelo dimensionamento dos componentes, que afetam a passagem do fluido.

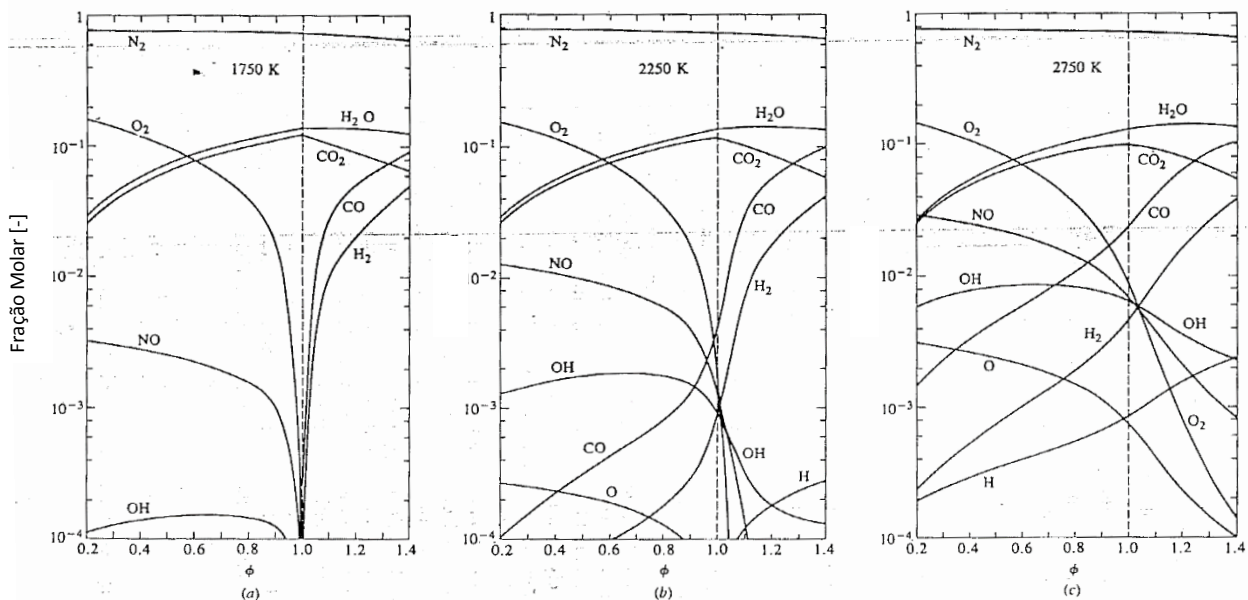
2.2 Propriedade dos fluidos de trabalho

Os fluidos de trabalho em motores são misturas de gases. Dependendo da fase do ciclo do motor, reações químicas podem: 1 - ser tão lentas que apresentam um efeito negligenciável na composição da mistura; 2 - ser tão rápidas que o estado da mistura se modifica, mas a composição permanece em equilíbrio químico; 3 - ser um dos processos de controle que determinam o modo como a composição da mistura se altera com o tempo, HEYWOOD (1988).

Uma boa aproximação para estimativas de desempenho em motores é considerar que os gases queimados produzidos pela combustão e o ar estão em equilíbrio químico, ou seja, as reações químicas produzem e removem cada espécie em taxas iguais. Por exemplo, se a temperatura de uma massa de gás de dióxido de carbono em um vaso aumentar o suficiente, as moléculas de CO_2 irão dissociar-se em moléculas de CO e O_2 . Se a mistura de CO_2 , CO e O_2 estiver em equilíbrio, então CO e O_2 estão se recombinando em CO_2 , na mesma taxa e proporção requerida para manter a reação em equilíbrio.

A Figura 2.5 demonstra como a composição em equilíbrio dos produtos da combustão da mistura isooctano-ar, em algumas temperaturas e 30 atm de pressão, varia em função da razão de equivalência, ϕ . Em temperaturas baixas, os produtos são N_2 , CO_2 , H_2O e O_2 para misturas pobres e N_2 , CO_2 , H_2O , CO e H_2 para misturas ricas. À medida que a temperatura aumenta, a composição da mistura de gases se torna muito mais complexa com produtos de dissociação, tais como, OH , O e H tornando-se significantes, HEYWOOD (1988).

Figura 2.5 - Fração molar dos produtos de combustão em equilíbrio da mistura isooctano-ar em função da razão de equivalência ar/combustível na pressão de 30 atm e a) 1750 K; b) 2250 K; c) 2750 K, HEYWOOD (1988).



A composição do fluido de trabalho se modifica durante as fases do ciclo de operação do motor como demonstrado na Tabela II.1, apresentada por HEYWOOD (1988). A mistura não queimada para um motor de ignição por centelha durante a admissão e a compressão consiste de ar, combustível e gases queimados remanescentes do ciclo anterior, portanto, uma mistura de N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O , CO , H_2 e vapores de combustível. A composição da mistura não queimada não sofre modificações significativas durante a admissão e a compressão, então, pode-se considerá-la constante.

Como dito anteriormente, os produtos da combustão, durante o processo de combustão e uma parte do processo de expansão, estão próximos de um equilíbrio químico. No final do processo de expansão, a composição dos gases afasta-se da composição de equilíbrio.

Sendo assim, as recombinações já não podem ocorrer rápidas o bastante para manter a mistura reagindo em equilíbrio. Já durante o processo de exaustão, as reações são suficientemente lentas e a composição pode ser considerada constante novamente.

Tabela II.1 - Constituintes do fluido de trabalho, HEYWOOD (1988).

Admissão	Ar Combustível (Líquido e vapor) Gás queimado recirculado Gás residual
Compressão	Ar Vapor de combustível Gás queimado recirculado Gás residual
Expansão	Produtos da Combustão (mistura de N ₂ , O ₂ , CO ₂ , H ₂ O, CO, H ₂ , NO, OH, O, H,...)
Exaustão	Produtos da combustão, principalmente N ₂ , CO ₂ , H ₂ O e: se $\phi > 1$, CO, H ₂ se $\phi < 1$, O ₂ ,

2.2.1 Composição da mistura não queimada

A massa aprisionada dentro do cilindro (m_c) é a massa induzida por ciclo (m_i) mais a massa residual do ciclo anterior (m_r). A fração residual (x_r) é:

$$x_r = \frac{m_r}{m_c} \quad (2.7)$$

Uma fração dos gases de exaustão pode ser reciclada, retornando para o coletor de admissão, diluindo a mistura fresca. A porcentagem de gás reciclado (EGR) é definida como a porcentagem de gás recirculado da mistura total admitida.

$$EGR(\%) = \left(\frac{m_{EGR}}{m_i} \right) \times 100 \quad (2.8)$$

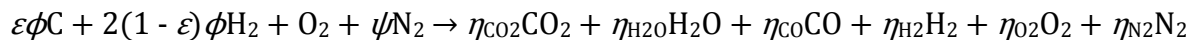
Onde m_{EGR} é a massa de gás de exaustão reciclada.

A forma de reciclar o gás queimado em motores de combustão interna é a recirculação deste gás de volta para o coletor de admissão. Existem duas formas de recirculação: a EGR externa, que utiliza uma tubulação que conecta o sistema de exaustão ao coletor de admissão; ou a EGR interna, que retorna o gás queimado diretamente do cilindro para os dutos do coletor de admissão. Isto é possível a partir da abertura da válvula de admissão durante a fase de exaustão. Estes métodos serão demonstrados na sessão 2.4.

Sendo assim, a fração de gás queimado total na mistura fresca (x_b) é:

$$x_b = \frac{m_{EGR} + m_r}{m_c} = \left(\frac{EGR}{100} \right) \times (1 - x_r) + x_r \quad (2.9)$$

A composição da fração de gás queimado na mistura não queimada pode ser calculada como demonstrado por HEYWOOD (1988). A equação da combustão para um combustível formado por hidrocarbonetos com relação molar média H/C igual a “y”, pode ser escrito, por mols de O₂, como:



Onde:

ψ = relação molar N/O (3,773 para o ar)

$$\varepsilon = \frac{4}{4 + y}$$

y = relação molar H/C do combustível

ϕ = razão de equivalência ar/combustível

η_i = mols da espécie “i” por mol de O₂ reagente

Os η_i são determinados utilizando as seguintes premissas:

1. Para misturas pobres e estequiométricas ($\phi \leq 1$) CO e H₂ podem ser desconsiderados.
2. Para misturas ricas e estequiométricas ($\phi \geq 1$) O₂ pode ser desconsiderado.

O η_i obtido de um balanço de elementos em uma temperatura constante de 1700 K é demonstrado na Tabela II.2.

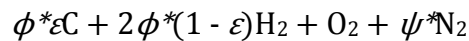
Tabela II.2 - Composição do gás queimado abaixo de 1700 K para misturas pobres e estequiométricas, HEYWOOD (1988).

Espécies	η_i [mol/mol de O ₂ reagente]
CO ₂	$\varepsilon\phi$
H ₂ O	$2(1 - \varepsilon)\phi$
CO	0
H ₂	0
O ₂	$1 - \phi$
N ₂	ψ
$\eta_b = \text{Somatório dos } \eta_i$	$(1 - \varepsilon)\phi + 1 + \psi$

A fração molar (x_i) é dada por:

$$x_i = \frac{\eta_i}{\eta_b} \quad (2.10)$$

As equações acima são válidas para combustíveis contendo somente carbono e hidrogênio, mas elas podem ser modificadas para álcoois ou misturas de álcool e hidrocarbonetos. Para um combustível com a composição molar CH_yO_z, apenas a equação dos reagentes será modificada para:



Onde:

$$\zeta = \frac{2}{2 - \varepsilon z(1 - \phi)} \quad \phi^* = \zeta\phi \quad \psi^* = \left(1 - \frac{\varepsilon z}{2}\right)\zeta\psi \quad (2.11)$$

Que apresenta forma idêntica à expressão dos reagentes para combustíveis de hidrocarbonetos. Assim, a tabela II.2 continua sendo utilizada para informar a composição da fração residual de gás queimado na mistura não queimada, exceto que ϕ^* substitui ϕ e ψ^* substitui ψ na equação de η_i .

Considerando a mistura não queimada, o número de mols de combustível por mol de O_2 depende do peso molecular do combustível, M_f . Se a fórmula molecular média do combustível é $(CH_y)_\alpha$ então:

$$M_f = \alpha(12 + y) \quad (2.12)$$

A mistura fresca ar-combustível, ainda não diluída com EGR ou gás residual,

$$\varepsilon\phi C + 2(1 - \varepsilon)\phi H_2 + O_2 + \psi N_2$$

Torna-se,

$$\frac{4}{M_f}(1 + 2\varepsilon)\phi(CH_y)_\alpha + O_2 + \psi N_2$$

A mistura não queimada (combustível, ar e uma fração de gás queimado), por mol de O_2 , pode ser descrita como:

$$(1 - x_b) \left[\frac{4}{M_f}(1 + 2\varepsilon)\phi(CH_y)_\alpha + O_2 + \psi N_2 \right] + x_b(\eta_{CO_2} + \eta_{H_2O} + \eta_{CO} + \eta_{H_2} + \eta_{O_2} + \eta_{N_2})$$

O número de mols de cada espécie na mistura não queimada, por mol de O_2 , é apresentado na Tabela II.3. A fração molar de cada espécie é obtida através da divisão pelo número de mols total da mistura não queimada, η_u .

$$\eta_u = (1 - x_b) \left[\frac{4(1 + 2\varepsilon)\phi}{M_f} + 1 + \psi \right] + x_b \eta_b \quad (2.13)$$

Onde η_b é dado na Tabela II.2.

Tabela II.3 - Composição da mistura não queimada para misturas pobres e estequiométricas, HEYWOOD (1988).

Espécies	η_i [mol/mol de O ₂ reagente]
Combustível	$4(1 - x_b)(1 + 2\varepsilon)\phi / M_f$
O ₂	$1 - x_b\phi$
N ₂	ψ
CO ₂	$x_b\varepsilon\phi$
H ₂ O	$2x_b(1 - \varepsilon)\phi$
CO	0
H ₂	0
$\eta_u = \text{Somatório dos } \eta_i$	η_u

Sendo assim, pode-se determinar os pesos moleculares da mistura não queimada e queimada (baixa temperatura). A massa da mistura (queimada ou não queimada) por mol de O₂, m_{RP} , é dado por:

$$m_{RP} = 32 + 4\phi(1 + 2\varepsilon) + 28.16\psi$$

O peso molecular da mistura queimada, M_b , é, portanto:

$$M_b = \frac{m_{RP}}{\eta_b} \quad (2.14)$$

O peso molecular da mistura não queimada, M_u , é:

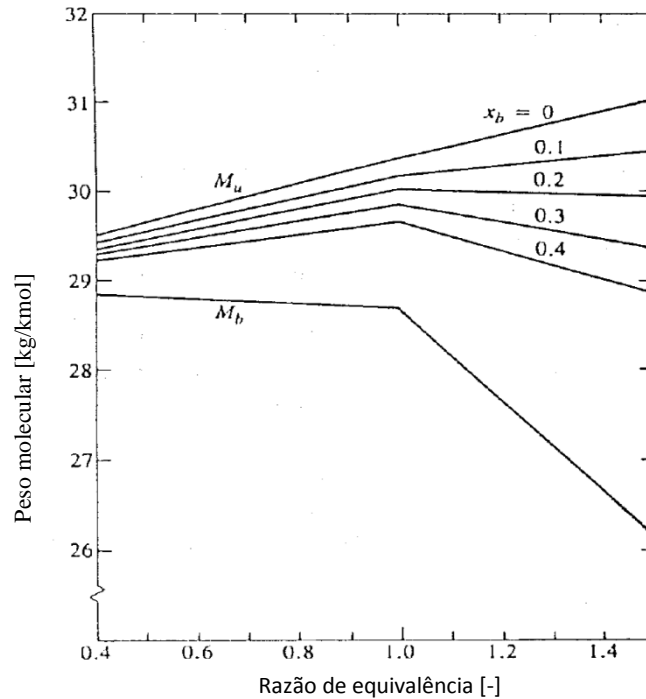
$$M_u = \frac{m_{RP}}{\eta_u} \quad (2.15)$$

A Figura 2.6 apresenta M_u e M_b em função de x_b e ϕ para a mistura ar, isooctano e gás queimado.

Frequentemente, propriedades termodinâmicas de misturas de queimados e não queimados são expressas por unidade de massa de ar na mistura original (para mistura queimada esta é a mistura antes da combustão). Para obter as propriedades nessas unidades, é necessária a massa do ar original (m_{ar}), por mol de O₂ na mistura, que é:

$$m_{ar} = (32 + 28.16\psi) \text{ em kg/kmol} \quad (2.16)$$

Figura 2.6 - Peso molecular da mistura isooctano-ar não queimada e queimada (baixa temperatura) em função da razão de equivalência combustível/ar e da fração de gás queimado, HEYWOOD (1988).



2.3 Atuação do mecanismo de válvula variável - VVA

Na tecnologia *Multiair* II, o came do eixo comando atua em uma bomba-pistão que está conectada hidraulicamente à haste da válvula de admissão através de uma câmara preenchida de óleo lubrificante. Este mecanismo permite acoplar e desacoplar o movimento da válvula em relação ao movimento do came, utilizando-se uma válvula solenoide que controla o fluxo de óleo que irá deslocar a válvula de admissão. Sendo assim, é possível controlar e otimizar os ângulos de abertura e fechamento de válvula em todas as condições de operação. Com este sistema, o ângulo de cruzamento de válvulas pode ser modulado deslocando-se o ângulo de abertura da válvula de admissão - IVO. Desta forma, o fluxo de massa de EGR, que sai do cilindro em direção ao coletor de admissão, pode ser controlado para aumentar a eficiência do motor. O ângulo de fechamento da válvula de admissão – IVC, também, é modulado para controlar a massa de ar fresco que entra no cilindro, ao invés de utilizar a borboleta, reduzindo, assim, as perdas por bombeamento na borboleta. Este mecanismo é ilustrado na Figura 2.7. O fechamento antecipado da válvula

de admissão, com o objetivo de controlar o enchimento do motor é também chamado de EIVC, do inglês *Early Intake Valve Closing*, FIAT (2014).

Figura 2.7 - Mecanismo do trem de válvulas do sistema *Multiair*, FIAT (2014).



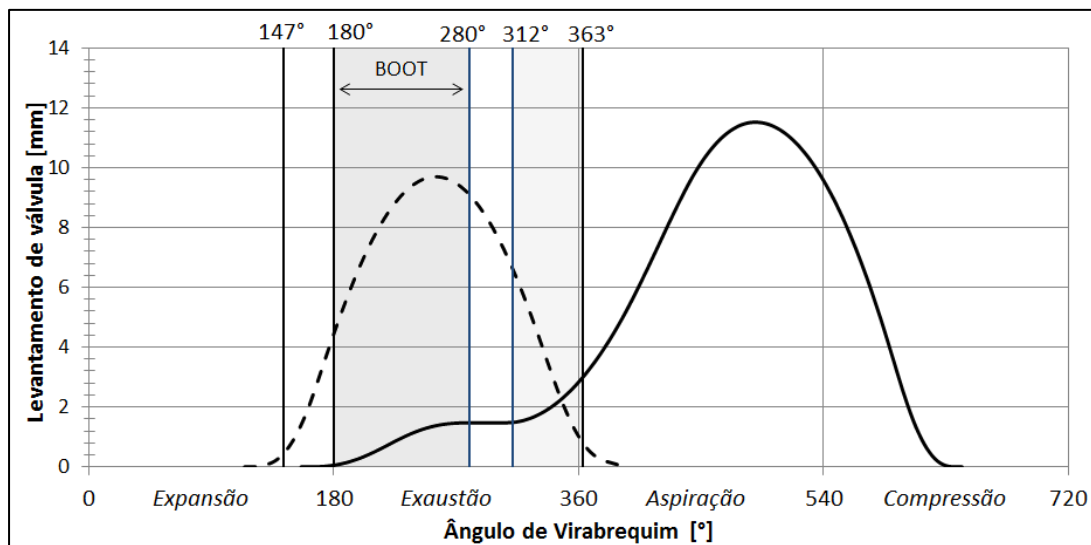
Este sistema de trem de válvulas possui um perfil de came assimétrico, que permite uma grande modulação de massa de EGR. O perfil do came é composto por um levantamento de válvula convencional, como esperado em qualquer trem de válvulas, mas precedido de uma região de *boot* (bota em inglês devido ao desenho do perfil do came), apresentado na Figura 2.8. Esta área prolongada e delimitada por ângulos específicos - início do *boot* (180°) e final do *boot* (280°) - habilita um controle da IEGR preciso, ciclo a ciclo, e em uma grande faixa de aplicação, permitindo que CO_2 , além de outros componentes, retornem para o coletor de admissão. Em sequência, no próximo ciclo, esta massa de IEGR será admitida novamente para dentro do cilindro, diluída na massa de ar fresco, FIAT (2014).

A região entre 280° e 312° não apresenta modulação de IEGR, já que o levantamento da válvula permanece constante. Sendo assim, o objetivo desta região é apenas avançar a região de *boot* para a fase de exaustão, resultando em um grande cruzamento de válvulas. Finalmente, a região delimitada pelos ângulos 312° e 363° é onde a rampa do levantamento da válvula de admissão realmente inicia, e, embora uma pequena massa de IEGR seja fornecida nesta região, ainda é possível observar uma redução da massa de IEGR, quando

o IVO é deslocado até 363° , ângulo onde, mecanicamente, não existe mais cruzamento de válvulas, já que este é o ângulo de fechamento da válvula de descarga.

A Figura 2.8 contém uma explicação gráfica do levantamento de válvulas. Neste gráfico, o ângulo de referência utilizado considera o 0° no ponto morto superior do final da compressão.

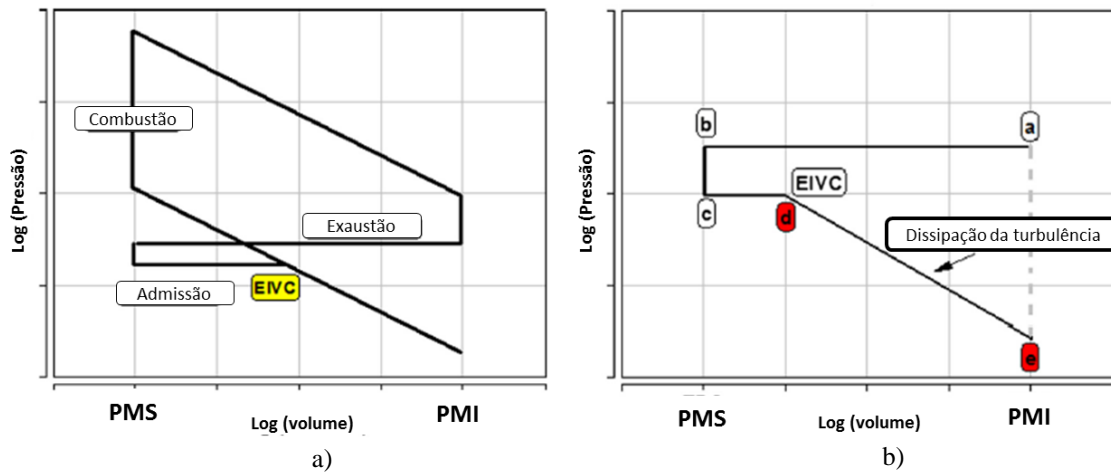
Figura 2.8 - Diagrama de levantamento das válvulas de admissão e descarga, FIAT (2014).



A utilização da estratégia EIVC tem como desvantagem a redução da intensidade da turbulência dentro do cilindro, pois a energia cinética turbulenta, tke , é convertida em calor enquanto as válvulas estão fechadas e o pistão se desloca durante a fase de admissão. Quanto menor a carga, mais adiantado será o IVC e, por consequência, maior será a dissipação da turbulência. Sendo assim, esta estratégia torna-se menos eficiente à medida que a carga é reduzida, já que a falta de turbulência diminui a velocidade de propagação da chama. A estratégia EIVC, também chamada de ciclo Miller, requer maior pressão no coletor de admissão para aspirar a mesma massa de ar em um período de abertura de válvula menor, quando comparado com uma estratégia de controle de carga por borboleta, KNOP; MATTIOLI (2015).

MILLO et al. (2014) demonstraram, de forma esquemática, na Figura 2.9a., o efeito do EIVC no ciclo ideal logarítmico de PV. A Figura 2.9b. destaca apenas a região do ciclo onde ocorre troca de gases, indicando as regiões (a-b) exaustão, (c-e) admissão, (c-d) admissão de ar fresco e (d-e) expansão do ar admitido e dissipação da turbulência.

Figura 2.9 - Esquemático do ciclo ideal logarítmico de PV utilizando estratégia EIVC em carga parcial. a) Ciclo completo. b) Detalhe da região do ciclo onde ocorrem as trocas de gases, MILLO et al. (2014).



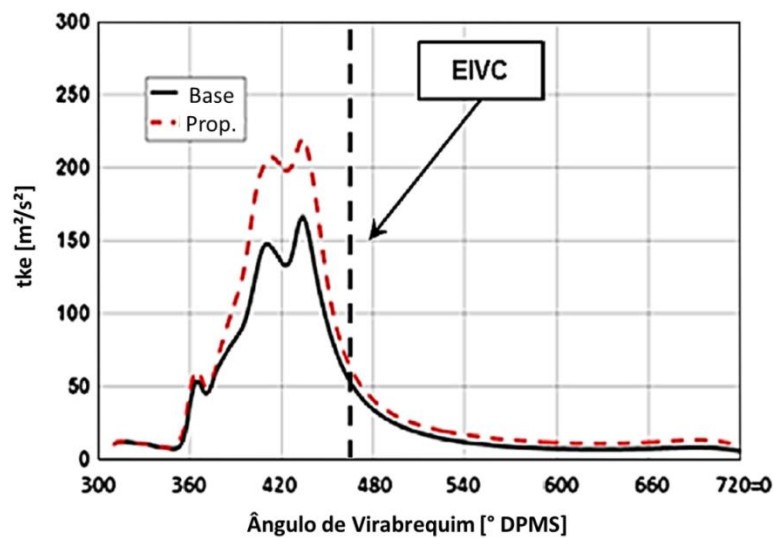
O objetivo da implementação do EIVC seria a completa remoção das perdas por bombeamento, o que poderia reduzir o consumo de combustível em até 20% se nenhum efeito consequente gerasse prejuízos para o motor. Isto não é possível porque perdas por bombeamento adicionais ocorrem e a combustão é afetada negativamente. Sendo assim, a estratégia para otimizar o consumo de combustível é atingir a maior degradação da combustão possível, até que ela comece a sobressair sobre os benefícios da redução das perdas por bombeamento, KNOP; MATTIOLI (2015).

EIVC cria uma grande intensidade de turbulência durante a fase de admissão, grandes velocidades de fluxo através da válvula devido à alta pressão no coletor, mas sofre uma dissipação da turbulência muito intensa assim que a válvula de admissão se fecha. Consequentemente, a energia cinética turbulenta, no momento da centelha, torna-se muito baixa, prejudicando a combustão. Além disso, a antecipação do fechamento da válvula implica em uma redução da relação de compressão efetiva e, por consequência, há uma menor elevação da temperatura durante a compressão. Sendo assim, uma característica do EIVC é uma menor liberação de calor devido à menor propagação da chama que foi reduzida pela diminuição da turbulência, KNOP; MATTIOLI (2015).

MILLO et al. (2014) apresentaram a avaliação de um novo projeto de pórtilo para tentar diminuir a dissipação da turbulência dentro do cilindro em um motor VVA, utilizando a estratégia EIVC. Este novo pórtilo promove mais turbulência, aumentando o *tumble motion* em pequenos levantamentos de válvula, com o objetivo de atingir uma velocidade

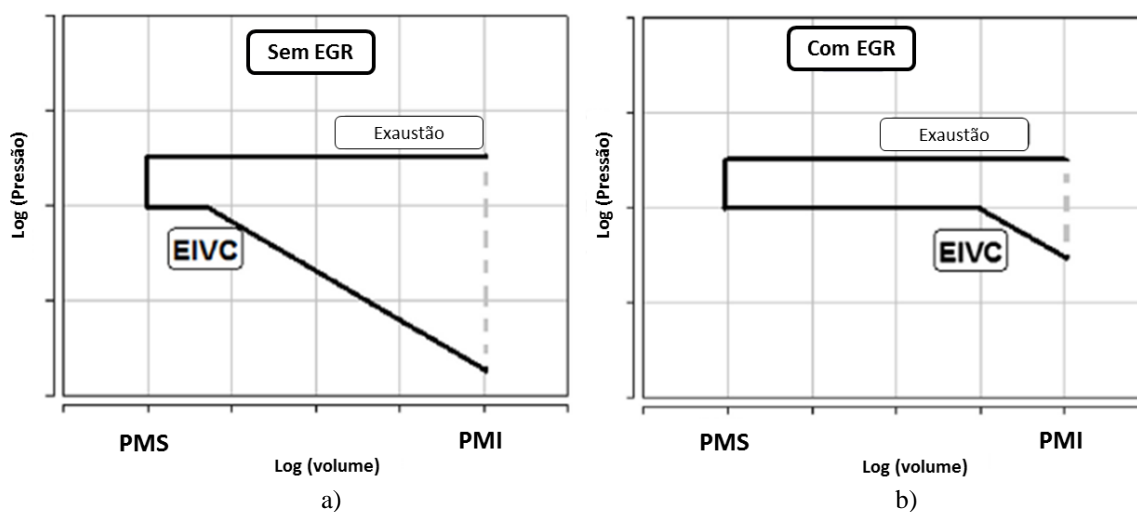
de propagação de chama apropriada em cargas parciais. O novo projeto obteve um significativo e positivo efeito na aceleração da combustão e na tolerância de EGR, principalmente em cargas baixas, que são as mais críticas na estratégia EIVC. A Figura 2.10 apresenta o aumento do tke com o novo pórtrico. Além disso, pode-se observar a brusca redução da turbulência assim que a válvula de admissão é fechada durante a fase de admissão.

Figura 2.10 - Energia cinética turbulenta em um motor com estratégia EIVC. Comparativo entre o pórtrico atual e a proposta, MILLO et al. (2014).



A desvantagem da dissipação da turbulência pode ser mitigada pela utilização de EGR que dilui a massa de ar admitida e, por consequência, exige uma menor antecipação do IVC para compensar esta diluição, como demonstrado na Figura 2.11. Outro efeito gerado por este atraso do IVC, é o aumento da relação de compressão efetiva que exerce influência sobre a eficiência térmica, a velocidade da queima e a tolerância ao *knock*. Esta é a técnica estudada na chamada Configuração 2 deste trabalho. Por outro lado, a utilização de EGR tende a afetar negativamente a estabilidade da combustão e aumentar a variabilidade de ciclos. Sendo assim, novamente um balanço apropriado entre o uso de EGR e avanço do EIVC deve ser encontrado com o objetivo de minimizar as perdas por bombeamento, enquanto mantém uma qualidade da combustão aceitável.

Figura 2.11 - Esquemático do ciclo ideal logarítmico de PV utilizando estratégia EIVC em carga parcial. a) Ciclo sem utilização de EGR. b) Ciclo com utilização de EGR, MILLO et al. (2014).



2.4 Recirculação dos gases de exaustão - EGR

A reciclagem ou recirculação dos gases de exaustão pode ser do tipo interna ou externa. A recirculação externa pode ser resfriada (*Cooled EGR*) através de um trocador de calor ou não resfriada (*Hot EGR*).

A EGR interna e a EGR externa não resfriada são consideradas quentes (*Hot EGR*), pois o gás queimado retorna para o coletor de admissão em altas temperaturas. Isto aumenta a temperatura da mistura admitida e, por consequência, melhora a qualidade da combustão e aumenta a eficiência térmica do motor. Por outro lado, a alta temperatura aumenta a ocorrência de *knock*, que passa a ser um dos principais limitadores da utilização de EGR com combustíveis de baixa octanagem, HAIQIAO et al. (2012).

A EGR externa resfriada aumenta a densidade do ar na admissão e assim aumenta a eficiência volumétrica. Além disso, diminui ainda mais a temperatura da combustão e, por consequência, pode diminuir a emissão de NO_x . A EGR externa resfriada também pode ser utilizada para inibir a presença de *knock* devido à redução da temperatura dos gases. Entretanto, possui uma maior variabilidade de ciclo quando comparada com a *Hot EGR*, HAIQIAO et al. (2012). A Tabela II.4 apresenta um comparativo entre *Hot EGR* e *Cooled EGR*.

Tabela II.4 - Comparativo entre *Hot* EGR e *Cooled* EGR, HAIQIAO et al. (2012).

<i>Cooled</i> EGR	<i>Hot</i> EGR
Menor emissão de NO _x	Menor duração da combustão
Maior tolerância ao <i>knock</i>	Maior eficiência térmica
Maior Emissão de HC	
Maior COVIMEP	
Maior eficiência volumétrica	
Instalação mais complexa	
Mais caro	

HAIQIAO et al. (2012) também apresentam uma forma de cálculo do grau de recirculação. Ela é baseada nas medições da concentração de CO₂ na admissão, na exaustão e no ambiente.

$$EGR(\%) = \frac{[CO_2]_{Admissão} - [CO_2]_{Ambiente}}{[CO_2]_{Exaustão} - [CO_2]_{Ambiente}} \quad (2.17)$$

As principais limitações da utilização de EGR são a alta variabilidade de ciclo, *misfires* (ciclos sem combustão), diminuição da eficiência total do motor devido à queda na eficiência da combustão e o aumento da emissão de HC. Algumas soluções podem retardar os efeitos negativos da EGR na combustão, tais como, a ignição por plasma, a estratificação da EGR a partir de técnicas específicas em motores turbo-alimentados com injeção direta de combustível e a utilização de combustíveis com maior estabilidade de combustão, como por exemplo, o hidrogênio, HAIQIAO et al. (2012).

A EGR estratificada aplicada em motores turbo GDI é uma técnica ainda em estudo onde o objetivo é a separação da massa de EGR e da massa de ar fresco dentro da câmara de combustão, visando diminuir a concentração de gás queimado na região da vela de ignição. Controlar o deslocamento destas massas dentro do cilindro requer uma estrutura de fluxo extremamente complexa. Outro ponto importante em motores turbo GDI, com relação à utilização de EGR, é um efeito ainda maior na redução de NO_x, quando comparado aos motores PFI ou Diesel, HAIQIAO et al. (2012).

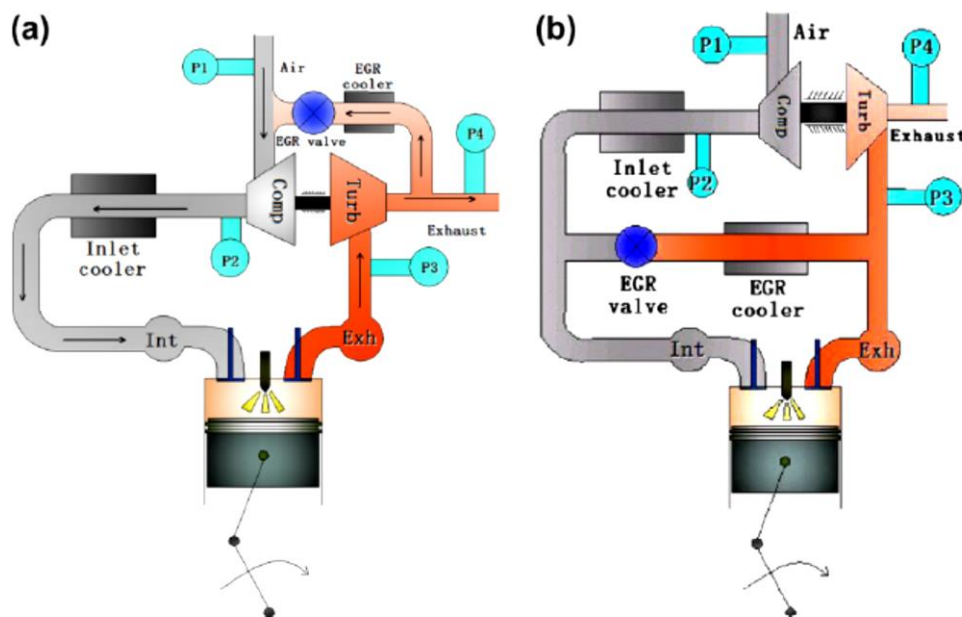
Em motores naturalmente aspirados, a implementação do sistema de EGR é relativamente simples, pois normalmente a pressão na exaustão é maior que a pressão na admissão. Em

motores turbo-alimentados, a EGR externa possui duas configurações principais: EGR de baixa pressão e de alta pressão, como demonstrado na Figura 2.12.

