

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

Fábio de Castro Radicchi

**Estudo numérico da influência do
enquadramento de válvulas e da recirculação
dos gases de exaustão no escoamento de ar, na
formação da mistura e na combustão de um
motor de ignição por centelha**

Belo Horizonte

2018

Fábio de Castro Radicchi

Estudo numérico da influência do enquadramento de válvulas e da recirculação dos gases de exaustão no escoamento de ar, na formação da mistura e na combustão de um motor de ignição por centelha

Dissertação submetida à banca examinadora do 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.

Orientador: Prof. Ramon Molina Valle, Dr.

Este estudo faz parte do “Projeto SCV – Sistema de Compressão Variável”, desenvolvido pelo Centro de Tecnologia da Mobilidade do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais em parceria com a empresa Robert Bosch, por meio de fomentos da FINEP, de acordo com os contratos nº 03.15.0036.00 e nº 09.15.0038.00.

Belo Horizonte

2018

Aos meus pais, Caio e Marlene.

Agradecimentos

Agradeço, em primeiro lugar, a minha família, pela paciência, compreensão e por todo o suporte dado ao longo dessa caminhada.

À minha namorada Déborah Domingos da Rocha, pelo seu amor, atenção, companheirismo, paciência e pelo enorme auxílio na elaboração deste trabalho.

Aos meus amigos Bruno Monteiro, Paulo Mucelli e Saulo Gonçalves da Silva, pela amizade ao longo de tantos anos.

Aos amigos do LCFD-CTM, Bruno Vieira Silva e Leonardo Mayer, pelo auxílio na execução deste trabalho. Aos demais amigos do LCFD-CTM, Bruno Silva de Lima, Clarissa de Moraes, Filipe Cota, Kilder Fagundes, Marília Gabriela Vaz, Michael Paris, Raphael Meireles e Thiago Borgatti, pelos dias de trabalho prazerosos. Aos colegas da equipe experimental, Alysson Fernandes e Thiago Rodrigo, por todo o suporte.

Aos colegas da equipe Bosch, pela parceria e colaboração. Em especial ao Carlos Mendes, Erwin Franieck, Gustavo Lopes, Marcello Brunocilla, Paulo Gomes e Rafael Lara.

Ao colega Rohan Wanchoo, sempre prestativo, pelo suporte técnico ao longo de vários anos.

Ao professor Ramon Molina Valle, meu orientador, pela paciência e disponibilidade. Obrigado pelo auxílio e por todas as oportunidades que tem me proporcionado.

Aos professores José Guilherme Coelho Baeta, Fabrício Pujatti e Rudolf Huebner, por todo o suporte ao longo desses meses de trabalho no LCFD-CTM.

E a todas as demais pessoas que me auxiliaram direta ou indiretamente.

Resumo

Os motores de combustão interna têm se tornado cada vez mais compactos, tendendo a trabalhar sob elevadas pressões de trabalho, o que aumenta a demanda pela utilização conjunta de diferentes tecnologias, como os sistemas VVT e o EGR, principalmente para controle de detonação. Em razão disso, neste trabalho avaliou-se numericamente a influência da variação dos tempos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e a utilização da recirculação externa de gases de exaustão em um motor de combustão interna de três cilindros aspirado de doze válvulas, com razão volumétrica de compressão de 15:1 e um sistema de alimentação de combustível do tipo PFI. Por meio da dinâmica dos fluidos computacional, caracterizou-se o escoamento de ar no motor, a injeção e o spray de combustível E27, o processo de formação da mistura e a combustão. Inicialmente, uma condição de operação a 2500 rpm, carga de 4,0 bar e fechamento atrasado em 30° das válvulas de admissão, correspondente a condição usual do motor, foi simulada e validada por meio da comparação com dados experimentais, conferindo credibilidade aos resultados e à metodologia numérica desenvolvida. Quatro enquadramentos de válvulas na rotação de 2500 rpm e carga de 4,36 bar foram então simulados na sequência do trabalho, cada um deles com instantes diferentes de fechamento das válvulas de admissão, correspondentes à 30°, 40°, 50° e 70° após o ponto morto inferior de admissão. Além disso, a condição de operação a 2500 rpm, carga de 4,36 bar e fechamento atrasado em 70° foi também avaliada numericamente com a utilização da recirculação externa dos gases de exaustão, permitindo a comparação do desempenho obtido nessas condições com as demais sem o uso do EGR externo. Por meio das simulações, avaliou-se quantitativamente a recirculação interna dos gases de exaustão, obtendo-se o percentual máximo de 16,11% de EGR interno para a condição de maior cruzamento de válvulas e o percentual mínimo de 6,38% para a condição de menor cruzamento. A influência do enquadramento das válvulas de admissão na tolerância à detonação também foi quantificada, indicando uma redução nesse parâmetro à medida em que se atrasa o fechamento das válvulas. A condição de fechamento mais atrasado se mostrou crítica, em razão de sua baixa tolerância à detonação, o que foi contornado com a utilização do EGR externo. Por outro lado, a condição de fechamento mais antecipado apresentou temperaturas máximas 14% mais baixas, com uma consequente redução das emissões de *NO*. Por fim, a condição com o enquadramento de válvulas padrão também apresentou o menor consumo específico indicado e a maior potência indicada, ambos aproximadamente 2% superiores à condição de operação com maior atraso das válvulas. Dessa forma, os dados obtidos mostraram que a recirculação dos gases de exaustão proporcionam os melhores resultados em termos de desempenho e controle de detonação.

Palavras-chave: VVT, EGR, simulação 3D, detonação, motores de combustão interna.

Abstract

The internal combustion engines have become increasingly compact, tending to work under high loads, which increases the demand for the combined use of different technologies, such as VVT systems and EGR, mainly for knock control. Therefore, in this work the influence of the intake valves opening and closing times and the benefits of using external exhaust gas recirculation in a naturally aspirated three-cylinder internal combustion engine of twelve valves, with a volumetric compression ratio of 15:1, and a PFI system were studied. Using computational fluids dynamics, the air flow, fuel injection (E27) and spray, the process of mixture formation, and the combustion were completely characterized. Initially, an operating condition at an engine speed of 2500rpm, 4.0bar, and a 30° ABDC intake valve closing, corresponding to baseline engine condition, was simulated and validated by comparison with experimental data, giving credibility to the results and to the numerical methodology developed. Four operating conditions at a speed of 2500rpm and 4.36bar were then simulated, each of them using the strategy of late intake valves closing times (LIVC), corresponding to 30°, 40°, 50°, and 70° ABDC. In addition, the operating condition at a speed of 2500rpm, 4.35bar, and LIVC 70° was also evaluated numerically using external exhaust gas recirculation, allowing a comparison of the performance achieved in this condition with the other analysis without using the external EGR. By means of the simulations, the internal recirculation of the exhaust gases was quantitatively evaluated, obtaining the maximum percentage of internal EGR correspondent to 16.11% for the condition of greater valve overlapping and 6.38% for the LIVC 70° condition. The influence of VVT on knock tolerance (KT) was also evaluated, indicating an increase for this parameter using the baseline condition, in which the valve overlapping is more significant, and a reduction of knock tolerance when reducing valve overlapping. The LIVC 70° condition was critical due to its low knock tolerance, which was overcome by using external EGR. On the other hand, the most late intake valve closing condition showed a 14% lower maximum temperature, with a consequent reduction in *NO* emissions. Finally, the baseline condition also presented the lowest indicated specific fuel consumption and the highest indicated power, both approximately 2% higher than the most late intake valve closing condition. Thus, the numerical data showed that the recirculation of exhaust gases provides the best results in terms of performance and knock control.

Keywords: VVT, EGR, 3D numerical simulation, knock, internal combustion engine.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Operação de um motor de ciclo a quatro tempos.	20
Figura 2 – Principais componentes de um motor alternativo.	20
Figura 3 – Princípio de operação de um dinamômetro	21
Figura 4 – Exemplo de ciclo indicado de um motor quatro tempos aspirado, operando com (a) válvula borboleta totalmente aberta e (b) parcialmente aberta	23
Figura 5 – Diagrama $P-\nu$ de um motor de ignição por centelha de quatro tempos real (a) e diagramas $P-\nu$ (b) e $T-s$ (c) do ciclo Otto	26
Figura 6 – Diagramas $P-\nu$ (a) e $T-s$ (b) de um ciclo Carnot	30
Figura 7 – Sistemas de injeção indireta multiponto e monoponto.	33
Figura 8 – Técnicas de estratificação da carga.	34
Figura 9 – Estrutura básica de um <i>spray</i> de combustível.	35
Figura 10 – Potência e torque em função da rotação, para uma condição de plena carga, típicos de um motor quatro tempos.	38
Figura 11 – Exemplo de diagrama de distribuição de um motor quatro tempos. . .	40
Figura 12 – Influência característica do adiantamento da abertura da válvula de exaustão.	41
Figura 13 – Influência do atraso no fechamento da válvula de admissão sobre a eficiência volumétrica.	42
Figura 14 – Controle de cargas parciais por meio da variação do instante de fechamento da válvula de admissão.	45
Figura 15 – Mecanismo de barras que permitia a obtenção de um curso maior de expansão, desenvolvido por James Atkinson (1846-1914).	47
Figura 16 – Ciclo Atkinson, com uma razão de expansão (V_4/V_3) maior do que a razão de compressão (V_1/V_3).	47
Figura 17 – Ciclo Miller, em motores aspirados sem utilização da válvula borboleta. EIVC: percurso 6-7-1-7-2-3-4-5-7-6. LIVC: percurso 5-7-2-3-4-5-7-6. . .	48
Figura 18 – Ciclo Miller, em motores equipados com turbocompressor ou sobrealimentação mecânica. EIVC: percurso 6-7-1-7-2-3-4-5-6. LIVC: percurso 6-7-8-7-2-3-4-5-6.	50
Figura 19 – Diagrama Borghi mostrando os diferentes regimes da combustão turbulenta e os diversos tipos de chama encontrados.	59
Figura 20 – Divisão da célula em três zonas no modelo ECFM-3Z.	60
Figura 21 – Movimentos induzidos ao escoamento dentro do cilindro	63
Figura 22 – Movimentos induzidos ao escoamento dentro do cilindro	64
Figura 23 – Exemplos de perfis de válvulas do tipo <i>dwell</i> , <i>boot</i> e <i>phased</i>	66

Figura 24 – Curvas de <i>lift</i> das válvulas de admissão e exaustão usadas nas simulações.	72
Figura 25 – Curvas de <i>lift</i> das válvulas de admissão e exaustão usadas no experimento.	73
Figura 26 – Técnica de moldagem com silicone sendo utilizada no pórtico de exaustão.	75
Figura 27 – Molde do pórtico de exaustão obtido por meio da técnica de moldagem com silicone.	76
Figura 28 – Procedimento utilizado para modelagem do pórtico de exaustão.	77
Figura 29 – Geometria final do motor utilizada nas simulações numéricas.	78
Figura 30 – Etapas para geração de malha no programa ES-ICE.	79
Figura 31 – (a) Curvas experimentais de pressão média utilizadas como condições de contorno e (b) curva experimental de pressão média no cilindro utilizada como condição inicial.	80
Figura 32 – Malhas 2D e 3D.	84
Figura 33 – Comparação entre as pressões médias no cilindro para as três simulações numéricas.	87
Figura 34 – Comparação entre os resultados das três simulações numéricas.	87
Figura 35 – Comparação entre os valores experimentais e numéricos de pressão média no cilindro.	89
Figura 36 – Comparação entre os valores experimentais e numéricos de temperatura média no cilindro, pressão em função do volume do cilindro, taxa de liberação de calor e fração de massa queimada.	89
Figura 37 – Percentual de EGR interna das condições de operação com diferentes instantes de abertura e fechamento da válvula de admissão e variação percentual em relação a condição <i>baseline</i> (LIVC 30°).	90
Figura 38 – Curva de tendência dos percentuais de EGR interno referentes aos casos analisados	91
Figura 39 – Vazão mássica pelas válvulas de admissão e exaustão, para os diferentes enquadramentos de válvulas.	92
Figura 40 – Vetores de velocidade durante o cruzamento de válvulas (instante 7° APMS), indicando o escoamento reverso. Condição de operação com LIVC 30°.	94
Figura 41 – Variação das frações mássicas de CO_2 com a mudança do enquadramento de válvulas (a) para os instantes de maior escoamento reverso e (b) para os instantes de maior vazão mássica para dentro do cilindro.	95
Figura 42 – Variação da pressão no cilindro, em função do ângulo de virabrequim e do volume, com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão.	96
Figura 43 – Variação dos trabalhos de bombeamento e trabalhos líquidos indicados com a mudança do enquadramento de válvulas.	97
Figura 44 – Variação da taxa de calor liberado e da fração de massa queimada com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão.	97

Figura 45 – Variação das durações de queima com a mudança nos enquadramentos das válvulas de admissão.	98
Figura 46 – Variável de progresso de reação (RVB) em dois diferentes instantes das condições de operação LIVC 30° e LIVC 70°, evidenciando as diferenças nas velocidades de queima	99
Figura 47 – Variação das temperaturas médias no cilindro com a mudança do enquadramento das válvulas de admissão	100
Figura 48 – Emissões de <i>NO</i> em função do instante de fechamento das válvulas de admissão.	100
Figura 49 – Variação dos coeficientes rotacionais e da energia cinética turbulenta com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão.	101
Figura 50 – Magnitude da velocidade em uma seção que cruza as válvulas de admissão e exaustão, para as condições de operação LIVC 30° e LIVC 70°, no instante -85° , evidenciando um maior <i>tumble</i> para LIVC 70°.	102
Figura 51 – Energia cinética turbulenta em uma seção que cruza a vela de ignição, para as condições de operação LIVC 30° e LIVC 70°, no instante da centelha.	103
Figura 52 – Variação da potência indicada e do consumo específico indicado de combustível com a mudança do enquadramento de válvulas.	103
Figura 53 – Variação dos valores de KT com o atraso dos eventos da válvula de admissão, para o instante de 20° depois do PMS	105
Figura 54 – Spray de combustível e escoamento das gotas na condição de operação LIVC 30°, evidenciando o retorno pelo coletor de admissão.	106
Figura 55 – Variação da posição limite do combustível no coletor de admissão, antes do seu escoamento em direção ao cilindro, para os quatro casos estudados, evidenciando o maior retorno de massa para a condição LIVC 30°	107
Figura 56 – Variação da pressão no cilindro, em função do ângulo de virabrequim e do volume, com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.	108
Figura 57 – Variação dos trabalhos de bombeamento e trabalhos líquidos indicados com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.	109
Figura 58 – Variação da taxa de calor liberado e da fração de massa queimada com a alteração do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.	109
Figura 59 – Variação das durações de queima com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.	110
Figura 60 – Variação das temperaturas médias no cilindro com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.	110

Figura 61 – Emissões de <i>NO</i> em função dos eventos das válvulas de admissão e utilização de EGR externo.	111
Figura 62 – Variação da potência indicada e do consumo específico indicado de combustível com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização de EGR externo.	112
Figura 63 – Variação dos valores de <i>KT</i> com o atraso dos eventos da válvula de admissão e com a utilização de EGR externo, para o instante de 20° depois do PMS	113

Lista de tabelas

Tabela 1 – Condições do teste experimental realizado	71
Tabela 2 – Resumo das simulações numéricas realizadas	74
Tabela 3 – Condições de contorno da Simulação 1 (LIVC 30°)	81
Tabela 4 – Número de células e comprimentos característicos das malhas utilizadas	85
Tabela 5 – Resultados do teste de sensibilidade da malha	86
Tabela 6 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais	90
Tabela 7 – Variação da intensidade do escoamento reverso com a mudança do enquadramento das válvulas de admissão	93
Tabela 8 – Variação dos trabalhos indicados com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão	96
Tabela 9 – Variação dos trabalhos indicados com a alteração do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.	108

Lista de abreviaturas e siglas

VVT	Atuação variável dos tempos de válvulas (<i>Variable valve timing</i>)
EGR	Recirculação dos gases de exaustão (<i>Exhaust gas recirculation</i>)
PFI	Injeção de combustível nos pórticos (<i>Port fuel injection</i>)
ABDC	Depois do ponto morto inferior (<i>After bottom dead center</i>)
LIVC	Fechamento atrasado da válvula de admissão (<i>Late intake valve closing</i>)
KT	Tolerância à detonação (<i>knock tolerance</i>)
VVL	<i>lift</i> das válvulas variável (<i>variable valve lift</i>)
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
CFD	Fluidodinâmica computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
EVC	Fechamento da válvula de exaustão (<i>Exhaust valve closing</i>)
WOT	Válvula borboleta totalmente aberta (<i>Wide open throttle</i>)
IVC	Fechamento da válvula de admissão (<i>Intake valve opening</i>)
EIVC	Fechamento adiantado da válvula de admissão (<i>Early intake valve closing</i>)
RNG	<i>Re-Normalisation Group</i>
RMS	Raiz do valor quadrático médio (<i>Root mean square</i>)
ECFM 3Z	<i>3 Zones Extended Coherent Flame Model</i>
SI	Ignição por centelha (<i>Spark ignition</i>)
KH	<i>Kelvin-Helmholtz</i>
RT	<i>Rayleigh-Taylor</i>

EMIV	Trem de válvulas eletromagnético (<i>Electromagnetic intake valve train</i>)
imep	Pressão média efetiva indicada (<i>Indicated mean effective pressure</i>)
fmeep	Pressão média efetiva de atrito (<i>friction mean effective pressure</i>)
bmeep	Pressão média efetiva de eixo (<i>brake mean effective pressure</i>)
CVVL	<i>lift</i> das válvulas continuamente variável (<i>Continuous Variable Valve Lift</i>)
GDI	Injeção direta de gasolina <i>Gasoline direct injection</i>
CAD	Desenho assistido por computador (<i>Computer-aided design</i>)
MBF	Fração de massa queimada (<i>mass fraction burned</i>)
RVB	Variável de progresso de reação
rpm	Rotações por minuto
2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
ppm	Partes por milhão

Lista de símbolos

T	Torque exercido pelo motor [Nm]
P_b	Potência de eixo fornecida pelo motor [Nm]
N	Velocidade rotacional do eixo virabrequim [rpm]
P_i	Potência indicada [kW]
$W_{c,i}$	Trabalho indicado por ciclo [kJ]
W_{in}	Trabalho indicado líquido [kJ]
P_f	Potência de atrito [kW]
P_{ig}	Potência indicada bruta [kW]
η_m	Eficiência mecânica
r	Razão volumétrica de compressão
f	Fração residual de gases
imep	Pressão média efetiva indicada [bar]
fmep	Pressão média efetiva de atrito [bar]
bmep	Pressão média efetiva de eixo [bar]
sfc	Consumo específico de combustível [g/kWh]
η_f	Eficiência de conversão de combustível
λ	Fator lambda
η_v	Eficiência volumétrica
$T_{m,y}$	Coefficiente de <i>tumble</i>
θ	Ângulo do virabrequim ($^\circ$)
u	Componente do vetor velocidade na direção x [m/s]
v	Componente do vetor velocidade na direção y [m/s]
w	Componente do vetor velocidade na direção z [m/s]

δ_{ij}	Delta de Kroneacker
Φ	Dissipação de energia
κ	Energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
i	Energia interna por unidade de massa [J/kg]
ρ	Massa específica da mistura ar/combustível [gm/cm^3]
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta [m^2/s^3]
T_c	Tempo característico de combustão (s)
T_t	Tempo característico de turbulência (s)
l	Valor médio da escala de turbulência (m)
\vec{u}	Vetor velocidade [m/s]
μ	Viscosidade dinâmica [$Pa.s$]
V_d	Volume deslocado pelo pistão (mm^3)
Da	Número de Damköhler
τ_{mis}	Tempo característico de mistura [s]
τ_{reac}	Tempo característico da reação química [s]
Da	Número de Karlovitz
Y_{IG}	Fração mássica da espécie que antecede a autoignição
Y_{TF}	Fração mássica de monitoramento do combustível

Sumário

1	INTRODUÇÃO	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	Motores de combustão interna	18
2.1.1	Parâmetros de operação do motor	21
2.1.2	Ciclos-padrões a ar: ciclo Otto	24
2.1.3	Outros parâmetros importantes dos motores de combustão interna	30
2.2	Formação da mistura	33
2.2.1	Tipos de injeção	33
2.2.2	Características do <i>spray</i> de combustível	34
2.3	Emissões de poluentes nos motores	35
2.4	Trocas gasosas nos motores de combustão interna	37
2.4.1	Curvas características de torque e potência do motor de combustão interna	38
2.4.2	Variáveis que influenciam a eficiência volumétrica	39
2.5	Sistemas de atuação variável das válvulas	42
2.5.1	Relação entre os sistemas VVT e a eficiência volumétrica	43
2.5.2	Relação entre os sistemas VVT e a eficiência mecânica	44
2.5.3	Ciclos Atkinson e Miller	46
2.6	Recirculação dos gases de exaustão (EGR)	50
2.7	Controle da detonação	51
2.8	Fluidodinâmica computacional	52
2.8.1	Escoamentos turbulentos	52
2.8.2	Equações de conservação	53
2.8.3	Equações médias do escoamento	54
2.8.4	Modelos de turbulência	56
2.8.5	Regimes de combustão	56
2.8.6	Modelo de combustão ECFM-3Z	59
2.8.7	Detonação	61
2.8.8	Modelos de <i>spray</i>	62
2.8.9	Estruturas do escoamento	63
2.9	Estado da arte	65
2.9.1	Considerações finais da revisão bibliográfica	69
3	METODOLOGIA	71
3.1	Motor utilizado	71
3.2	Estratégias de VVT e EGR utilizadas	72

3.3	Definição do domínio computacional	74
3.4	Software utilizado	78
3.5	Condições de contorno e iniciais	79
3.6	Quantificação do EGR	82
3.7	Modelos matemáticos	83
3.8	Teste de sensibilidade da malha	83
4	RESULTADOS	86
4.1	Sensibilidade da malha	86
4.2	Validação do modelo	88
4.3	Variação do enquadramento das válvulas de admissão	90
4.3.1	Recirculação interna de gases de exaustão	90
4.3.2	Influência do enquadramento das válvulas de admissão nos parâmetros globais do motor	95
4.3.3	Estruturas do escoamento	100
4.3.4	Influência do enquadramento das válvulas de admissão nos parâmetros de desempenho do motor	103
4.3.5	Controle da detonação	104
4.3.6	Formação da mistura	105
4.4	Recirculação externa dos gases de exaustão	107
4.4.1	Influência do EGR externo nos parâmetros globais	107
4.4.2	Influência do EGR externo nos parâmetros de desempenho	111
4.4.3	Influência do EGR externo na tolerância à detonação	112
5	CONCLUSÕES	114
	REFERÊNCIAS	117

1 Introdução

Diversos pesquisadores têm apontado a utilização de menores volumes deslocados e elevadas pressões de trabalho como as principais características das gerações mais recentes dos motores de combustão interna. A utilização de ambas as técnicas é uma consequência sobretudo da criação de leis cada vez mais rígidas, que levam os principais fabricantes de motores a tentar reduzir o consumo de combustível e as emissões de poluentes. Dessa forma, essas características estão normalmente associadas não apenas à obtenção de uma potência mais elevada, mas também a um menor consumo de combustível e a redução da poluição atmosférica (BERNI; CICALESE; FONTANESI, 2017).

Se por um lado o desenvolvimento de motores menores e mais potentes contribui para a redução do consumo e emissões, por outro lado ele traz à tona desafios ainda não solucionados por completo, como o controle do fenômeno da detonação. Isso faz com que outras técnicas muitas vezes também sejam utilizadas em conjunto para proporcionar o melhor desempenho, como diferentes estratégias de injeção, comprimentos variáveis dos coletores, injeção de água e metanol, utilização de combustíveis alternativos, dentre outras (FABIO; LUIGI et al., 2015).

Uma dessas técnicas já conhecida mas ainda muito promissora é o emprego da recirculação dos gases de exaustão nos motores de combustão interna, visando não apenas o controle da detonação mas também a obtenção de melhores desempenhos em termos de potência e consumo específico. Esse método consiste da reintrodução de parte dos gases queimados gerados em um ciclo do motor no cilindro, para sua utilização no ciclo seguinte. Isso pode ainda ser feito de duas maneiras: internamente (EGR interno), por meio da variação dos enquadramentos de válvula, ou externamente (EGR externo), através de um sistema de dutos e válvulas que retiram parte dos gases nos pórticos de exaustão e os reintroduz no sistema de admissão.

Hong, Parvate-Patil e Gordon (2004) explicam em seu trabalho que a recirculação interna dos gases de exaustão pode ser conseguida por meio da utilização de sistemas de atuação variável das válvulas ou VVT (do inglês *variable valve timing*). Esses sistemas são capazes de proporcionar diferentes instantes de abertura e/ou fechamento das válvulas de admissão e exaustão, de modo que as trocas gasosas são também alteradas e distintas frações de gases residuais podem ser recirculadas.

Estudos passados já haviam demonstrado os efeitos desses enquadramentos de válvulas nos percentuais de EGR interno. Fontana e Galloni (2009), por exemplo, mostraram que a retenção desses gases era possível por meio do atraso dos instantes de fechamento e abertura das válvulas de exaustão e admissão, respectivamente, realizado por meio de

um variador contínuo de fase do eixo de comando, capaz de retardar o seu movimento mantendo os mesmos cruzamentos de válvulas. Cairns, Blaxill e Irlam (2006), por sua vez, utilizaram um sistema VVT duplo, capaz de alterar as fases das válvulas de admissão e de exaustão, e demonstraram que os sistemas VVT também podiam modificar as frações de gases residuais por meio da alteração dos cruzamentos de válvulas.