No sistema de baixa pressão, o gás queimado sai da turbina e vai para a entrada do compressor junto com o ar fresco. A pressão na saída da turbina, P_4 , é geralmente maior que a pressão na entrada do compressor, P_1 , o que garante o fluxo de gás. Nesta configuração, a diferença de pressão entre P_4 e P_1 é muito pequena e isto limita o fluxo de EGR.

A configuração de alta pressão é a mais utilizada. Nesta montagem, o gás de exaustão vai da entrada da turbina para a saída do compressor. Sendo assim, a pressão P_3 precisa ser maior que a pressão P_2 , senão o fluxo de EGR não será estabelecido. Especialmente em rotações baixas e cargas altas, onde P_3 é menor que P_2 , o gás de exaustão não pode ir naturalmente para o coletor de admissão, portanto é necessário aplicar alguma solução para aumentar a pressão antes da turbina ou reduzir a pressão no coletor de admissão. A solução mais aplicada é a utilização de uma borboleta na tubulação de EGR, antes da turbina ou depois do compressor, para restabelecer o fluxo na direção desejada.

Figura 2.12 - a) EGR de baixa pressão e b) EGR de alta pressão, HAIQIAO et al. (2012).



A composição da mistura durante a combustão é um fator crítico, já que irá determinar o desenvolvimento do processo de combustão e, conseqüentemente, as características de operação do motor. Combustível, ar, gás residual e EGR não se misturam completamente em um ciclo e as não uniformidades na composição podem ser significativas. Estas não uniformidades podem ocorrer na região da vela de ignição (área mais crítica), pois o início da combustão irá afetar todo o restante do processo e criar uma grande variabilidade entre ciclos e entre cilindros no processo de combustão, HEYWOOD (1988).

Os principais objetivos da aplicação de IEGR são reduzir as perdas por bombeamento na borboleta e o nível de emissão de NO_x . Com o objetivo de manter o torque constante depois de introduzir EGR na mistura, é necessária uma abertura maior da borboleta para compensar a massa de ar fresco que foi substituída por EGR. Sendo assim, a perda de carga na válvula borboleta diminui e, por consequência, tem-se um aumento na economia de combustível, quando comparada com um motor sem EGR, FIAT (2014).

Existem três razões para a diminuição do consumo de combustível, quando EGR é aplicada: a primeira é a redução do trabalho de bombeamento, como já dito anteriormente; a segunda é a redução das perdas de calor transferido para a parede do cilindro, já que a temperatura do gás queimado diminui significativamente; e a terceira é a redução do grau de dissociação nos gases queimados em altas temperaturas, o que permite que mais energia química do combustível seja convertida em energia sensível próximo ao PMS. Os principais constituintes da EGR são N_2 , H_2O , O_2 e CO_2 e a presença de CO_2 na combustão exerce três efeitos importantes. São eles, HAIQIAO et al. (2012):

1. Efeito térmico: Os gases da exaustão são constituídos de dois tipos de gases, os bi-átomos e os tri-átomos. A capacidade térmica dos gases de tri-átomos aumenta rapidamente no processo de combustão.
2. Efeito da diluição: Resultado da redução da concentração de oxigênio no fluxo principal do oxidante e da redução das espécies reativas no processo de combustão.
3. Efeito químico: CO_2 é uma espécie ativa e, sendo assim, participa quimicamente do processo de combustão.

ALASDAIR et al. (2013) apresentaram um estudo sobre o comportamento de um motor de ignição por centelha com a tecnologia VVA operando com gasolina e etanol. Eles demonstraram que utilizando etanol na condição de marcha lenta foi possível inserir mais IEGR devido à maior estabilidade de combustão em relação à gasolina, o que proporcionou um ganho de ISFC de 2,7%, quando comparado à mesma condição sem IEGR. A razão deste ganho é a redução do trabalho de bombeamento devido ao aumento do levantamento da válvula. Também foi observado que, quando a relação de IEGR aumenta, a combustão permanece estável até o limite de IEGR ser atingido. A partir desta relação, inicia-se uma degradação exponencial da combustão devido à diminuição da velocidade de queima. Portanto, foi demonstrado que a combinação da operação EIVC com IEGR pode minimizar as perdas por bombeamento e reduzir a taxa de transferência de calor em um motor SI.

2.5 Características de operação do motor

A potência útil desenvolvida por um motor é, comumente, designada por potência de eixo, P_e (Potência efetiva). A potência total desenvolvida pelos êmbolos é designada potência indicada, abreviadamente P_i . Uma parte da potência indicada, desenvolvida pela queima da mistura ar-combustível, não aparece como potência no eixo, em virtude de ser necessária uma parcela de energia para vencer o atrito dos mancais, êmbolos e demais peças do motor, e para efetuar a aspiração da mistura e a expulsão dos gases da descarga. A esta parte da potência indicada denomina-se potência de atrito, abreviação P_a , GANESAN (1995).

$$P_e = P_i - P_a \quad (2.18)$$

Onde:

P_e – Potência Efetiva (medida no dinamômetro)

P_i – Potência Indicada (gerada pela combustão)

P_a – Potência de Atrito (perdida por atrito)

A razão entre a potência no eixo e a potência indicada desenvolvida pelo motor é denominada de rendimento mecânico (η_m):

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (2.19)$$

A potência de atrito é difícil de ser calculada experimentalmente, pois não há meios de medi-la diretamente, variando muito com as condições de funcionamento do motor. O método frequentemente empregado, com razoável aproximação para motores de alta rotação, é o de fazer o acionamento do motor por meio do dinamômetro, funcionando este como motriz, GANESAN (1995).

Pressão média efetiva (*MEP*) é definida como a pressão hipotética constante, que seria necessária no interior do cilindro, durante o curso de expansão, para desenvolver uma potência igual à potência no eixo (P_e). A pressão média efetiva é uma variável muito expressiva no julgamento da eficácia com que um motor tira proveito de seu tamanho (cilindrada), sendo, por isso, muito usada para fins de comparação entre motores, OBERT (1971).

As Equações 2.20 e 2.21 apresentam o cálculo de *MEP* a partir da potência efetiva e indicada.

$$BMEP = \frac{P_e \times 60000}{L \times A \times n \times K} \quad (2.20)$$

$$IMEP = \frac{P_i \times 60000}{L \times A \times n \times K} \quad (2.21)$$

Onde:

L = curso do pistão

A = área do pistão

n = número de ciclos com combustão

K = número de cilindros

HEYWOOD (1988) apresenta, em seu livro, uma equação empírica para o cálculo do *FMEP* (Pressão Média Efetiva de Atrito) em motores de ciclo Otto, mostrada na Equação 2.22.

$$FMEP = 0,97 + 0,15 \times \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,05 \times \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \quad (2.22)$$

Onde N é a rotação em rpm.

Outra forma de calcular IMEP, e que foi a utilizada neste trabalho, é pela integração da área do ciclo térmico. O cálculo utiliza a curva de pressão interna no cilindro durante todo o ciclo do motor, e o valor do volume deslocado correspondente para identificar as regiões do gráfico PV onde ocorrem a geração de trabalho (IMEPH) e as perdas por bombeamento de gases (PMEP). O exato ponto de interseção entre as duas partes do gráfico é utilizado como limite de integração para cada cálculo. Desta forma, é possível determinar o valor exato do trabalho produzido na parte superior do gráfico e o trabalho consumido na parte inferior do gráfico.

$$IMEP = \frac{\text{área_do_ciclo_térmico}}{\text{volume_deslocado}} \quad (2.23)$$

$$IMEPH = \frac{\text{área_superior_do_ciclo_térmico}}{\text{volume_deslocado}} \quad (2.24)$$

$$PMEP = IMEP - IMEPH \quad (2.25)$$

As principais variáveis de operação que afetam o desempenho do motor, eficiência e emissões em qualquer carga e velocidade são: avanço de ignição, razão de mistura ar/combustível e razão de compressão. O avanço de ignição influencia na pressão final do cilindro. Se a combustão inicia muito cedo, o trabalho transferido do pistão para os gases no final do tempo de compressão é muito grande. Se a combustão inicia muito tarde, o pico de pressão no cilindro é reduzido, HEYWOOD (1988). A razão de mistura ar/combustível deve ser usada para satisfazer as exigências do motor. É necessário estar de acordo com estas exigências e, ao mesmo tempo, alcançar a melhor proporção de economia de combustível possível durante a velocidade normal de cruzeiro e a maior potência possível quando o máximo de desempenho for exigido. Um aumento na razão de compressão

aumenta a eficiência térmica do motor, mas é limitada pelo *knock*. Aumentando-se a razão de compressão também se aumenta o atrito entre os anéis do pistão e a parede do cilindro, GANESAN (1995).

Em testes de motores, o consumo de combustível é medido como um fluxo de massa (\dot{m}_f). Um parâmetro mais usual é o consumo específico efetivo de combustível (BSFC), que é o fluxo de combustível por unidade de potência de saída do motor (P). Ele mede a eficiência do motor para produzir energia utilizando a massa de combustível fornecida, HEYWOOD (1988).

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2.26)$$

O parâmetro que melhor relaciona o trabalho desejado do motor com a energia necessária para realizá-lo é a eficiência de conversão do combustível. Ela é a relação do trabalho produzido por ciclo (W_c) pelo total de energia fornecida pelo combustível e que pode ser liberada no processo de combustão. A energia do combustível é dada pela massa (m_f) vezes o poder calorífico inferior (LHV), que é determinado em um ensaio padrão no qual uma massa conhecida de combustível é completamente queimada e a energia térmica liberada pelo processo de combustão é absorvida por um equipamento chamado calorímetro, até os produtos da combustão voltarem à temperatura original. A medição da eficiência de conversão do combustível é dada por, HEYWOOD (1988):

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_f \times LHV} \quad (2.27)$$

2.6 Combustíveis

Os combustíveis mais utilizados em veículos automotivos são a gasolina e o óleo diesel, ambos derivados do petróleo. Como combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, têm-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel. Cada um possui suas próprias características físicas e químicas que os tornam a melhor alternativa, dependendo da situação. Destes combustíveis alternativos, os que já apresentam o uso mais comum, tanto no Brasil como no mundo, são o etanol, ou álcool

etílico, e o gás natural. A seguir são apresentadas as características da gasolina e do etanol, que são os combustíveis utilizados neste trabalho, BAÊTA (2006).

2.6.1 Gasolina

O principal combustível para motores de ignição por centelha é a gasolina, uma mistura de vários hidrocarbonetos extraídos do petróleo. O petróleo é constituído quase inteiramente de carbono e hidrogênio com alguns traços de outros componentes químicos, variando de 83% a 87% de carbono e de 11% a 14% de hidrogênio em conteúdo mássico. O carbono e o hidrogênio se combinam de diversas formas e geram muitos tipos de hidrocarbonetos diferentes, BAÊTA (2006).

O petróleo cru é extraído dos poços e separado em vários produtos, por destilação, usando-se processos térmicos ou catalíticos. A maior ou menor produção de cada derivado é determinada pela exigência do mercado consumidor. Assim, a produção em massa de veículos automotivos demandou um aumento da produção de gasolina. Com isso, aperfeiçoaram-se as técnicas de refino. O craqueamento consiste em promover a quebra das moléculas maiores em menores e mais simples. Outro método, que se caracteriza por ser o processo inverso do craqueamento, é a alquilação, que combina moléculas menores dos produtos gasosos levando à produção de moléculas de hidrocarbonetos maiores, BAÊTA (2006).

Representando-se a gasolina por um hidrocarboneto único com a mesma composição média, a estrutura molecular deste componente é representada por C_8H_{15} com um peso molecular igual a 111 kg/kmol. Pode-se fazer também representar a gasolina pelo hidrocarboneto isooctano C_8H_{18} , por ser o componente real que mais se aproxima das características estruturais e termodinâmicas da gasolina, e ser o componente químico mais abundante na sua composição. No entanto, algumas características químicas do isooctano são diferentes, como por exemplo, o número de octanos que, na gasolina é cerca de 90 e no isooctano é 100; e a relação ar/combustível que, para a gasolina é cerca de 14,6 e para o isooctano é 15,1. A melhor aproximação em termos de número de octanos e relação ar/combustível são conseguidas com o C_8H_{15} , BAÊTA (2006).

2.6.2 Etanol

Etanol é produzido a partir da fermentação de produtos agrícolas tais como cana-de-açúcar, milho, trigo, beterraba e mandioca, além de outros. A maior parte da produção mundial de etanol vem da cana-de-açúcar, principalmente no Brasil e do milho nos EUA. Juntos estes países possuem 72% da produção mundial, GOLDEMBERG; COELHO; GUARDABASSI (2008).

O programa brasileiro de etanol (Proálcool) foi estabelecido em 1975, com o propósito de reduzir a importação de petróleo e adotar o etanol como combustível. Neste período a produção de etanol cresceu de 0,6 milhões de metros cúbicos para 18 milhões de metros cúbicos, na safra de 2006/2007. No Brasil, o etanol anidro também é utilizado como aditivo para aumentar a octanagem e como oxigenador da gasolina em uma mistura chamada E22. A tecnologia *flexfuel*, que permite a utilização de qualquer proporção de etanol misturada na gasolina, já evitou, apenas em 2003, a emissão de 27,5 milhões de toneladas de CO₂equivalente na atmosfera, devido à substituição do combustível fóssil, GOLDEMBERG; COELHO; GUARDABASSI (2008).

O processo de produção do etanol parte da fermentação onde micro-organismos que quebram as moléculas de açúcar (C₆H₁₂O₆) e as transformam em duas moléculas de etanol (2C₂H₅OH) mais duas moléculas de gás carbônico (2CO₂) são adicionados ao caldo da cana-de-açúcar. No final do processo é formado o vinho fermentado que possui as leveduras, açúcar não fermentado e aproximadamente 10% de etanol. O próximo passo é a destilação que irá separar o etanol dos outros componentes presentes. Sendo assim, tem-se o etanol hidratado com grau alcoólico, aproximadamente, de 96%. O processo de desidratação é utilizado para retirar o restante da água e formar o etanol anidro com aproximadamente 99,5% de etanol, BAËTA (2006).

2.7 Controle eletrônico no motor

Inicialmente, as unidades de controle eletrônico (ECU) tinham a função básica de combinar a injeção eletrônica com uma ignição eletrônica. Gradualmente, foram adicionadas mais funções que se fizeram necessárias, em função das exigências das leis

para redução de emissões de gás de escape, redução do consumo de combustíveis, aumento da demanda de potência, conforto e segurança ao dirigir.

A ECU contém todos os sinais dos sensores para detectar os dados de operação do motor e do veículo, bem como todos os atuadores para executar as intervenções de ajuste no motor. A unidade de comando usa os dados dos sensores para captar o estado do motor e do veículo em intervalos muito curtos (na faixa de milissegundos para atender as exigências em tempo real do sistema).

Um microcontrolador tem armazenado em sua memória todos os algoritmos de comando de operação e dados (parâmetros, vetores e mapas). As grandezas de entrada derivadas dos sinais dos sensores influenciam os cálculos nos algoritmos e, com isso, os sinais de comando para os atuadores. O microcontrolador reconhece, baseado nesses sinais de entrada, a reação do veículo desejada pelo motorista e calcula, a partir disso: o torque necessário, o enchimento dos cilindros e a respectiva quantidade injetada, a ignição no tempo certo e os sinais de comando para os atuadores.

Na maioria dos motores atualmente em produção no Brasil, são utilizados modelos matemáticos implementados no *software* de controle do motor, onde são calculados, por exemplo, a influência da massa de ar sobre o torque, a partir de uma equação de reta, ou o efeito da posição do variador de fase sobre o rendimento volumétrico, a partir da equação de uma parábola. Esses modelos são desenvolvidos baseados em uma série de medições que demonstram o comportamento de uma variável em relação à outra, possibilitando a utilização de artifícios matemáticos para definir estes fenômenos. A desvantagem deste método é a necessidade de medir o comportamento da variável que precisa ser modelada, e, com o aumento da complexidade dos motores, nem sempre isso é possível.

A EGR interna em um motor VVA é um exemplo de variável de difícil medição e que precisa ser modelada pela ECU, visto que a massa de gás queimado recirculado irá afetar fortemente o desenvolvimento de *knock* na combustão e, sendo assim, torna-se necessário aplicar, de forma precisa, uma correção do ângulo de ignição em função da massa de EGR. A solução adotada para este tipo de variável é a utilização de um modelo baseado em princípios físicos, capazes de prever a massa de IEGR em função do ângulo de abertura

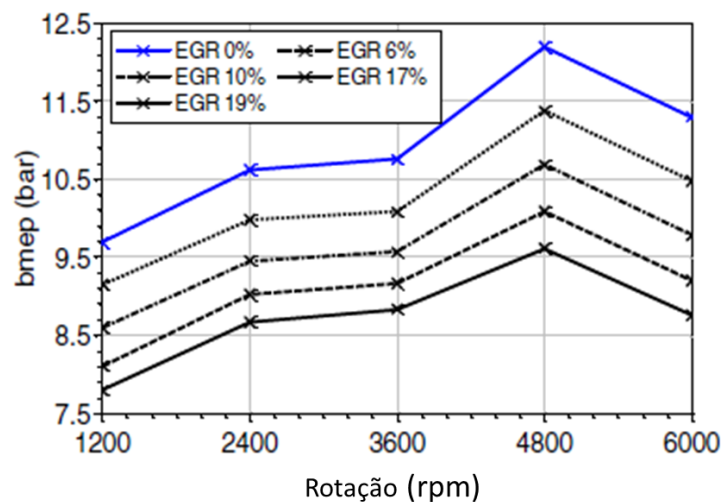
da válvula da admissão e de vários outros parâmetros que podem influenciar a massa de gás queimado recirculado. Isto torna o software da ECU e o processo de calibração muito mais complexos e dependentes de algoritmos de otimização para produzir modelos confiáveis na predição do comportamento do motor.

2.8 Estado da arte

Na seção estado da arte serão apresentados trabalhos disponíveis na documentação técnica que são relacionados aos temas EGR e ciclo EIVC, com o intuito de conhecer o que tem sido desenvolvido nessas áreas nos últimos anos para atingir redução de consumo e emissão de gases poluentes.

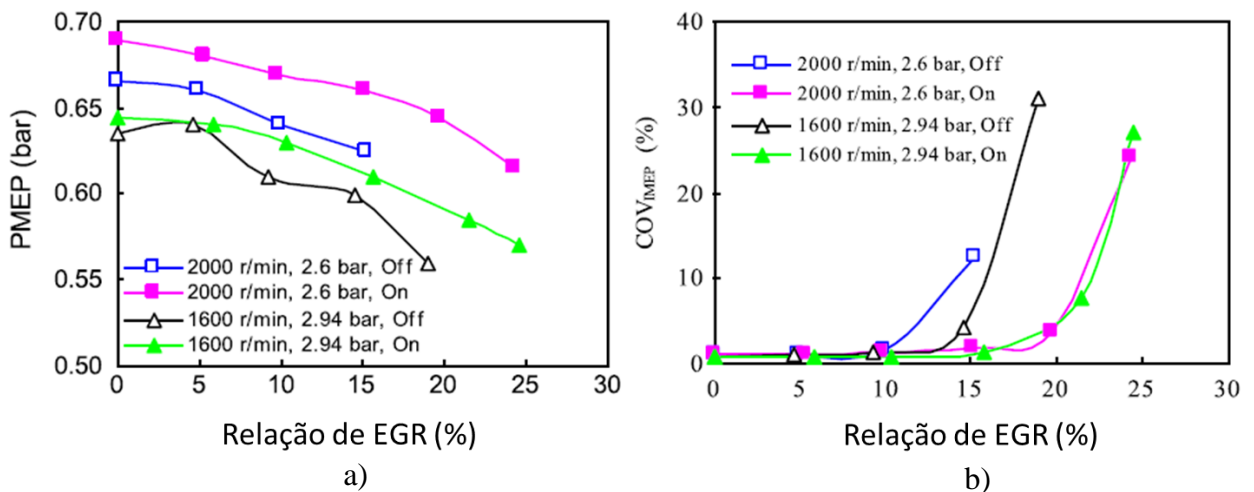
GUPTA; GAYED (2015) realizaram simulações no *software* AVL Boost do controle de carga do motor a partir da substituição da massa de ar fresco por EGR em um motor 2.0 de 4 cilindros naturalmente aspirado com sistema de EGR externa. As simulações mostraram na Figura 2.13 que foi possível substituir 19% da massa de ar, atingindo uma redução do BMEP de 20%. Como consequência houve um incremento do BSFC de 2,5%. Também foi demonstrado que o aumento da proporção de EGR causa uma redução no pico de temperatura da combustão, diminuindo a concentração de NO_x em até 20%. Outro resultado importante deste artigo foi a demonstração que a redução da carga por EGR é mais eficiente em relação a redução por borboleta na carga testada de BMEP igual a 10 bar.

Figura 2.13 - BMEP para diferentes fluxos de massa de EGR, GUPTA; GAYED (2015).



FU et al. (2016) realizaram um estudo da utilização de EGR com duas diferentes máscaras nas válvulas de admissão, uma com alto nível de *tumble* (identificado como *on* nos gráficos) e outra sem a geração de *tumble* (identificado como *off*), em um motor naturalmente aspirado utilizando gasolina nas condições de 1600 e 2000 rpm com os BMEPs de 2,6 e 2,94 bars. Os resultados mostraram que as perdas por bombeamento decaem gradualmente enquanto a fração dos gases queimados dentro do cilindro aumenta linearmente, Figura 2.14a. A eficiência do ciclo também aumenta com o aumento da relação de EGR devido à redução das perdas por transferência de calor e das perdas de energia pelos gases de exaustão. A Figura 2.14b apresenta a grande vantagem observada com a adoção do *tumble* na admissão, que é a possibilidade de estender o intervalo efetivo de utilização de EGR, já que a degradação da combustão inicia com uma relação de EGR maior. Quando a combustão é deteriorada pela presença de EGR, a concentração dos gases CO e HC crescem significativamente. Já a concentração do NO_x diminui quase linearmente com o aumento da relação de EGR, mas por outro lado, aumenta com a introdução do *tumble* na admissão.

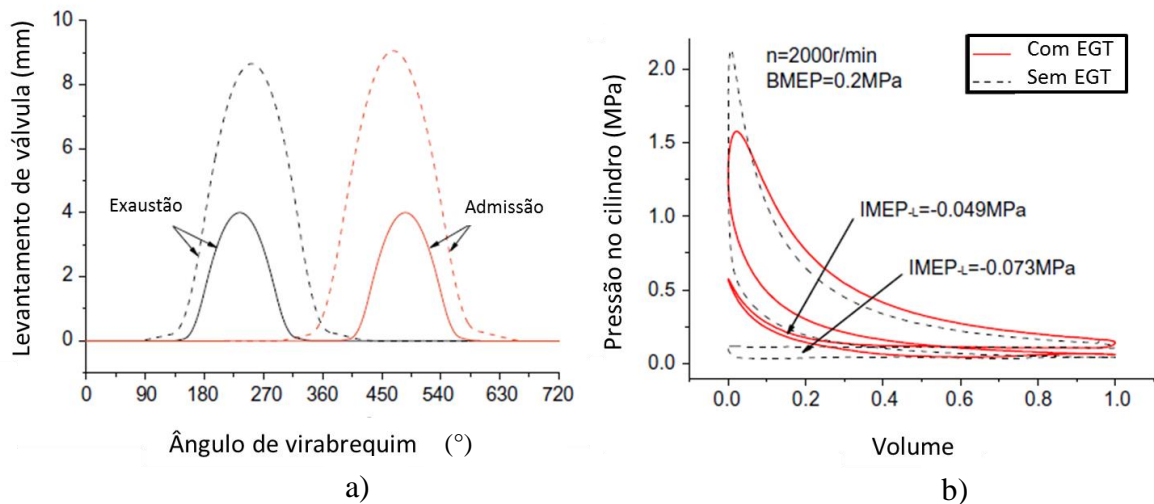
Figura 2.14 - a) Influência da relação de EGR no PMEP. b) Influência da relação de EGR no COV_{IMEP}, FU et al. (2016).



BAY et al. (2010) estudaram outra forma de realizar a recirculação dos gases da exaustão chamada de EGT, do inglês *Exhaust Gas Trap*, em um motor de combustão por centelha com injeção direta de combustível. Esta estratégia utiliza um cruzamento de válvulas negativo (NVO, do inglês *Negative Valve Overlap*) que mantém o gás queimado dentro do cilindro através do fechamento antecipado da válvula de exaustão. A Figura 2.15a compara

um diagrama de válvulas convencional com o diagrama de um motor com NVO. Já a Figura 2.15b mostra o impacto no ciclo, principalmente na região do PMS do final da exaustão. Os resultados apresentados com o EGT são similares aos da IEGR gerada pela antecipação da abertura da admissão, alcançando reduções de consumo de combustível entre 5 e 16% em cargas parciais devido à diminuição das perdas por bombeamento e à melhoria da eficiência da combustão. Além disso, os problemas de degradação da estabilidade da combustão e redução da taxa de queima também são consequências do uso de EGT.

Figura 2.15 - a) Diagrama de válvulas convencional e com NVO. b) Comparação do diagrama PV com e sem EGT, BAY et al. (2010).



AMBROISE et al. (2010) testaram diferentes composições de reformadores para a formação *on-board* de H_2 nos dutos de EGR do motor a partir da temperatura dos gases de escape e do isooctano. Reformadores são materiais catalíticos capazes de formar hidrogênio e outros componentes por meio de uma reação química em altas temperaturas onde os reagentes são hidrocarbonetos e água. Uma vez que o hidrogênio é um dos melhores combustíveis para ser utilizado em conjunto com o hidrocarboneto convencional em motores de combustão interna, o sistema de EGR pode ser usado também para gerar H_2 , Figura 2.16, trazendo melhorias para a eficiência térmica, robustez da combustão e redução da emissão de HC, CO, CO_2 e NO_x . A recirculação de gases de exaustão reformados (REGR, do inglês, *Reformed Exhaust Gas Recirculation*) cria uma ponte gradual entre os motores convencionais e os abastecidos por células de hidrogênio, sem modificações

radicais das motorizações atuais. A Figura 2.17 apresenta a composição molar dos produtos da reação química com os diferentes reformadores testados, concluindo que aproximadamente 10% de formação de H₂ pode ser atingida, sendo o suficiente para impactar positivamente a combustão.

Figura 2.16 - Diagrama esquemático do sistema de REGR, AMBROISE et al. (2010).

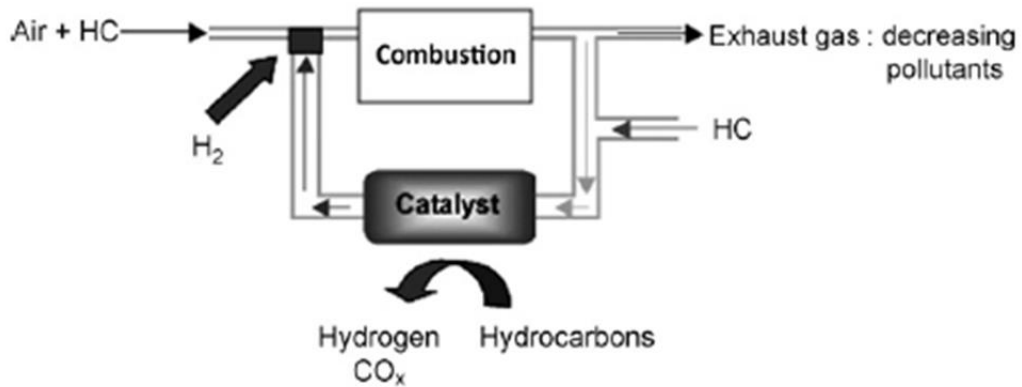
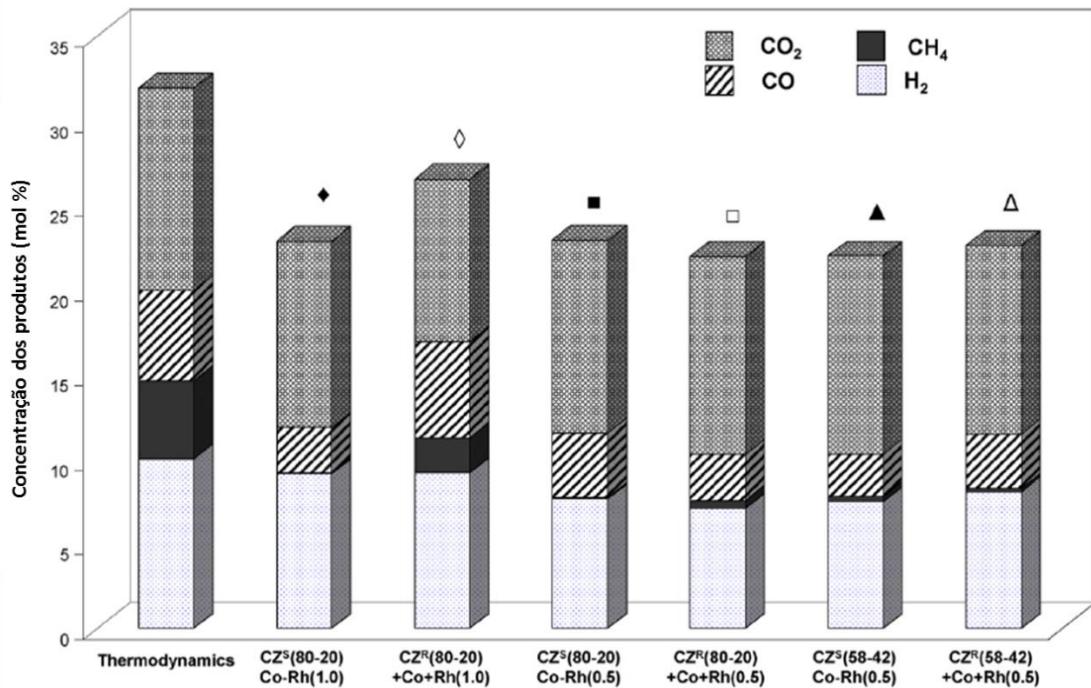


Figura 2.17 - Concentração dos produtos da reação química de vários tipos de reformadores testados, AMBROISE et al. (2010).



ALGER; MANGOLD (2009) exploraram o potencial de um novo conceito de utilização de EGR com um cilindro dedicado para a produção de EGR com o objetivo de aumentar a tolerância e facilitar o controle da massa de gás queimado, chamado de DEGR (do inglês,

Dedicated EGR). Neste trabalho foi utilizado um motor de ignição por centelha naturalmente aspirado de quatro cilindros, sendo que os gases de exaustão do cilindro 1 era direcionado exclusivamente para o coletor de admissão, atingindo um nível constante de 25% de EGR ,como visto na Figura 2.18. Além disso, este cilindro é utilizado como um reformador com o objetivo de produzir H_2 a partir da conversão de uma parte dos hidrocarbonetos não queimados (HC), visto que a relação ar-combustível pode ser mantida rica apenas no cilindro 1. A relação de compressão foi modificada de 10,5 (original) para 14,5. As condições de teste foram 2000 rpm com 2 e 5 bars de BMEP. A razão de equivalência no cilindro 1 variou de 1 a 1,35 para determinar o melhor nível de enriquecimento para o melhor consumo de combustível. Os resultados mostraram que utilizar DEGR com o cilindro 1 enriquecido gerou H_2 e CO suficientes para melhorar significativamente a velocidade de combustão e a tolerância à EGR no motor. Sendo assim pode-se atingir reduções de consumo de combustível de até 10% em cargas baixas, como visto na Figura 2.19.

Figura 2.18 - Diagrama do motor com 25% de DEGR, ALGER; MANGOLD (2009).

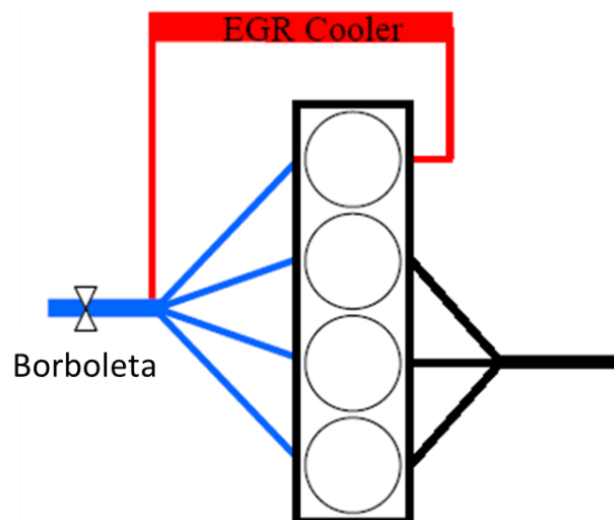
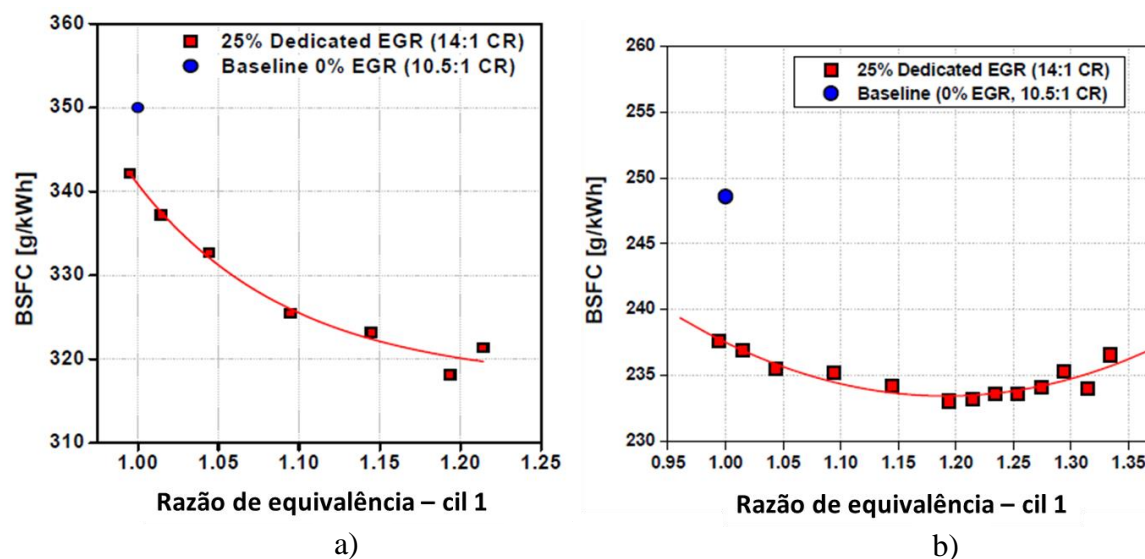
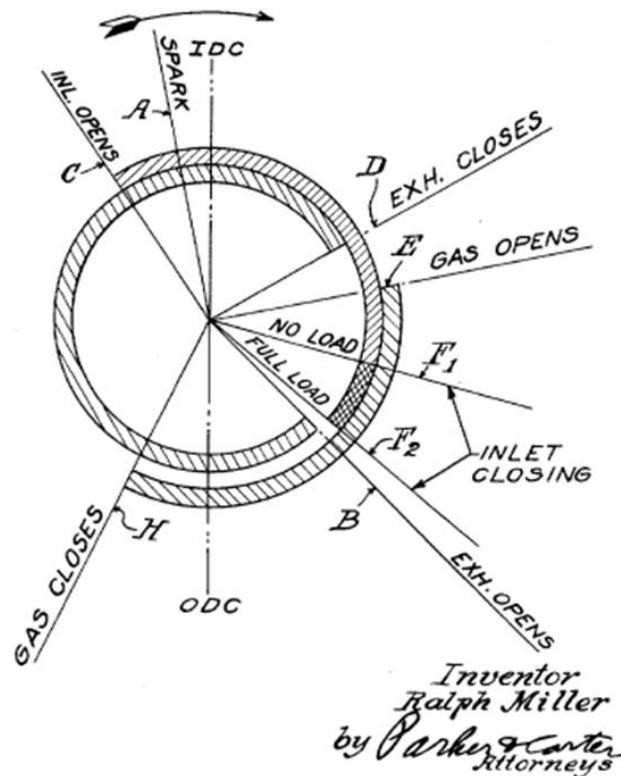


Figura 2.19 - BSFC em função do enriquecimento do cilindro 1. a) 2000 rpm / BMEP 2 bars, b) 2000 rpm / BMEP 5 bars , ALGER; MANGOLD (2009).