Alguns estudos mais recentes, por outro lado, têm avaliado mecanismos mais novos, como o dispositivo MultiAir, um sistema de atuação eletro hidráulica variável, capaz de modificar não apenas os eventos de válvula, mas também suas durações e amplitudes máximas. Trevas et al. (2017) e Boretti (2010), por exemplo, foram alguns desses pesquisadores que estudaram o dispositivo e obtiveram resultados interessantes, dentre eles reduções promissoras no consumo de combustível.

Trabalhos mais recentes como esses têm apresentado novas tecnologias baseadas na variação dos tempos de válvulas, reforçando a contemporaneidade do tema e a relevância dessa tecnologia. Baseado nisso, o presente trabalho tem por objetivo apresentar uma análise numérica tridimensional da utilização da técnica de recirculação dos gases de exaustão aliada à variação dos eventos das válvulas de admissão, de modo a avaliar sua influência no desempenho de um motor de combustão interna e nos parâmetros que caracterizam seus principais fenômenos. Além disso, de forma a complementar o estudo da recirculação dos gases de exaustão, são analisados de maneira análoga os efeitos da técnica de EGR externo sobre os mesmos parâmetros. Para a realização dessas análises, os seguintes objetivos específicos também foram pré-definidos:

- Gerar malhas dinâmicas tridimensionais para o motor utilizado e definir, por meio de um teste de sensibilidade de malha, aquela que será usada para a obtenção dos resultados.
- Validar o modelo utilizando dados experimentais provenientes de testes realizados no motor estudado.
- Simular diferentes instantes de fechamento das válvulas de admissão e verificar as alterações percebidas nos parâmetros globais do motor, além de avaliar os percentuais de recirculação dos gases de exaustão.
- Caracterizar o escoamento de ar dentro do motor, observando as mudanças provocadas pela alteração do enquadramento de válvulas.
- Simular a utilização do EGR externo e comparar os resultados obtidos com as condições padrões operação.
- Avaliar a influência das técnicas de VVT e EGR sobre o fenômeno da detonação.

2 Revisão Bibliográfica

A primeira parte deste capítulo, da seção 2.1 à seção 2.8, contém todos os fundamentos necessários para a compreensão do estudo. As primeiras seções apresentam de maneira resumida todos os conceitos básicos relacionados ao estudo dos motores de combustão interna. Em seguida, os temas principais deste trabalho, que incluem os processos de trocas gasosas nos motores, a recirculação de gases de exaustão e os sistemas variáveis de atuação das válvulas, são apresentados em maiores detalhes. Na sequência, os conceitos básicos de fluidodinâmica computacional são discutidos. Finalmente, na segunda parte deste capítulo, seção 2.9, alguns dos principais trabalhos atuais relacionados ao tema são avaliados.

2.1 Motores de combustão interna

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas que visam converter em trabalho mecânico a maior parte possível da energia liberada pela queima de combustíveis em seu interior. Os critérios de classificação dos motores de combustão interna são muitos e podem ser baseados, por exemplo, nos seguintes parâmetros que caracterizam seu funcionamento (FERRARI, 2016):

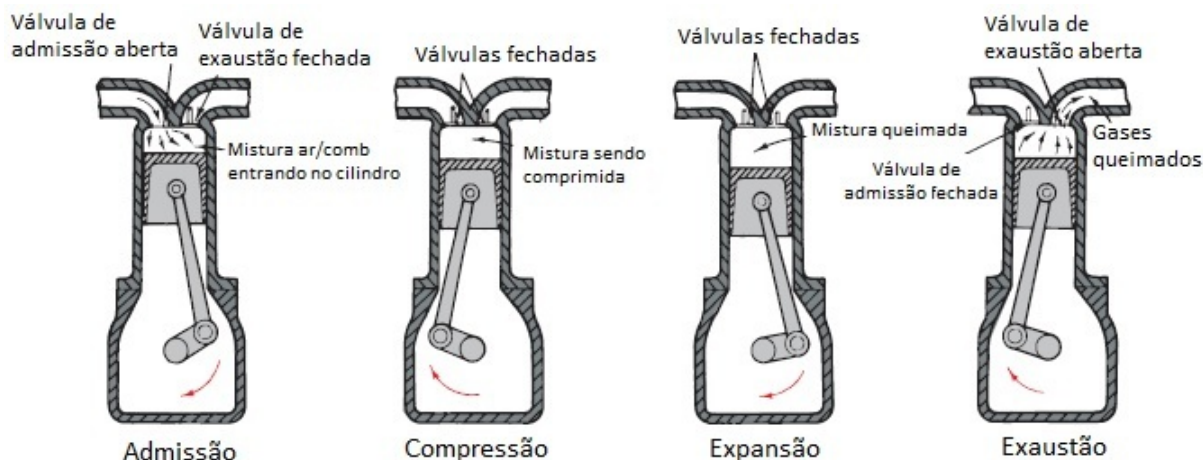
1. Modo de queima do fluido de trabalho: com ignição comandada (centelha) ou por meio de ignição espontânea (por compressão);
2. Duração do ciclo: ciclo completo em quatro cursos do pistão (4 tempos), dois cursos (2 tempos), etc;
3. Natureza do combustível: gasolina, etanol, gás, misturas, etc;
4. Sistema de alimentação do combustível: carburado, injeção no cilindro (direta) ou nos coletores de aspiração (indireta);
5. Sistema de alimentação do ar: motor aspirado ou sobrealimentado.
6. Regulação da carga por variação: da composição da mistura (ajustando-se a quantidade de combustível), da quantidade de carga introduzida por ciclo (mantendo-se a composição quase constante) ou combinando-se os dois métodos;
7. Tipo de movimento das partes móveis: alternativo, rotativo ou oscilante;
8. Sistema de arrefecimento: a ar, a líquido ou adiabático.

O primeiro critério, referente aos modos de queima, permite a distinção entre dois dos principais tipos de motores utilizados atualmente, o motor de ignição por centelha e o motor de ignição por compressão. Nos motores de ignição por centelha, por razões históricas também denominados motores Otto, uma mistura de ar e combustível começa a queimar quando uma centelha é provocada entre os eletrodos da vela de ignição, o que dá início a uma combustão muito rápida e idealmente a volume constante. Nos motores de ignição por compressão ou Diesel, por sua vez, o combustível é injetado finamente pulverizado no ar quente e comprimido, de modo a provocar a autoignição e dar origem a uma combustão mais lenta e gradual, idealmente a pressão constante (FERRARI, 2016).

A classificação de acordo com a duração do ciclo também é outro critério relevante, estando intimamente associado ao processo de substituição da carga do motor, ou seja, à expulsão dos gases de combustão do ciclo anterior e sua substituição pela mistura fresca, algo que influencia substancialmente o desempenho do motor. Merecem maior destaque os motores a quatro tempos, os quais normalmente apresentam um melhor processo de troca desses gases, tendo dois de seus quatro cursos do pistão dedicados a expulsão dos gases queimados e à aspiração da mistura fresca. Esses motores têm seus ciclos divididos nos tempos de admissão, compressão, expansão e exaustão, sendo cada um deles correspondente ao giro de 180° do virabrequim, totalizando duas revoluções a cada ciclo. Esses tempos são explicados a seguir (HEYWOOD, 1988) e mostrados na Figura 1.

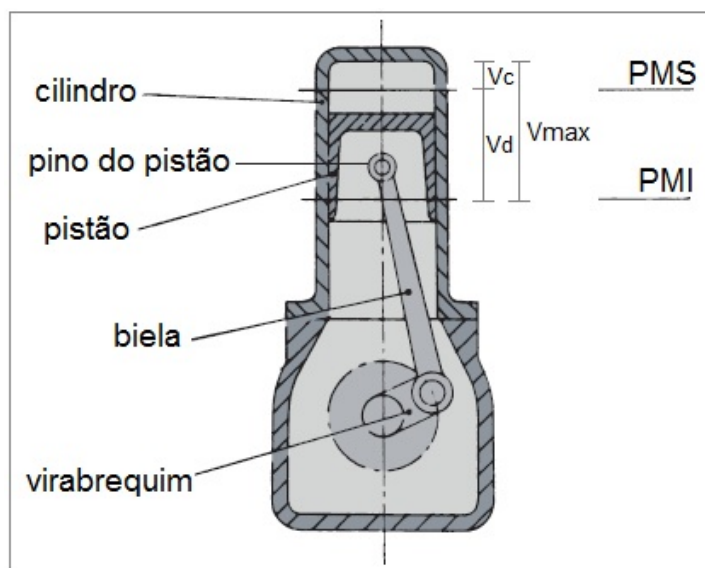
- a) 1º - Admissão: começa quando o pistão está na sua posição mais alta, conhecida como ponto morto superior (PMS). Nesse caso, tem-se o volume mínimo possível dentro do cilindro (V_c), dado pela diferença entre o volume máximo alcançável (V_{max}) e o volume deslocado pelo pistão (V_d). A Figura 2 ilustra esses parâmetros. O ar é então aspirado para dentro do cilindro. Para que isso seja possível, a válvula de admissão se abre antes do PMS e se fecha pouco tempo depois do tempo de admissão.
- b) 2º - Compressão: ocorre quando ambas as válvulas de admissão e escape estão fechadas e o volume dentro do cilindro é reduzido até atingir a sua quantidade mínima possível, quando o pistão sai do ponto morto inferior (PMI) e vai até o PMS. Ao final do tempo de compressão, o eletrodo da vela produz uma centelha que dá início à combustão, causando o aumento gradual da pressão.
- c) 3º - Expansão: com a elevada pressão e temperatura decorrentes do fim da compressão, o pistão é forçado pelos gases a ir do PMS ao PMI, quando então a válvula de escape começa a abrir e a pressão a se igualar a pressão de exaustão.
- d) 4º - Exaustão: os gases remanescentes deixam o cilindro pela válvula de exaustão, devido às pressões internas maiores que as externas e ao próprio movimento de subida do pistão. Após o PMS, a válvula de exaustão se fecha e, antes disso ocorrer, a de admissão se abre, reiniciando o ciclo.

Figura 1 – Operação de um motor de ciclo a quatro tempos.



Fonte: Adaptado de (HILLIER, 2012).

Figura 2 – Principais componentes de um motor alternativo.



Fonte: Adaptado de (HILLIER, 2012).

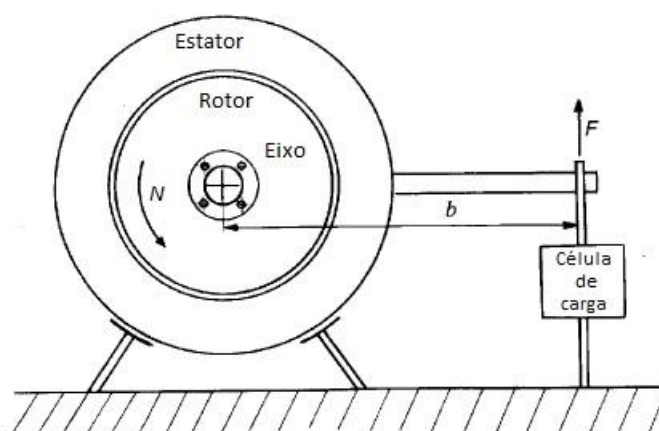
A classificação dos motores em aspirados ou sobrealimentados se deve à forma como se dá a entrada de ar durante o tempo de admissão. De acordo com Brunetti e Garcia (2012), o escoamento de ar para os cilindros ocorre devido à geração de um gradiente de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro. Quando esse gradiente é ocasionado unicamente pelo deslocamento do pistão do PMS para o PMI, gerando uma depressão no interior do cilindro, e não havendo nenhum dispositivo que eleve a pressão no coletor de admissão acima da pressão atmosférica, tem-se o motor denominado naturalmente aspirado. Nesses motores, o gradiente de pressão no processo de admissão é

limitado pela pressão de admissão, sendo no máximo igual a pressão atmosférica. Com o intuito de aumentar esse gradiente, conseqüentemente elevando-se a massa de ar admitida, surgiram os motores sobrealimentados, os quais contam com dispositivos que elevam a pressão no coletor de admissão acima da pressão atmosférica. Um desses dispositivos é o turbocompressor, que utiliza os gases de escapamento para gerar trabalho numa turbina e transferi-lo para o compressor, o qual aumenta a pressão no coletor de admissão. Já na sobrealimentação mecânica, o compressor é acionado mecanicamente pelo motor e comprime o ar no coletor de admissão e no interior da câmara de combustão durante a admissão.

2.1.1 Parâmetros de operação do motor

Conforme explica Ferrari (2016), os dois principais parâmetros para a definição do desempenho de um motor são o torque e a potência. Em termos práticos, os dados de torque e potência podem ser obtidos por meio de dinamômetros, dispositivos que utilizam diferentes métodos de absorção da energia produzida pelo motor. Conforme mostra a Figura 3, o dinamômetro é constituído de um rotor preso ao eixo de saída do motor, sendo acoplado hidraulicamente ou eletromagneticamente a um estator com liberdade para girar. Desse modo, o motor em prova faz girar o rotor que, por sua vez, tende a rotacionar o estator ao movimentar o líquido que os acopla (em geral água) em sua direção ou ao criar um campo de forças eletromagnéticas. Uma célula de carga mede a força F que deve ser aplicada ao estator com um braço de comprimento b para impedir sua rotação (FERRARI, 2016).

Figura 3 – Princípio de operação de um dinamômetro



Fonte: Adaptado de (FERRARI, 2016).

Utilizando-se a notação da Figura 3, tem-se que o torque T exercido pelo motor é

dados por:

$$T = Fb \quad (2.1)$$

A potência fornecida pelo motor e absorvida pelo dinamômetro é o produto do torque e a velocidade angular ω :

$$P_b = \omega T = 2\pi NT \quad (2.2)$$

sendo N a velocidade rotacional do eixo virabrequim. Esse valor de potência medido é também denominado potência de eixo (em inglês *brake power*), constituindo a potência utilizável entregue pelo motor à carga externa, neste caso o freio dinamométrico (HEYWOOD, 1988).

Paralelamente à medição do torque e potência, é possível ainda obter-se uma série de outros dados em ensaios realizados no dinamômetro. Em particular, ao usar-se transdutores de pressão em contato direto com a face interna da câmara de combustão e calcular-se o volume do cilindro em função do ângulo do virabrequim, é possível elaborar o diagrama da pressão interna em função do volume disponível (Figura 4). Esse diagrama é tradicionalmente denominado ciclo indicado, em virtude de os primeiros dispositivos usados com esse propósito terem sido chamados de “indicadores” (FERRARI, 2016). A partir dele, pode-se determinar o trabalho indicado por ciclo $W_{c,i}$, cedido pelo fluido de trabalho ao pistão:

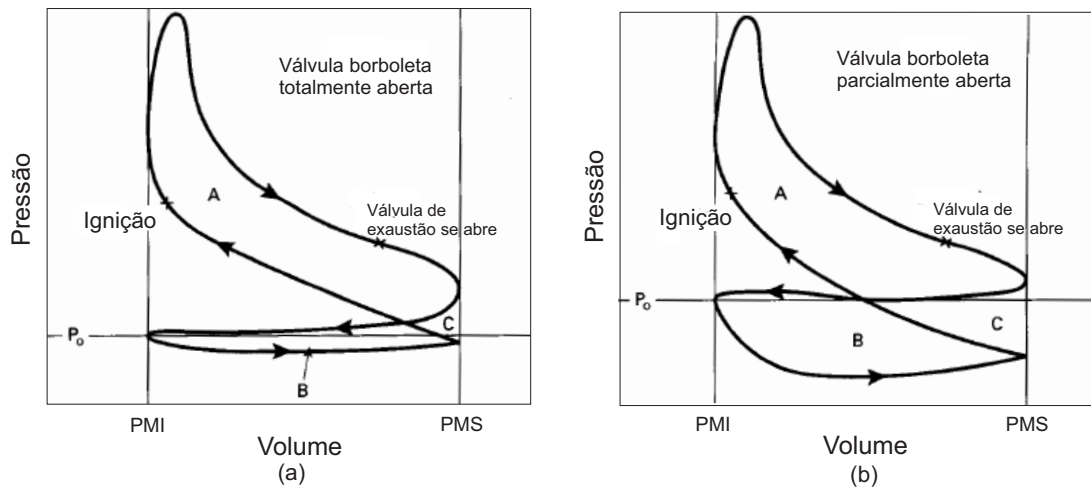
$$W_{c,i} = \oint pdV \quad (2.3)$$

Com o trabalho indicado é possível também determinar-se a potência indicada, ao multiplicá-lo pelo número de vezes em que o ciclo é executado na unidade de tempo:

$$P_i = \frac{W_{c,i}N}{n_R} \quad (2.4)$$

Sendo n_R o número de revoluções do eixo virabrequim para cada curso de expansão do pistão (igual a 2 no caso dos motores quatro tempos).

Figura 4 – Exemplo de ciclo indicado de um motor quatro tempos aspirado, operando com (a) válvula borboleta totalmente aberta e (b) parcialmente aberta



Fonte: Adaptado de (PULKRABEK et al., 1997).

Na prática, o valor de $W_{c,i}$ pode ser obtido da área do gráfico do ciclo indicado, sendo positivo, ou seja, entregue ao pistão, quando o ciclo é percorrido no sentido horário (ciclo motor: área A na Figura 4) e negativo, ou entregue pelo pistão, quando percorrido no sentido anti-horário (ciclo de substituição do fluido do motor quatro tempos aspirado: área B na Figura 4).

Segundo Pulkrabek et al. (1997), o ciclo superior, que abrange os cursos de compressão e expansão, representa o trabalho de saída gerado, ou trabalho indicado bruto W_{ig} , dado pelas áreas A e C . Já o ciclo inferior, que inclui os cursos de admissão e exaustão, determina o trabalho de bombeamento W_p , o qual absorve o trabalho do motor, sendo dado pelas áreas B e C . Assim, o trabalho indicado líquido W_{in} , que representa o trabalho entregue ao pistão durante os quatro tempos do motor, pode ser dado pela diferença entre o trabalho bruto e o de bombeamento (HEYWOOD, 1988):

$$W_{in} = \text{área } A - \text{área } B \quad (2.5)$$

Ainda segundo Pulkrabek et al. (1997), motores sobrealimentados podem apresentar pressões na admissão maiores do que na exaustão, proporcionando um trabalho de bombeamento positivo. No caso dos motores com sobrealimentação mecânica, apesar de o supercompressor aumentar o trabalho líquido indicado, ele normalmente adiciona perdas por fricção, em razão do seu acoplamento ao eixo virabrequim. Além disso, perdas como essa, associadas ao atrito de alguns componentes do motor, somadas às perdas por cargas parasitas, como as provenientes do bombeamento de óleo, do compressor do

ar condicionado ou do alternador, por exemplo, fazem com que o trabalho entregue pelo eixo virabrequim seja sempre menor do que o trabalho indicado. Dessa forma, a potência indicada pode ser calculada somando-se a potência de eixo P_b e a potência de atrito P_f , a qual contabiliza todas essas perdas devido ao atrito e às cargas parasitas (HEYWOOD, 1988):

$$P_{ig} = P_b + P_f \quad (2.6)$$

Observa-se que, nesse caso, o valor obtido P_{ig} é referente à potência indicada bruta, uma vez que o trabalho de bombeamento é normalmente englobado no trabalho perdido por causa dos atritos. Logo, a eficiência mecânica, dada na sequência pela equação (2.7), depende não apenas da rotação e do projeto do motor, como também da posição da válvula borboleta.

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_{ig}} = 1 - \frac{P_f}{P_{ig}} \quad (2.7)$$

2.1.2 Ciclos-padrões a ar: ciclo Otto

De maneira geral, no estudo dos motores, parâmetros como torque e potência são normalmente introduzidos a partir de diagramas esquemáticos nos quais os motores e os fluidos de trabalho são inicialmente idealizados, considerando-se assim um funcionamento completamente ideal (ciclos ideais ou teóricos). Posteriormente, ainda que assumindo-se uma máquina ideal, leva-se em conta o comportamento real do fluido de trabalho, com propriedades físicas e composições variáveis, obtendo-se um ciclo visto como um limite superior para o desempenho do motor. Finalmente, a idealidade pode ser substituída ao considerar-se um ciclo indicado, descrito por um fluido real que adentra um cilindro real, caracterizado pelas suas perdas de energia próprias (FERRARI, 2016).

Conforme explicam Brunetti e Garcia (2012), o estudo dos ciclos reais torna-se difícil em razão da complexidade do fluido de trabalho, cuja composição varia durante os processos, e da complexidade dos próprios processos. Para facilitar o estudo e a análise qualitativa e até mesmo quantitativa, associa-se a cada ciclo real um ciclo-padrão, dentro de algumas hipóteses simplificadoras que, de alguma forma, tenham semelhança com o ciclo real correspondente e permitam uma aplicação da Termodinâmica. Uma dessas hipóteses considera que o fluido de trabalho seja ar puro, derivando daí o termo de ciclo-padrão a ar. Além dela, as demais hipóteses adotadas são as seguintes:

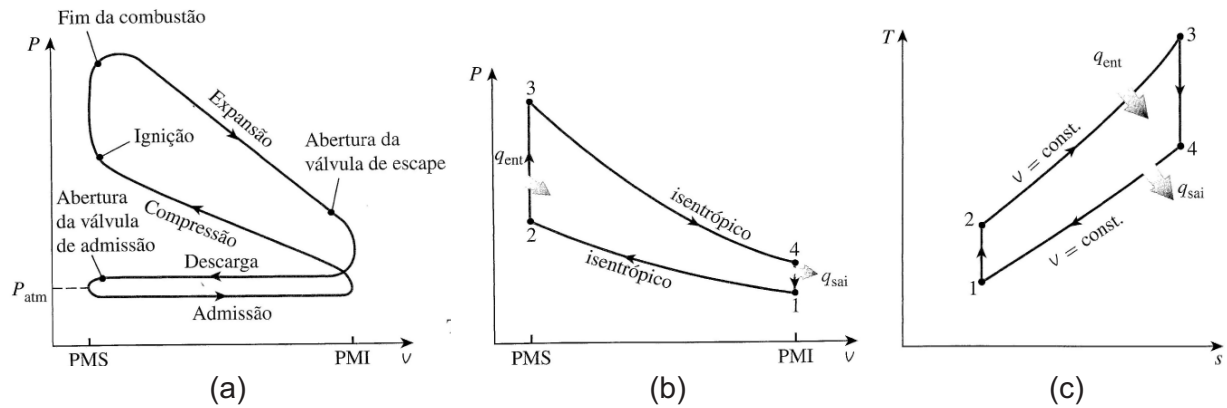
1. O ar é um gás perfeito, ideal;

2. Não há admissão nem escape (não há necessidade de se trocar os gases queimados por mistura fresca). Essa hipótese permite a utilização da Primeira Lei da Termodinâmica para sistemas em lugar da Primeira Lei para Volume de Controle;
3. Os processos de compressão e expansão são isentrópicos, ou seja, adiabáticos e reversíveis;
4. A combustão é substituída por um fornecimento de calor ao fluido ativo a partir de uma fonte quente. Esse fornecimento de calor poderá ser num processo isocórico, ou em um processo isobárico, ou em uma combinação destes, dependendo do ciclo;
5. Para voltar às condições iniciais, será retirado calor por uma fonte fria, num processo isocórico.
6. Todos os processos são considerados reversíveis.

A adoção dessas hipóteses visando a representação do ciclo real do motor Otto dá origem ao ciclo Otto, ou ciclo padrão a ar do motor de ignição por centelha. Vale destacar que, nessa análise teórica, os calores específicos do ar podem ainda ser tratados como funções da temperatura ou como constantes. De modo geral, nos ciclos padrões a ar, os calores específicos variam com as temperaturas de operação. Quando os calores específicos são tratados como constantes determinadas à temperatura ambiente, os ciclos costumam receber outras denominações, como por exemplo a de ciclo padrão a ar frio, utilizada por BOLES e ÇENGEL (2013). Outros autores como Giacosa (1970) utilizam a terminologia ciclo ideal para se referirem a utilização de valores constantes e ciclo a ar ao adotarem valores dependentes da temperatura. Independentemente da terminologia, ciclos ideais e ciclos padrões a ar ou ciclos a ar se utilizam das mesmas hipóteses como o tratamento do fluido como sendo ar e se comportando como um gás perfeito, além de considerarem todos os processos como sendo internamente reversíveis.

A Figura 5 apresenta novamente o diagrama $P-\nu$ de um motor de ignição por centelha de quatro tempos real, ao lado dos diagramas $P-\nu$ e $T-s$ referentes ao ciclo Otto. O volume e a entropia dos sistema são apresentadas na forma intensiva, como propriedades específicas. O calor que entra (q_{ent}) e sai (q_{sai}) também é apresentado de modo semelhante, mesmo não sendo uma propriedade do sistema.

Figura 5 – Diagrama $P-\nu$ de um motor de ignição por centelha de quatro tempos real (a) e diagramas $P-\nu$ (b) e $T-s$ (c) do ciclo Otto



Fonte: (BOLES; ÇENGEL, 2013).