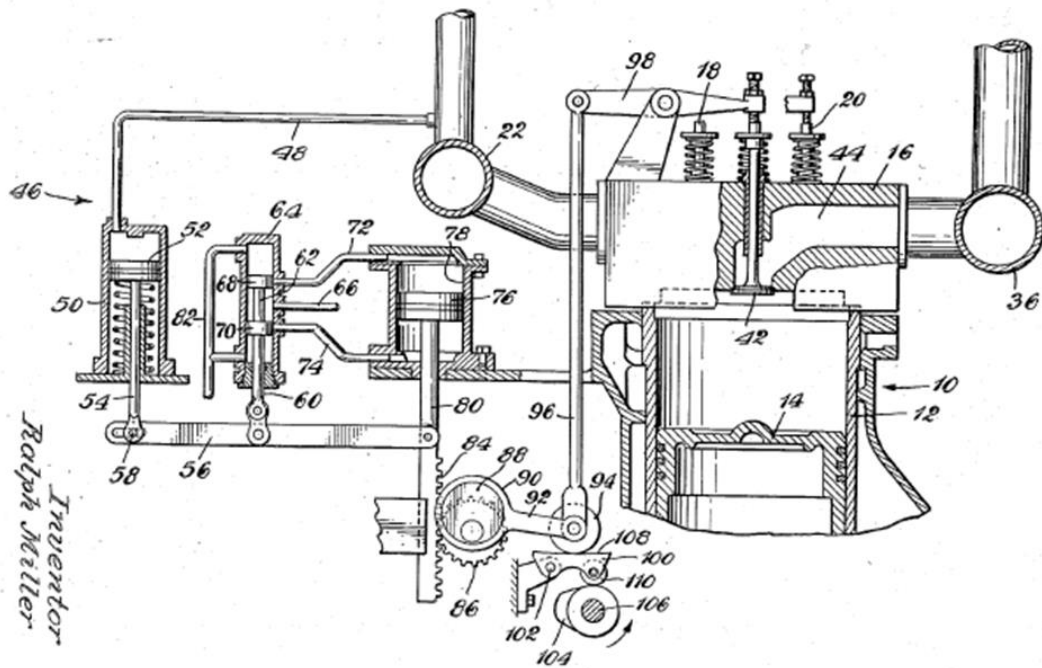
Em sua primeira patente publicada no *United States Patent Office* em 1956, Ralph Miller descreveu o projeto de um motor turbo alimentado ou naturalmente aspirado que não utiliza borboleta para controle da massa de ar admitida em cargas parciais. Neste projeto, o fechamento antecipado da válvula de admissão é utilizado para regular a eficiência volumétrica do motor (Figura 2.20), sendo que a massa de ar no cilindro será expandida enquanto o pistão ainda se desloca para o PMI com todas as válvulas fechadas. Também é definido como estratégia de controle de carga o fechamento atrasado da válvula de admissão, de forma que o ar admitido no cilindro retorna para o coletor de admissão durante o movimento do pistão em direção ao PMS. As duas estratégias tem o objetivo de reduzir a relação de compressão, visto que um volume menor de massa de ar é efetivamente comprimido, e manter a relação de expansão, conseguindo assim um aumento da eficiência térmica do ciclo. Pode-se então concluir que os motores que adotam o sistema *Multiair* para controle de válvulas estão utilizando um ciclo Miller em sua operação.

Figura 2.20 - Ilustração do diagrama de válvulas do ciclo EIVC desenvolvido por Miller, PATENTE (1956).



Em sua segunda patente, publicada em 1957, R. Miller descreve o funcionamento de um motor turbo-alimentado que tem como principal propósito o controle da relação de compressão a partir da rejeição do ar do cilindro por meio de uma válvula de controle de compressão (CCV, do inglês *Compression Control Valve*) posicionada no cabeçote, ilustrado na Figura 2.21. Em seu projeto, durante a fase de compressão do ar, já com as válvulas de admissão e descarga convencionais fechadas, a válvula CCV é aberta para expulsar o ar de uma forma controlada para o coletor de exaustão, assim é possível regular a massa de ar no final da compressão e, conseqüentemente, manter o motor em cargas parciais sem a utilização de borboleta. A válvula CCV é controlada através da pressão no coletor gerada pelo turbo-compressor, sendo que, quando a pressão aumenta, o levantamento da válvula CCV também aumenta e uma quantidade maior de ar fresco é rejeitado para a exaustão, diminuindo-se a relação de compressão.

Figura 2.21 - Ilustração do projeto motor desenvolvido por Miller, PATENTE (1957).



SHIGA et al. (1996) realizaram um comparativo entre a operação convencional com controle de carga por borboleta e o controle EIVC, com o objetivo de esclarecer os efeitos do adiantamento do fechamento da válvulas da admissão no desempenho dos motores de ignição por centelha naturalmente aspirado com gasolina. Foram estudados quatro diferentes relações de expansão (11, 16, 20 e 22) e dois diferentes eixos de comando de válvulas, sendo um convencional (IVC = 40° DPPI) e outro com metade da duração de abertura da válvula de admissão (IVC = 74° APPI). Por consequência, o levantamento máximo da válvula é modificado de 8,1 mm para 3 mm. As condições ensaiadas variaram a rotação de 2500 até 5000 rpm e o BMEP de 0,2 Mpa até plena carga. Já que os dois eixos comandos são fixos, o controle de carga precisa ser realizado pela borboleta, exceto para a condição de plena carga. As conclusões encontradas foram que a eficiência volumétrica de plena carga no modo EIVC caiu pela metade devido à menor duração e levantamento da válvula de admissão. Uma melhoria na eficiência térmica de até 7% foi observada com o modo EIVC em cargas parciais. Finalmente, foi demonstrado que para a mesma condição de eficiência volumétrica o modo EIVC apresenta um BMEP maior, já que as perdas por bombeamento são reduzidas.

MARTINS; LANZANOVA (2015) apresentam um estudo baseado em simulações unidimensionais de um motor de ignição por centelha turbo-alimentado operando no ciclo Miller em plena carga com etanol hidratado em diferentes configurações de válvulas e utilização de EGR externa. Foi considerado por MARTINS; LANZANOVA (2015) que o ciclo Miller pode ser representado tanto com o fechamento da válvula adiantado (EIVC) quanto pelo fechamento atrasado (LIVC), visto que das duas maneiras a pressão no final na compressão pode ser modificada. Sendo assim, foi realizada uma ampla variação no IVC de 420° até 660°, mantendo-se o BMEP em 20 bars a partir da variação da pressão no coletor gerada pelo turbo-compressor. As maiores eficiências foram encontradas com solenóides utilizando a estratégia EIVC, apesar das altas pressões de admissão necessárias (maiores que 5 bars), que tornam esta estratégia um desafio para a tecnologia atual. Neste ponto, a utilização de etanol é citada como uma grande vantagem devido à alta octanagem deste combustível, visto que as limitações por *knock* normalmente presentes em plena carga com gasolina não serão mais encontradas. Com relação à utilização de EGR concluiu-se que existem benefícios na redução do *knock* e nas propriedades termodinâmicas da massa admitida, até que um nível de duração da combustão aceitável seja atingido.

ZHANG et al. (2014) estudaram a combustão e a emissão de particulado em um motor turbo-alimentado de ignição por centelha com injeção direta de combustível operando com gasolina e misturas de etanol e gasolina (E10 e E20) na presença de EGR externa de baixa pressão. Os resultados indicam que a duração da combustão MBF10-0 aumenta com o acréscimo de EGR. Com o aumento da EGR de 0 para 20%, a duração da combustão MBF90-10 é prolongada de 25,5% a 38,9% para misturas gasolina/álcool e 64,1% para gasolina. Com a adição de etanol na gasolina também pôde ser observado uma melhoria na estabilidade de combustão, analisando-se a distribuição da pressão máxima de 250 ciclos. A utilização de etanol e de EGR mostraram grande habilidade na mitigação do *knock*. Com relação as emissões de particulado, viu-se que a utilização de EGR possui grandes benefícios em um motor de injeção direta. De acordo com o tamanho da partícula ela pode ser classificada como nucleação (3 a 30 nm) ou acumulação (30 a 500 nm). A formação e oxidação da partícula dependem fortemente do processo de combustão, sendo que as partículas de nucleação são originadas principalmente das gotas formadas por condensação de hidrocarbonetos. Já as partículas de acumulação são compostas por aglomerados de

carbono formados em áreas ricas em combustível. A Figura 2.22 demonstra que com o aumento da razão de EGR, a concentração de particulado diminui significativamente, sendo que a proporção de partículas de nucleação na concentração total aumenta, e a proporção de partículas de acumulação na concentração total diminui. A Figura 2.23 mostra a distribuição da dimensão das partículas para diferentes razões de EGR e combustíveis. Para todos os combustíveis, o pico de concentração da dimensão das partículas diminui gradualmente e a distribuição tende para o lado de partículas menores, quando a razão de EGR aumenta, indicando uma crescente proporção das partículas mais finas. Álcool também é um grande redutor de emissão de particulado, sendo que para gasolina a emissão é principalmente de partículas de acumulação e a adição de etanol reduz drasticamente este tipo de partícula.

Figura 2.22 - Concentração do número de partículas para diferentes razões de EGR e combustíveis. a) gasolina, b) E10, c) E20, ZHANG et al. (2014).

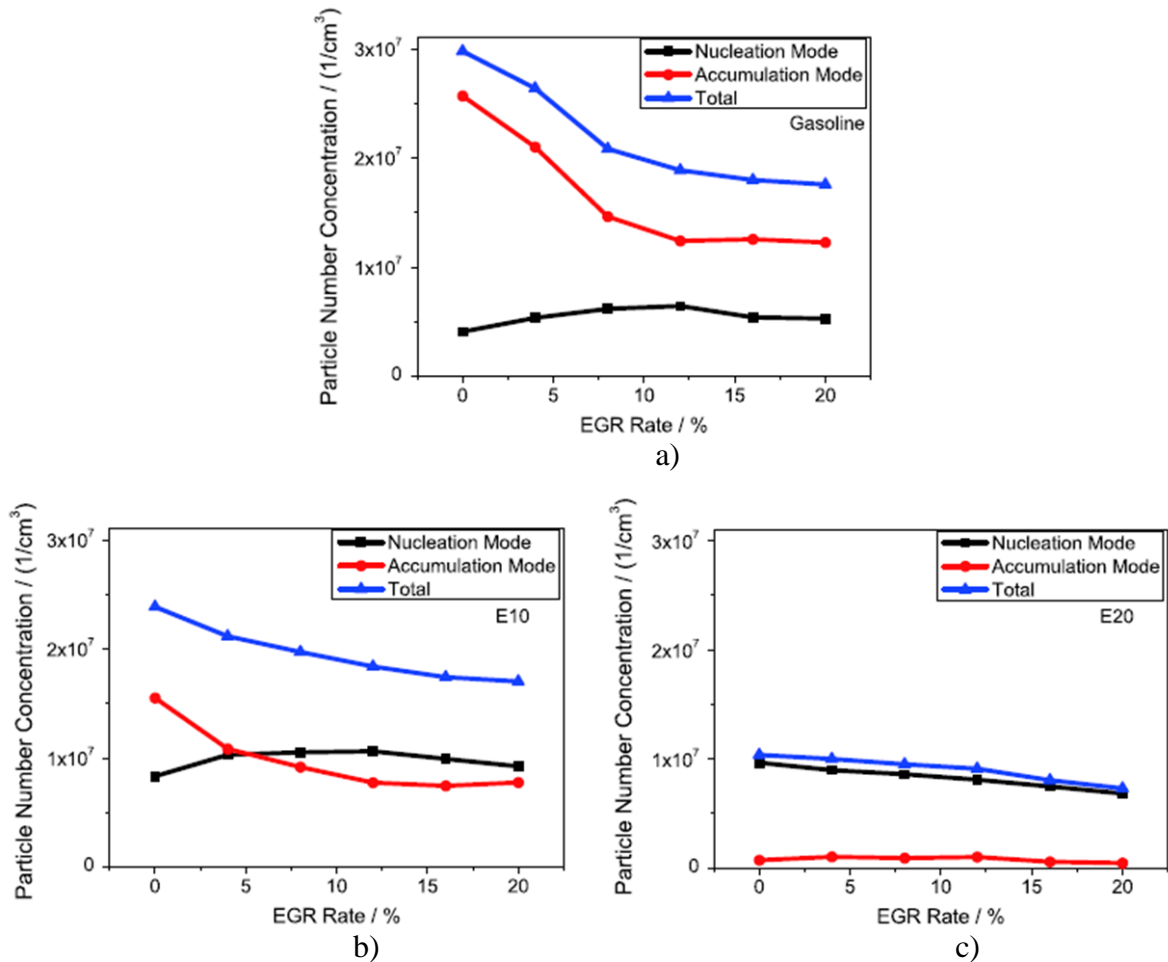
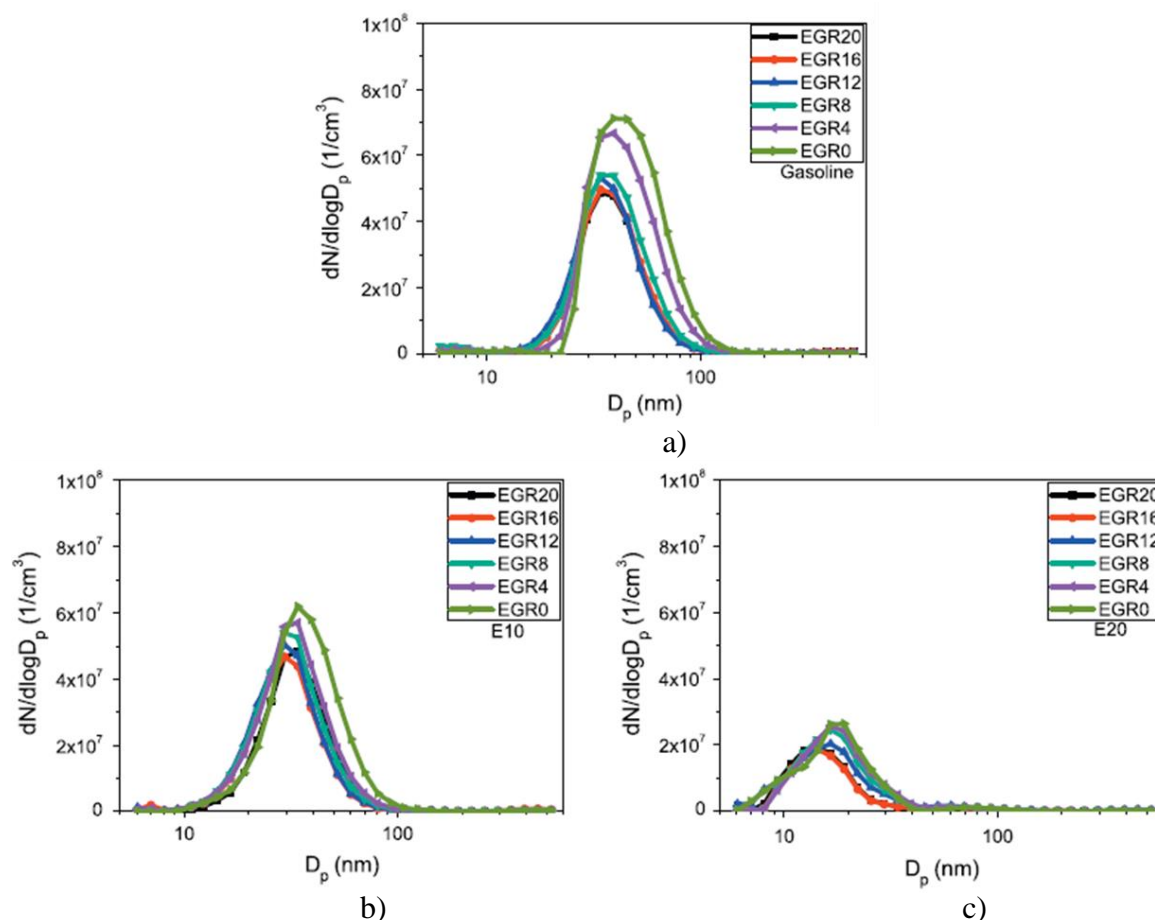


Figura 2.23 - Concentração da dimensão das partículas para diferentes razões de EGR (0 a 20%) e combustíveis. a) gasolina, b) E10, c) E20, ZHANG et al. (2014).



Embora existam muitos estudos sobre EGR, assim como a aplicação desta com outras tecnologias, este trabalho está focado nos efeitos da IEGR sobre as características de operação do motor entre os dois combustíveis presentes no mercado brasileiro. Entende-se que as pesquisas com esta tecnologia aplicada ao etanol são pouco exploradas e os dados experimentais são escassos na literatura técnica.

2.9 Considerações finais

Como visto nesta revisão bibliográfica, este trabalho visa entender o comportamento da combustão e do motor de combustão interna na presença de grandes massas de IEGR. O conhecimento desse parâmetro é de grande importância na busca da redução de consumo de combustível e das emissões de poluentes, seguindo as exigências das legislações. Com os conhecimentos obtidos nesta revisão, foi possível a realização dos testes e a análise dos resultados obtidos.

3 Objetivo e Relevância

O objetivo geral deste trabalho é analisar o comportamento da combustão e do consumo de combustível com diferentes massas de gás de exaustão recirculado internamente em um motor com mecanismo de válvulas variáveis (*Multiair*), operando em duas estratégias de atuação de válvulas diferentes, em condições de carga parcial com gasolina C (22% de etanol anidro) e com etanol hidratado. Além disso, tem-se o objetivo de propor uma forma de mensurar a massa de IEGR no coletor de admissão, a partir de modelos baseados na equação de equilíbrio químico da combustão, considerando a concentração de gás queimado como reagente do processo.

As duas estratégias de atuação de válvulas são chamadas neste trabalho de Configuração 1 e Configuração 2. Na Configuração 1, a massa de IEGR é utilizada para controlar a carga do motor através da substituição da massa de ar fresco, reduzindo a eficiência volumétrica. Na Configuração 2, a massa de IEGR é inserida para aumentar a eficiência do ciclo em um controle de válvulas EIVC. Estas duas estratégias serão comparadas para observar qual método apresenta melhores resultados de consumo específico de combustível no mesmo ponto de operação do motor com os diferentes combustíveis.

É conhecido que a utilização de IEGR aumenta a sensibilidade a *knock* dos motores, sendo este um fator limitante para o uso desta tecnologia com combustíveis de baixa octanagem. Como o etanol é um combustível resistente ao *knock* devido à alta octanagem, espera-se que os ganhos da adição de IEGR sejam potencializados com este combustível. Desta forma, busca-se demonstrar as vantagens que o etanol apresenta em relação à gasolina quando se utiliza a técnica de recirculação de gases, sendo este mais um grande diferencial para a matriz energética brasileira baseada em fontes de energia renováveis.

Outra importante relevância deste trabalho é o estudo de uma forma de medir a massa de IEGR. Nos motores modernos torna-se necessário conhecer esta massa para se aplicar as devidas correções de avanço de ignição, eficiência volumétrica, temperatura dos gases de exaustão, entre outros, no processo de calibração do motor, sendo este um grande desafio na etapa de desenvolvimento de novos projetos.

4 Metodologia

A metodologia apresentada envolve o procedimento experimental para a instrumentação do motor com os equipamentos de aquisição de dados, a obtenção dos dados para as condições testadas e os procedimentos de tratamento dos dados experimentais.

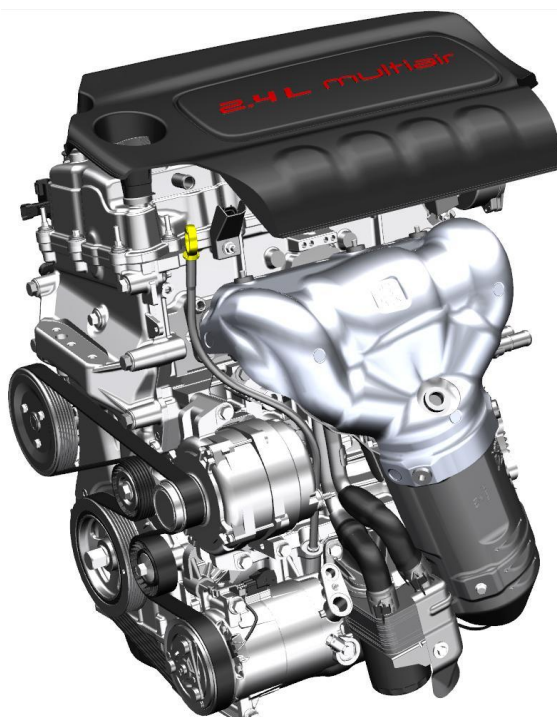
4.1 Seleção do motor e dos combustíveis

Este experimento foi realizado em um motor de combustão interna *flexfuel* de quatro cilindros, naturalmente aspirado, fabricado pela FCA e denominado *Tigershark Multiair II*, com detalhes apresentados na Tabela IV.1. Como já descrito anteriormente, a tecnologia *Multiair* permite controlar a EGR interna a partir do ângulo de abertura de válvula da admissão, o que possibilitou este estudo.

Tabela IV.1 - Descrição das características do motor, FIAT (2014).

Volume deslocado	2359 cc
Número de cilindros	4
Curso	97 mm
Diâmetro	88 mm
Comprimento da biela	143.75 mm
Relação de compressão	11.8:1
Número de válvulas por cilindro	4
Ângulos das válvulas de admissão	Completamente variável
Ângulo de abertura das válvulas de exaustão	37° APMI
Ângulo de fechamento das válvulas de exaustão	3° DPMS

Figura 4.1 - Motor Tigershark 2.4 Multiar Flex, FIAT (2014).



Para todos os ensaios foram utilizados os combustíveis padrão disponíveis no mercado brasileiro sendo, E22 (gasolina C com 22% de etanol anidro), e E100 (etanol hidratado com 4,9% em volume de água). Algumas características destes combustíveis estão descritas na Tabela IV.2, originadas de análises realizadas no laboratório químico da FCA.

Tabela IV.2 - Propriedades dos combustíveis, FIAT.

Propriedades dos Combustíveis	E22	E100
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	39,35	24,99
Calor latente (kJ/kg)	439	991
RON	95	106
MON	82	87
(RON + MON)/2	88,5	96,5
Relação H/C	2,125	3,08
O2 (% massa)	9,7	36,42

A ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis) é o órgão público responsável por especificar e regulamentar a distribuição de combustíveis no Brasil. Na data dos ensaios deste trabalho, a norma vigente para determinação da gasolina com 22% de etanol anidro é a Resolução ANP N° 40 de 25/10/2013. Já para o etanol, tem-se a

Resolução ANP N° 19 de 15/04/2015, que especifica o etanol anidro, etanol hidratado e o etanol hidratado Premium nacional ou importado comercializado em todo país.

4.2 Metodologia experimental

Todos os ensaios foram realizados no laboratório de motores da FCA Automobiles, em Betim-MG, utilizando-se um dinamômetro AVL APA-P22-2 ativo de 300 CV / 220 kW e 525 Nm, que é controlado pelo software AVL PUMA OPEN 1.3.2 que também sincroniza os dados do dinamômetro, da bancada de emissões, da central eletrônica do motor e do analisador de combustão em um único banco de dados que é armazenado pelo sistema.

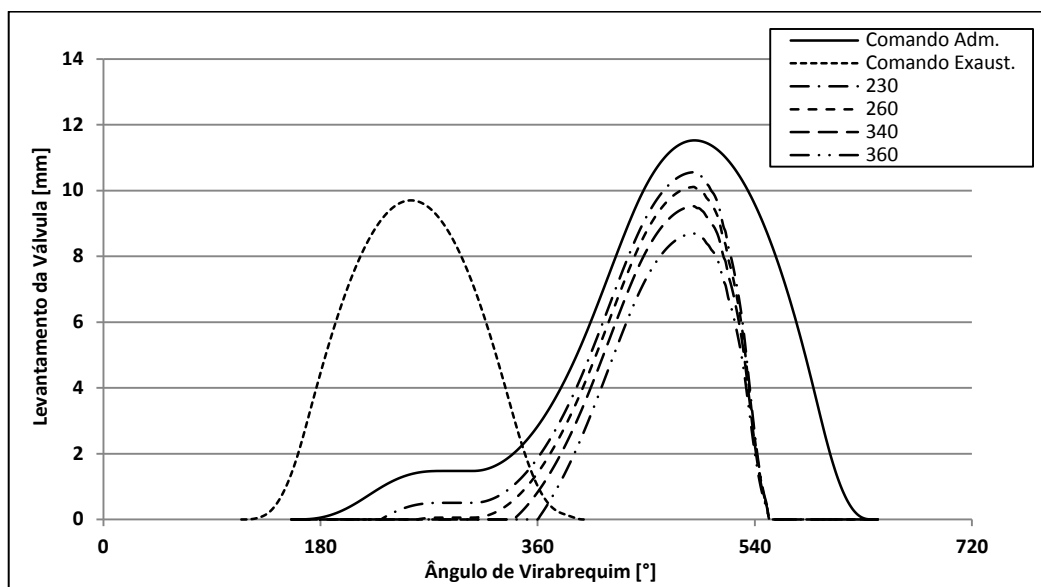
Os testes realizados foram variações no ângulo de abertura da válvula de admissão (IVO) em duas configurações diferentes de ângulo de fechamento da válvula de admissão (IVC), ambas nas mesmas condições de operação.

➤ Configuração 1 - IVC fixo com a substituição da massa de ar fresco:

- 1500 rpm com eficiência volumétrica inicial de 50%
- 2750 rpm com eficiência volumétrica inicial de 50%
- 4000 rpm com eficiência volumétrica inicial de 50%

Nesta Configuração, o IVC é mantido constante enquanto o IVO é deslocado em direção à região de aumento da massa de EGR interna. Sendo assim, esta massa de EGR substitui a massa de ar fresco que entraria no cilindro e, por consequência, diminui a eficiência volumétrica. Desta maneira é possível diminuir a carga do motor apenas aumentando a massa de EGR no cilindro, ao invés de utilizar a borboleta que gera uma grande perda por bombeamento e, por consequência, um aumento no consumo de combustível. A dinâmica de abertura e fechamento das válvulas está representada na Figura 4.2.

Figura 4.2 - Representação da variação do IVO na Configuração 1, FIAT (2014).



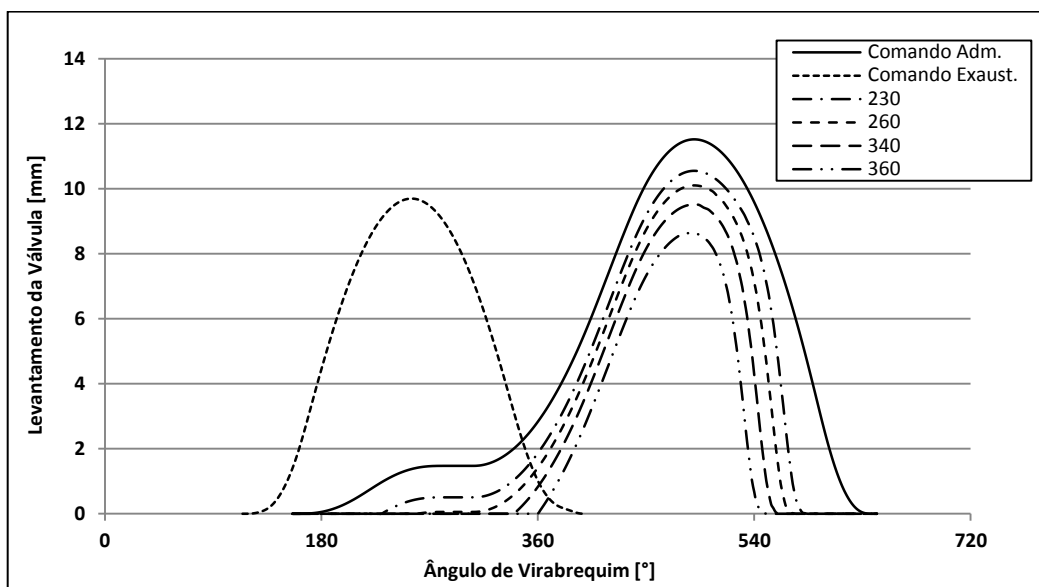
➤ **Configuração 2 - IVC ajustado com massa de ar fresco constante:**

- 1500 rpm com eficiência volumétrica constante de 50%
- 2750 rpm com eficiência volumétrica constante de 50%
- 4000 rpm com eficiência volumétrica constante de 50%

Também foram otimizadas eficiências volumétricas menores do que 50% até a carga mínima possível, para que fosse permitido comparar a redução de carga na Configuração 2 com a Configuração 1. Este comparativo será discutido nos resultados deste trabalho.

Nesta Configuração, o IVC é ajustado para manter a eficiência volumétrica constante, enquanto o IVO é deslocado em direção à região de aumento da massa de EGR interna. Sendo assim, é possível diminuir as perdas por bombeamento na válvula de admissão para uma mesma condição de operação do motor. A dinâmica de abertura e fechamento das válvulas está representada na Figura 4.3.

Figura 4.3 - Representação da variação do IVO na Configuração 2, FIAT (2014).



4.2.1 Descrição dos ensaios

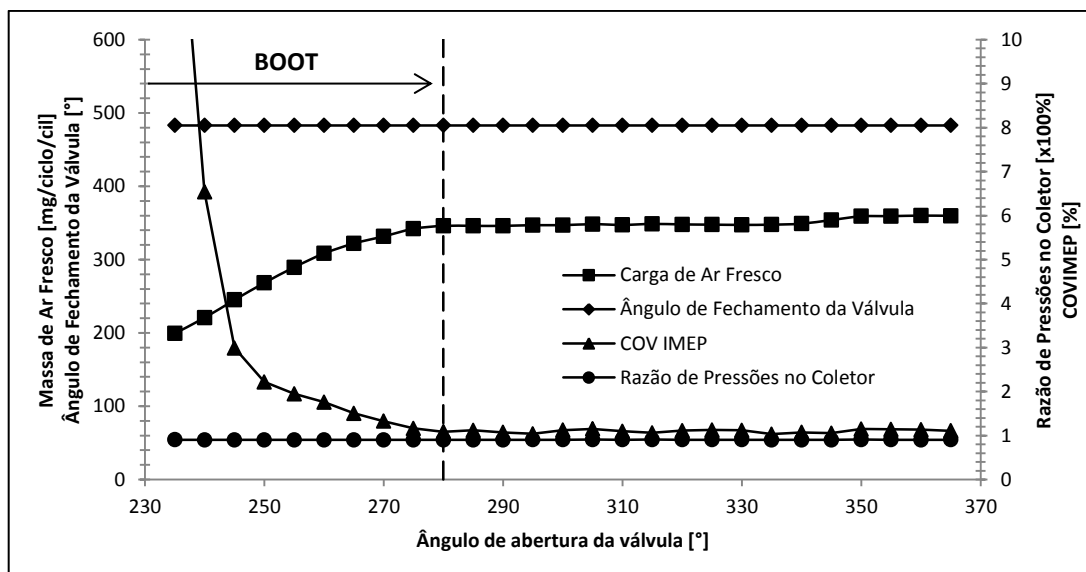
Configuração 1 - IVC fixo com a substituição da massa de ar fresco

Neste ensaio foi realizada uma variação do ângulo de IVO com um decremento de 5° iniciado em 365° (ângulo de cruzamento de válvulas igual a zero e, por consequência, com IEGR igual a zero) até o menor ângulo possível onde COVIMEP – coeficiente de variação da pressão média efetiva - é igual a 10%. A borboleta foi utilizada para controlar a pressão no coletor de admissão em 90% da pressão ambiente, e o ângulo de IVC foi mantido constante. Como consequência, a massa de ar fresco diminui durante a variação do IVO, sendo substituída por massa de IEGR. O ângulo de IVC foi definido como sendo aquele que correspondia à eficiência volumétrica - VE - de 50% em cada rotação, como apresentado na Tabela IV.3. Todos os testes foram realizados nas temperaturas nominais de água (100°C), óleo (100°C), combustível (30°C) e ar (30°C). A Figura 4.4 apresenta o comportamento dos principais parâmetros controlados durante o ensaio.

Tabela IV.3 - Condições do ensaio na Configuração 1.