O ciclo apresentado na Figura 5, ao desconsiderar-se a admissão e a exaustão, compõe-se de quatro processos, descritos por Brunetti e Garcia (2012) como:

- 1-2: Compressão isentrópica: representada no diagrama $P-\nu$ por uma curva cuja expressão é dada por $pV^k = constante$, sendo k a razão entre os calores específicos C_p e C_v do fluido de trabalho. Uma vez que os processos são reversíveis, as áreas contidas entre o processo e o eixo dos volumes no diagrama $P-\nu$ são proporcionais ao trabalho realizado, enquanto no diagrama T-S são proporcionais ao calor trocado. Assim, a área sob a curva 1-2 no diagrama $P-\nu$ corresponde ao trabalho de compressão (w_{ent});
- 2-3: Fornecimento de calor (q_{ent}) num processo considerado isocórico, admitindo-se todo o calor liberado na combustão sendo fornecido quando o pistão se encontra no PMS. A área abaixo da curva é proporcional ao calor fornecido ao sistema;
- 3-4: Expansão isentrópica. A área sob a curva no diagrama $P-\nu$ corresponde ao trabalho de expansão (w_{sai});
- 4-1: Retirada de calor do sistema (q_{sai}). O calor é rejeitado nos gases ao "abrir a válvula de escape", imaginando-se uma queda brusca da pressão. No diagrama T-S a área sob a curva é proporcional ao calor rejeitado.

Conforme explicam BOLES e ÇENGEL (2013), o ciclo Otto é executado em um sistema fechado e, desprezando-se as variação de energia cinética e potencial, o balanço

de energia dos processos pode ser expresso, por unidade de massa, como:

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = \Delta u \quad (2.8)$$

Além disso, os dois processos de transferência de calor não envolvem trabalho, já que ocorrem a volume constante. Desse modo, a transferência de calor de e para o fluido de trabalho pode ser expressa como

$$q_{ent} = u_3 - u_2 = c_\nu(T_3 - T_2) \quad (2.9)$$

e

$$q_{sai} = u_4 - u_1 = c_\nu(T_4 - T_1) \quad (2.10)$$

Desse modo, a eficiência térmica do ciclo Otto sob as hipóteses do padrão a ar torna-se:

$$\eta_{t,Otto} = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (2.11)$$

Uma vez que os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos e $\nu_2 = \nu_3$ e $\nu_4 = \nu_1$, tem-se:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{\nu_2}{\nu_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{\nu_3}{\nu_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad (2.12)$$

Substituindo essas relações na equação da eficiência térmica e realizando as devidas simplificações, obtém-se:

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (2.13)$$

Sendo r a razão volumétrica de compressão:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\nu_1}{\nu_2} \quad (2.14)$$

Por meio da equação 2.13, é possível perceber que, sob as hipóteses do padrão a ar, a eficiência térmica de um ciclo Otto ideal depende da razão de compressão do motor e da razão dos calores específicos do fluido de trabalho. A eficiência térmica do ciclo Otto ideal aumenta com ambos e tal fato também pode ser constatado para os motores reais de combustão interna com ignição por centelha (BOLES; ÇENGEL, 2013). Contudo, conforme ressaltam Brunetti e Garcia (2012), a máxima razão de compressão a ser utilizada depende tanto da resistência do combustível à autoignição como também

das limitações relacionadas à possibilidade da ocorrência de detonação. Além disso, os mesmos autores lembram ainda que a razão dos calores específicos decai com o aumento de temperatura e que, desse modo, os modelos ideais com essa razão constante preveem eficiências térmicas mais elevadas.

Alguns conceitos relevantes podem ser definidos a partir da observação do ciclo Otto padrão a ar. Eles não apenas são válidos para outros ciclos como também podem ser extrapolados para motores reais com algumas adaptações. Dentre esses conceitos estão o trabalho de ciclo, a pressão média, a potência de ciclo e a fração residual de gases, apresentados na sequência conforme explicado por Brunetti e Garcia (2012).

Trabalho de ciclo (W_c)

Conforme já apresentado, o trabalho de ciclo é proporcional à área do diagrama p - V . Uma vez que a expansão e compressão são processos supostos isentrópicos, tem-se pela Primeira Lei da Termodinâmica que o trabalho coincide com a variação da energia interna e, portanto:

$$W_c = W_{sai} - W_{ent} = (U_3 - U_4) - (U_2 - U_1) = mc_\nu[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad (2.15)$$

A determinação do trabalho dessa maneira para o ciclo real não é tão simples devido à dificuldade em identificar-se os pontos iniciais e finais dos processos. Contudo, conforme visto anteriormente, com a utilização de um indicador de pressões e a elaboração do diagrama p - V , pode-se determinar o trabalho pela área do ciclo.

Pressão média do ciclo (p_{mc})

Corresponde a uma pressão que, se aplicada constantemente na cabeça do pistão, ao longo de um curso, realiza o mesmo trabalho do ciclo. É dada por:

$$W_c = \oint p dV = \int_{PMI}^{PMS} p_{mc} dV = p_{mc}(V_2 - V_1) \quad (2.16)$$

Sendo $V_2 - V_1$ o volume deslocado pelo pistão, tem-se que:

$$p_{mc} = \frac{W_c}{V_d} \quad (2.17)$$

Por ser um trabalho por unidade de cilindrada, a pressão média passa a independe dessa variável que de certa forma representa o tamanho do motor. Desse modo, ela tende a coincidir para todos os motores de uma série semelhante, tornando-se assim um

elemento importante para a comparação do desempenho do ciclo entre motores similares, independentemente do tamanho.

Potência do ciclo (P_c)

Equivale ao trabalho do ciclo por unidade de tempo. De forma semelhante à apresentada para o cálculo da potência indicada do ciclo real, pode ser determinada multiplicando-se o trabalho do ciclo pelo número de vezes em que é realizado na unidade de tempo:

$$P_c = \frac{p_{mc} V_d N}{n_R} \quad (2.18)$$

Fração residual de gases (f)

Ao final do processo de exaustão, uma parcela dos gases resultantes da combustão permanece dentro do cilindro, integrando a massa total de mistura do ciclo seguinte. Essa massa remanescente de gases queimados é denominada massa residual. A relação entre a massa dos gases residuais e a massa total da mistura existente no cilindro, ao final do tempo de admissão, representa a fração residual de gases queimados, sendo assim dada por:

$$f = \frac{m_{res}}{m_{tot}} = \frac{m_{res}}{m_a + m_f + m_{res}} \quad (2.19)$$

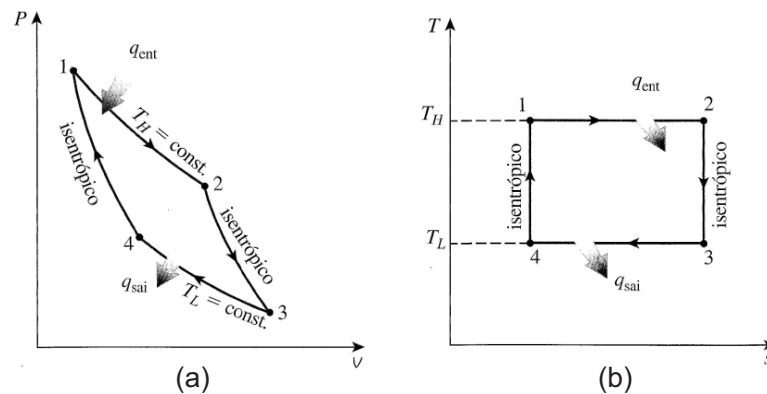
Sendo m_{res} a massa residual, m_{tot} a massa total, m_a a massa de ar e m_f a massa de combustível.

Um valor aproximado desta fração residual pode ser obtido a partir do diagrama p - V da Figura 5 por meio da seguinte relação:

$$f = \frac{m_{res}}{m_{tot}} = \frac{V_2}{V_4} = \frac{\nu_2}{\nu_4} \quad (2.20)$$

Por fim, uma ideia a respeito da máxima eficiência térmica possível de um motor térmico cíclico pode ser obtida pelo ciclo de Carnot, composto por quatro processos totalmente reversíveis: fornecimento isotérmico de calor, expansão isentrópica adiabática, rejeição isotérmica de calor e compressão isentrópica adiabática. Ele é considerado o ciclo mais eficiente que pode ser executado entre uma fonte de calor à temperatura T_H e um sumidouro à temperatura T_L . Sua eficiência térmica é mostrada na equação 2.21 e os diagramas P - ν e T - s são apresentados na Figura 6.

$$\eta_{t,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.21)$$

Figura 6 – Diagramas $P-\nu$ (a) e $T-s$ (b) de um ciclo Carnot

Fonte: (BOLES; ÇENGEL, 2013).

2.1.3 Outros parâmetros importantes dos motores de combustão interna

Outros parâmetros de suma importância para a compreensão de alguns processos que ocorrem no ciclo real de um motor são apresentados na sequência:

Pressão média efetiva indicada

O conceito de pressão média do ciclo desenvolvido para o ciclo padrão a ar pode ser estendido também para os ciclos reais. Conforme apresentado anteriormente, o trabalho indicado do ciclo pode ser obtido da área do diagrama $p - V$ e calculado pela equação 2.3. Assim, define-se a pressão média efetiva indicada, ou *imep* (do inglês *indicated mean effective pressure*), como sendo a pressão que quando aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo do curso de expansão, produziria o mesmo trabalho do ciclo, sendo dada por (BRUNETTI; GARCIA, 2012):

$$imep = \frac{W_{c,i}}{V_d} = \frac{P_i n}{V_d N} \quad (2.22)$$

De modo semelhante, pode-se também avaliar a pressão média efetiva de eixo, ou *bmep* (do inglês *brake mean effective pressure*), dividindo-se o trabalho de saída no eixo do motor pelo volume. A diferença entre os valores de pressão média efetiva indicada e de eixo fornece a pressão média efetiva de atrito *fmep*:

$$fmep = imep - bmep \quad (2.23)$$

a qual pode ser encontrada também somando-se as pressões de bombeamento ($pmep$), dos acessórios ($amep$) e a referente ao atrito mecânico das partes móveis ($mfmeep$) (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2001).

Consumo específico de combustível e eficiência

O consumo específico de combustível sfc (em inglês, *specific fuel consumption*) mede o quão eficientemente um motor utiliza o combustível fornecido para produzir trabalho. Ele é dado pela relação entre o fluxo de combustível e a potência:

$$sfc = \frac{\dot{m}}{P} \quad (2.24)$$

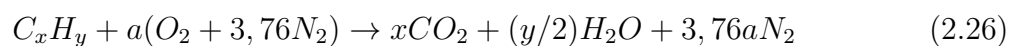
Uma outra forma de se medir a eficácia com que o motor converte a energia do combustível em trabalho é por meio da eficiência de conversão de combustível, um parâmetro adimensional dado pela relação entre o trabalho produzido por ciclo e a energia que pode ser liberada a partir da quantidade de combustível fornecida nesse mesmo ciclo:

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_f PCI} = \frac{(Pn_R/N)}{(\dot{m}_f n_R/N) PCI} = \frac{P}{\dot{m}_f PCI} \quad (2.25)$$

m_f é a massa de combustível utilizada por ciclo e PCI o poder calorífico inferior do combustível. O poder calorífico é determinado em ensaios padrões nos quais uma massa conhecida de combustível é queimada por completo e a energia liberada no processo de combustão é absorvida por um calorímetro enquanto os produtos da combustão são esfriados até a temperatura inicial do processo (HEYWOOD, 1988). Segundo Turns (2013), o poder calorífico inferior se distingue do poder calorífico superior PCS por considerar que toda a água nos produtos permanece no estado vapor.

Relação ar-combustível

Conforme explica Turns (2013), uma quantidade estequiométrica de oxidante é aquela necessária para queimar completamente uma certa quantidade de combustível. Assim, quando essa quantidade de oxidante é maior do que a estequiométrica, diz-se que a mistura é pobre em combustível (ou simplesmente pobre), e quando ela é menor do que a estequiométrica, diz-se que a mistura é rica em combustível (ou simplesmente rica). A razão estequiométrica oxidante-combustível (ou ar-combustível) pode ser determinada por um simples balanço de massa, supondo que o combustível reage para formar um conjunto ideal de produtos. Para combustíveis hidrocarbonetos essa relação estequiométrica pode ser dada por:



onde

$$a = x + y/4 \quad (2.27)$$

Neste caso, o ar é tratado como sendo composto por 21% de O_2 e de 79% de N_2 , ou seja, para cada mol de O_2 no ar existem $0,79/0,21 = 3,76$ mols de N_2 .

Sabendo-se as massas molares do ar (MW_a) e do combustível (MW_f), a razão estequiométrica ar-combustível pode ser dada por:

$$(A/F)_{esteq} = \left(\frac{m_a}{m_f} \right)_{esteq} = \frac{4,76a}{1} \frac{MW_a}{MW_f} \quad (2.28)$$

Para identificar se a mistura é rica, pobre ou estequiométrica, usa-se normalmente no estudo de motores o fator lambda (λ), definido como:

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_{esteq}} \quad (2.29)$$

Quando menor que um, o fator lambda indica a utilização de uma mistura rica. Nesse caso, há uma quantidade insuficiente de oxigênio para oxidar completamente o combustível e os produtos da combustão apresentam não apenas CO_2 e H_2O como também monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H_2), além de N_2 . Quando maior que um, o fator lambda indica uma mistura pobre, e o excesso de ar aparece inalterado nos produtos de combustão. Finalmente, quando igual a um, tem-se uma mistura estequiométrica.

Eficiência volumétrica

O sistema de admissão, composto por componentes como filtro de ar, válvula borboleta, dutos, pódicos e válvulas, restringe a quantidade de ar que um motor de determinado volume pode induzir. O parâmetro utilizado para medir essa eficácia do processo de indução é a eficiência volumétrica η_v , que pode ser dada por (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i} V_d} \quad (2.30)$$

sendo m_a a massa de ar induzida no cilindro por ciclo, $\rho_{a,i}$ a densidade do ar e V_d o volume deslocado.

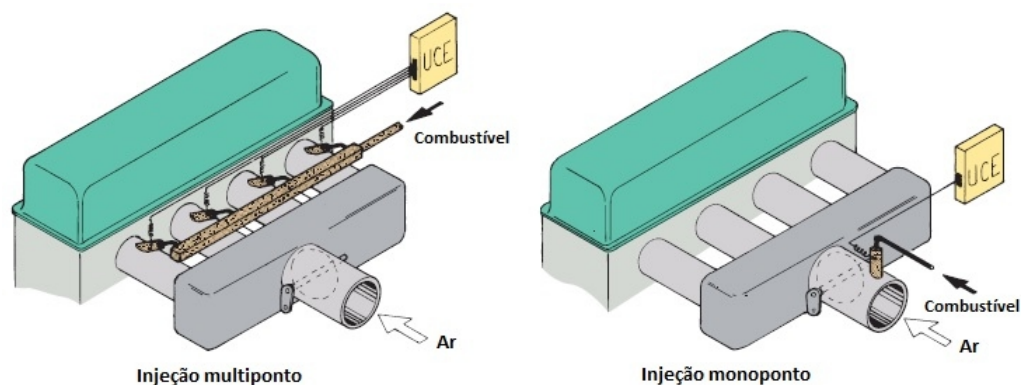
2.2 Formação da mistura

Os motores de combustão interna possuem sistemas de alimentação para o fornecimento de combustível nas quantidades certas que formarão a mistura ar/combustível, sendo assim importante escolhê-los adequadamente.

2.2.1 Tipos de injeção

Essenciais para a formação de uma mistura apropriada no motor, os sistemas de alimentação de combustível são normalmente caracterizados como do tipo injeção direta ou indireta. Enquanto no primeiro o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, no segundo caso ele é injetado no sistema de admissão, seja no coletor (sistema monoponto) ou nos pórticos próximo às válvulas (sistemas multiponto), também denominados de PFI (do inglês *port fuel injection*), conforme mostrado na Figura 7.

Figura 7 – Sistemas de injeção indireta multiponto e monoponto.



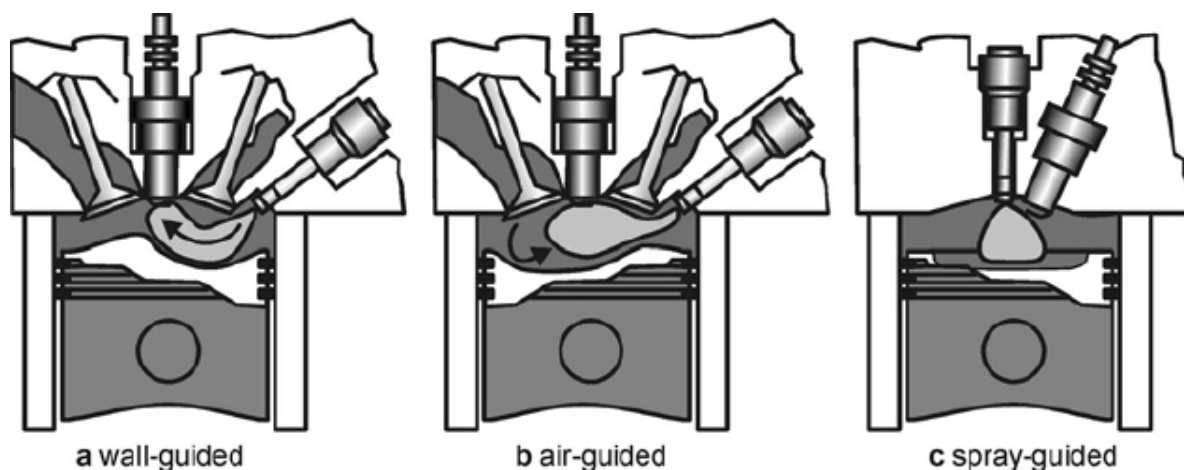
Fonte: Adaptado de (HILLIER, 2012).

Na injeção direta de combustível, dependendo da estratégia de injeção utilizada, obtêm-se uma mistura homogênea, com uma relação ar/combustível constante na câmara de combustão, ou uma mistura estratificada, quando uma porção de mistura rica em combustível é encontrada próxima à região da vela. Esses dois modos de operação são adotados de acordo com a condição de operação, tendo-se normalmente misturas homogêneas em condições de altas rotações e cargas e misturas estratificadas em baixas cargas e rotações (BAUMGARTEN, 2006).

Além disso, as misturas estratificadas com injeção direta podem ser obtidas por meio de três diferentes técnicas, mostradas na Figura 8: *wall-guided*, quando um pistão com formato específico é utilizado para conduzir o combustível até a vela, *air-guided*, quando o *spray* de combustível é direcionado pelo próprio escoamento de ar, ou *spray-*

guided, quando o transporte do combustível é garantido pela sua própria energia cinética. Nesse último caso, o injetor e a vela são normalmente montados próximos e o tempo entre a injeção e a ignição é reduzido, requerendo o uso de injetores de alta pressão (BAUMGARTEN, 2006).

Figura 8 – Técnicas de estratificação da carga.



Fonte: (BAUMGARTEN, 2006).

2.2.2 Características do *spray* de combustível

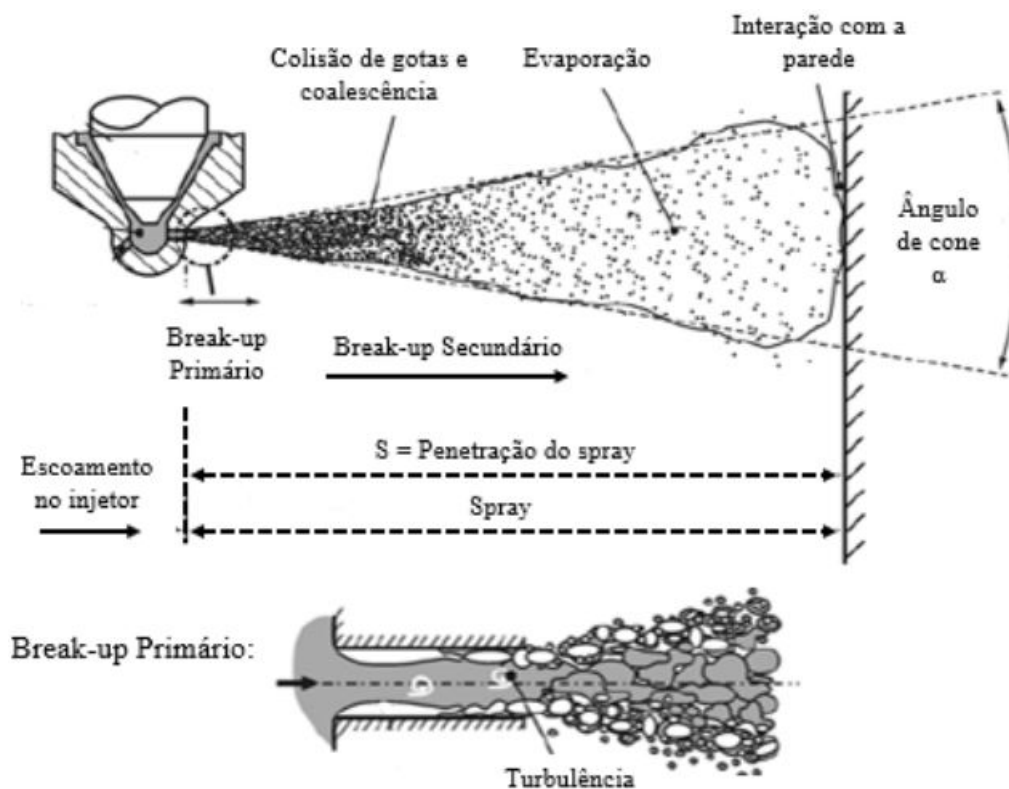
Quando o líquido deixa o injetor de combustível, sendo descarregado no pórtico de admissão ou no cilindro, sua alta velocidade relativa em relação ao meio circundante faz com que o mesmo seja desintegrado em pequenas gotículas, formando uma estrutura de *spray* normalmente cônica (ROCHA, 2015; LEFEBVRE; MCDONELL, 2017).

Baumgarten (2006) apresenta os principais elementos do *spray* de combustível dos motores conforme a Figura 9. Após a saída do injetor, o jato de combustível sofre sua primeira quebra (*break-up* primário) que dá origem a grandes gotículas e ligamentos, que formam um denso *spray* próximo ao orifício. Nos casos de injeções em elevadas pressões, essa quebra inicial se dá principalmente pela cavitação e turbulência dentro dos injetores. Em seguida, o líquido sofre sua segunda quebra (*break-up* secundário), em razão das forças aerodinâmicas, originando gotas ainda menores.

Devido à desaceleração causada pelas forças aerodinâmicas, as gotas nas porções finais do *spray* são continuamente substituídas pelas novas gotas, de modo que sua penetração S cresce e ele adquire um formato com um ângulo de cone Φ característico. Nas regiões mais densas, a probabilidade de colisão das gotas é maior, de forma que essas gotas podem ainda mudar de velocidade e tamanho. Elas podem tanto se quebrar, como tam-

bém se unir, formando gotas maiores, nesse último caso em um processo de coalescência (BAUMGARTEN, 2006).

Figura 9 – Estrutura básica de um *spray* de combustível.



Fonte: (BAUMGARTEN, 2006).

2.3 Emissões de poluentes nos motores

Conforme explica Reif (2015), caso um combustível puro fosse queimado completamente em condições ideais, com oxigênio suficiente, apenas vapor de água (H_2O) e dióxido de carbono (CO_2) seriam produzidos nos motores. Contudo, em virtude das condições não ideais de queima dentro da câmara de combustão (como por exemplo, a existência de combustível não vaporizado) e dos constituintes indesejáveis encontrados nos combustíveis, tem-se também muitas vezes a formação de subprodutos tóxicos em adição à esses dois compostos. Com o motor já aquecido, em temperaturas normais de operação e funcionando com misturas estequiométricas, a proporção desses subprodutos nos gases de escape ainda não tratados é de cerca de 1%. Os conversores catalíticos podem ainda convertê-los em substâncias inofensivas a uma taxa de mais de 99%. Reif (2015) define então os constituintes principais dos gases de escape e seus poluentes da seguinte forma:

Componentes principais dos gases de exaustão (não poluentes):

- Água (H_2O): o hidrogênio ligado quimicamente no combustível reage com o oxigênio do ar para formar vapor de água, que por sua vez pode se condensar à medida em que esfria. Essa condensação pode tornar a fumaça que sai pelo escapamento visível, especialmente em dias frios. A água constitui cerca de 13% dos gases de exaustão.
- Dióxido de carbono (CO_2): gás não tóxico, incolor e inodoro, que ocorre naturalmente na atmosfera, não sendo classificado como um poluente no que diz respeito às emissões de escape dos veículos motorizados. Todavia, ele é uma das substâncias responsáveis pelo efeito estufa e pela consequente mudança climática global. Ele é produzido durante a combustão, quando o carbono ligado quimicamente no combustível reage com o oxigênio do ar. Representa em torno de 14% dos gases de exaustão.
- Nitrogênio: constitui 78% do ar atmosférico, sendo assim seu principal constituinte. Ele praticamente não reage durante o processo de combustão, totalizando aproximadamente 71% dos gases de exaustão.