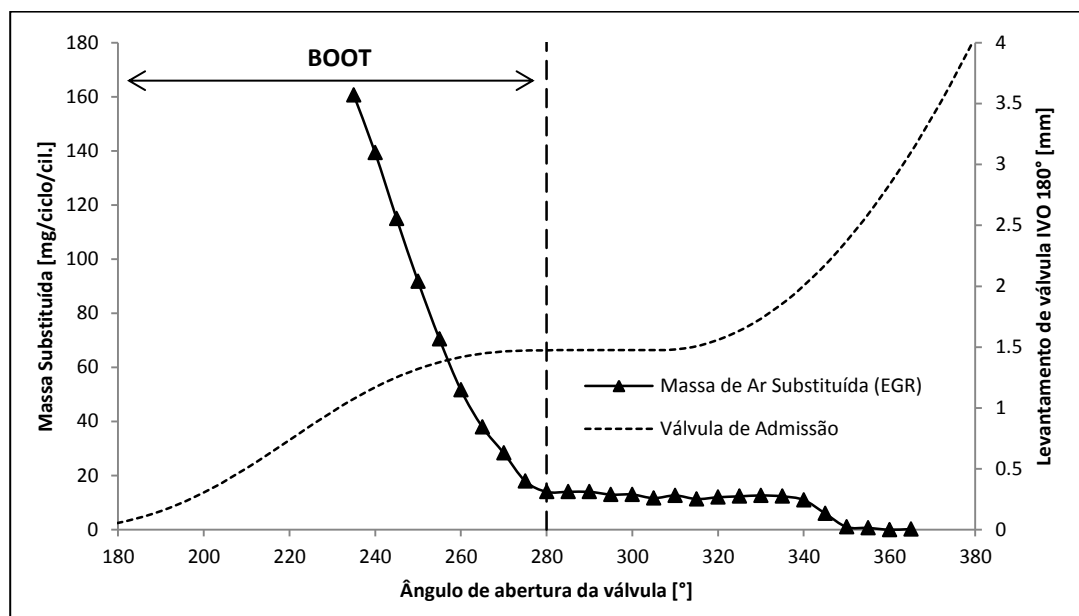
Rotação [rpm]	VE inicial [%]	VE Final [%]	IVC Fixo [°]
1500	50	28	483
2750	50	36	496
4000	50	28	514

Figura 4.4 - Ilustração dos principais parâmetros do ensaio da Configuração 1.



Os dados coletados neste ensaio foram utilizados para analisar o impacto da IEGR na eficiência volumétrica. Quanto mais gás queimado retorna para o coletor de admissão, menos ar fresco é admitido para dentro do cilindro. Sendo assim, é possível considerar que a variação da massa de ar fresco, entre a posição inicial do IVO e uma nova posição qualquer, corresponde à massa de gás queimado recirculado nessa posição. Esta variação de massa é demonstrada na Figura 4.5. Nos resultados deste trabalho essa variação de massa é chamada de Delta_IEGR.

Figura 4.5 - Substituição da massa de ar fresco versus IVO.



A Figura 4.2 ilustrou um exemplo do comportamento do perfil de válvula, onde pode ser observada uma modificação do levantamento máximo da válvula durante a variação do IVO. Esta modificação também exerce uma influência sobre a massa de ar fresco admitido, mas foi desconsiderada neste trabalho.

Configuração 2 - IVC ajustado com massa de ar fresco constante

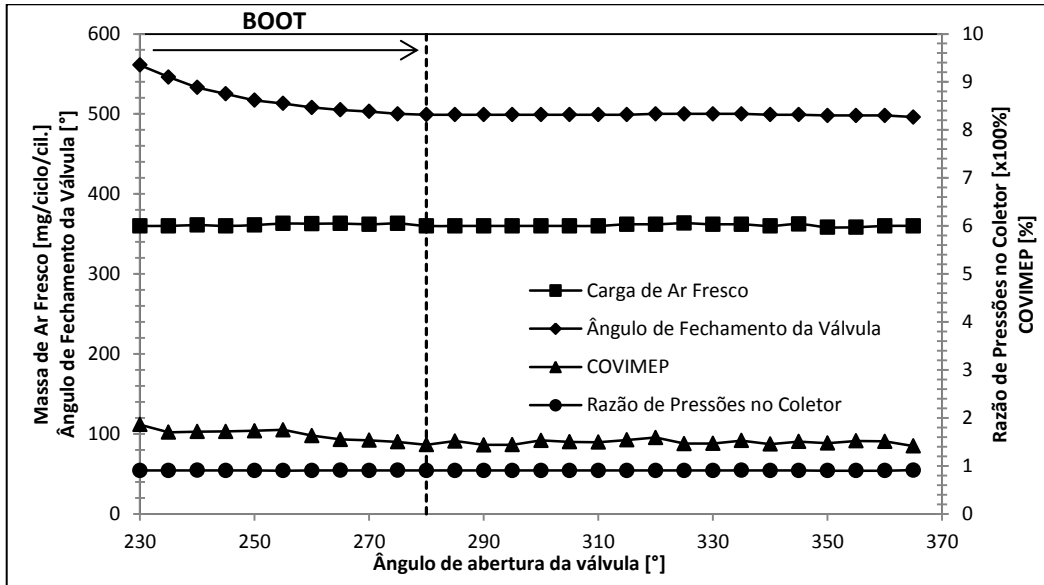
Neste ensaio, foi realizada uma variação do IVO em condições semelhantes às realizadas na Configuração 1. A diferença é que, neste caso, a eficiência volumétrica foi mantida constante através do incremento do IVC, para compensar a massa de IEGR à medida que o IVO diminuía. A Tabela IV.4 e a Figura 4.6 apresentam o comportamento dos principais parâmetros controlados durante o ensaio.

Usando esta estratégia, é possível reduzir a perda por bombeamento gerada pela válvula de admissão em condições parciais em motores VVA, já que, desta forma, o levantamento e a duração de abertura de válvula aumentam, diminuindo a restrição do fluxo. Além disso, a modificação do IVC gera uma nova configuração no ciclo utilizado na condição, portanto, existe um aumento da razão de compressão efetiva, uma diminuição da dissipação da turbulência e um impacto significativo na combustão que será demonstrado nos resultados deste trabalho.

Tabela IV.4 - Condições do ensaio na Configuração 2.

Rotação [rpm]	VE constante [%]	IVC Inicial [°]	IVC Final [°]
1500	50	483	514
2750	50	496	561
4000	50	514	549

Figura 4.6 - Ilustração dos principais parâmetros do ensaio da Configuração 2.



4.2.2 Preparação do motor

Após o recebimento, algumas modificações e adaptações foram realizadas no motor para possibilitar a montagem e a operação no dinamômetro. Inicialmente, foi retirado o cabeçote para usinagem dos furos onde são montados os sensores de pressão interna do cilindro. Logo após a usinagem, o cabeçote foi remontado, seguindo os procedimentos do fabricante. Outra modificação foi a retirada da válvula termostática, já que o laboratório de motores utiliza uma válvula de controle de temperatura do líquido de arrefecimento controlada pela automação do dinamômetro. Em seguida, o motor foi instalado na bancada dinamométrica e foi realizado o alinhamento referente ao paralelismo e à concentricidade em relação ao dinamômetro. A tolerância admitida para os dois fatores é de 0,10 mm.

Com o motor já posicionado corretamente no dinamômetro, foi instalada a tubulação de líquido de arrefecimento, que é conectada em um trocador de calor, e a tubulação de combustível. Um sistema de arrefecimento do óleo, onde é controlado o fluxo de água fria

em um trocador de calor instalado no motor, também foi utilizado para manter a temperatura do óleo controlada no valor nominal. Todos os termopares e transdutores de pressão também foram instalados em posições pré-determinadas, além dos sensores de pressão interna de cilindro e de um sistema de rádio conectado a um acelerômetro montado no bloco do motor, para observação de ruídos de *knock*. Para o controle de carga no motor, foi utilizado um motor elétrico capaz de atuar no pedal de aceleração a partir de uma haste metálica que os une. Após completar a instalação descrita, todos os sensores e atuadores foram conectados ao sistema de controle e aquisição de dados do laboratório.

A próxima etapa, antes de poder iniciar os ensaios deste trabalho, foi realizar o amaciamento do motor para promover o assentamento entre os componentes internos, reduzindo o atrito e melhorando os resultados de consumo específico. O amaciamento seguiu um procedimento interno FCA no qual, durante as seis primeiras horas, o motor opera inicialmente em cargas e rotações baixas e, a cada quinze minutos, os valores de carga e rotação aumentam. Após completar seis horas, o motor inicia um processo cíclico de permanecer uma hora em plena carga, na rotação de torque máximo, e uma hora em plena carga na rotação de potência máxima até completar cinquenta horas de amaciamento.

4.2.3 Sistema de aquisição de dados

O software AVL PUMA OPEN 1.3.2 é o principal sistema de aquisição de dados utilizado, além de ter a função de receber e sincronizar os dados dos outros sistemas de aquisição. Todos os sensores de monitoramento do motor, do dinamômetro e do ambiente estão ligados ao PUMA, que também tem a função de controlar todos os atuadores do sistema.

Os sensores e atuadores ligados ao PUMA são:

- 3 Termopares tipo K
- 5 Termorresistores PT100
- 7 Transdutores de pressão DRUCK PTX
- 1 Válvula de controle de fluxo de água – Honeywell MP953A5039
- 1 Medidor de fluxo de massa de combustível AVL 7351 CME
- 1 Controlador de temperatura de combustível AVL 753CH M100

- 2 Medidores lineares de lambda ETAS LA4
- 1 Célula de carga HBM Z6FC3
- 1 *Encoder* Heidenhain D-83301
- 1 Atuador de pedal AVL LENZE A-4470 ENNS

Para aquisição dos dados de pressão de cilindro, foi utilizado o sistema AVL INDMODUL. Esse equipamento é formado pelos seguintes componentes:

- Transdutores de pressão AVL GH14DK capazes de resistir às altas pressões e temperaturas de combustão
- *Encoder* 365C01 – Sensor acoplado ao eixo virabrequim do motor capaz de medir a posição do cilindro e a rotação com alta sensibilidade
- Amplificador de sinais
- Módulo de aquisição de dados com entrada para sinais analógicos e digitais
- Software INDICOM 2.7 responsável pelo processamento de sinais

Através deste equipamento, é possível a medição, em tempo real, de parâmetros de funcionamento do motor, como a pressão interna do cilindro em função da posição angular do eixo virabrequim. Com o software INDICOM é possível realizar cálculos importantes no estudo da combustão, tais como a taxa de liberação de calor, a fração de massa queimada e a pressão média efetiva. Todos os parâmetros termodinâmicos foram calculados baseados em médias de 500 ciclos.

Figura 4.7 - Analisador de combustão AVL INDMODUL.



Um fator importante para a qualidade da medição é a amostragem do sinal. De acordo com as teorias de amostragem de sinal de Nyquist-Shannon, os dados devem ter uma

amostragem de, no mínimo, duas vezes a maior frequência do sinal de interesse. Para medições de combustão são recomendadas amostragens ainda mais altas, de 2 a 10 vezes o maior componente de frequência. Uma curva de pressão de combustão é uma fonte de onda complexa que pode apresentar componentes de alta frequência que são de interesse, por exemplo, frequências de *knock* entre 5 e 8 kHz para o primeiro harmônico e entre 10 e 16 kHz para o segundo harmônico. Uma amostragem insuficiente pode alterar completamente o sinal e afetar a precisão de cálculos posteriores, ROGERS (2010).

O analisador de combustão também é utilizado para determinar o limite de *knock* do motor. Uma metodologia de tratamento do sinal, baseado na intensidade de *knock*, foi utilizada. O sinal de pressão de cilindro com a presença de *knock* é filtrado de forma que apenas as frequências acima de 5 kHz sejam armazenadas. Posteriormente, este sinal de onda filtrado é retificado e integrado para determinar a intensidade da energia dissipada pelo *knock*, ciclo a ciclo. A definição da intensidade da energia que representa o limite de *knock* foi determinada a partir de uma metodologia interna da FCA.

Para aquisição dos dados de concentração dos gases de descarga foi utilizada a bancada de emissões AVL AMA i60, que possui dois pontos de medição previstos para serem utilizados nas posições pré e pós catalisador e capazes de medir a concentração de CO₂, CO, O₂, NO_x e HC. Além destes, existe mais um ponto de medição de CO₂ previsto para ser utilizado em linha de EGR externa.

Figura 4.8 - Bancada de emissões AVL AMA i60.

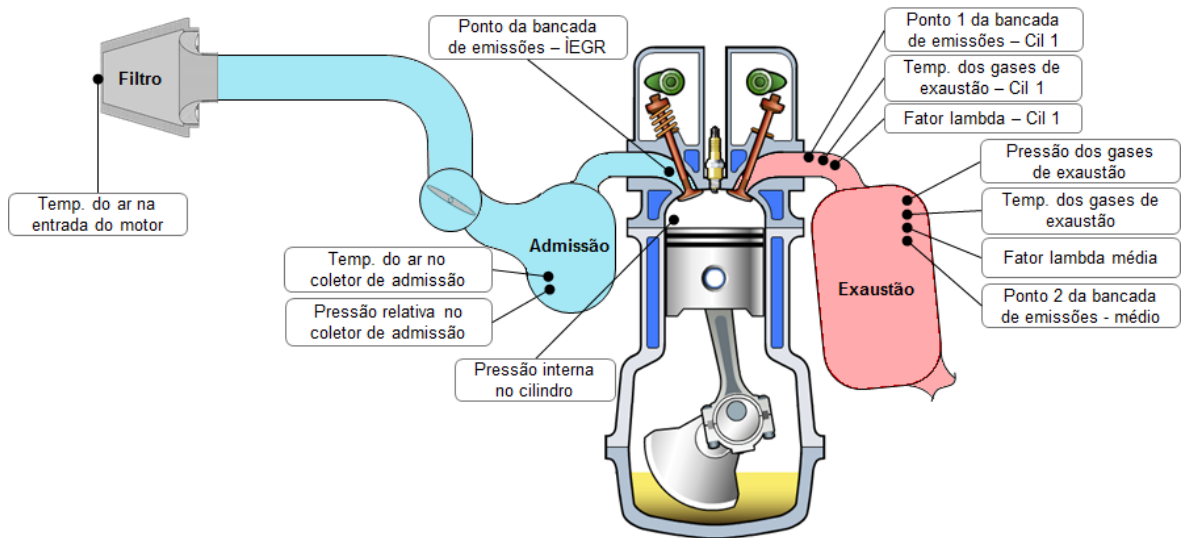


O controle do motor é realizado pela central eletrônica de série GPEC3, com uma adaptação que permite acesso irrestrito ao software de controle, possibilitando a leitura e a atuação em todos os sensores e atuadores do motor, respectivamente. A interface homem máquina é realizada pelo software ETAS INCA, que permite a aquisição dos dados e a comunicação com o PUMA.

4.2.4 Instrumentação do motor

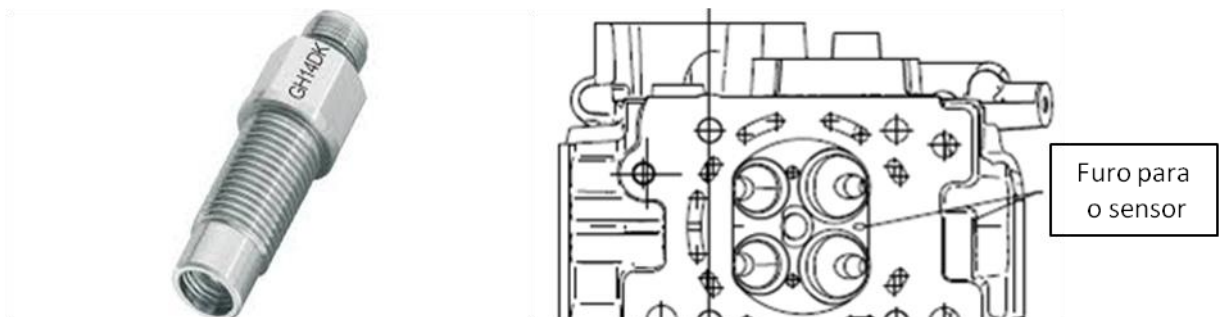
Os termopares e transdutores de pressão da instrumentação básica do dinamômetro e do motor, que são conectados diretamente ao PUMA, estão representados no diagrama da Figura 4.9.

Figura 4.9 - Diagrama da instrumentação básica.



Para medição dos dados de pressão de combustão no cilindro, foi necessária a instalação dos sensores de pressão na câmara de combustão a partir de uma furação realizada no cabeçote do motor. A posição do furo foi definida a partir de estudos termodinâmicos e estruturais, previamente realizados pelo time de engenharia da FCA nos EUA durante o desenvolvimento da calibração deste motor. O furo está posicionado entre as válvulas de admissão e possui um diâmetro de 3 milímetros.

Figura 4.10 - Sensor de pressão de combustão GH14DK e posição da furação.



O principal modo de aquisição de valores de pressão é com base no ângulo do eixo virabrequim. Isso significa que o equipamento mede valores de pressão a cada intervalo de deslocamento angular do eixo. O *Encoder* é o sensor responsável por essa medição com uma resolução de $0,1^\circ$ da posição do virabrequim. Para a adaptação do *Encoder*, foi usado um flange de aço capaz de unir o *Encoder* aos parafusos da roda fônica do motor.

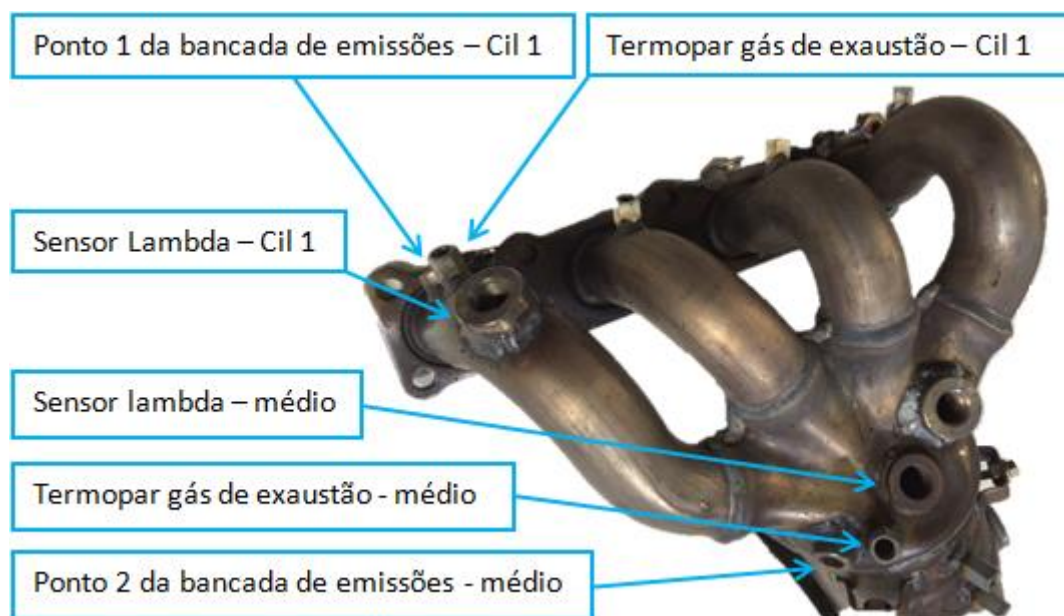
Este flange foi balanceado e alinhado com o eixo do motor para evitar vibrações e danos ao aparelho.

Figura 4.11 - Encoder e flange de adaptação na roda fônica.



Com o intuito de obter medições específicas no cilindro 1 e também em um ponto mediano entre os cilindros, a instrumentação no coletor de descarga teve a montagem como demonstrado na Figura 4.12. O objetivo do Ponto 1 é obter medições dos gases do cilindro 1 sem a influência dos outros cilindros, diminuindo a dispersão dos resultados nos cálculos de EGR. Já o Ponto 2 foi posicionado em uma região entre os cilindros para coleta de dados médios justamente para observar esta dispersão. Para cada um destes pontos também foram instalados uma sonda lambda e um termopar, para monitorar o lambda e a temperatura dos gases queimados, respectivamente.

Figura 4.12 - Instrumentação do coletor de descarga.



Como dito anteriormente, a bancada de emissões também possui um ponto de medição específico para a concentração de CO_2 em tubulações de EGR externa. Neste trabalho, este ponto da bancada foi utilizado para realizar medições no coletor de admissão, possibilitando a análise da EGR interna. Isto foi possível devido à característica do sistema *Multiair*, que controla a carga do motor utilizando as válvulas de admissão ao invés da válvula borboleta, que é mantida aberta para controlar a pressão no coletor em 90% da pressão ambiente. Desta forma, a bomba de sucção da bancada de emissões consegue coletar a amostra dos gases. Em um motor sem o sistema *Multiair* onde as cargas parciais são controladas pela borboleta, a pressão no coletor é muito menor que a ambiente e a bomba de sucção da bancada não consegue coletar as amostras dos gases em cargas parciais.

Outra dificuldade para a utilização da bancada de emissões no coletor de admissão em medição de EGR interna é a diluição dos gases queimados na massa de ar fresco. Além disso, a rotação do motor influencia no tempo disponível para que o gás queimado se espalhe pelos dutos do coletor antes que a próxima fase de admissão retorne com esta massa de gás queimado para dentro do cilindro. Desta forma, a posição no coletor onde é feita a coleta destes gases queimados é muito importante para a qualidade dos dados medidos, e por isso um estudo da melhor posição para coleta da IEGR foi realizado.

Neste estudo, foi realizada uma variação do ângulo de abertura da válvula de admissão – IVO – de 365° até o menor ângulo possível, que atingiu o coeficiente de variação da pressão média efetiva – COVIMEP – igual a 10%, mantendo-se a pressão no coletor em 90% da pressão ambiente a partir do controle da borboleta. O ângulo de fechamento da válvula – IVC – foi utilizado para manter a massa de ar fresco constante à medida que IEGR era adicionada. A Tabela IV.5 apresenta um resumo das condições do ensaio.

Tabela IV.5 - Ensaio de determinação do melhor ponto de coleta de IEGR.

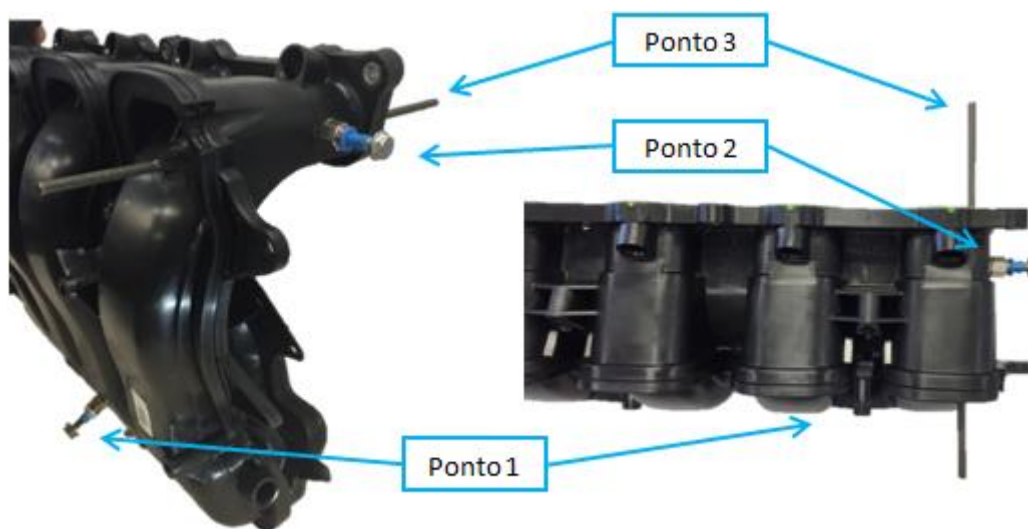
Rotação	2000 rpm
Relação de pressão no coletor de admissão	90% da pressão atmosférica
Ângulo inicial da variação do IVO	365° depois do PMS de compressão
Ângulo final da variação do IVO	210° depois do PMS de compressão
Ângulo de fechamento - IVC	Variável para manter eficiência volumétrica constante
Eficiência volumétrica	0,45

Três diferentes pontos de coleta de CO₂ foram testados para avaliar a sensibilidade da medição. Sabendo-se que no ângulo de 280° do virabrequim inicia-se a região do *boot* do perfil da válvula e que nesse ângulo a massa de IEGR deve começar a aumentar acentuadamente, foi observado qual destes três pontos apresentou melhor correlação com este ângulo de cruzamento de válvulas durante a variação do IVO.

Os três pontos de medição foram:

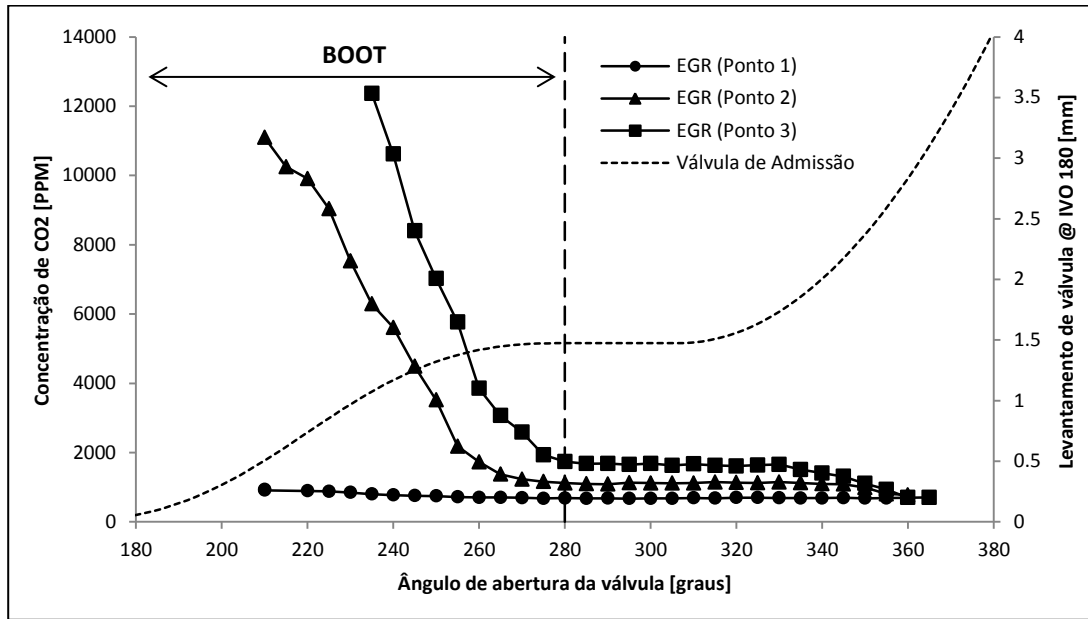
- Ponto 1 – região do *plenum* do coletor;
- Ponto 2 – duto do cilindro 1 do coletor – 35 mm da face do cabeçote;
- Ponto 3 – Tubo de 3 mm de diâmetro interno, inserido no coletor e posicionado o mais próximo possível da válvula de admissão.

Figura 4.13 - Instrumentação do coletor de admissão.



A Figura 4.14 apresenta o resultado da medição nos três pontos testados. No Ponto 1, pode-se observar que a concentração de CO_2 não variou à medida que foi inserido mais IEGR. Isso demonstra que a massa de gás queimado não alcança esta região do coletor devido ao próximo ciclo de admissão, que aspira a massa de IEGR de volta para o cilindro. O Ponto 2 apresenta uma melhor correlação com o início da região de *boot*, mas ainda com uma baixa sensibilidade próximo do ângulo de 280° . Finalmente, no Ponto 3, tem-se uma resposta imediata da concentração de CO_2 logo após o ângulo de 280° . Além disso, observa-se uma variação do CO_2 também entre os ângulos de 330° e 363° , região do início do cruzamento de válvulas. Sendo assim, o Ponto 3 apresentou a curva mais representativa do perfil esperado da variação da concentração de CO_2 e foi escolhido como ponto de referência para os cálculos de IEGR. Além disso, o comportamento da concentração de CO_2 é semelhante ao comportamento da massa de IEGR, calculado a partir da variação de massa de ar fresco, apresentado na Figura 4.5.

Figura 4.14 - Ensaio de definição do ponto de medição de CO₂ no coletor de admissão.



Esta análise do melhor ponto de coleta revela que IEGR precisa ser medida o mais próximo possível da válvula de admissão para obter-se resultados confiáveis. Isto ocorre como uma consequência do princípio de funcionamento do sistema, onde o CO₂ do ciclo anterior retorna para os dutos do coletor de admissão e a distância do ponto de coleta impacta diretamente no ponto de inflexão da curva, observado na Figura 4.14. Quanto mais o ponto de coleta aproxima-se da válvula de admissão, mais o ponto de inflexão aproxima-se do ponto inicial de IEGR esperado, 280°.

4.3 Análise de incerteza de medição

No laboratório de motores da FCA Automobiles, todos os sensores utilizados na instrumentação do motor são calibrados periodicamente, seguindo um planejamento definido de acordo com as recomendações dos fabricantes. Na Tabela IV.6 são apresentadas as características dos sensores utilizados e suas faixas de medição e incertezas.

Tabela IV.6 - Características dos sensores de cada grandeza medida.

Grandeza	Faixa de Medição	Sensor / Tipo	Origem da Incerteza	Incerteza [%VFE]
Temperatura do ar ambiente	0 a 100°C	PT100	Do fabricante	±1
Temperatura do ar na entrada do motor	0 a 100°C	PT100	Do fabricante	±1
Temperatura do ar no coletor de admissão	0 a 100°C	PT100	Do fabricante	±1
Temperatura dos gases no coletor de exaustão	0 a 1100°C	Termopar tipo K	Do fabricante	±1,25
Temperaturas dos gases no cil. 1 do coletor de exaustão	0 a 1100°C	Termopar tipo K	Do fabricante	±1,25
Temperatura na saída do líquido de arrefecimento	0 a 200°C	PT100	Do fabricante	±1
Temperatura do óleo	0 a 200°C	PT100	Do fabricante	±1
Temperatura do combustível	0 a 100°C	Termopar tipo K	Do fabricante	±1
Pressão absoluta barométrica	800 a 1200 mbar	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	±0,12
Pressão relativa no coletor de admissão	-1000 a 1000 mbar	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	±1
Pressão relativa no coletor de exaustão	-1000 a 1000 mbar	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	±1
Pressão relativa do líquido de arrefecimento	-1000 a 2000 mbar	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	±1
Pressão relativa do óleo	0 a 5 bars	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	±1
Pressão relativa do combustível	0 a 10 bars	Transdutor DRUCK PTX	Calibrado	±1
Pressão interna no cilindro	0 a 150 bar	AVL GH14DK	Do fabricante	±0,3
Fator lambda média no coletor de exaustão	0,5 a 2	ETAS LA4	Do fabricante	±0,3
Fator lambda no cil. 1 do coletor de exaustão	0,5 a 2	ETAS LA4	Do fabricante	±0,3
Vazão de combustível	0,1 a 5 kg/min	AVL 7351 CME	Do fabricante	±0,6
Rotação do motor (dinamômetro)	0 a 10000 rpm	Encoder Heidenhain D83301	Do fabricante	±0,13
Torque (dinamômetro)	0 a 500 Nm	Célula de carga HBM Z6FC3	Do fabricante	±0,5

A bancada de medição dos gases de exaustão tem procedimento próprio de calibração utilizando gases de referência onde a incerteza é mantida em 2%. Este procedimento foi realizado duas vezes por dia, aproximadamente a cada 8 horas de utilização do equipamento, durante a realização dos testes.

As incertezas combinadas dos sistemas de medição utilizados foram calculadas seguindo a metodologia descrita por ALBERTAZZI (2008), que atende aos requisitos da norma de incertezas (NBR 5725,1998). Os resultados estão demonstrados na Tabela IV.7

Tabela IV.7 - Incertezas combinadas.

Grandeza	Incerteza
Rotação	± 20 rpm
Torque	$\pm 0,9$ Nm
Potência	± 1 kW
BSFC	$\pm 0,9$ g/kWh

4.4 Metodologia de tratamento dos dados experimentais

A metodologia de tratamentos dos dados experimentais tem o objetivo de eliminar dados incoerentes em uma análise prévia e de calcular parâmetros importantes para a compreensão dos fenômenos físicos estudados neste trabalho.

Todos os dados adquiridos pelo software PUMA foram gravados durante 60 segundos em uma frequência de 1 Hz. Foram realizadas três aquisições para cada condição, calculando-se, em seguida, a média entre os pontos.

4.4.1 Metodologia de tratamento dos dados de pressão de cilindro

Todos os cálculos de combustão baseados em pressão de cilindro foram realizados com a ferramenta matemática do *software* INDICOM, chamada CalGraf, onde pôde ser calculado IMEP, IMEPH, PMEP, liberação de calor, temperatura dos gases queimados e frações de massa queimada, baseados em uma amostragem de 500 ciclos por condição.

O sensor de pressão utilizado é do tipo piezelétrico. Estes sensores medem apenas variações de pressão. Sendo assim, não é possível medir uma pressão absoluta estática de referência, também chamada de *zero level-correction* ou *pegging*, que é necessária para atingir a precisão dos cálculos de liberação de calor e seus dependentes, além de expressar corretamente o pico de pressão máximo. Existem várias técnicas para conseguir estabelecer esta pressão de referência. A técnica utilizada neste trabalho é chamada de *Thermodynamic*, e aplica um simples modelo termodinâmico para calcular a pressão, em um ângulo de referência, durante a fase de compressão do ciclo do motor. Este cálculo assume que a etapa de compressão possui coeficiente politrópico constante entre dois ângulos selecionados (pontos X_1 e X_2), nos quais a diferença de pressão é medida pelo sensor, e os volumes V_1 e V_2 são calculados a partir da geometria do cilindro. Sendo assim, a Equação 4.1 é utilizada para calcular a pressão absoluta no ponto 1 e o erro encontrado é aplicado como um *offset* na curva de pressão medida.

$$P_1 = \frac{\Delta P}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k - 1} \quad (4.1)$$

Onde:

X_1 = ponto 1 do virabrequim = 100° APMS de compressão

X_2 = ponto 2 do virabrequim = 65° APMS de compressão

P_1 = pressão absoluta em X_1

ΔP = diferença de pressão entre X_2 e X_1

V_1 = volume em X_1

V_2 = volume em X_2

k = coeficiente politrópico = 1,32

O cálculo de liberação de calor permite analisar o progresso e a taxa de conversão de energia térmica na câmara de combustão, sendo expresso em função do ângulo do virabrequim. As perdas de calor na superfície e absorvidas pela massa de EGR são completamente desconsideradas neste modelo. Sendo assim, esta liberação de calor líquida calculada é inferior à energia bruta real liberada pela combustão, aproximadamente 20%, ROGERS (2010). O modelo utilizado, chamado *Thermodynamic 2*, considera o coeficiente politrópico variável em função de uma estimativa da temperatura do gás queimado. Este é

o grande diferencial deste modelo, comparado com os outros disponíveis no INDICOM. Além disso, é possível avaliar o efeito da IEGR na temperatura dos gases queimados. A massa de ar, m , (modelada em função da pressão e temperatura no coletor de admissão e da eficiência volumétrica) precisa ser determinada para o cálculo da temperatura dos gases, a partir da Equação 4.2.

$$m = l \times m_{th} = l \times V_H \times \rho = l \times V_H \times \frac{P_S}{R \times T_S} \quad (4.2)$$

Onde:

l = eficiência volumétrica (baseada nas condições do coletor de admissão)

m_{th} = massa de ar teórica

ρ = densidade do ar

V_H = volume deslocado

P_S = pressão no coletor de admissão

R = constante do gás = 287,12 kJ/kg/K

T_S = temperatura no coletor de admissão

A eficiência volumétrica, l , é a razão da massa de ar que permanece dentro do cilindro pela massa de ar teórica do volume deslocado, multiplicada pela densidade do gás. É indicado pelo fabricante o valor de 0,9, mesmo em cargas parciais, porque a razão da massa de ar reduzida pela pressão no coletor de admissão é considerada.