Poluentes:

- Monóxido de carbono (CO): resulta da combustão incompleta de misturas ar/combustível ricas, em razão da deficiência de ar. Apesar de também ser produzido em condições de operação com excesso de ar, ele deriva neste caso das regiões ricas em combustível, existentes em misturas não homogêneas. O monóxido de carbono é incolor e inodoro, podendo causar envenenamento nos seres vivos, ao inibir a capacidade das células sanguíneas de absorver oxigênio.
- Hidrocarbonetos (HC): são os compostos químicos formados por carbono (C) e hidrogênio (H). A emissão de hidrocarbonetos se deve à combustão incompleta da mistura ar/combustível com deficiência de ar. O processo de combustão também produz hidrocarbonetos que inicialmente não estavam presentes no combustível (por exemplo, pela separação de cadeias moleculares muito extensas). Os hidrocarbonetos alifáticos (alcanos, alcenos, alcinos e seus derivados cíclicos) são praticamente inodoros. Os hidrocarbonetos aromáticos cíclicos (tais como benzeno, tolueno e hidrocarbonetos policíclicos) emitem um odor discernível. Alguns hidrocarbonetos são considerados carcinogênicos em caso de exposição a longo prazo. Os hidrocarbonetos parcialmente oxidados (por exemplo, aldeídos, cetonas) emitem um odor desagradável. Os produtos químicos que resultam quando estas substâncias são expostas à luz solar também são considerados como agentes cancerígenos no caso de exposição prolongada a determinadas concentrações.
- Óxidos de nitrogênio (NO_x): óxido de nitrogênio é um termo genérico para os compostos formados por nitrogênio e oxigênio. Os óxidos de nitrogênio são produzidos durante todos

os processos de combustão com ar, como resultado de reações secundárias com o nitrogênio contido no ar. As principais formas encontradas nos gases de escape dos motores de combustão interna são o óxido de nitrogênio (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO_2), assim como o monóxido de dinitrogênio (N_2O), também presente em pequenas concentrações. O óxido de nitrogênio (NO) é incolor e inodoro e é lentamente convertido no ar em dióxido de nitrogênio (NO_2). O NO_2 puro é um gás tóxico, de coloração castanho-avermelhada com odor pungente. O NO_2 pode induzir irritação das mucosas quando presente nas concentrações encontradas no ar fortemente poluído. Os óxidos nitrosos podem causar sérios danos ao meio ambiente, em razão da chuva ácida, além de poluição atmosférica.

- Dióxido de enxofre (SO_2): os compostos de enxofre nos gases de escape — especialmente o dióxido de enxofre — são produzidos pelo teor de enxofre nos combustíveis. As emissões de SO_2 são causadas apenas em pequena medida pelos veículos motorizados e não são controlados pela legislação de controle de emissões. No entanto, a produção de compostos de enxofre deve ser evitada na medida do possível, já que eles aderem aos conversores catalíticos e reduzem sua capacidade de reação. De modo similar aos óxidos de nitrogênio, o SO_2 também contribui para a criação de chuva ácida.

- Particulados: sólidos são criados sob a forma de partículas como resultado da combustão incompleta. Embora a composição dos gases de escape varie em função do processo de combustão e da condição de funcionamento do motor, esses particulados consistem basicamente de cadeias de partículas de carbono (fuligem) com uma relação de superfície específica extremamente prolongada. Os hidrocarbonetos não combinados e parcialmente queimados formam depósitos na fuligem, onde são acompanhados por aldeídos, com o seu odor marcante. Componentes de aerossol (sólidos ou fluidos minuciosamente dispersos em gases) e sulfatos se ligam à fuligem. Os sulfatos resultam do teor de enxofre no combustível. O problema dos sólidos (particulados) nos gases de escape está associado principalmente aos motores a diesel. Os níveis de emissões de partículas nos motores a gasolina são geralmente desprezíveis.

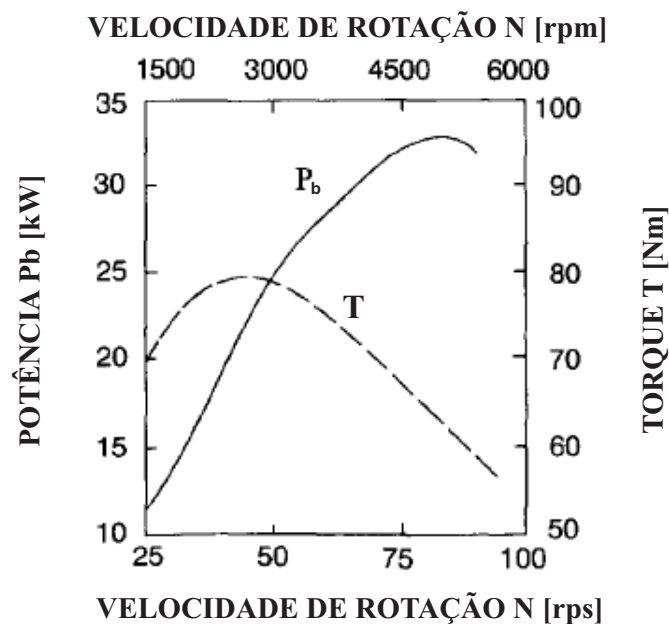
2.4 Trocas gasosas nos motores de combustão interna

O propósito principal dos processos de exaustão e admissão nos motores é remover os gases queimados ao final do tempo de expansão e admitir a carga fresca para o ciclo seguinte. A admissão de uma quantidade máxima de ar e a retenção dessa massa dentro do cilindro constitui um dos objetivos centrais do processo de trocas gasosas, já que a potência indicada de um motor de combustão interna a uma dada rotação é proporcional à vazão mássica de ar (HEYWOOD, 1988).

2.4.1 Curvas características de torque e potência do motor de combustão interna

A variação da potência e do torque com a rotação pode ser melhor compreendida por meio das curvas características do motor. Evidentemente, essas curvas variam de acordo com a carga do motor, sendo necessário assim precisá-la, seja pelo ângulo de abertura da válvula borboleta, pelo percentual da potência ou torque máximos entregues pelo motor naquela rotação, ou pelas pressões médias indicadas. Desse modo, as curvas características trazem a potência e o torque em função da rotação, ambas para uma condição específica de carga, normalmente aquela com admissão máxima, também denominada de plena carga ou WOT (do inglês *wide open throttle*), condição esta em que o motor alcança seu limite de desempenho (FERRARI, 2016). A Figura 10 mostra as curvas características típicas de um motor ciclo Otto a plena carga.

Figura 10 – Potência e torque em função da rotação, para uma condição de plena carga, típicos de um motor quatro tempos.



Fonte: Adaptado de (FERRARI, 2016).

O comportamento dessas curvas está relacionado às eficiências volumétrica e de conversão de combustível, as quais variam de modo mais sensível às mudanças de rotação. Por meio das relações apresentadas na seção 2.1.2, Heywood (1988) desenvolve a seguinte equação alternativa que relaciona o torque do motor quatro tempos à essas variáveis:

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_d (PCI) \rho_{a,i} (F/A)}{4\pi} \quad (2.31)$$

Com o aumento da rotação, a eficiência de conversão tende a diminuir, devido principalmente ao aumento das perdas por atrito nas partes móveis. Além disso, mantendo-se constantes os eventos de válvulas, a eficiência volumétrica tende a atingir um valor máximo ao alterar-se a rotação, diminuindo em rotações mais elevadas devido às perdas fluidodinâmicas e diminuindo também em rotações mais baixas, em virtude do fluxo reverso no sistema de admissão. Dessa forma, o torque apresenta geralmente um valor máximo correspondente à uma condição de rotação com ótimo enchimento do cilindro. Para rotações inferiores a esta, os valores de torque crescem com a velocidade em razão da melhora na eficiência volumétrica, enquanto para rotações superiores eles diminuem devido à redução das eficiências de conversão e volumétrica. Para a obtenção da curva característica de potência, pode-se simplesmente multiplicar o valor do eixo das abscissas pelo valor do eixo das ordenadas, uma vez que ela é resultado da multiplicação do torque pela rotação (equação 2.2). Obtém-se assim uma curva de P_b que inicialmente cresce, devido ao aumento tanto de N quanto de T . Ao passar o ponto de máximo torque, essa taxa de aumento fica um pouco menor, em razão da redução nos valores de T , até que o aumento da rotação não é mais capaz de contrapor a diminuição do torque, ocasionando a redução dos valores de potência (FERRARI, 2016).

Cabe ressaltar, entretanto, que o desenvolvimento e utilização de novas tecnologias nos motores de combustão interna pode alterar essas curvas características de maneira favorável. O uso de sistemas de atuação continuamente variável dos tempos de válvula ou de turbocompressores, por exemplo, pode tornar as curvas de torque mais planas e com mudanças mais suaves, melhorando assim o desempenho desses motores.

2.4.2 Variáveis que influenciam a eficiência volumétrica

Uma vez compreendida a influência do rendimento volumétrico sobre as curvas características do motor, torna-se importante também conhecer as principais variáveis que influenciam tal eficiência volumétrica. Giacosa (1970) apresenta essas variáveis da seguinte forma:

- Densidade da carga e diluição originada pelos gases residuais: as paredes dos dutos de aspiração e do cilindro cedem calor à carga fresca e elevam sua temperatura, reduzindo a sua densidade e promovendo assim uma perda de eficiência volumétrica. Os gases residuais remanescentes no cilindro também contribuem para essa redução, na medida em que cedem calor à mistura ou ao ar, além de ocuparem parte do volume do cilindro que deveria ser preenchido pela mistura fresca;
- Projeto dos dutos de aspiração e escape: os dutos de exaustão devem ser projetados de modo a fazer a menor oposição possível a passagem dos gases, e os de admissão devem permitir a entrada da maior quantidade possível de ar.

- Tempos de abertura e fechamento das válvulas: esses tempos têm uma estreita relação com o enchimento do cilindro de acordo com a velocidade de rotação.

As ondas de pressão que se originam nos dutos de aspiração e escape como consequência das rápidas variações de velocidade da massa gasosa em movimento podem influenciar o rendimento volumétrico. Quando essas ondas, no duto de admissão, têm um ritmo tal que, pouco antes do fechamento da válvula, alcançam um máximo ou um mínimo de pressão, tem-se respectivamente um aumento (sobrealimentação por inércia) ou uma diminuição da eficiência volumétrica. De maneira análoga se explica a influência das ondas de pressão no escape. Este fenômeno pode ser aproveitado escolhendo oportunamente o comprimento dos dutos. Dessa forma, dimensionando-se corretamente o duto de admissão, de modo que a oscilação da coluna de gás esteja em fase com o movimento da válvula, pode-se aproveitar melhor o efeito de inércia. Esse fenômeno é chamado de efeito *ram* e é capaz de favorecer o rendimento volumétrico.

As informações referentes aos instantes de abertura e fechamento das válvulas podem ser reunidas em um diagrama como o da Figura 11, no qual são mostrados os ângulos com referência aos pontos mortos.

Figura 11 – Exemplo de diagrama de distribuição de um motor quatro tempos.



Abertura da válvula de admissão: 15° antes do PMS
Fechamento da válvula de admissão: 58° depois do PMI

Abertura da válvula de exaustão: 60° antes do PMI
Fechamento da válvula de exaustão: 9° depois do PMS

Fonte: Elaborado pelo autor.

O adiantamento da abertura da válvula de admissão com relação ao PMS é geralmente realizado para que a válvula esteja completamente aberta no momento mais conveniente para obter o máximo enchimento do cilindro.

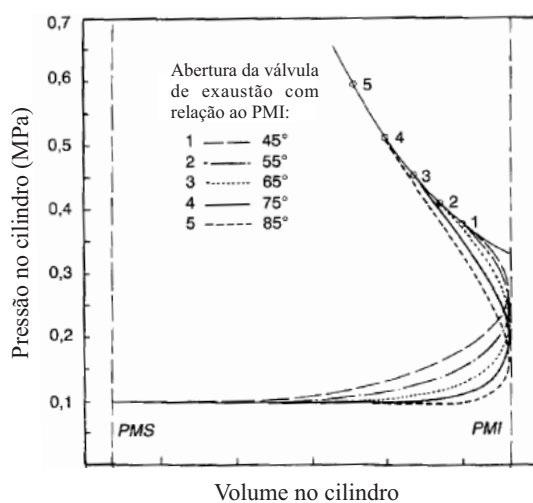
O atraso no fechamento da válvula de admissão com relação ao PMI, por sua vez, serve para aproveitar a inércia do fluido que se encontra em movimento no duto

de admissão. Devido à sua velocidade, o fluido pode continuar a entrar no cilindro ainda que ele tenha iniciado seu curso de compressão. Quanto maior a velocidade de rotação do motor, maior será também esse efeito de inércia, devendo-se atrasar mais o fechamento da válvula.

Conforme mencionado anteriormente, no caso da válvula de exaustão, a abertura antecipada com relação ao PMI visa a ocorrência do efeito *blowdown* e uma melhor expulsão dos gases queimados. Já o seu fechamento atrasado aproveita a inércia dos gases, de forma semelhante à realizada para a admissão.

Por meio da Figura 12, Ferrari (2016) ilustra como um maior adiantamento da abertura da válvula de exaustão aumenta as perdas devido a uma expansão incompleta, ao mesmo tempo em que promove uma melhor expulsão dos gases, facilitada pelo menor trabalho realizado pelo pistão durante sua subida. O valor ótimo para o instante de abertura é justamente aquele que assegura um melhor compromisso entre esses dois efeitos.

Figura 12 – Influência característica do adiantamento da abertura da válvula de exaustão.