O valor de pressão no coletor de admissão utilizado, P_S , é a média da pressão interna no cilindro no intervalo entre 180° e 170° APMS, que representa o final da fase de admissão. Este é o parâmetro que efetivamente irá detectar a diferença de massa dentro do cilindro, visto que os outros parâmetros da Equação 4.2 são constantes para o mesmo motor. A temperatura no coletor de admissão, T_S , foi definida em 30°C por se tratar de um valor controlado durante os ensaios.

Desta forma, pode-se calcular uma estimativa da temperatura dos gases queimados, T , a partir da Equação 4.3. O índice, i , indica cada incremento de 1° no eixo virabrequim.

$$T_i = \frac{p_i \times V_i}{m \times R} \quad (4.3)$$

Onde:

p_i = pressão no ângulo i

V_i = volume no ângulo i

Sendo assim, pode-se calcular o calor específico a volume constante, c_{vi} , em função da temperatura dos gases queimados, utilizando-se a Equação 4.4, o coeficiente politrópico do gás, k , com a Equação 4.5 e o calor liberado por massa total no cilindro, Q , a partir da Equação 4.6.

$$c_{vi} = 0,7 + T_i \times 0,255 \times 10^{-3} \quad (4.4)$$

$$k_i = \frac{0,2888}{c_{vi}} + 1 \quad (4.5)$$

$$Q_i = \frac{100}{k_i - 1} V_{i+1} \left[p_{i+1} - p_{i-1} \left(\frac{V_{i-1}}{V_{i+1}} \right)^{k_i} \right] (x_i + 1) \quad (4.6)$$

Onde:

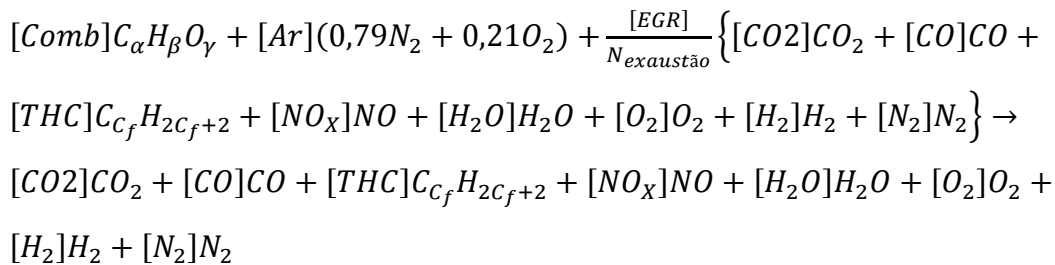
$$x_i = \frac{\sum_{n=0}^{n=i-1} Q_n \times 28}{P_s} \quad (4.7)$$

A partir da integral do calor liberado para cada i , é possível calcular a liberação de calor por massa total no cilindro acumulada em cada ciclo do motor. Para cálculo das frações de massa queimada, MBF, o total de calor liberado é normalizado de 0 a 100%, e definidas as frações de 5, 10, 50 e 90%.

Cálculos mais sofisticados e precisos da liberação de calor estão disponíveis na literatura, mas é necessário ter cuidado com a sua utilização, pois estes modelos possuem parâmetros que devem ser previamente conhecidos e utilizados corretamente. Se valores reais destes parâmetros não estiverem disponíveis, pode-se obter resultados incoerentes e com uma menor precisão em relação aos modelos menos sofisticados.

4.4.2 Metodologia de tratamento dos dados por equilíbrio químico

A medição da massa de IEGR é uma tarefa difícil devido à dinâmica do sistema. O processo de calibração em motores que necessitam conhecer a massa recirculada internamente, principalmente motores com tecnologia VVA, é baseado na variação da massa de ar fresco quando IEGR é inserida, da mesma forma realizada na Configuração 1 com o cálculo do Delta_IEGR. Esta medição indireta motivou o estudo de outras formas de mensurar esta massa. Sendo assim, foram desenvolvidos dois modelos baseados no equacionamento do equilíbrio químico, utilizando os gases queimados como reagentes no balanço da reação de combustão.



Modelo A:

O chamado Modelo A, apresentado nos resultados deste trabalho, provém do balanço do carbono da reação acima e seu desenvolvimento matemático está demonstrado no Apêndice A, sendo definido pela Equação A.21.

$$[EGR] = N_{exaustão} \left\{ 1 - \frac{\alpha[Comb]}{\{[CO_2]+[CO]+C_f[THC]\}} \right\} \quad (A.21)$$

Modelo B:

Com o intuito de utilizar a medição de CO₂ no coletor de admissão, que, qualitativamente, apresentou um resultado satisfatório do comportamento da massa de IEGR, discutido na seção 4.2.4, foi desenvolvido o Modelo B, que utiliza como dado de entrada o CO₂ da admissão. Este modelo também está detalhado no Apêndice A e foi baseado na Equação A.24, que define a medição de CO₂ na admissão como a fração molar de CO₂ em relação

ao número de mols totais no coletor de admissão. A Equação A.34 define o Modelo B após desenvolvimento matemático.

$$\frac{[CO_2]_{adm}}{N_{adm}} = \frac{[EGR] \times \frac{[CO_2]_{exaustão}}{N_{exaustão}}}{[Comb] + [Ar] + \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} N_{exaustão}} \quad (A.24)$$

$$[EGR] = \left\{ \lambda \frac{[Ar]}{[Comb]} \Big|_{esteq} \right\} \left\{ \frac{[CO_2]_{adm} - [CO_2]_{atm}}{[CO_2]_{exaustão} - [CO_2]_{adm}} \right\} \times [Comb] \quad (A.34)$$

4.5 Considerações finais

A metodologia experimental apresentada permite a realização dos ensaios com manipulação das diferentes formas de aplicação de EGR interna em motores com atuação de válvula variável. Desta forma, é possível comparar os resultados e definir a melhor configuração de utilização de IEGR. A metodologia de tratamento de dados aplicada permite estabelecer comparações de parâmetros de desempenho do motor e analisar os ganhos obtidos. Os cálculos de parâmetros de combustão realizados com o software AVL INDICOM permitem analisar os efeitos da IEGR na combustão e encontrar os limites da utilização dos gases recirculados.

5 Resultados e Análises

Nos resultados são apresentados, em detalhe, os parâmetros controlados durante os testes, além dos dados de combustão, de IEGR e de emissão de gases nas configurações 1 e 2, descritas no capítulo metodologia. Os modelos de IEGR A e B, baseados no equilíbrio químico da combustão, também são descritos para cada configuração. Todas as combinações de rotação e eficiência volumétrica realizadas neste estudo resultaram em uma grande massa de dados. Sendo assim, será apresentado apenas a rotação de 1500 rpm para cada configuração estudada, comparando-se gasolina e etanol. Logo após, será demonstrado um comparativo entre as três rotações medidas com E100, para se observar o comportamento da IEGR em diferentes velocidades de atuação do mecanismo de válvulas, já que o tempo disponível para a IEGR se difundir no coletor é um fator importante na utilização desta tecnologia. Finalmente, tem-se um comparativo entre as duas configurações, visando decidir qual a melhor estratégia de utilização de IEGR em motores VVA.

5.1 Configuração 1 – IVC fixo com a substituição da massa de ar fresco

Nesta configuração, além de avaliar a estratégia de atuação da abertura da válvula de admissão, um dos objetivos é quantificar a massa de IEGR que atravessa a válvula em direção aos dutos do coletor e retorna para dentro do cilindro no ciclo posterior. Para determinar esta massa, foi considerado que toda variação na massa de ar admitida foi causada pela substituição por IEGR. Desta forma, é possível calcular a massa de IEGR pela subtração da massa de ar fresco em um determinado IVO pela massa no IVO de referência (igual a 365° onde o cruzamento de válvulas e a IEGR são iguais a zero). O resultado deste cálculo é utilizado para validar os modelos A e B.

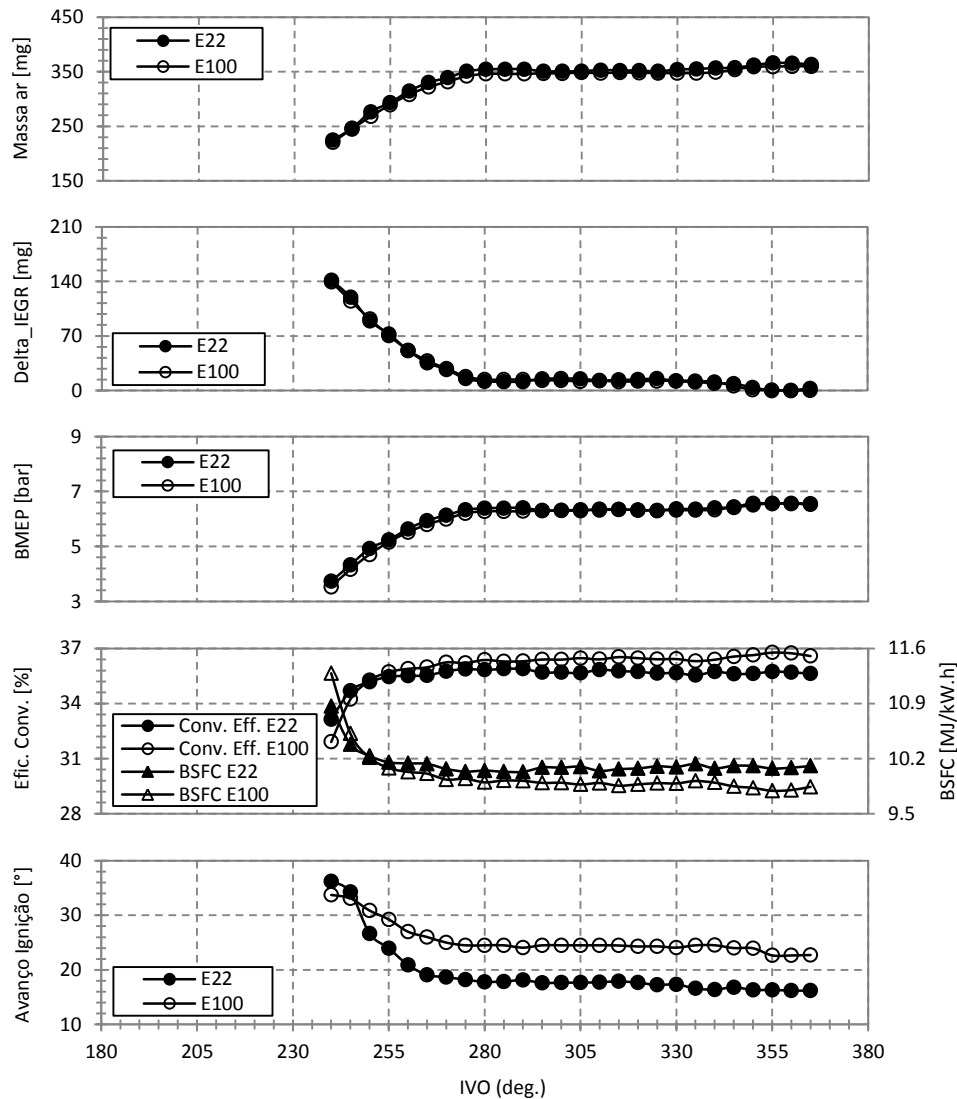
5.1.1 1500 rpm com eficiência volumétrica inicial de 50%

Na Figura 5.1 estão representados os dados com E22 e E100 da variação da massa de ar fresco, Delta_IEGR, BMEP, eficiência de conversão do combustível, consumo específico, e avanço de ignição aplicado. A variação da massa de ar fresco, devido à substituição por IEGR e, por consequência, o Delta_IEGR são iguais para E22 e E100, podendo-se então

concluir que as massas recirculadas são independentes do combustível, sendo função apenas da posição de abertura da válvula de admissão e das pressões no cilindro e nos coletores. É importante ressaltar que a evaporação do combustível ou a variação da pressão parcial no coletor não tiveram influência na densidade do ar admitido, quando comparado os resultados entre E22 e E100. Estes parâmetros são citados por HEYWOOD (1988) como fatores que poderiam modificar a massa de ar admitida no cilindro. Esta é uma discussão recorrente entre especialistas em motores de combustão interna e foi tratada por RODRIGUES et al. (2016) a partir da avaliação da equação de Brettschneider que está implementada na bancada de emissões e demonstrada no Apêndice B. No trabalho de RODRIGUES et al. (2016) foi comprovado que a presença de água no etanol brasileiro possui uma grande influência e desloca a relação ar-combustível estequiométrica para aproximadamente 8,6. Considerando-se a variação do teor de água, este valor pode atingir 8,4, sendo a estequiometria para o etanol anidro igual a 9. Também baseado nos cálculos da equação de Brettschneider, Equação B.21, adotou-se neste trabalho o valor de 8,4 para a relação ar-combustível do etanol. A equação de Brettschneider calcula o lambda a partir dos gases emitidos pela combustão, considerando a presença de água no combustível e no ar admitido. A partir da demonstração desta equação, é possível determinar, também, a relação ar-combustível da condição real e estequiométrica, sendo esta última a equação utilizada para determinação da estequiometria com etanol hidratado.

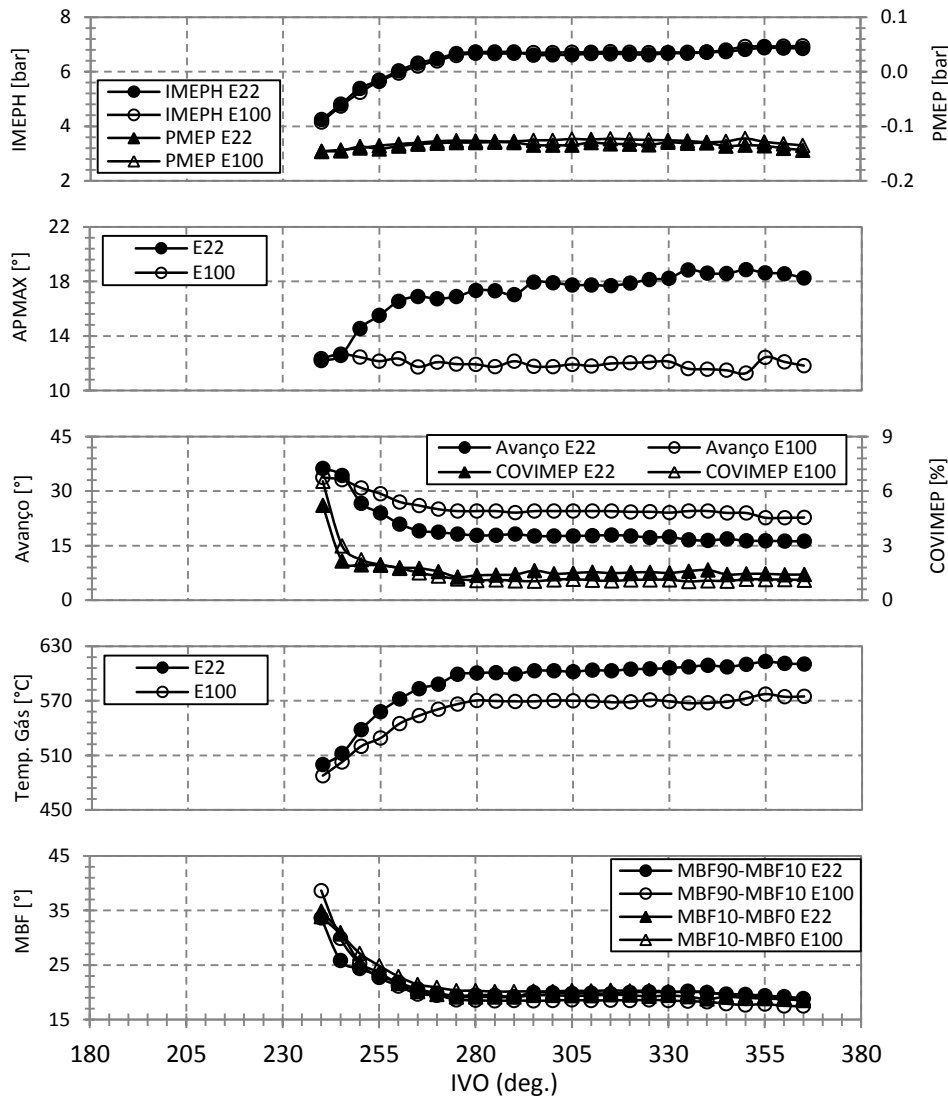
Ainda na Figura 5.1, também é possível observar, na curva de BMEP, o efeito da redução de carga a partir da substituição de ar fresco por IEGR, visto que o BMEP diminui à medida que o ângulo de abertura da válvula de admissão é antecipado, mantendo-se a pressão no coletor de admissão constante. A eficiência de conversão de combustível com E22 é menor do que com E100 devido à presença de *knock* com gasolina, tendo como resultado um avanço de ignição reduzido em relação ao utilizado com etanol, não sendo possível aplicar o avanço ótimo. Pela mesma razão, o consumo específico normalizado em mega Joule com E100 é menor, visto que o ângulo de ignição está aplicado na posição ideal para a combustão. Na região de IVO mais adiantada, entre 240° e 255°, a redução da qualidade da combustão devido à presença de IEGR é acentuada, sendo o principal responsável pela queda da eficiência de conversão e pelo aumento do consumo específico. Nesta rotação, aproximadamente 61% da massa de ar fresco foi substituído por IEGR para reduzir o rendimento volumétrico de 50% para 32%.

Figura 5.1 - Gráficos da variação da massa de ar fresco, Delta IEGR, BMEP, eficiência de conversão do combustível, consumo específico, e avanço de ignição aplicado com E22 e E100.



Na Figura 5.2 estão apresentadas as características da combustão com E22 e E100, representadas pelo IMEPH, PMEP, APMAX, novamente o avanço de ignição aplicado, para facilitar a visualização, COVIMEP, temperatura dos gases de exaustão, duração da combustão entre 0% e 10% e entre 10% e 90% da fração queimada. Em um motor de controle de carga por borboleta, as perdas por bombeamento se tornam significativas quando a carga é reduzida; já com o controle de carga por IEGR pode-se observar que o PMEP permanece aproximadamente constante, sofrendo um pequeno aumento nesta rotação de 1500 rpm. Sendo assim, toda a redução do torque, demonstrada pelo BMEP e também pela curva do IMEPH, é devida à substituição da massa de ar fresco.

Figura 5.2 - Gráficos do IMEPH, PMEP, APMAX, avanço de ignição aplicado, COVIMEP, temperatura dos gases de exaustão, MBF90-10 e MBF10-0 com E22 e E100.



O ângulo do pico máximo de pressão de combustão, APMAX, onde ocorre o maior torque neste motor é aproximadamente 12° DPMS. Este valor foi definido empiricamente a partir de um ensaio de variação do avanço de ignição, sendo possível encontrar o APMAX de maior torque e, conseqüentemente, maior IMEPH. Isto quer dizer que esta é a melhor distribuição espacial e angular da força aplicada sobre este sistema pistão/manivela para transmitir o torque para o eixo virabrequim. Desta forma, pode-se observar que, mesmo no ângulo de IVO de 365° onde não existe IEGR, a combustão com E22 apresenta *knock* e não é possível aplicar o avanço de ignição ótimo, pois o APMAX está afastado do valor 12°. À medida que a redução da carga é realizada, o APMAX se aproxima do valor ideal, pois a limitação por *knock* deixa de existir. Esta é uma grande desvantagem da gasolina em

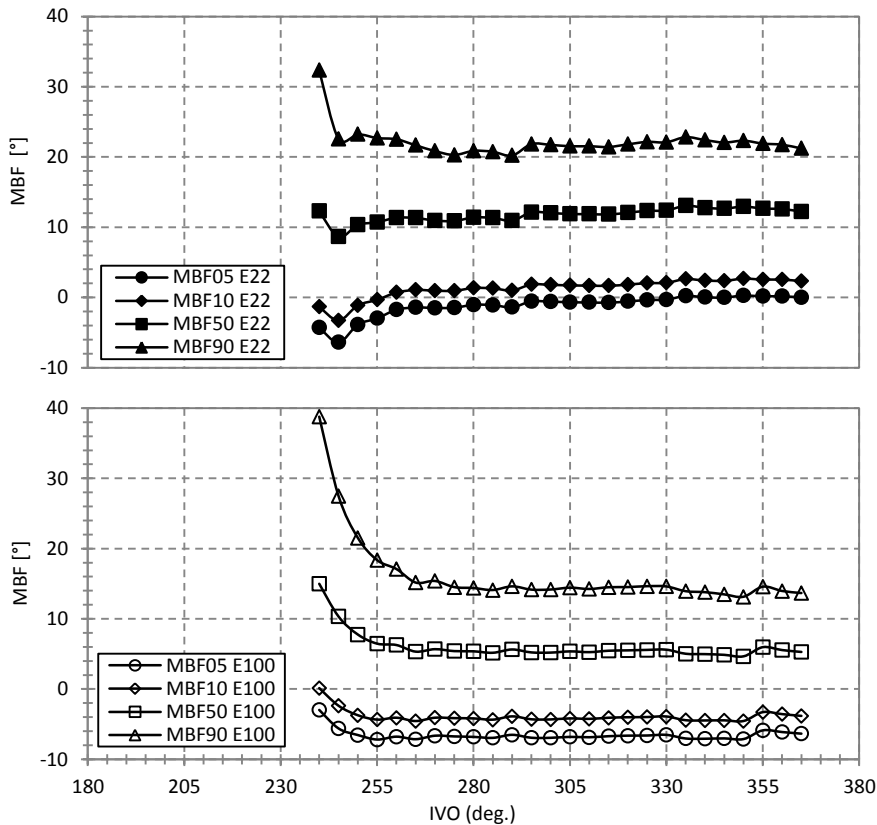
relação ao etanol, já que não existe limitação por *knock* com E100 (alto valor de octanagem). Sendo assim, o APMAX com E100 está sempre posicionado no ângulo, que resulta em torque ótimo, e esta característica do etanol possibilita a utilização de IEGR em cargas maiores, nas quais com E22 (combustível com baixa octanagem) a massa de IEGR aquece a mistura admitida e aumenta a intensidade do *knock*.

À medida que a carga é reduzida por substituição, a combustão vai se tornando mais lenta devido à diluição do oxigênio gerada pela presença de IEGR, e o ângulo de ignição precisa ser adiantado para manter o APMAX na posição desejada. Em um motor com controle de carga por borboleta, este efeito da redução da velocidade de queima também ocorre, mas por causa da diminuição da vazão mássica para dentro do cilindro, já que a relação de pressão, dentro e fora do cilindro, diminui. Esta redução da velocidade da combustão, gerada pela presença de IEGR, é observada no aumento tanto da fase inicial de formação da queima (MBF10-0) quanto na combustão já desenvolvida (MBF90-10). Além disso, é possível observar a degradação da estabilidade da combustão, demonstrada pelo aumento do COVIMEP. Valores entre 3% e 5% são os limites aceitáveis nos motores em produção atualmente e delimitam a região de possível ganho em consumo e redução de emissão de gases, visto que quando este intervalo é ultrapassado, a variação cíclica reduz o torque gerado e a qualidade da conversão química. A temperatura dos gases de descarga decresce devido à redução da massa de ar fresco (menos energia disponível), mas também pela presença de IEGR, que sendo um gás inerte, apenas absorve calor do ciclo durante a combustão, não participando da conversão de energia além de diluir o oxigênio e reduzir a velocidade da chama. A menor temperatura do etanol em relação à gasolina se deve ao maior avanço de ignição aplicado, que resulta em maior aproveitamento energético, e pela presença de água no combustível etanol, que também absorve energia da combustão.

Na Figura 5.3 são apresentados os ângulos onde ocorrem as frações de massa queimada de 5%, 10%, 50% e 90% com E22 (gráfico superior) e E100 (gráfico inferior). Com gasolina são observados dois efeitos contrários que determinam a pequena variação das frações queimadas quando IEGR é inserido. Com a redução da massa de ar fresco foi possível aumentar o ângulo do avanço de ignição, já que foi encerrada a limitação por *knock*, fato que aumenta a velocidade da combustão, ao passo que cada fração queimada ocorre em um ponto de pressão mais elevada. Ao mesmo tempo, a inserção de IEGR é responsável por

reduzir a velocidade de propagação da chama, como consequência da diluição da mistura ar-combustível. Para o etanol, como APMAX sempre está na posição ideal, apenas o efeito da redução da velocidade é observado, também ocasionado pela presença de IEGR.

Figura 5.3 - MBF5%, 10%, 50% e 90% com E22 (gráfico superior) e com E100 (gráfico inferior).



Na Figura 5.4 são apresentados os modelos A e B, baseados no equilíbrio químico da reação de combustão, descritos na seção 4.4.2 e no Apêndice A deste trabalho. Além disso, também são demonstrados a medição de CO_2 no coletor de admissão e o Delta_IEGR para comparação da massa recirculada, calculada pelos modelos, utilizando E22 e E100. No gráfico superior onde é aplicado o modelo A, fica clara a incoerência do comportamento da massa de IEGR modelada. Desta forma, tem-se o registro de que esta formulação não é capaz de representar a massa de IEGR, visto que este modelo é dependente apenas da massa de combustível como variável de entrada principal. Neste modelo, tentou-se equacionar o equilíbrio químico da combustão, considerando-se a IEGR como reagente da equação junto com o combustível e o ar, mas não foi possível determinar a massa de IEGR,

visto que durante o desenvolvimento das equações, a concentração de IEGR é eliminada matematicamente.

A medição do CO₂ presente no coletor de admissão (CO₂_IEGR) obteve o comportamento esperado de acordo com o cálculo de Delta_IEGR, representando qualitativamente a substituição da massa de ar. Sendo assim, o Modelo B, que utiliza a concentração de CO₂ no coletor de admissão como variável de entrada do cálculo, apresentou uma boa correlação quantitativa com o Delta_IEGR tanto para gasolina quanto para etanol. A fórmula mínima dos combustíveis adotada foi C_{5,08}H_{10,32}O_{0,38} para o E22 e C_{1,71}H_{5,14}O_{0,86} para o etanol hidratado. Estes valores foram calculados de acordo com a composição química e presença de água nos combustíveis. As medições realizadas pela bancada de emissões são de base seca, portanto foi realizada a conversão para base úmida considerando-se que a fração molar da água formada no processo de combustão é de 14,6%, baseado em valores de um processo de combustão padrão. O número de mols de ar, do combustível e dos gases da exaustão, foi calculado a partir da massa medida e do peso molecular destas substâncias. Já o número de mols do CO₂ no coletor de admissão foi calculado multiplicando-se a fração molar de CO₂ medida pelo número de mols totais na admissão (ar mais combustível). Desta forma foi possível aplicar a Equação A.34.

Pode-se observar, também, que o valor máximo da concentração de CO₂ medido no coletor de admissão é da ordem de 10 mil ppm. Este valor é muito abaixo da concentração de CO₂ presente na exaustão, que é da ordem de 140 mil ppm. Esta diferença de concentração ocorre por causa do amortecimento da medição de CO₂, pois o pico de concentração acontece durante um pequeno intervalo do ciclo onde a recirculação é realizada, enquanto no restante do ciclo a concentração é de aproximadamente 500 ppm (concentração de CO₂ da atmosfera). Esta dinâmica dos gases é ilustrada na Figura 5.5. Sendo assim, devido à baixa frequência de amostragem da bancada de emissões (10Hz), não foi possível medir com precisão a concentração de CO₂ próximo da válvula de admissão. Por esta razão, um fator multiplicativo igual a 7 foi inserido no Modelo B para ajustar o resultado da massa de IEGR de acordo com o Delta_IEGR, considerado o valor verdadeiro da massa recirculada.

Figura 5.4 - Gráficos dos modelos A e B, CO₂_IEGR e Delta_IEGR com E22 e E100.

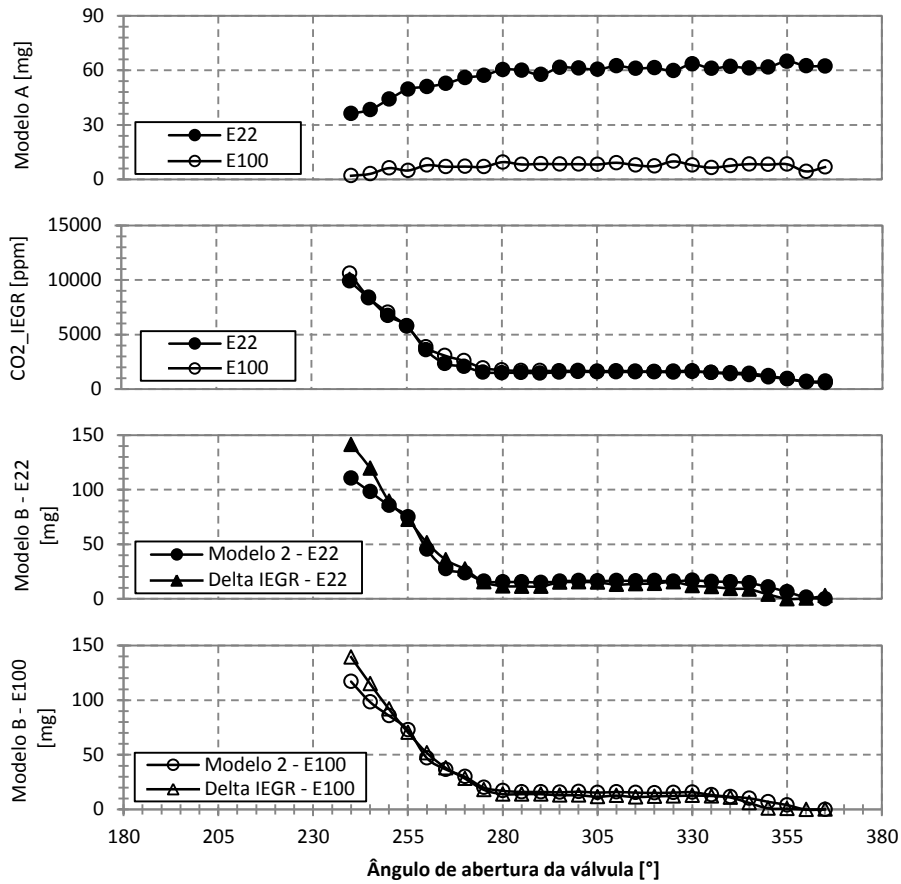
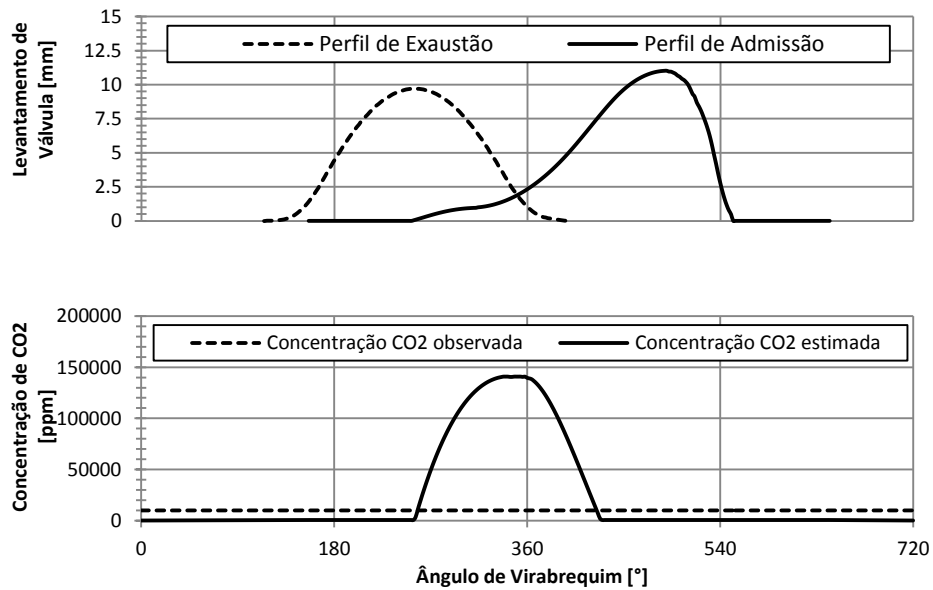
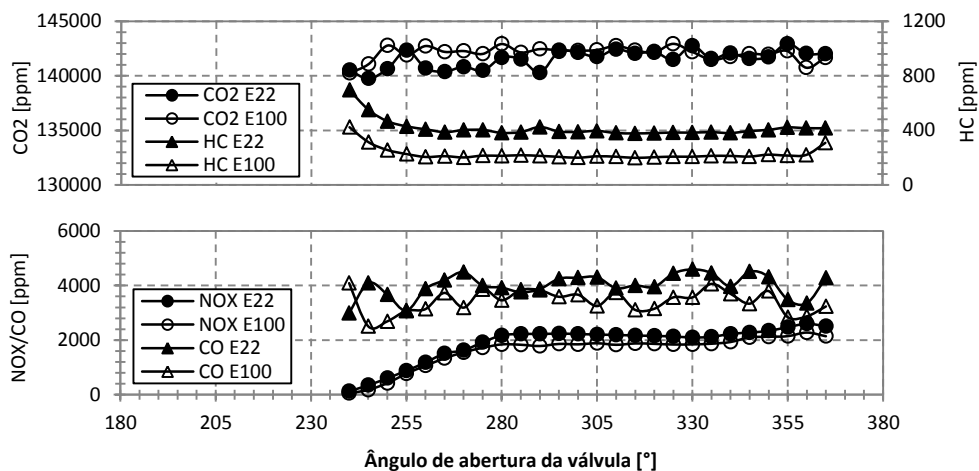


Figura 5.5 - Ilustração da expectativa do comportamento da concentração de CO₂ no coletor de admissão.



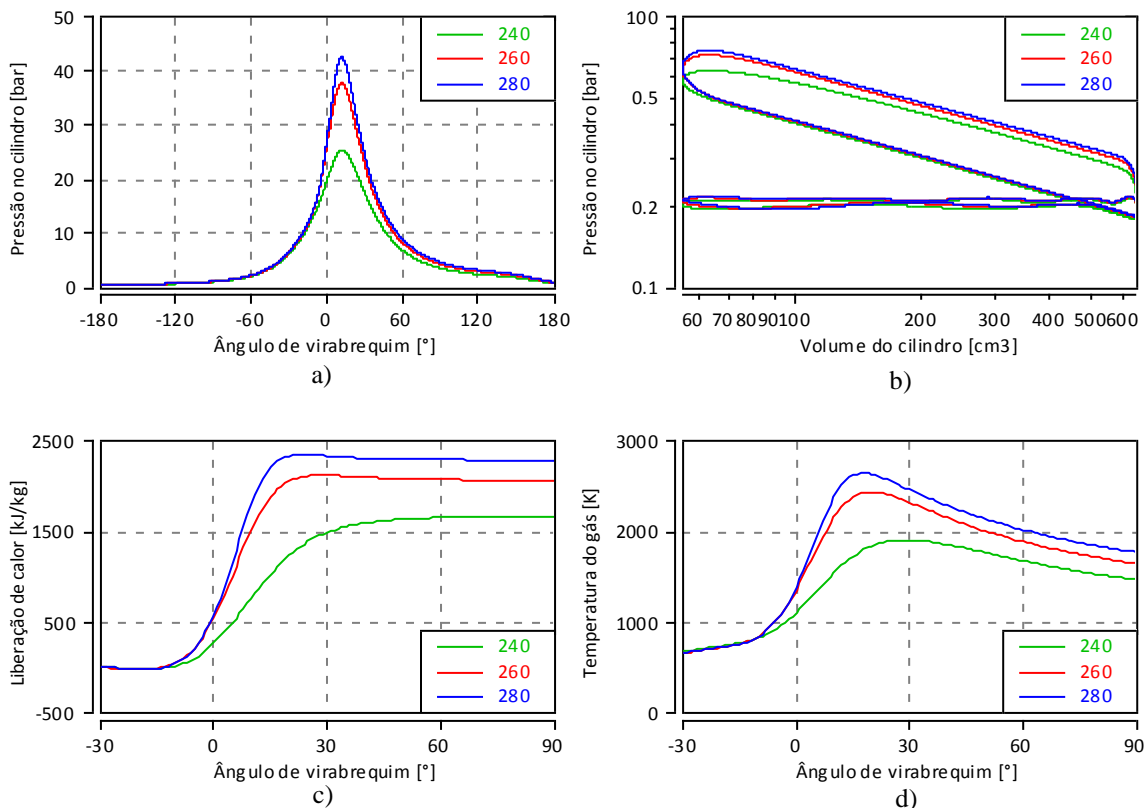
A Figura 5.6 apresenta o comportamento dos principais gases da combustão medidos no coletor de exaustão. CO_2 e CO permanecem constantes, pois o λ é mantido constante durante todo o teste. A formação de monóxido de carbono ocorre principalmente em misturas ricas, pois a quantidade de oxigênio é insuficiente para queimar todo carbono do combustível e formar CO_2 . Outro mecanismo de formação de CO é por dissociação dos produtos da combustão em altas temperaturas, mesmo com misturas estequiométricas ou pobres, sendo que, na expansão, o processo de oxidação do CO se encerra com a queda da temperatura. Com a diminuição da massa de ar fresco, a temperatura da combustão também diminui, já que menos energia será fornecida para a combustão, sendo este o principal motivo da redução da concentração de NO_x . Além disso, a presença de IEGR também possui o efeito de diminuição da temperatura da chama, ajudando a reduzir a concentração deste gás. Devido à redução da massa de ar fresco e à degradação da combustão, a concentração de HC aumenta em relação à condição inicial, por consequência do aumento da variabilidade cíclica, comprovando que existem ciclos com combustão incompleta onde nem todo combustível ou oxigênio participam da combustão. Como estas são medições brutas (antes do catalisador), este aumento do HC não é um limitador da utilização de IEGR quando o motor está aquecido, visto que, todo HC será queimado no catalisador onde existe grande quantidade de oxigênio necessária para realizar as conversões catalíticas. Isto demonstra que nenhum prejuízo de emissão desses gases é esperado em relação à utilização da estratégia de controle de carga por IEGR.

Figura 5.6 - Gráficos da medição dos gases CO_2 , HC , CO e NO_x no coletor de exaustão com E22 e E100.



Na Figura 5.7 são apresentados os dados de combustão com etanol de um ciclo médio com o IVO de 240°, 260° e 280°, que são, respectivamente, o ângulo de maior adiantamento do IVO medido, um ângulo intermediário, e o ângulo do início da região de *boot*. Nas Figuras 5.6a e 5.6b são apresentadas a pressão do cilindro em função do ângulo do virabrequim e em função do volume do cilindro em um gráfico logarítmico. Pode-se novamente observar que toda a redução da carga foi realizada através da diminuição do trabalho gerado pela combustão, reduzindo a pressão interna do cilindro e, conseqüentemente, diminuindo a área de trabalho útil do diagrama logPV. Nota-se que a região do diagrama PV correspondente às perdas por bombeamento permanece aproximadamente constante, ao contrário de um motor com controle de carga por borboleta.

Figura 5.7 - Gráficos de combustão com etanol a 1500 rpm dos ciclos médios com IVO iguais a 240°, 260° e 280°. a) Pressão no ciclo. b) Diagrama logPV. c) Liberação de calor. d) Temperatura da chama.



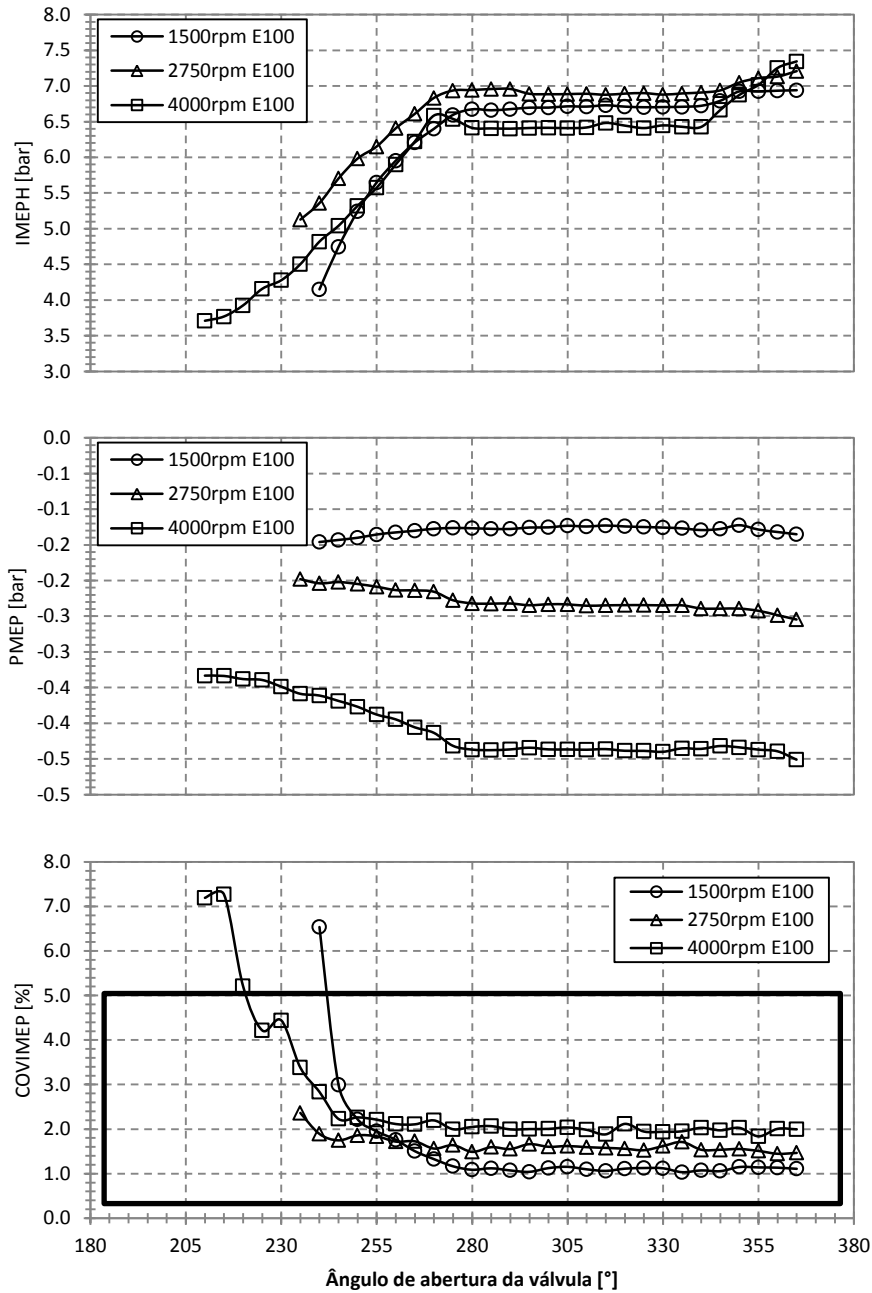
No gráfico de liberação de calor da Figura 5.7c é confirmada a redução da energia total liberada por unidade de massa dentro do cilindro, devido à diminuição da energia fornecida ao ciclo, visto que a massa de ar fresco e, conseqüentemente, a massa de combustível diminuiram, mas a massa total dentro do cilindro se manteve constante. Neste caso, a pressão do coletor de admissão, P_S , da Equação 4.2, não foi modificada, comprovando que

a massa total dentro do cilindro permaneceu constante. Então, para a mesma massa total dentro do cilindro (ar, combustível e IEGR), foi fornecida menos energia. Além disso, a redução da velocidade da combustão, causada pela substituição do ar por IEGR, é comprovada pela maior duração angular da liberação de calor. Na Figura 5.7d tem-se a temperatura da combustão, que sofre uma redução gerada também pela menor energia fornecida ao ciclo e pela presença de IEGR.

5.1.2 Comparativo entre rotações

Nesta seção, encontra-se um comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol, para avaliar a influência da frequência de atuação das válvulas na recirculação dos gases, visto que quanto maior a rotação do motor, menos tempo disponível para a massa de IEGR se difundir ao longo do coletor de admissão. Vê-se na Figura 5.8 que a redução do IMEPH gerado pela substituição da massa de ar fresco sofre redução similar entre as rotações e de forma contínua, facilitando o controle e a modelagem do comportamento do motor em um processo de calibração. Outro fator importante é a progressiva diminuição das perdas por bombeamento em função da rotação, tornando a estratégia de operação cada vez mais vantajosa. Isso ocorre porque a vazão bombeada em direção à exaustão diminui, reduzindo assim a pressão na exaustão. Além disso, bombear a massa de gás queimado por deslocamento do pistão em direção ao coletor de admissão demanda menos energia em relação ao coletor de exaustão, pois a pressão na admissão é menor que na descarga. Sendo que, esta diferença de pressões se torna mais acentuada à medida que a rotação aumenta. Outro efeito é o aumento do levantamento da válvula durante a fase de admissão ao passo que o IVO é adiantado, reduzindo a restrição ao fluxo em direção ao cilindro. Em cargas baixas, como as atingidas com a substituição do ar fresco, o COVIMEP aceitável é de 5%, representado pela área do retângulo no gráfico. É possível visualizar que a degradação da combustão é afetada em todas as rotações de forma semelhante.

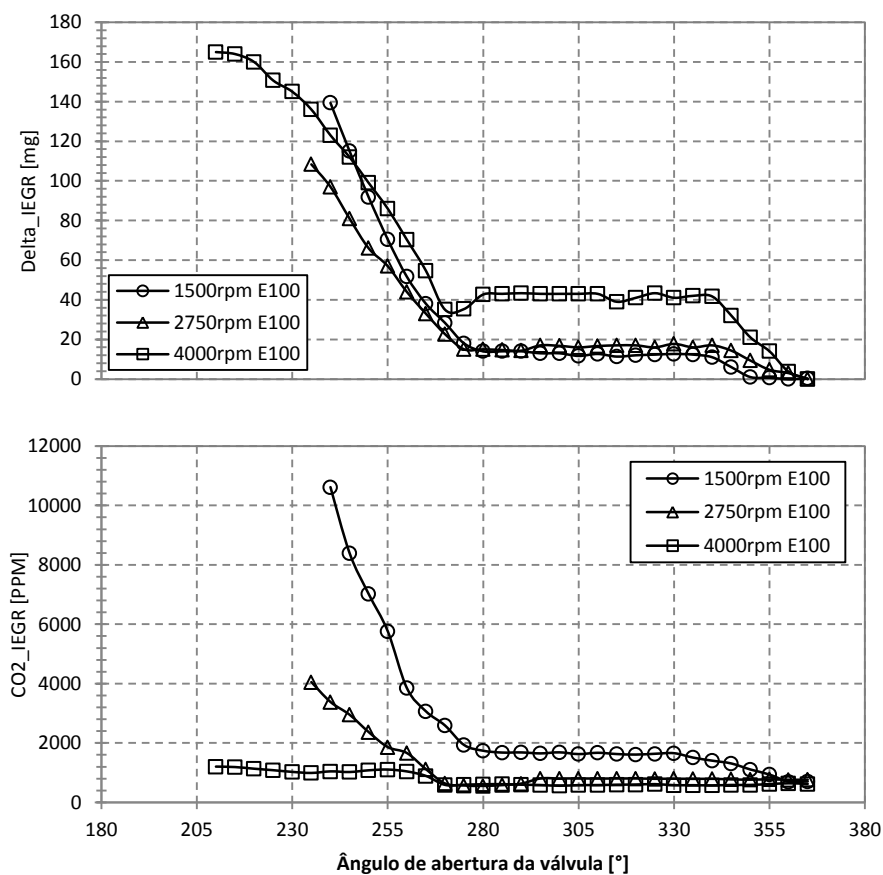
Figura 5.8 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de IMEPH, PMEP e COVIMEP.



As medições do Δ_{IEGR} e do CO_2_{IEGR} para as três rotações estão contidas na Figura 5.9. Pode-se observar que na rotação de 4000 rpm existe uma maior recirculação na região inicial do cruzamento de válvulas, (entre 365° e 340°) possivelmente devido à maior pressão na exaustão no instante da abertura da válvula de admissão. Já na região de *boot*, Δ_{IEGR} segue um perfil semelhante entre as rotações. Os percentuais máximos de substituição da massa de ar por IEGR atingidos nos menores ângulos de IVO foram de

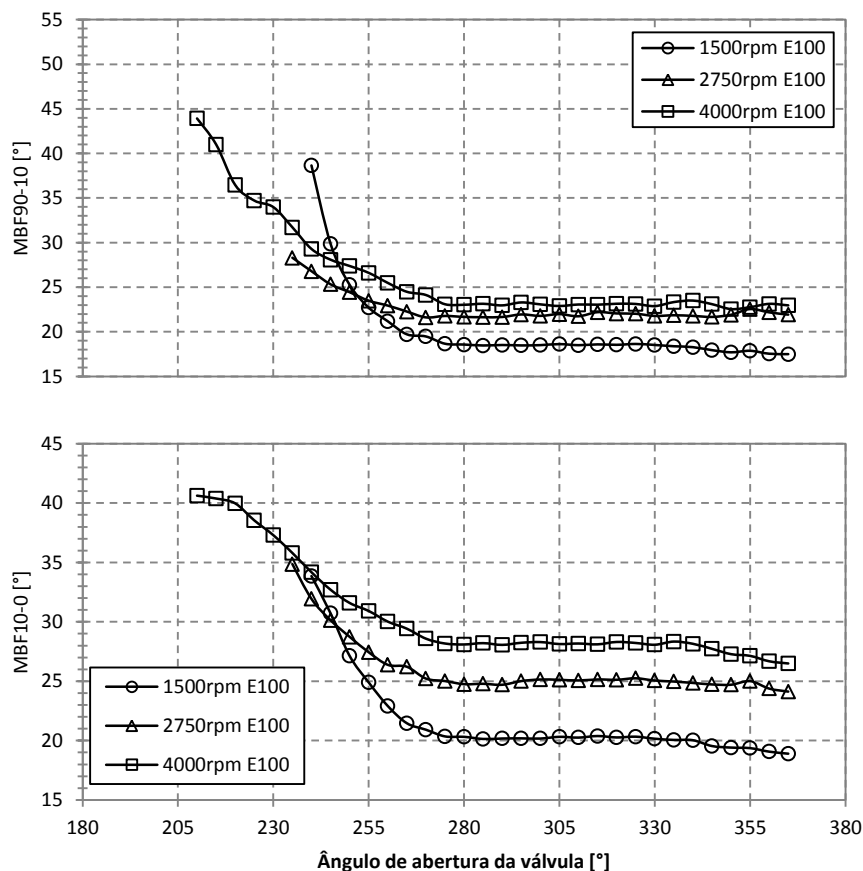
aproximadamente 61% em 1500 rpm, 65% em 2750 rpm e 55% em 4000 rpm. A medição de CO₂ no coletor de admissão é fortemente afetada pela frequência de atuação das válvulas, pois o tempo disponível para estabelecer o fluxo de gás queimado no coletor de admissão diminui com o aumento da rotação. Desta forma, a medição de CO₂ em maiores rotações deixa de representar qualitativamente o comportamento da massa de IEGR, impedindo o cálculo do Modelo B.

Figura 5.9 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de Delta_IEGR e CO₂_IEGR.



Na Figura 5.10 encontram-se a duração angular do desenvolvimento e do atraso da combustão para as três rotações. A redução do fluxo de ar fresco e a crescente presença de gás queimado na combustão desaceleram o processo de queima, como explicado anteriormente, de forma semelhante entre as rotações. Visualmente pode-se notar que a rotação de 1500 rpm teve uma desaceleração mais acentuada tanto do MBF90-10 quanto do MBF10-0 devido à menor velocidade de escoamento do ar em baixas rotações e, consequentemente, menor *tumble*.

Figura 5.10 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de MBF90-10 (superior) e MBF10-0 (inferior).



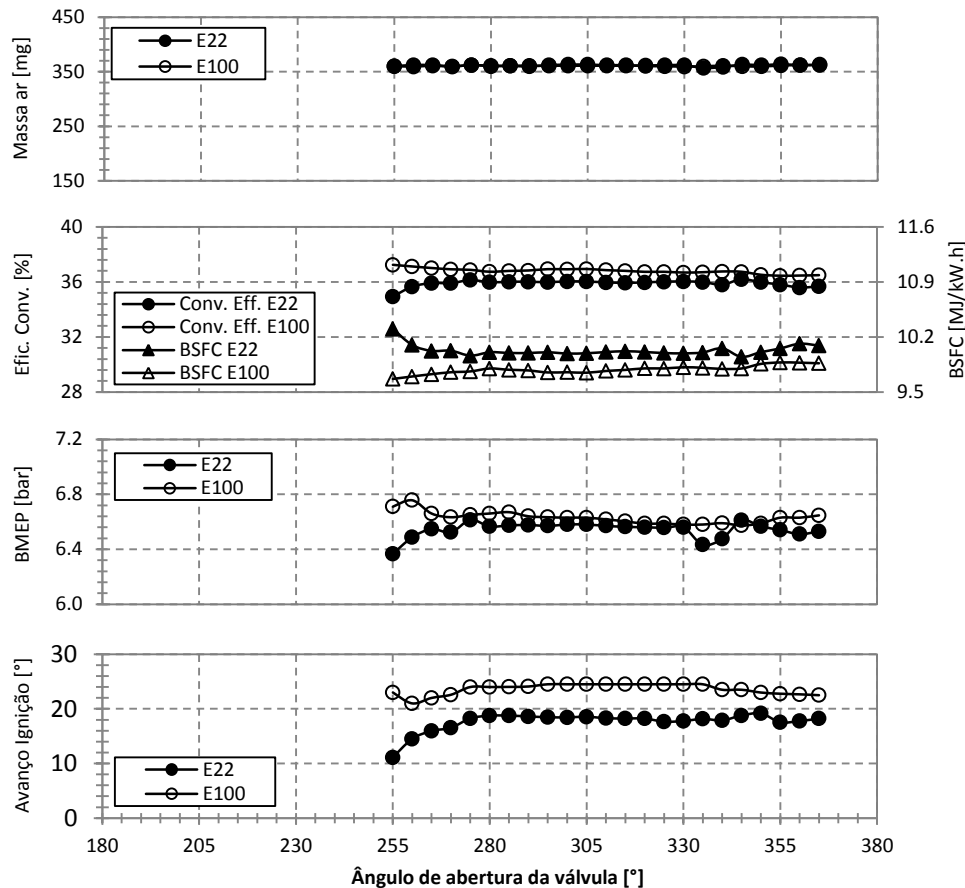
5.2 Configuração 2 – IVC ajustado com massa de ar fresco constante

Nesta configuração, o principal objetivo é avaliar os efeitos da admissão da massa de IEGR como um gás inerte adicional ao processo de combustão. Neste caso, a massa de ar fresco é mantida constante à medida que a abertura da válvula é antecipada, portanto a massa total admitida (ar fresco mais IEGR) aumenta. Para manter a massa de ar fresco constante é necessário atrasar o fechamento da válvula de admissão, para compensar a massa de IEGR inserida no processo, sendo que este deslocamento do EIVC pode influenciar positivamente a combustão. Nesta configuração é possível quantificar os ganhos percentuais da utilização de IEGR, pois trata-se de uma otimização da condição de operação do motor, ao contrário da Configuração 1 onde a eficiência volumétrica é modificada.

5.2.1 1500 rpm com eficiência volumétrica constante de 50%

Na Figura 5.11 estão representados os dados com E22 e E100 da massa de ar fresco, BMEP, eficiência de conversão do combustível, consumo específico e avanço de ignição aplicado. Como a massa de ar fresco permanece constante nesta configuração, não é possível calcular a variação da massa de IEGR a partir da massa de ar fresco substituída, como foi realizado na Configuração 1. Os gráficos de BMEP, eficiência de conversão e consumo apresentam os efeitos positivos nos resultados quando IEGR é inserido com E100, e os efeitos negativos quando utilizando E22 nesta condição de 50% do enchimento de ar fresco. Novamente isso se deve à presença de *knock*, quando IEGR é combinado com E22 em cargas altas e médias, causado pelo aquecimento da massa de ar dentro do cilindro e pela menor octanagem do combustível. Em cargas mais baixas, onde o E22 não é limitado por *knock*, a melhoria no desempenho segue a mesma característica do E100, quando IEGR é inserida. Os ganhos percentuais encontrados com etanol nestas condições e o detalhamento dos efeitos na combustão são apresentados no decorrer deste capítulo. Novamente esta é uma grande vantagem da utilização de IEGR com etanol, podendo-se explorar esta tecnologia em um número maior de condições de operação. A relação de compressão do motor também é fator relevante nesta análise, pois é fundamental na sensibilidade ao *knock*. Motores *flexfuel* com relação de compressão elevada podem apresentar *knock* mesmo quando utilizando etanol e, assim, reduzir os benefícios desta estratégia de mecanismo de válvulas. No gráfico do avanço de ignição aplicado com E22, pode ser visto a necessidade de redução do ângulo de ignição para manter o *knock* em um nível aceitável, resultando em redução da eficiência da combustão.

Figura 5.11 - Gráficos da massa de ar fresco, BMEP, eficiência de conversão do combustível, consumo específico e avanço de ignição aplicado com E22 e E100.



Na Figura 5.12 estão as características da combustão com E22 e E100, representadas pelo IMEPH, PMEP, APMAX, avanço de ignição aplicado, COVIMEP, temperatura dos gases de exaustão, duração da combustão entre 0% e 10% e entre 10% e 90% da fração queimada. Para manter a massa de ar fresco constante com a adição de IEGR, cria-se a necessidade de atraso do fechamento da válvula de admissão, diminuindo-se a dissipação da energia cinética turbulenta da estrutura de fluxo da massa admitida e aumentando-se a pressão interna do cilindro no final da compressão. Desta forma, o *delay* da ignição, com E22 e E100 (MBF10-0), diminui por consequência da maior turbulência e melhor formação da mistura ar-combustível promovida pelo atraso do IVC. Esta também é a razão da menor duração da combustão com E100 (MBF90-10), evidenciando a maior velocidade da combustão. Além disso, a massa de IEGR aquece a massa de ar admitida, aumentando a eficiência térmica do ciclo. Como resultado desta otimização da combustão, tem-se o aumento do IMEP com E100. Por outro lado, pode-se observar que a duração do desenvolvimento da combustão com E22 aumentou, decorrente da presença de *knock* e do

retardo da ignição, observados nos gráficos de APMAX e avanço de ignição aplicado. É importante destacar a influência do atraso do IVC na pressão interna do cilindro no final da compressão em relação ao *knock*. Quanto mais atrasado o fechamento da válvula de admissão maior será a pressão no fim da compressão, tornando o ciclo muito mais sensível ao *knock*, principalmente com gasolina.

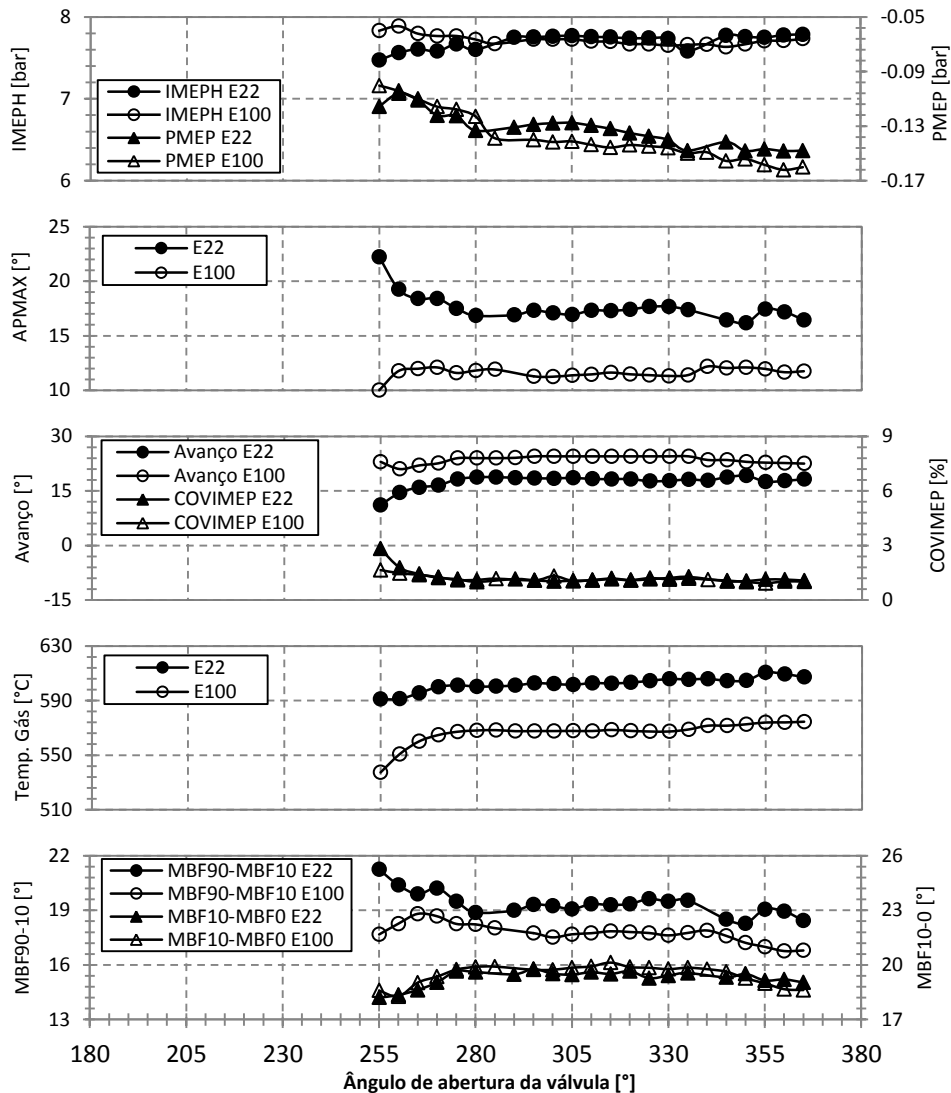
Além dos efeitos positivos para a combustão descritos acima, também existem desvantagens da inserção de IEGR na combustão através dos efeitos térmico, de diluição e químico como citado na seção 2.3. Esta massa de gás inerte presente no cilindro absorve uma parte do calor gerado pela combustão devido à maior capacidade térmica do CO₂, diminuindo a energia utilizada para gerar trabalho no eixo do motor. A maior diluição do ar também reduz a concentração de oxigênio no núcleo da combustão, reduzindo a velocidade de propagação da chama. Além disso, o CO₂ recirculado é uma espécie ativa no processo de combustão, também tornando a propagação da chama mais lenta. A proporção entre as vantagens e desvantagens desta tecnologia varia de acordo com as condições do motor, portanto o ponto ideal de operação das válvulas deve ser um balanço destes fatores onde o melhor consumo de combustível é encontrado.

Com o adiantamento do IVO e com o atraso do IVC o intervalo angular no qual a válvula de admissão permanece aberta e o seu levantamento se tornam cada vez maiores. Sendo assim, a restrição e a perda de carga do fluxo para dentro do cilindro diminuem. Desta forma, o trabalho de bombeamento (PMEP) é reduzido, ajudando a tornar o ciclo mais eficiente. A temperatura dos gases de exaustão foi novamente afetada pela presença de IEGR, sendo reduzida tanto para E100 quanto para E22. O menor decaimento da temperatura com E22 e o maior valor absoluto da temperatura são causados pelo retardo do avanço de ignição, que tem efeito contrário ao da IEGR, sendo responsável por aumentar a temperatura dos gases de escape.

Na rotação de 1500 rpm, não foi possível compensar a massa de IEGR para IVO menores que 255°, pois o IVC que corresponde à eficiência volumétrica máxima desta rotação foi atingido. Sendo assim, a massa de IEGR utilizada ainda não foi a suficiente para degradar a combustão de forma prejudicial, visto que o COVIMEP permaneceu abaixo de 3%. Em resumo, o menor consumo específico alcançado é resultado da combinação de dois fatores

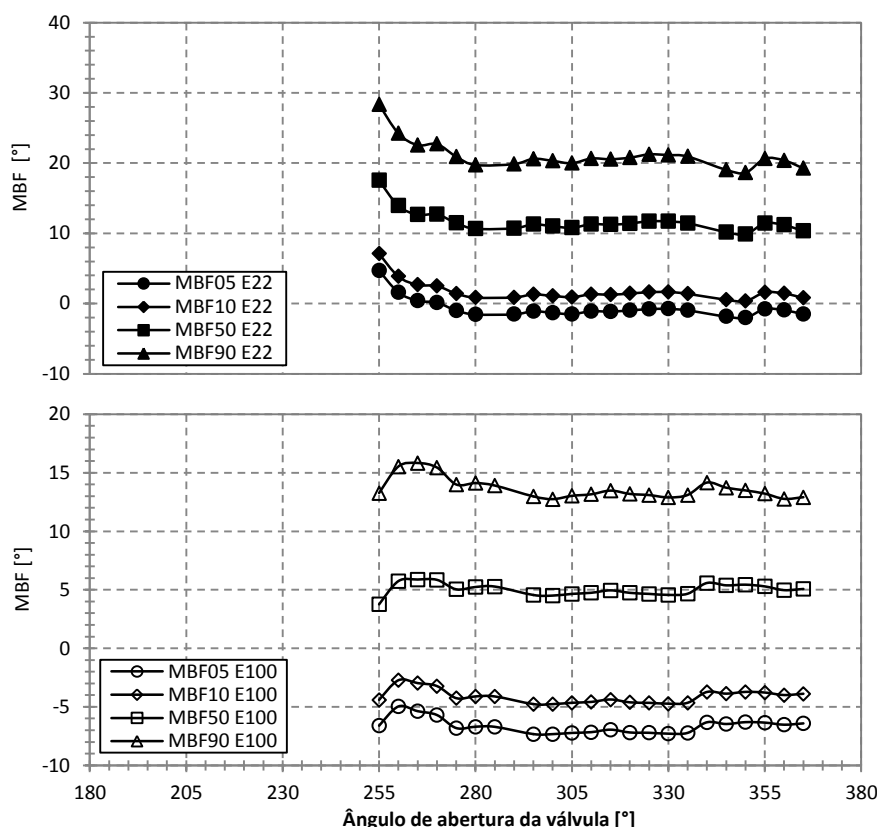
positivos: o ganho do IMEP, devido à combustão mais rápida e à maior temperatura do ar admitido e o ganho do PMEP, gerado pela menor restrição na válvula de admissão.

Figura 5.12 - Gráficos de IMEPH, PMEP, APMAX, avanço de ignição aplicado, COVIMEP, temperatura dos gases de exaustão, MBF90-10 e MBF10-0 com E22 e E100.



Na Figura 5.13 são apresentados os ângulos onde ocorrem as frações de massa queimada de 5%, 10%, 50% e 90% com E22 (gráfico superior) e E100 (gráfico inferior). Para a gasolina, pode-se notar o deslocamento dos ângulos de fração queimada decorrentes da redução do avanço aplicado, devido à presença de *knock*. Para o etanol, os ângulos de fração queimada do combustível permanecem constantes, desconsiderando algumas flutuações encontradas na medição.

Figura 5.13 - MBF5%, 10%, 50% e 90% com E22 (gráfico superior) e com E100 (gráfico inferior).



Encontram-se na Figura 5.14 os modelos A e B da massa de IEGR, baseados em equilíbrio químico juntamente com a medição de CO_2 na admissão. Novamente o Modelo A não obteve resultados coerentes, visto que nesta configuração a massa de combustível permanece constante. Sendo o combustível o principal dado de entrada do modelo A, não se obteve um perfil qualitativo esperado, permanecendo constante durante todo o deslocamento do IVO. Com relação ao Modelo B, foi aplicado o mesmo fator multiplicativo igual a 7 como encontrado na Configuração 1 para a rotação de 1500 rpm. Neste caso, não foi possível correlacionar o modelo B com uma medição de Δ_{IEGR} . Como pode ser observado, o Modelo B na Configuração 2 apresentou uma massa de 60 mg de IEGR e uma concentração de $\text{CO}_2_{\text{IEGR}}$ de 4000 ppm para o IVC igual a 255° enquanto na Configuração 1 obteve-se aproximadamente 70 mg e 5700 ppm para o mesmo IVO. Baseado na Equação 5.1 (equação de Saint Venant) que pode modelar o fluxo do gás queimado no cilindro em direção ao coletor de admissão através da válvula é esperado que a massa de ar recirculada e, conseqüentemente, a concentração de CO_2 no coletor de admissão na Configuração 2 fosse maior que na Configuração 1, visto que a pressão no cilindro (igual a pressão no coletor de exaustão pois a válvula de exaustão está aberta) é

maior na Configuração 2 devido ao maior rendimento volumétrico desta condição para o mesmo IVC. Desta forma, considera-se que a medição de CO₂ foi novamente afetada pela baixa frequência de aquisição da bancada de emissões (10Hz) e também pela maior diluição, pois nesta configuração a massa de ar fresco admitida é maior que na Configuração 1. Sendo assim seria necessário uma medição do Delta_IEGR para ajustar o fator multiplicativo desta configuração, já que qualitativamente o modelo B demonstrou o comportamento da massa de IEGR.

$$\dot{m} = AE * \frac{p_1}{\sqrt{R*T}} \left\{ \left(\frac{2*k}{k-1} \right) * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (5.1)$$

\dot{m} = fluxo de massa

AE = área de fluxo efetivo

p_1 = pressão no cilindro = pressão de exaustão

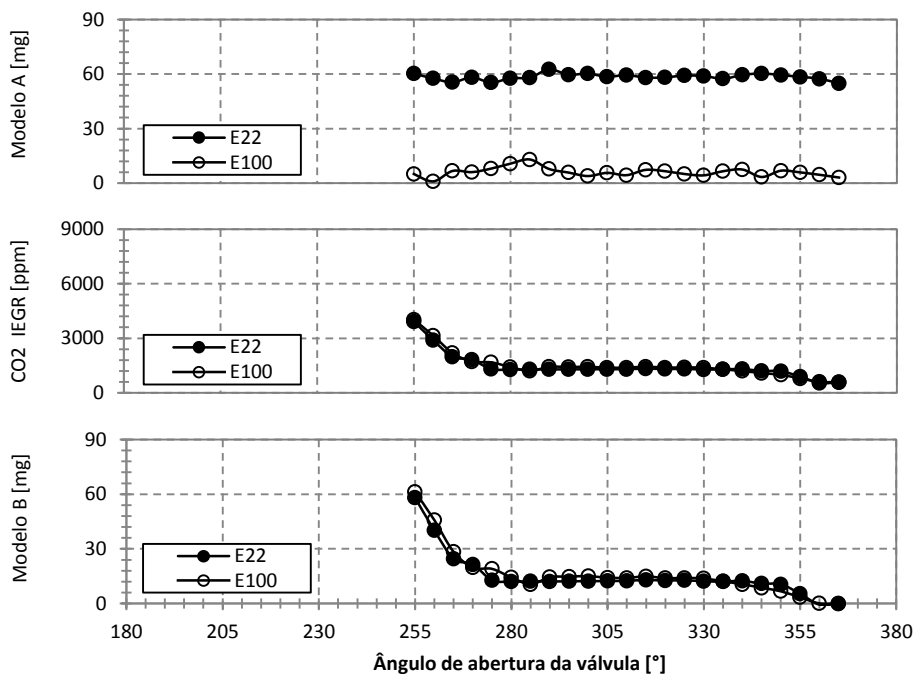
p_2 = pressão no coletor de admissão

R = constante do gás

T = temperatura do gás queimado

k = Coeficiente politrópico

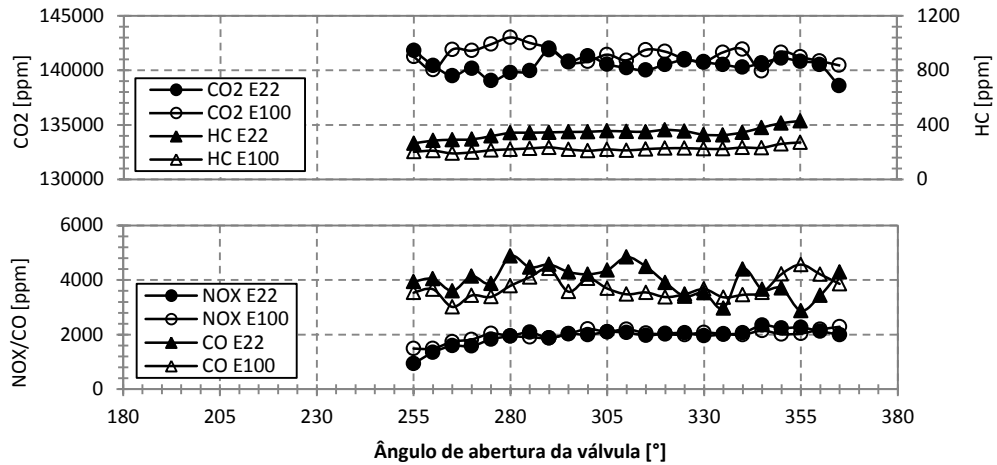
Figura 5.14 - Gráficos do modelo A, modelo B e CO₂_IEGR com E22 e E100.



Na Figura 5.15, estão as medições dos principais gases da combustão. Por causa da redução da temperatura da combustão foi observada uma redução da concentração de NO_x de aproximadamente 87% com E22 e de aproximadamente 35% com E100. Quanto menor o ângulo de ignição, menor será a temperatura da chama e maior a temperatura dos gases de exaustão. Portanto, além da presença de IEGR, a redução do avanço de ignição devido ao *knock* com gasolina também diminuiu consideravelmente a temperatura da chama, sendo o principal responsável pela queda acentuada do nível de emissão de NO_x com E22. Os óxidos de nitrogênio, chamados de NO_x , são formados em sua maior parte por óxido nítrico (NO) e uma pequena parcela de dióxido de nitrogênio (NO_2). O óxido nítrico se forma através dos gases queimados em alta temperatura, posicionados atrás da frente de chama, onde ocorrem reações químicas entre os átomos e moléculas de nitrogênio e oxigênio que não atingiram o equilíbrio químico. Quanto maior a temperatura desta chama, maior a taxa de formação de NO. Como o gás queimado reduz sua temperatura durante a expansão, as reações envolvendo NO se encerram nesta etapa, deixando um elevado nível de concentração de NO como resultado da combustão. A principal razão para a redução da temperatura da chama na presença de IEGR é o aumento da capacidade térmica da massa dentro do cilindro por unidade de massa de combustível, sendo o CO_2 o principal responsável por esse efeito. Além disso, estudos mostram que a forma utilizada para diluir a massa de ar fresco não influencia o resultado, podendo ser através do cruzamento de válvulas, EGR externa ou mesmo por redução da relação de compressão do motor, HEYWOOD (1988).

A menor dissipação da energia turbulenta também é percebida pela redução das emissões de HC, que indica a melhor homogeneização da mistura ar-combustível devido ao maior nível de turbulência dentro do cilindro. Esta redução foi da ordem de 38% para a gasolina e de aproximadamente 25% para o etanol. Os gases CO_2 e CO permanecem constantes durante a inserção de IEGR, demonstrando que a utilização da estratégia não apresenta prejuízos ao nível de emissões.

Figura 5.15 - Gráficos da medição dos gases CO₂, HC, CO e NOx no coletor de exaustão com E22 e E100.



Na Figura 5.16 são apresentados os dados de combustão com etanol de um ciclo médio com o IVO de 255°, 265° e 280°, que são, respectivamente, o ângulo de maior adiantamento do IVO medido, um ângulo intermediário e o ângulo do início da região de *boot*. Na Figura 5.16a é apresentado a pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim e pode-se observar um aumento do pico de pressão devido à maior eficiência da combustão. Na Figura 5.16b, tem-se a pressão no cilindro em função do volume em um gráfico logarítmico onde vê-se a modificação do ângulo de fechamento da válvula de admissão. A Figura 5.17 apresenta o diagrama PV do ciclo e um detalhamento da região do PMS e do PMI para melhor visualização destas características do processo. Pode-se notar na região do PMI que a pressão no final da admissão aumenta devido ao atraso do IVC. Este incremento de pressão é de aproximadamente 100 mbar. Desta forma, o modelo da massa total, Equação 4.2, pode calcular o aumento de massa dentro do cilindro. A energia fornecida para o ciclo permanece constante, visto que a massa de ar fresco e de combustível não se alteram, mas a massa total no cilindro aumenta por consequência da presença de IEGR. Portanto, a liberação de calor por unidade de massa total, apresentada na Figura 5.16c, diminui, apesar de a combustão ter sido mais eficiente de acordo com a crescimento do IMEPH e da maior velocidade de queima. O gráfico da região do PMS da Figura 5.17 comprova esta melhoria na eficiência da combustão, uma vez que o pico de pressão atingido no IVO de 255° foi aproximadamente 5 bars maior que no ângulo 280°. Na Figura 5.16d tem-se a temperatura da combustão, que sofre uma redução gerada pela massa de IEGR presente na queima, de acordo com a Equação 4.3. Apesar deste modelo não calcular as perdas de calor do ciclo, é importante ressaltar que, com a redução da

temperatura da combustão, diminuem também as perdas por transferência de calor, inclusive para a massa de IEGR, e as perdas por dissociação dos produtos da combustão.

Figura 5.16 - Gráficos de combustão com etanol a 1500 rpm dos ciclos médios com IVO iguais a 255°, 265° e 280°. a) Pressão no ciclo. b) Diagrama logPV. c) Liberação de calor. d) Temperatura da chama.

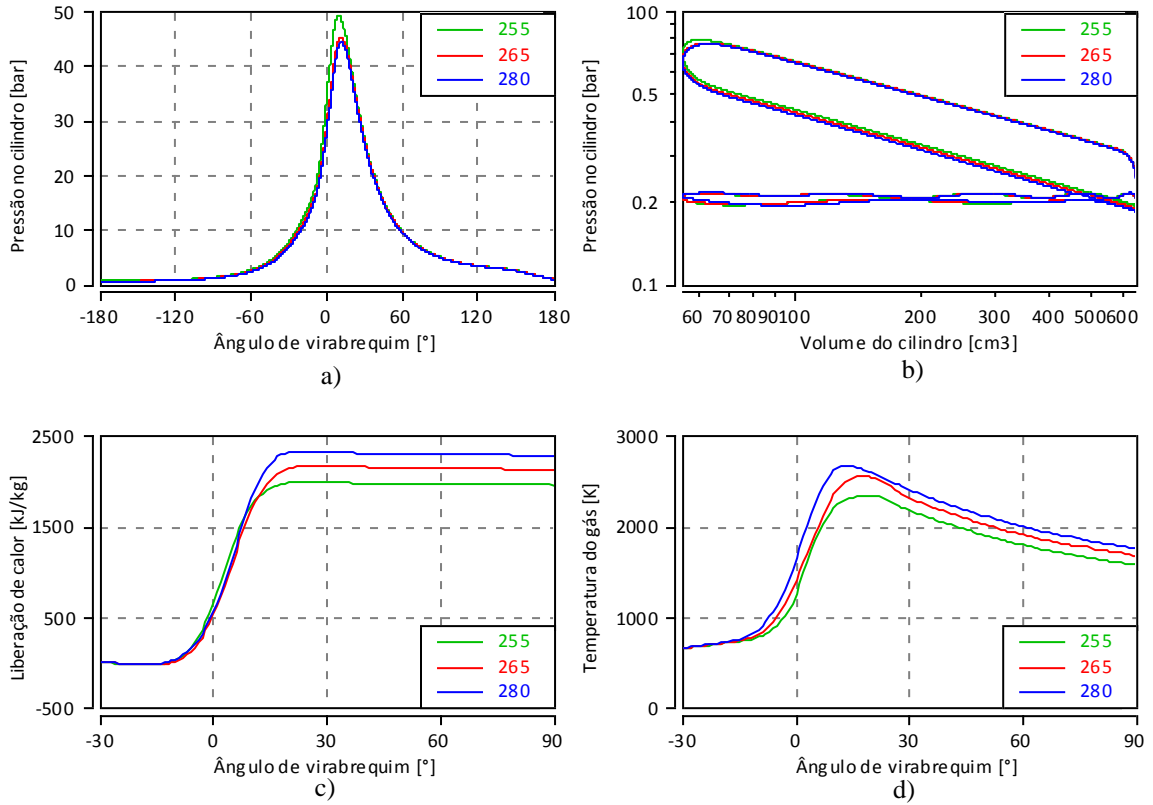
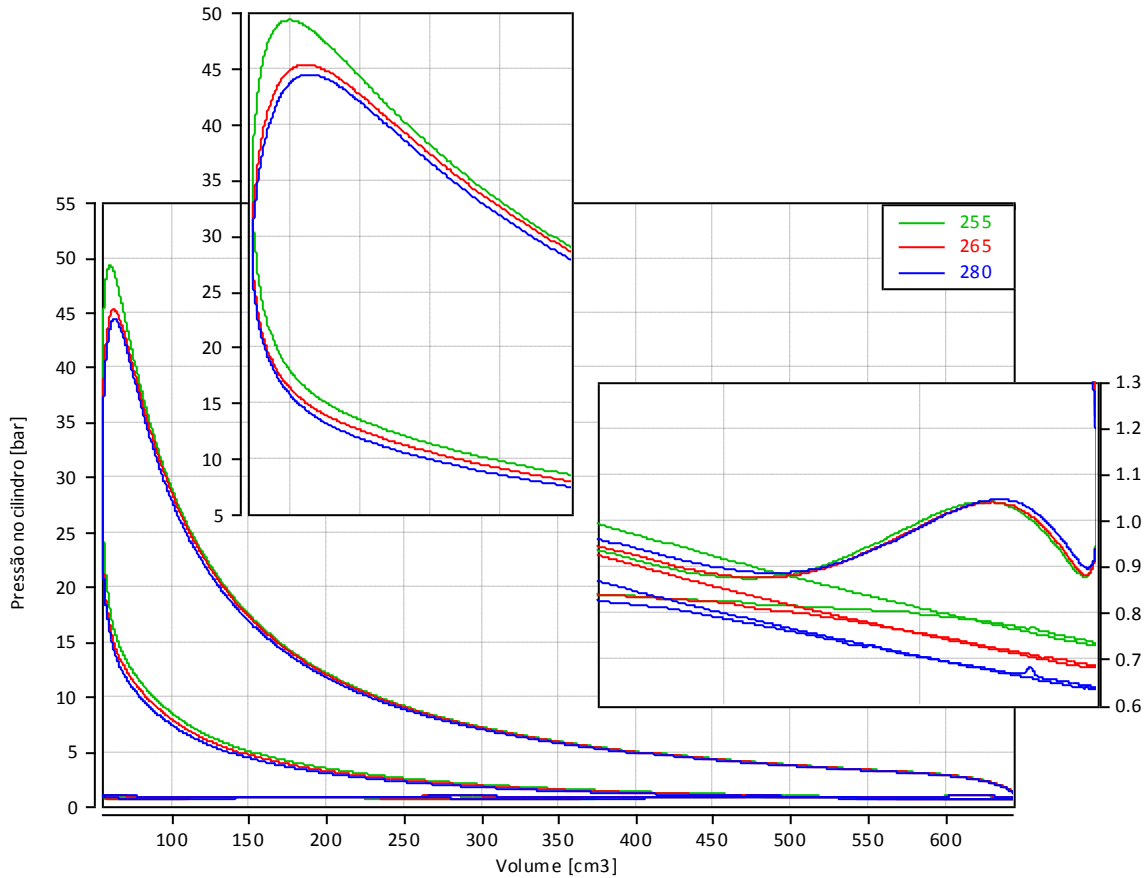


Figura 5.17 - Diagrama Pressão x Volume a 1500 rpm dos ciclos médios com IVO iguais a 255°, 265° e 280°. Detalhamento da região do PMS e PMI.



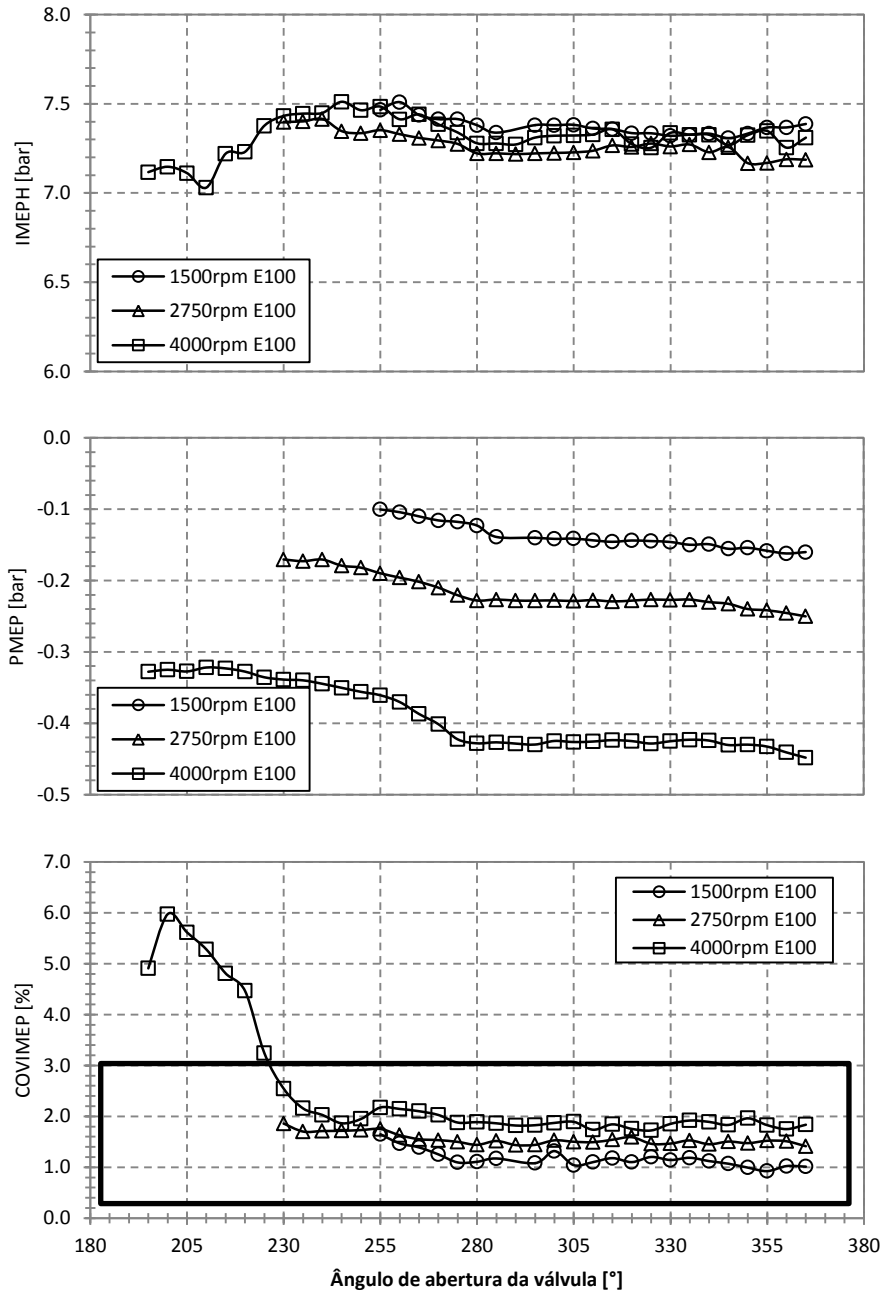
5.2.2 Comparativo entre rotações

Como a Configuração 2 trata-se de uma otimização da condição de operação, é possível o cálculo dos ganhos alcançados na geração de energia pela combustão (IMEPH), no menor trabalho consumido para bombear os gases do ciclo (PMEP) e no consumo específico de combustível, quando IEGR é adicionado à combustão. Comparando-se os dados na posição de IVO ótimo de cada rotação com o IVO de 365°, ângulo onde a massa de IEGR é nula, pode-se calcular o benefício real da tecnologia.

A Figura 5.18 contém o comportamento do IMEPH, PMEP e COVIMEP em 1500, 2750 e 4000 rpm. Em todas as rotações existe uma melhoria do IMEPH gerada pelos seguintes fatores: menor dissipação da turbulência do fluido, maior pressão no final da compressão e maior temperatura da massa admitida. Além disso, existe uma redução das perdas por bombeamento, devido à maior duração de abertura e levantamento da válvula de admissão,

que reduzem a restrição do fluxo em direção ao cilindro. Outro efeito é a redução da energia gasta para expandir e comprimir a massa de gás dentro do cilindro, enquanto as válvulas estão fechadas no final da admissão e início da compressão. Por último, como a pressão do coletor de admissão é menor que do coletor de exaustão, o trabalho necessário para expulsar os gases queimados do cilindro em direção ao coletor de admissão é menor que o necessário para deslocá-los para o coletor de exaustão. O retângulo demarcado no gráfico de COVIMEP representa o limite aceitável de 3% para esta condição de carga parcial. Na rotação de 4000 rpm foi possível realizar medições em ângulos de abertura de válvula muito mais adiantados que as outras rotações, mas a degradação da combustão foi muito acentuada. Isto quer dizer que, neste caso, as desvantagens da presença de IEGR na combustão superaram as vantagens, aumentando o consumo de combustível e a variabilidade cíclica.

Figura 5.18 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de IMEPH, PMEP e COVIMEP.



O consumo específico e a medição de CO₂ no coletor de admissão com E100 para as três rotações estão demonstradas na Figura 5.19. Com o adiantamento do IVO e atraso do IVC, encontra-se um ponto ótimo de consumo para cada rotação. Este ponto ótimo representa a melhor combinação entre as vantagens e desvantagens já descritas da utilização desta estratégia, e deve ser escolhido como ponto de operação durante a calibração do motor, visando o menor consumo de combustível. A Tabela V.1 contém os ganhos percentuais

alcançados do IMEPH, PMEP e BSFC para cada rotação. Novamente a medição de CO₂ na admissão foi representativa apenas na rotação de 1500 rpm, sendo assim, não foi possível calcular o Modelo B nas rotações de 2750 e 4000 rpm.

Figura 5.19 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de BSFC e CO₂_IEGR.

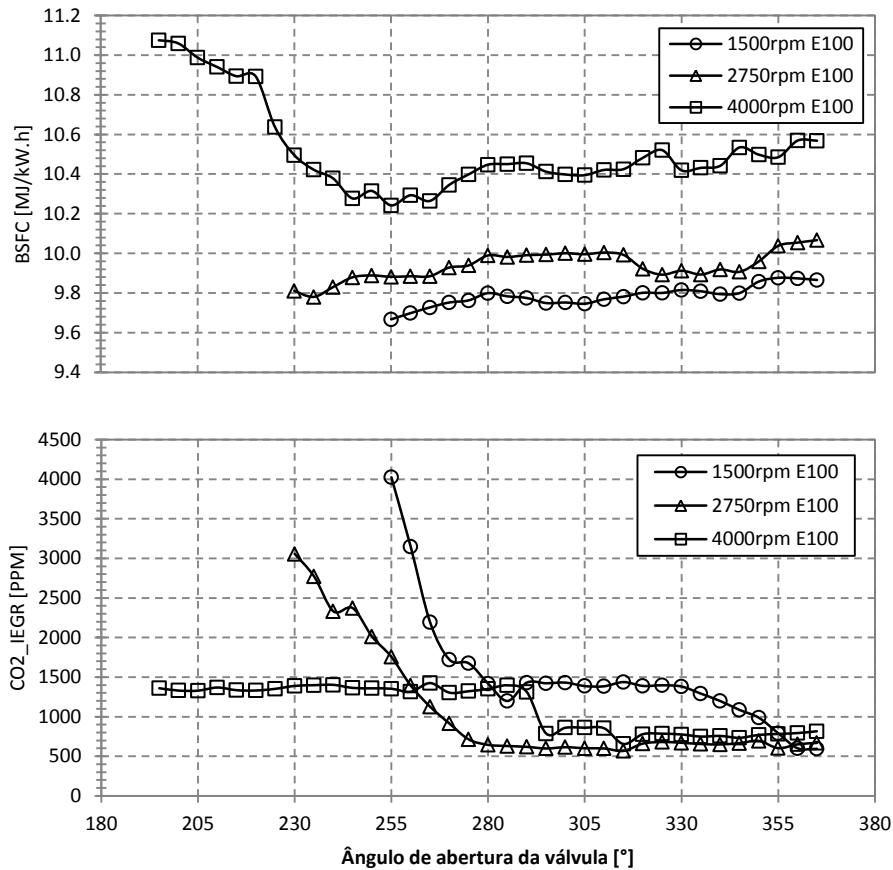
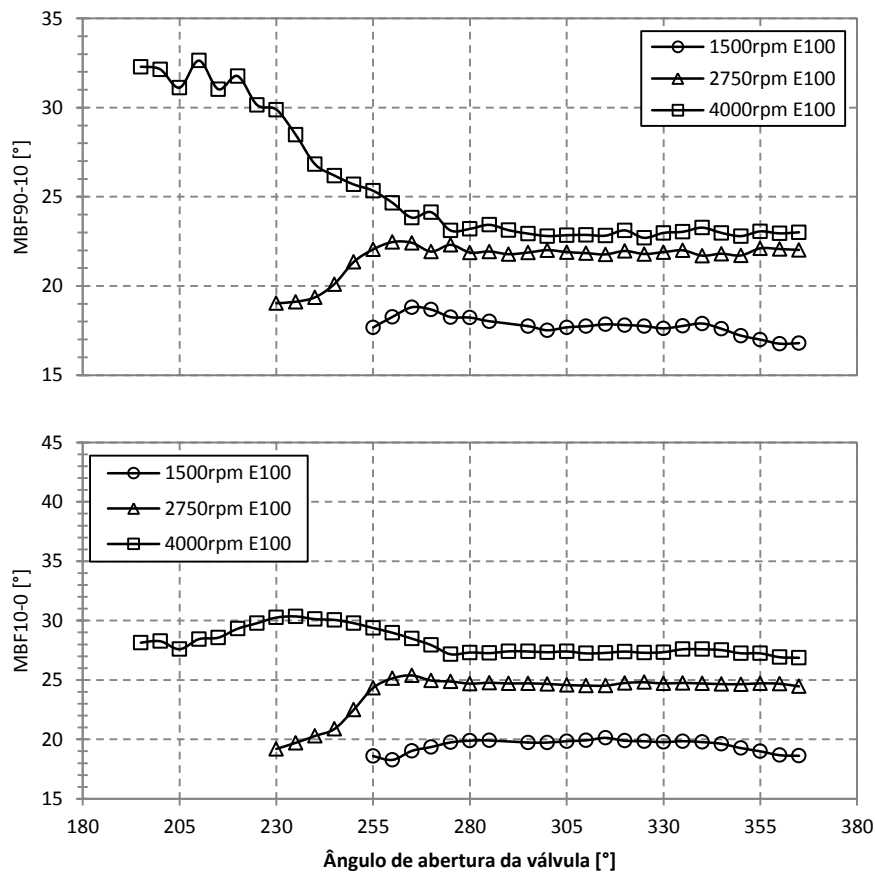


Tabela V. 1 - Ganhos percentuais da Configuração 2.

Grandeza	Rotação [rpm]	Ganho [%]
IMEPH	1500	2,59
	2750	3,17
	4000	2,38
PMEP	1500	37,31
	2750	31,84
	4000	19,50
BSFC	1500	2,02
	2750	3,77
	4000	3,09

As frações queimadas MBF90-10 e MBF10-0 para cada rotação medida estão na Figura 5.20. O efeito de aceleração da combustão está bem definido na rotação de 2750 rpm e aparece de forma discreta na rotação de 1500 rpm. Já na rotação de 4000 rpm, tem-se uma redução da velocidade das duas fases da combustão, apesar do atraso do IVC. Neste caso, é possível que a estrutura de fluxo tenha concentrado a massa de IEGR em uma região próxima à vela de ignição e maximizado o efeito de diluição do oxigênio, reduzindo a velocidade de propagação da chama.

Figura 5.20 - Comparativo entre as rotações 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol. Gráficos de MBF90-10 (superior) e MBF10-0 (inferior).



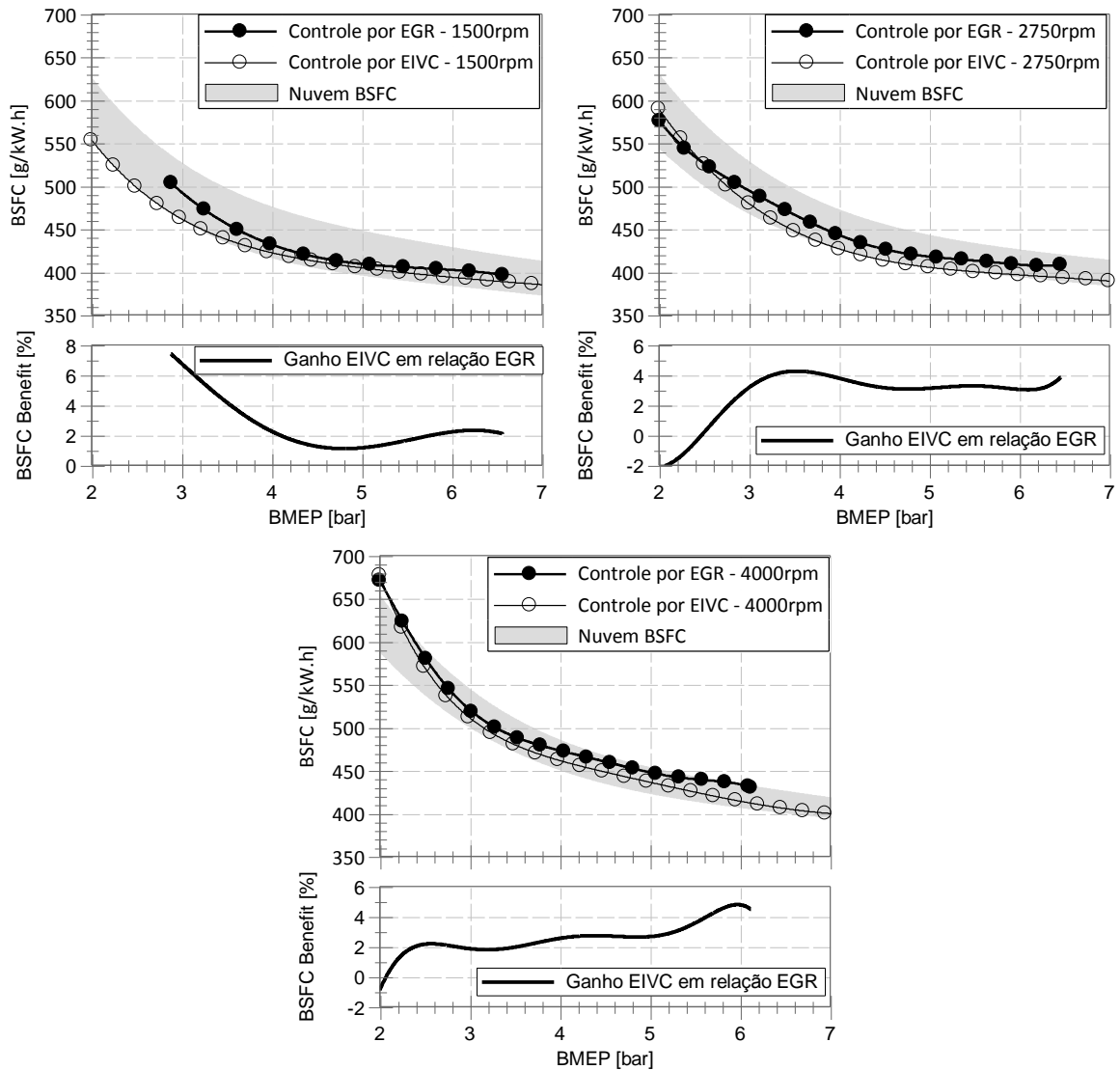
5.3 Comparativo entre Configuração 1 e 2

Para comparar a melhor forma de utilização de IEGR no motor, foi realizada uma calibração otimizada da Configuração 2 em várias cargas parciais. Com isso, foi possível confrontar as configurações 1 e 2 nas rotações de 1500, 2750 e 4000 rpm com etanol e gasolina. Uma nuvem de dados de BSFC de outros seis motores de diferentes cilindradas

está inserida neste comparativo para ser utilizada como referência do consumo existente no mercado brasileiro atualmente. Importante ressaltar que todos os motores desta nuvem possuem cilindrada inferior ao Tigershark 2.4.

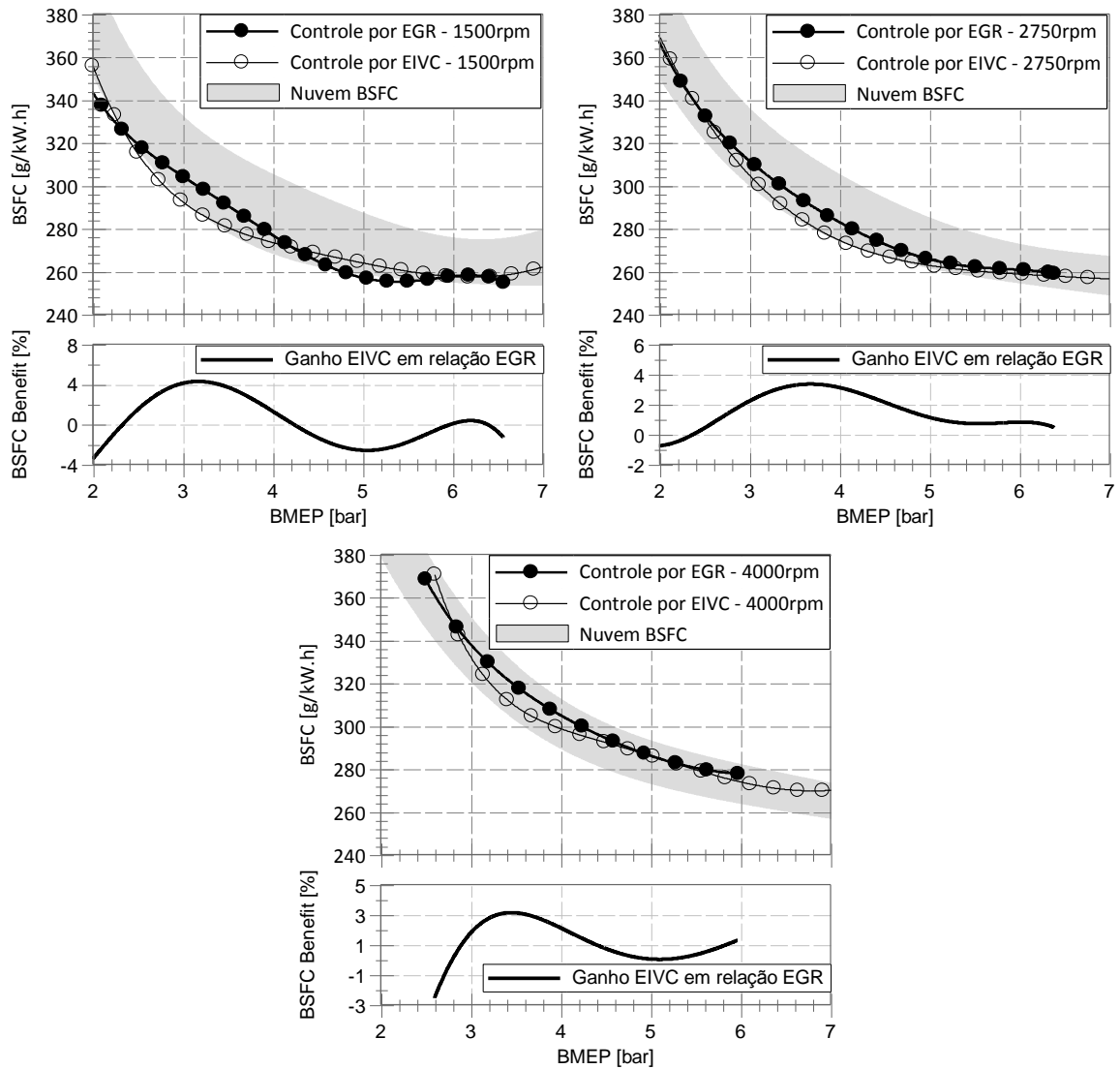
Na Figura 5.21 encontra-se o comparativo de consumo específico com E100, além dos ganhos percentuais de BSFC da estratégia de controle de carga por EIVC em relação à estratégia de controle por IEGR. Pode-se observar que a Configuração 2, onde a carga é controlada por EIVC com a presença de IEGR, apresenta menor consumo em todas as condições medidas e na maior parte dos pontos possui o melhor resultado em relação aos outros motores da nuvem de dados. Apenas na rotação de 4000 rpm os dados de consumo das duas configurações se afastam da região de melhor BSFC da nuvem. Nesta condição, os valores de atrito deste motor são superiores aos outros motores da nuvem, visto que o Tigershark 2.4, por definição de projeto, possui maiores dimensões em todos os seus componentes que influenciam o atrito do motor.

Figura 5.21 - Comparativo de consumo entre as configurações 1 e 2 com etanol.



Na Figura 5.22, encontra-se o mesmo comparativo realizado com E22. Novamente a estratégia EIVC se mostra melhor que o controle de carga por IEGR, mas devido à presença de *knock* existem pontos onde este comportamento se inverte. Novamente a rotação de 4000 rpm sofre os efeitos do maior atrito e da presença de *knock*, quando comparado aos outros motores da nuvem.

Figura 5.22 - Comparativo de consumo entre as configurações 1 e 2 com gasolina.



5.4 Considerações finais

Os resultados apresentados nesta seção demonstraram o potencial de cada estratégia de utilização de IEGR em um motor com tecnologia VVA, visando à redução de consumo de combustível. Os impactos na combustão, no bombeamento e na emissão de gases poluentes foram caracterizados e discutidos com o objetivo de entender os efeitos da utilização de IEGR. Foi possível apresentar um modelo baseado no equilíbrio químico da combustão, capaz de calcular a massa de gás queimado recirculado. Finalmente pode-se definir que a melhor forma de aplicação de IEGR é a partir do controle de carga por EIVC.

6 Conclusões

As conclusões deste trabalho referem-se à comparação das duas configurações de utilização de recirculação dos gases da exaustão em um motor com mecanismo de válvula variável, que foram estudadas com a utilização de gasolina com 22% de etanol anidro e com etanol hidratado. Além disso, as conclusões também referem-se aos modelos desenvolvidos para calcular a massa real de IEGR a partir da medição de CO₂ no coletor de admissão, conforme os objetivos propostos.

Foi possível demonstrar na Configuração 1, que é possível controlar a carga do motor pela substituição da massa de ar fresco por IEGR sem prejuízos de linearidade da redução de carga ou emissão de gases poluentes até o limite de estabilidade da combustão para os dois combustíveis, sendo que o E22 apresenta resultados piores em relação ao E100, devido à presença de *knock* em cargas médias e altas. Nesta configuração existe a vantagem da redução de carga sem o aumento das perdas por bombeamento, mas por outro lado, a presença de IEGR reduz a velocidade da queima por diluição do oxigênio, aumenta a perda de calor para a massa de gás inerte e, na presença de massas de IEGR elevadas, aumenta a degradação da queima, devido à combustão incompleta.

Na Configuração 2, onde a IEGR é utilizada para otimizar o ponto de operação do motor com estratégia EIVC, pode-se concluir que ao mesmo tempo existem diferentes efeitos na combustão, determinando vantagens e desvantagens da utilização desta tecnologia. O ganho de eficiência será decorrente do peso exercido por cada um destes efeitos em diferentes condições de operação do motor.

Vantagens:

- Redução da dissipação da energia cinética turbulenta;
- Pressão no cilindro mais elevada no final da compressão;
- Aumento da velocidade de queima devido à maior turbulência e pressão no momento da ignição;
- Aquecimento da massa de ar fresco pela massa de IEGR, aumentando a eficiência térmica;

- Redução das perdas por bombeamento.

Desvantagens:

- Maior massa de gás inerte absorvendo calor durante a combustão;
- Redução da velocidade da queima decorrente da diluição do ar;
- Degradação da combustão por queima incompleta;
- Maior sensibilidade ao *knock* devido à maior pressão no final da compressão e ao aumento da temperatura na massa de ar admitida, sendo a gasolina mais prejudicada por ser um combustível de menor octanagem.

Quando comparadas as configurações 1 e 2, pôde-se concluir que a Configuração 2 apresentou melhores resultados de consumo específico de combustível, pois desta forma são utilizadas todas as vantagens decorrentes do deslocamento do IVC, citados acima. Sendo assim, fica claro o motivo deste motor ter sido calibrado pelo fabricante adotando-se a estratégia de controle de carga por EIVC com adição de IEGR. Outro ponto positivo da Configuração 2 é a redução da emissão de NO_x por consequência da menor temperatura da combustão

Outra conclusão importante deste trabalho trata do desenvolvimento de uma técnica de medição da massa de gás queimado recirculado. A medição da concentração de CO_2 em uma posição próxima à válvula de admissão se mostrou uma técnica potencial para o cálculo da massa recirculada, utilizando-se o modelo B proposto neste trabalho. A limitação desta técnica ainda está na frequência de amostragem da bancada de emissões, sendo necessário aplicar um fator de ajuste no modelo para correlacioná-lo com o Δ_{IEGR} .

Com base nos resultados obtidos neste trabalho, a utilização de IEGR em motores VVA apresentou-se como uma importante ferramenta na busca por melhorias na eficiência global dos motores de combustão interna, visto que com a adoção desta tecnologia foi possível manter o consumo específico deste motor de alta cilindrada no mesmo nível de motores menores onde o atrito tem menos influência nas perdas do sistema. Outro importante resultado é a potencialização da utilização de IEGR quando se utiliza etanol,

sendo esta mais uma grande vantagem da matriz energética brasileira, baseada em biocombustíveis como o etanol de cana de açúcar.

7 Sugestões de Trabalhos Futuros

A partir dos resultados e análises obtidos neste trabalho, pode-se elaborar propostas de continuidade de estudos para aprimoramento do conhecimento neste assunto e desenvolvimento de novas possibilidades de redução de consumo, sendo elas:

- Comparar a o controle de carga por IEGR com o controle de carga por borboleta em um mesmo motor para definir qual estratégia possui o melhor resultado de consumo de combustível;
- Otimizar o controle de carga por IEGR em diferentes ângulos de fechamento da válvula de admissão, podendo-se encontrar novas configurações onde o consumo e a degradação da combustão apresentem melhores resultados;
- Comparar o controle de carga por IEGR com o realizado por EGR externa, em motores aspirados e turbo alimentados com EGR de baixa e alta pressão;
- Determinar uma metodologia de medição do Delta IEGR na Configuração 2, para que a massa de IEGR possa ser comparada com o Modelo B;
- Realizar os ensaios da Configuração 2 com um equipamento de medição de CO₂ no coletor de admissão com maior frequência de aquisição, para melhor correlacionar o Modelo B com o Delta IEGR;
- Comparar as configurações 1 e 2 e o Modelo B, proposto em motores turbo alimentados;
- Todas estas sugestões de trabalhos futuros também podem ser realizadas por simulação computacional;
- Desenvolvimento de modelos mais complexos de massa de IEGR e dos efeitos da IEGR na combustão para serem utilizados em algoritmos de *software* de simulação de motores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABD-ALLA, G. "Using Exhaust Gas Recirculation in Internal Combustion Engines: A Review." Elsevier Energy Conversion and Management 43(2002)1027-1042, 2001.

ALASDAIR, C.; HUA, Z.; ALAN, T.; et al. *A study of mechanical variable valve operation with gasoline-alcohol fuels in a spark ignition engine.* UK: Elsevier, Fuel 106 (2013) 802–813.

ALBERTAZZI, A. *Fundamentos de metrologia científica e industrial.* Barueri, SP: Manole, 2008.

ALGER, T.; MANGOLD, B. *Dedicated EGR: A New Concept in High Efficiency Engines.* SAE International Journal Engine. Volume 2. Issue 1. 2009-01-0694.

AMBROISE, E.; COURSON, C.; ROGER, A.; et al. *Exhaust gas recirculation for on-board hydrogen production by isooctane reforming: Comparison of performances of metal/ceria–zirconia based catalysts prepared through pseudo sol–gel or impregnation methods.* Elsevier. Catalysis Today. 154 (2010) 133–141.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, IMETRO. *ABNT ISO 5725: Guia para a expressão da incerteza de medição.* Part:1-6, 2º ed. Rio de Janeiro, 1998.

AVL INDICOM 2015 v2.7. *Exploration Guide.* AT2644E, Rev. 08. AVL, 2014.

Manual AVL AMAi60. *User's guide AVL iGEM AMA.* AT2520E Rev.2.2. AVL, 2013

BAÊTA, J. G. *Metodologia Experimental para a Maximização do Desempenho de um Motor Multicombustível Turboalimentado sem Prejuízo à Eficiência Energética Global.* Belo Horizonte: Tese de Doutorado, Engenharia Mecânica, UFMG, 2006.

BARROS, J. E. M. *Estudo de motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos.* Belo Horizonte: Tese de Doutorado, Engenharia Mecânica, UFMG, 2003.

BAI, Y.; WANG, Z.; WANG, J. *Part-load characteristics of direct injection spark ignition engine using exhaust gas trap*. Elsevier. *Applied Energy*. 87 (2010) 2640–2646

BOSCH, R. *Manual de Tecnologia Automotiva*. 25° ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005. 1232 p.

CAIRS, A.; ZHAO, H.; TODD, A.; et al. "A *Study of Mechanical Variable Valve Operation with Gasoline-Alcohol Fuels in a Spark Ignition Engine*," Elsevier 106(2013)802-813, 2012.

FIAT, Documentação Interna (2014).

FERGUSON, C. R. *Internal combustion engines: applied thermosciences*. New York: John Wiley & Sons, 1986.

FU, J.; ZHU, G.; ZHOU, F.; et al. *Experimental investigation on the influences of exhaust gas recirculation coupling with intake tumble on gasoline engine economy and emission performance*. Elsevier. *Energy Conversion and Management*. 127 (2016) 424–436

GANESAN, V. *Internal Combustion Engines*. 1° ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1995. 540 p.

GIACOSA, D. *Motores Endotérmicos*. Editorial Dossat S.A. Madrid, 2004.

GOLDEMBERG, J.; COELHO, S. T.; GUARDABASSI, P. *The sustainability of ethanol production from sugarcane*. Elsevier. *Energy Police*. 36 (2008) 2086-2097.

GUPTA, A.; GAYED, R. A. *Qualitative Governing Approach of a Spark Ignition Engine using Exhaust Gas Recirculation*. Elsevier. *Energy Procedia*. 66 (2015) 97–100. The 12th International Conference on Combustion & Energy Utilisation – 12ICCEU

HAIQIAO, W.; TIANYU, Z.; GEQUN, S.; et al. *Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review*. China: *Appl Energy* 99 (2012) 534–544.

HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1° ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1988. 930 p.

KÖNIGSTEIN, A.; LARSSON, P.; GREBE, U.; et al. “*Differentiated analysis of downsizing concepts*.” MTZ Worldwide Ed 2008;69(06).

KNOP, V.; MATTIOLI, L. *An analysis of limit for part load efficiency improvement with VVA devices*. Elsevier. Energy Conversion and Management. 105 (2015) 1006-1016.

MARTINS, E. S. M.; LANZANOVA, D. M. T. *Full-load Miller cycle with ethanol and EGR: Potential benefits and challenges*. Elsevier. Applied Thermal Engineering. 90 (2015) 274e285.

MILLO, F.; LUISI, S.; BOREAN, F.; et al. *Numerical and experimental investigation on combustion characteristics of a spark ignition engine with an early intake valve closing load control*. Elsevier. Fuel. 121 (2014) 298-310.

OBERT, E. F. *Motores de Combustão Interna*. Porto Alegre: Ed. Globo, 1971. 618 p.

Patente do motor de Ralph Miller 2773490 publicada em 11/12/1956. United States Patent Office. High expansion, spark ignited, gas burning, internal combustion engine. By Parker & Carter Attorneys. Serial Number: 311.032.

Patente do motor de Ralph Miller 2817322 publicada em 24/12/1957. United States Patent Office. Supercharged Engine. By Parker & Carter Attorneys. Serial Number: 581.713.

SHIGA, S.; YAGI, S.; MORITA, M.; et al. *Effect of early-closing of intake-valve on the engine performance in a spark-ignition engine*. SAE Technical Paper Series. 960585.

STONE, R. *Introduction to internal combustion engines*. Warrendale: SAE, 1995.

STREHLOW, R. A. *Combustion fundamentals*. Energy, Combustion and Environment Series. New York: McGraw-Hill, 1985.

RODRIGUES, W. N.; PUMPUTIS, L.; FERNANDES, H. et al. *Volumetric efficiency investigation with Anhydrous and Hydrous Ethanol on a port fuel injection spark ignition engine*. SAE Brazil Congress, 2016. 2016-36-0422

ROGERS, D. R. *Engine Combustion: Pressure Measurement and Analysis*. SAE International, 2010.

TAYLOR, C. F. *Análise dos Motores de Combustão Interna*. 1.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1968. 558 p.

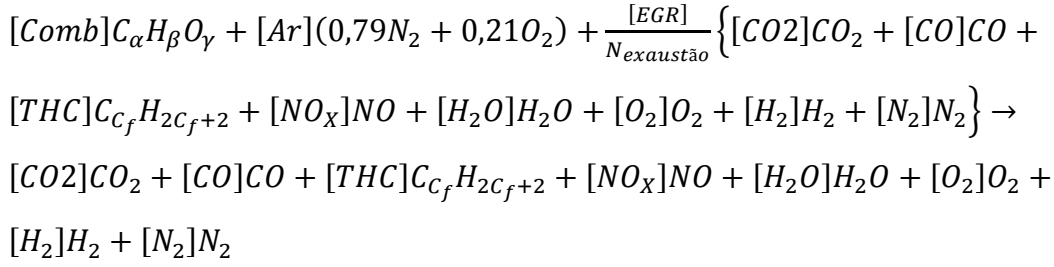
ZHANG, Z.; WANG, T.; JIA, M.; et al. *Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation*. Elsevier. Fuel. 130 (2014) 177–188.

WEI, H.; ZHU, T.; SHU, G. et al. "*Gasoline Engine Exhaust Gas Recirculation – A Review*" Elsevier 99(2012)534-544, 2012.

APÊNDICE A

DEDUÇÃO DO MODELO A DE MASSA DE EGR

Equilíbrio químico da combustão considerando EGR:



[EGR] é o número de mols dos gases recirculados

$N_{exaust\tilde{a}o}$ é o número total de mols dos gases produzidos pela combustão.

➤ **Total de mols dos gases produzidos pela combustão:**

$$N_{exaust\tilde{a}o} = [CO_2] + [CO] + [THC] + [NO_X] + [H_2O] + [O_2] + [H_2] + [N_2] \quad (A.1)$$

➤ **Balço de carbono**

$$\alpha[Comb] + \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}} \{ [CO_2] + [CO] + C_f[THC] \} = [CO_2] + [CO] + C_f[THC] \quad (A.2)$$

$$[Comb] = \frac{1}{\alpha} \left\{ 1 - \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}} \right\} \{ [CO_2] + [CO] + C_f[THC] \} \quad (A.3)$$

➤ **Balço de oxigênio**

$$\begin{aligned}
 & \gamma[Comb] + 2 \times 0,21[Ar] + \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}} \{ 2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + [H_2O] + 2[O_2] \} = \\
 & 2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + [H_2O] + 2[O_2]
 \end{aligned} \quad (A.4)$$

$$\gamma[Comb] + 2 \times 0,21[Ar] = \left\{ 1 - \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}} \right\} \{ 2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + [H_2O] + 2[O_2] \} \quad (A.5)$$

➤ **Balço de hidrogênio**

$$\beta[Comb] + \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} \{(2C_f + 2)[THC] + 2[H_2O] + 2[H_2]\} = (2C_f + 2)[THC] + 2[H_2O] + 2[H_2] \quad (A.6)$$

$$\beta[Comb] = \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\} \{(2C_f + 2)[THC] + 2[H_2O] + 2[H_2]\} \quad (A.7)$$

$$[H_2] = \frac{\frac{\beta}{2}}{\left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\}} [Fuel] - [H_2O] - (C_f + 1)[THC] \quad (A.8)$$

➤ **Concentração de água**

$$[H_2O] = K_{eq} \frac{[CO_2]}{[CO]} [H_2] = K_{eq} \frac{[CO_2]}{[CO]} \left\{ \frac{\frac{\beta}{2}}{\left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\}} [Fuel] - [H_2O] - (C_f + 1)[THC] \right\} \quad (A.9)$$

[THC] é desprezível, (10^{-5}),

$$[H_2O] = \frac{K_{eq}}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} \times \frac{\frac{\beta}{2}}{\left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\}} [Comb] \quad (A.10)$$

➤ **Concentração de ar**

$$\gamma[Comb] + 2 \times 0.21[Ar] = \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\} \{2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + [H_2O] + 2[O_2]\} \quad (A.11)$$

$$0.21[Ar] = \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\} \left\{ [CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \frac{[H_2O]}{2} \right\} - \frac{\gamma}{2}[Comb] \quad (A.12)$$

$$0.21[Ar] = \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\} \times \left\{ [CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \frac{1}{2} \frac{K_{eq}}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} \times \frac{\frac{\beta}{2}}{\left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}}\right\}} [Comb] \right\} - \frac{\gamma}{2}[Comb] \quad (A.13)$$

$$0.21[Ar] = \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}}\right\} \times \left\{[CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2}\right\} + \left\{\frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right\} [Comb] \quad (A.14)$$

$$0.21[Ar] = \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}}\right\} \times \left\{[CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2}\right\} + \left\{\frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2}\right\} \frac{1}{\alpha} \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}}\right\} \{[CO_2] + [CO] + C_f[THC]\} \quad (A.15)$$

[THC] é desprezível, (10^{-5}),

$$0.21[Ar] = \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}}\right\} \times \left\{[CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \left\{\frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2}\right\} \{[CO_2] + [CO]\}\right\} \quad (A.16)$$

$$[Ar] = \frac{1}{0.21} \left\{1 - \frac{[EGR]}{N_{exaust\tilde{a}o}}\right\} \times \left\{[CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \left\{\frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2}\right\} \{[CO_2] + [CO]\}\right\} \quad (A.17)$$

➤ **Cálculo da relação ar/combustível (base molar)**

$$\frac{[Ar]}{[Comb]} = \frac{\frac{\alpha}{0.21} \left\{[CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \left\{\frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2}\right\} \{[CO_2] + [CO]\}\right\}}{\{[CO_2] + [CO] + C_f[THC]\}} \quad (A.18)$$

➤ **Cálculo da relação ar/combustível estequiométrica (base molar)**

$$[CO] = [O_2] = [NO_x] = [THC] = 0 \quad (A.19)$$

$$\frac{[Ar]}{[Comb]} \Big|_{esteq} = \frac{\alpha}{0.21} \left(1 + \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} \right) \quad (A.20)$$

A partir da demonstração acima, pode-se observar que, partindo-se de um equilíbrio químico da combustão e considerando-se os gases recirculados como reagentes, não foi possível determinar a massa de EGR, visto que, durante o desenvolvimento das equações, a concentração de EGR não aparece no resultado final do cálculo da relação ar/combustível nas equações A.18 e A.20.

Diante deste fato, foi avaliada a possibilidade de calcular a massa de EGR a partir apenas da Equação A.3 do balanço do carbono. Sendo o chamado Modelo A definido pela Equação A.21.

$$[Comb] = \frac{1}{\alpha} \left\{ 1 - \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} \right\} \{ [CO_2] + [CO] + C_f [THC] \} \quad (A.3)$$

Portanto,

$$[EGR] = N_{exaustão} \left\{ 1 - \frac{\alpha [Comb]}{\{ [CO_2] + [CO] + C_f [THC] \}} \right\} \quad (A.21)$$

Sendo,

$$[Comb] = \frac{m_{comb}}{M_{comb}} \quad (A.22)$$

A transformação de número de mols de EGR para massa, m_{EGR} , é realizada pela Equação A.23.

$$m_{EGR} = [EGR] \times M_{EGR} = [EGR] \times M_{exaustão} \quad (A.23)$$

Sendo M_{EGR} o peso molecular da EGR e $M_{exaustão}$ o peso molecular dos gases da exaustão.

DEDUÇÃO DO MODELO B DE MASSA DE EGR

Cálculo de EGR a partir da concentração de CO₂ medido no coletor de admissão:

$$\frac{[CO_2]_{adm}}{N_{adm}} = \frac{[EGR] \times \frac{[CO_2]_{exaustão}}{N_{exaustão}}}{[Comb] + [Ar] + \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} N_{exaustão}} \quad (A.24)$$

$$[Comb] + [Ar] + \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} N_{exaustão} = \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} \frac{[CO_2]_{exaustão}}{\frac{[CO_2]_{adm}}{N_{adm}}} \quad (A.25)$$

$$1 + \frac{[Ar]}{[Comb]} + \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} N_{exaustão} = \frac{[EGR]}{N_{exaustão}} \frac{[CO_2]_{exaustão}}{\frac{[CO_2]_{adm}}{N_{adm}}} \quad (A.26)$$

$$\frac{[EGR]}{[Comb]} \left\{ \frac{[CO_2]_{exaustão}}{\frac{[CO_2]_{adm}}{N_{adm}}} - N_{exaustão} \right\} = 1 + \frac{[Ar]}{[Comb]} \quad (A.27)$$

$$\frac{[EGR]}{[Comb]} = \frac{\left\{ 1 + \frac{[Ar]}{[Comb]} \right\}}{\frac{1}{N_{exaustão}} \left\{ \frac{[CO_2]_{exaustão}}{\frac{[CO_2]_{adm}}{N_{adm}}} - N_{exaustão} \right\}} \quad (A.28)$$

$$\frac{[EGR]}{[Comb]} = \left\{ 1 + \frac{[Ar]}{[Comb]} \right\} \left\{ \frac{[CO_2]_{adm} \frac{N_{exaustão}}{N_{adm}}}{[CO_2]_{exaustão} - [CO_2]_{adm} \frac{N_{exaustão}}{N_{adm}}} \right\} \quad (A.29)$$

Substituindo $\frac{[Ar]}{[Comb]}$ por $\lambda \frac{[Ar]}{[Comb]}_{esteq}$:

$$\frac{[EGR]}{[Comb]} = \left\{ 1 + \lambda \frac{[Ar]}{[Comb]}_{esteq} \right\} \left\{ \frac{[CO_2]_{adm} \frac{N_{exaustão}}{N_{adm}}}{[CO_2]_{exaustão} - [CO_2]_{adm} \frac{N_{exaustão}}{N_{adm}}} \right\} \quad (A.30)$$

Como [N₂] é predominante na exaustão, foi considerado que,

$$N_{exaustão} = N_{adm}$$

$$\frac{[EGR]}{[Comb]} = \left\{ 1 + \lambda \frac{[Ar]}{[Comb]} \Big|_{esteq} \right\} \left\{ \frac{[CO_2]_{adm}}{[CO_2]_{exaustão} - [CO_2]_{adm}} \right\} \quad (A.31)$$

➤ **Cálculo do peso molecular do combustível e da exaustão**

$$M_{Comb} = 12\alpha + 1\beta + 16\gamma$$

$$M_{exaustão} = \frac{\{44[CO_2] + 28[CO] + (12C_f + 2C_f + 2)[THC] + 30[NO_x] + 18[H_2O] + 32[O_2] + 2[H_2] + 28[N_2]\}}{\{[CO_2] + [CO] + [THC] + [NO_x] + [H_2O] + [O_2] + [H_2] + [N_2]\}} \quad (A.32)$$

➤ **Correção do CO₂ da atmosfera e da retirada do combustível da medição**

$$[EGR] = \left\{ 1 + \lambda \frac{[Ar]}{[Comb]} \Big|_{esteq} \right\} \left\{ \frac{[CO_2]_{adm} - [CO_2]_{atm}}{[CO_2]_{exaustão} - [CO_2]_{adm}} \right\} \times [Comb] \quad (A.33)$$

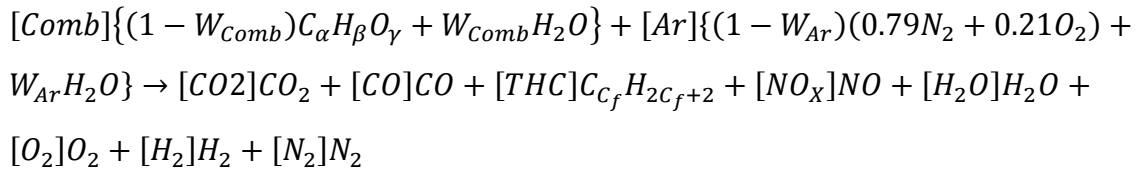
Se todo [Comb] foi retirado da linha da bancada de emissões através de um instrumento de condensação e filtros antes da medição, a Equação A.33 se torna:

$$[EGR] = \left\{ \lambda \frac{[Ar]}{[Comb]} \Big|_{esteq} \right\} \left\{ \frac{[CO_2]_{adm} - [CO_2]_{atm}}{[CO_2]_{exaustão} - [CO_2]_{adm}} \right\} \times [Comb] \quad (A.34)$$

APÊNDICE B

DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO DE BRETTSCHEIDER

A dedução da equação parte do equilíbrio químico da combustão considerando-se a presença de água no combustível e no ar.



W_{Ar} é a fração molar da água presente no ar,

W_{Comb} é a fração molar da água presente no combustível.

➤ Balanço de carbono

$$\alpha[Comb](1 - W_{Comb}) = [CO_2] + [CO] + C_f[THC] \quad (B.1)$$

$$[Comb] = \frac{[CO_2] + [CO] + C_f[THC]}{\alpha(1 - W_{Comb})} \quad (B.2)$$

➤ Balanço de oxigênio

$$\gamma[Comb](1 - W_{Comb}) + [Comb]W_{Comb} + 2 \times 0.21[Ar](1 - W_{Ar}) + [Ar]W_{Ar} = 2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + [H_2O] + 2[O_2] \quad (B.3)$$

$$[Comb]\{\gamma + (1 - \gamma)W_{Comb}\} + [Ar]\{0.42 + 0.58W_{Ar}\} = 2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + [H_2O] + 2[O_2] \quad (B.4)$$

➤ Balanço de hidrogênio

$$\beta[Comb](1 - W_{Comb}) + 2[Comb]W_{Comb} + 2[Ar]W_{Ar} = (2C_f + 2)[THC] + 2[H_2O] + 2[H_2] \quad (B.5)$$

$$[Comb]\{\beta + (2 - \beta)W_{Comb}\} + 2[Ar]W_{Ar} = (2C_f + 2)[THC] + 2[H_2O] + 2[H_2] \quad (B.6)$$

$$[H_2] = [Comb]\left\{\frac{\beta}{2} + (1 - \frac{\beta}{2})W_{Comb}\right\} + [Ar]W_{Ar} - (C_f + 1)[THC] - [H_2O] \quad (B.7)$$

➤ **Equilíbrio CO/CO₂**



$$K_{eq} = \frac{[CO][H_2O]}{[CO_2][H_2]} = 3.5 \text{ para } 1750K \text{ (temperatura média da combustão)} \quad (B.9)$$

➤ **Concentração de água**

$$[H_2O] = K_{eq} \frac{[CO_2]}{[CO]} [H_2] = K_{eq} \frac{[CO_2]}{[CO]} \left\{ [Comb]\left\{\frac{\beta}{2} + (1 - \frac{\beta}{2})W_{Comb}\right\} + [Ar]W_{Ar} - (C_f + 1)[THC] - [H_2O] \right\} \quad (B.10)$$

[THC] é desprezível, (10^{-5}),

$$[H_2O] = \frac{\{[Comb]\{\frac{\beta}{2} + (1 - \frac{\beta}{2})W_{Comb}\} + [Ar]W_{Ar}\}}{\left\{1 + \frac{[CO]}{K_{eq}[CO_2]}\right\}} \quad (B.11)$$

$$[H_2O] = \frac{K_{eq}\frac{\beta}{2}[Comb]}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} + \frac{K_{eq}(1 - \frac{\beta}{2})W_{Comb}[Comb]}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} + \frac{K_{eq}W_{Ar}[Ar]}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} \quad (B.12)$$

➤ **Concentração do ar**

$$[Ar]\{0.42 + 0.58W_{Ar}\} = 2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + [H_2O] + 2[O_2] - \{\gamma + (1 - \gamma)W_{Comb}\}[Comb] \quad (B.13)$$

$$[Ar]\{0.42 + 0.58W_{Ar}\} = 2[CO_2] + [CO] + [NO_X] + \frac{K_{eq}\frac{\beta}{2}[Comb]}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} + \frac{K_{eq}(1 - \frac{\beta}{2})W_{Comb}[Comb]}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} + \frac{K_{eq}W_{Ar}[Ar]}{\left\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\right\}} + 2[O_2] - \{\gamma + (1 - \gamma)W_{Comb}\}[Comb] \quad (B.14)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{[Ar]}{2} \left\{ 0.42 + 0.58W_{Ar} - \frac{K_{eq}W_{Ar}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \right\} \\
& = [CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \left\{ \frac{K_{eq} \frac{\beta}{4}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} + \frac{K_{eq}(0.5 - \frac{\beta}{4})W_{Comb}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} - \left\{ \frac{\gamma}{2} + \left(0.5 - \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. \frac{\gamma}{2} \right) W_{Comb} \right\} \frac{\{[CO_2] + [CO] + C_f[THC]\}}{\alpha(1 - W_{Comb})} \right\} \quad (B.15)
\end{aligned}$$

[THC] é desprezível, (10^{-5}),

$$\begin{aligned}
& [Ar] \left\{ 0.21 + \left\{ 0.29 - \frac{1}{2} \frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \right\} W_{Ar} \right\} = [CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \left\{ \frac{K_{eq} \frac{H_{cv}}{4}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} + \right. \\
& \left. \frac{K_{eq}(0.5 - \frac{\beta}{4}) \frac{W_{Comb}}{\alpha}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} - \frac{O_{cv}}{2} - \left(0.5 - \frac{\gamma}{2} \right) \frac{W_{Comb}}{\alpha} \right\} \frac{\{[CO_2] + [CO]\}}{(1 - W_{Comb})} \quad (B.16)
\end{aligned}$$

Definindo que,

$$W_{cv} = \frac{W_{Comb}}{\alpha} \quad (B.17)$$

[Ar] =

$$\begin{aligned}
& [CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} + \left\{ \frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} + \left\{ \frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times (0.5 - \alpha \frac{H_{cv}}{4}) - (0.5 - \alpha \frac{O_{cv}}{2}) \right\} W_{cv} \right\} \frac{\{[CO_2] + [CO]\}}{(1 - \alpha W_{cv})} \\
& \frac{\left\{ 0.21 + \left\{ 0.29 - \frac{1}{2} \frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \right\} W_{Ar} \right\}}{\quad} \quad (B.18)
\end{aligned}$$

➤ Cálculo da relação ar/combustível (base molar)

$$\begin{aligned}
& \frac{[Ar]}{[Comb]} = \\
& \frac{\alpha \left\{ (1 - \alpha W_{cv}) \left\{ [CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_X]}{2} \right\} + \left\{ \frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} + \left\{ \frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \times (0.5 - \alpha \frac{H_{cv}}{4}) - (0.5 - \alpha \frac{O_{cv}}{2}) \right\} W_{cv} \right\} \{[CO_2] + [CO]\} \right\}}{\left\{ 0.21 + \left\{ 0.29 - \frac{1}{2} \frac{K_{eq}}{\{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}\}} \right\} W_{Ar} \right\} \{[CO_2] + [CO] + C_f[THC]\}} \quad (B.19)
\end{aligned}$$

➤ **Cálculo da relação ar/combustível estequiométrica (base molar)**

$$[CO] = [O_2] = [NO_x] = [THC] = 0 \quad (B.20)$$

$$\frac{[Ar]}{[Comb]} \Big|_{esteq} = \frac{\alpha(1-\alpha W_{cv})}{0.21(1-W_{Ar})} \left(1 + \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} \right) = \frac{\alpha}{0.21} \left(1 + \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} \right) \frac{(1-W_{Comb})}{(1-W_{Ar})} \quad (B.21)$$

➤ **Equação de Brettschneider**

$$\lambda = \frac{0.21(1-W_{Ar})}{\left\{ 0.21 + \left\{ 0.29 - \frac{1}{2} \frac{K_{eq}}{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}} \right\} W_{Ar} \right\}}$$

×

$$\frac{\left\{ [CO_2] + \frac{[CO]}{2} + [O_2] + \frac{[NO_x]}{2} + \left\{ \frac{K_{eq}}{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}} \times \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} + \left\{ \frac{K_{eq}}{K_{eq} + \frac{[CO]}{[CO_2]}} \times (0.5 - \alpha \frac{H_{cv}}{4}) - (0.5 - \alpha \frac{O_{cv}}{2}) \right\} W_{cv} \right\} \frac{\{[CO_2] + [CO]\}}{(1-\alpha W_{cv})} \right\}}{\left(1 + \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} \right) \{[CO_2] + [CO] + C_f[THC]\}} \quad (B.22)$$