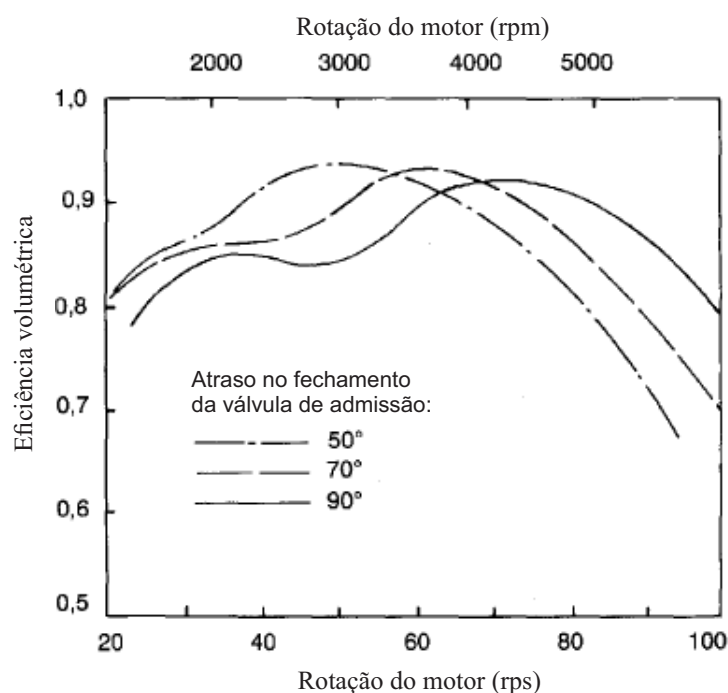


Fonte: Adaptado de (FERRARI, 2016).

Além disso, Ferrari (2016) também ilustra o efeito do instante de fechamento da válvula de admissão sobre a eficiência volumétrica por meio da Figura 13. Uma vez utilizado um sistema tradicional de comando de válvulas, no qual o instante de fechamento da válvula de admissão não se altera, tem-se que altos valores de atraso no fechamento favorecem a eficiência volumétrica em altas velocidades, mas provocam um maior retorno da carga fresca para o cilindro em baixas velocidades, reduzindo a eficiência.

Outro efeito importante e que pode ser percebido no diagrama da Figura 11 é o cruzamento de válvulas, ou o tempo de duração em graus em que as válvulas de admissão

Figura 13 – Influência do atraso no fechamento da válvula de admissão sobre a eficiência volumétrica.



Fonte: Adaptado de (FERRARI, 2016).

e exaustão estão simultaneamente abertas. Ao final do movimento da válvula de exaustão, a área de passagem entre a válvula e sua sede se encontra reduzida, enquanto a velocidade do gás está elevada, tendendo assim a manter o escoamento nessa direção, mesmo quando a admissão de ar se inicia. Isso cria uma depressão no cilindro que pode favorecer a entrada da carga fresca, promovendo também uma melhor limpeza da câmara sem que perdas substanciais da carga fresca ocorram pela válvula de descarga (GIACOSA, 1970) (FERRARI, 2016).

2.5 Sistemas de atuação variável das válvulas

Por meio da seção precedente, ficou evidente o modo como os eventos de abertura e fechamento das válvulas de um motor estão fortemente relacionados ao seu desempenho. Dentre os itens mais afetados estão a potência, o torque em baixas velocidades, a dirigibilidade em condições de baixa carga e a operação em marcha lenta. Além disso, os eventos de válvulas precisam atender às exigências de funcionamento em altas e baixas rotações, além das condições de operação em cargas elevadas e também parciais. Tal fato cria um desafio para a utilização dos sistemas de atuação fixa das válvulas, os quais devem atender ao compromisso de satisfazer os extremos dessa ampla faixa, ainda que com uma

única configuração.

Os sistemas de atuação variável das válvulas, ou VVT (em inglês, *variable valve timing*), representam uma opção muito interessante para a melhoria tanto do desempenho como da dirigibilidade, ao permitirem uma otimização de cada condição específica de rotação e carga. Esses sistemas possibilitam não apenas o controle da duração dos eventos de válvulas, como também do cruzamento de válvulas e da posição dos eventos em relação ao movimento do pistão. O objetivo é otimizar a operação do motor para a eficiência volumétrica, eficiência mecânica e fração de gás residual, melhorando assim o desempenho do motor em plena carga, a dirigibilidade em baixas cargas e marcha lenta, reduzindo o consumo de combustível em cargas parciais, dentre outros aprimoramentos (MA, 1987).

Ma (1987) explica que durante muitos anos a abordagem dos sistemas VVT esteve focada apenas na melhoria de desempenho, o que significava basicamente maximizar a eficiência volumétrica do motor para uma ampla faixa de rotações. Novos sistemas, por outro lado, têm sido avaliados principalmente no quesito economia de combustível. Assim, os sistemas VVT têm visado a otimização do uso do combustível e da dirigibilidade, especialmente por meio da redução do uso da válvula borboleta, com operações mais eficientes em baixas cargas. Isso tem aumentado também a ênfase no controle direto das frações de gases residuais por meio do cruzamento de válvulas, combinado com maiores variações nos tempos de válvulas.

2.5.1 Relação entre os sistemas VVT e a eficiência volumétrica

A possibilidade de variar os instantes de abertura e fechamento das válvulas, de acordo com a condição de operação do motor, contribui para a maximização do desempenho. Os principais aspectos dessa relação entre os eventos das válvulas e a eficiência volumétrica foram apresentados na seção 2.4.2. Ma (1987) resume esses aspectos da seguinte forma:

- Durações significativamente mais longas da admissão e exaustão com relação ao curso do pistão beneficiam a eficiência volumétrica em altas rotações do motor. Fechamentos tardios da válvula de admissão permitem um melhor enchimento do cilindro e aberturas antecipadas da válvula de exaustão aproveitam melhor o efeito de *blowdown* e a limpeza do cilindro dos gases queimados.
- Por outro lado, fechamentos tardios das válvulas de admissão e aberturas antecipadas das válvulas de exaustão prejudicam o torque em condições de baixa rotação. Nesses casos, o fechamento tardio da válvula permite o retorno de massa pelo sistema de admissão e a abertura antecipada das válvulas de exaustão reduz a razão de expansão, diminuindo a eficiência do ciclo.

- Outro efeito do instante de fechamento da válvula de exaustão (EVC, do inglês *exhaust valve closing*) sobre a eficiência volumétrica em WOT e altas velocidades é o controle da quantidade de gases queimados que são permitidos de deixarem o cilindro. Um EVC tardio favorece a potência às custas do torque em baixas velocidades. Já o atraso do instante de abertura da válvula de admissão (IVO, do inglês *intake valve opening*) tende a isolar o duto de admissão do cilindro, até que as pressões em ambos estejam aproximadamente iguais.
- De modo geral, os sistemas de atuação variável das válvulas devem permitir uma duração de abertura das válvulas de cerca de 225 a 275 graus, de forma a possibilitar a maximização da eficiência volumétrica. O cruzamento de válvulas normalmente deve variar de 25 a 45 graus, podendo ser menor em condições de cargas parciais, quando há a necessidade de controlar as frações de gases residuais em marcha lenta e baixas cargas.

2.5.2 Relação entre os sistemas VVT e a eficiência mecânica

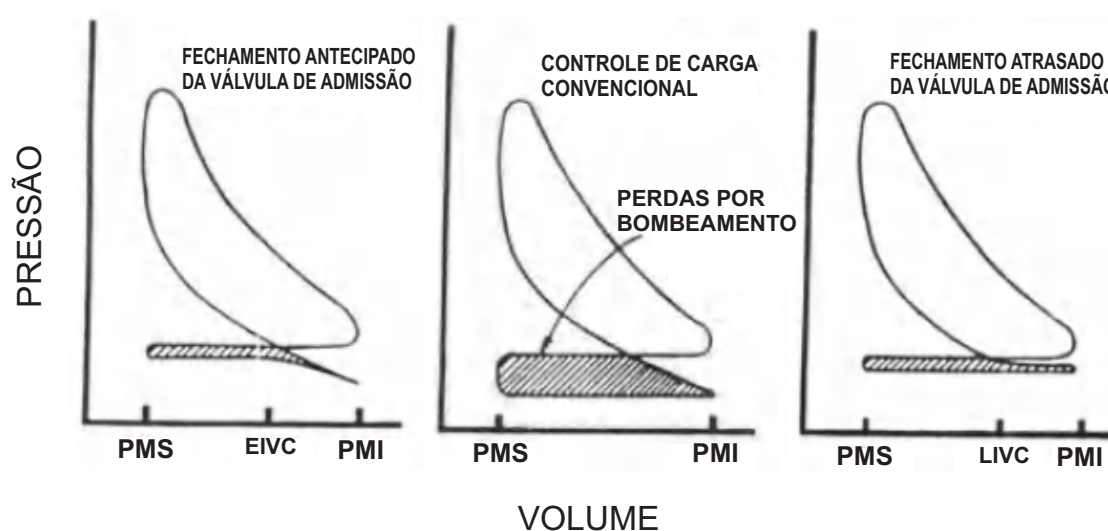
Conforme explica Ma (1987), ao alterar a eficiência mecânica dos motores, os sistemas VVT influenciam a eficiência térmica e conseqüentemente o consumo de combustível. As mudanças que o sistema VVT imprime no balanço entre os trabalhos de saída no eixo, de fricção e de bombeamento (*bmep*, *fmep* e *pmep* respectivamente) podem melhorar ou prejudicar a eficiência térmica.

Em geral, a *fmep* aumenta com a introdução do sistema VVT, simplesmente em virtude da sua complexidade e da demanda extra de potência para sua operação. Essas perdas mecânicas podem variar com a velocidade, mas tendem a se manterem as mesmas com a variação de carga, já que o trem de válvulas continua a operar independentemente da potência de saída obtida. Isso significa um maior prejuízo quando a carga é reduzida, em particular durante marcha lenta. Em condições de WOT, o *bmep* é reduzido pela mesma quantidade em que a *fmep* cresce. Essa fricção adicional pode reduzir substancialmente a efetividade do sistema VVT, especialmente a economia de combustível em baixas cargas, sendo assim de extrema importância o projeto correto do mesmo para manter as perdas mecânicas em níveis mínimos (MA, 1987).

As pressões médias efetivas nas operações em cargas parciais podem ser reduzidas com a utilização do VVT, como uma forma de economia de combustível. Ao invés de se regular a quantidade de mistura ar-combustível que entra nos cilindros controlando-se a pressão no sistema de admissão, por meio da válvula borboleta, o que acarreta em elevadas perdas por bombeamento, pode-se alcançar a mesma regulagem controlando-se o instante de fechamento da válvula de admissão (ou IVC, do inglês *intake valve closing*), com perdas menores por bombeamento. Tanto o fechamento antecipado ou EIVC (em inglês, *early intake valve closing*) como o fechamento atrasado ou LIVC (em inglês, *late*

intake valve closing) podem ser empregados para efetuar uma admissão parcial do ar, conforme ilustrado na Figura 14. Na prática, ambos possibilitam um controle de carga, sendo necessário uma maior utilização da válvula borboleta apenas em algumas condições de marcha lenta e cargas muito baixas. Além disso, como a faixa de ângulos de IVC requerida para o controle de cargas é normalmente ampla, ela garante também uma flexibilidade considerável para a otimização da eficiência volumétrica em WOT (MA, 1987).

Figura 14 – Controle de cargas parciais por meio da variação do instante de fechamento da válvula de admissão.



Fonte: Adaptado de (MA, 1987).

O aumento líquido na eficiência térmica usando-se EIVC ou LIVC é contudo consideravelmente menor do que a redução equivalente das perdas por bombeamento. Uma série de fatores faz com que haja uma deterioração da combustão, a qual prejudica a eficiência térmica indicada. Tanto nas operações com EIVC como LIVC, a compressão é iniciada de fato em instantes distintos daquele correspondente ao ponto morto inferior. Nas operações com EIVC, a admissão de ar é interrompida durante o curso de admissão e a massa aprisionada é então expandida e recomprimida praticamente de forma adiabática, até retornar ao ponto correspondente ao instante do fechamento, quando a pressão e temperatura retomam os valores iniciais. Nas operações com LIVC, o retorno de massa para os dutos de admissão faz com que a compressão seja iniciada efetivamente somente após o fechamento da válvula. Em ambos os casos, a razão efetiva de compressão é consequentemente menor do que a razão volumétrica geométrica do motor, e a temperatura de compressão é menor do que nas condições equivalentes de cargas parciais com controle por válvula borboleta, o que diminui a eficiência térmica indicada. Outros fatores que também afetam a combustão são as frações de gases residuais e as alterações nos níveis de

turbulência decorrentes da utilização do sistema VVT. Entretanto, ainda que com essas modificações, a possibilidade de redução do consumo de combustível ao usar-se EIVC e LIVC é elevada. Além disso, as emissões de gases, principalmente de NO_x , podem também apresentar reduções consideráveis (MA, 1987).

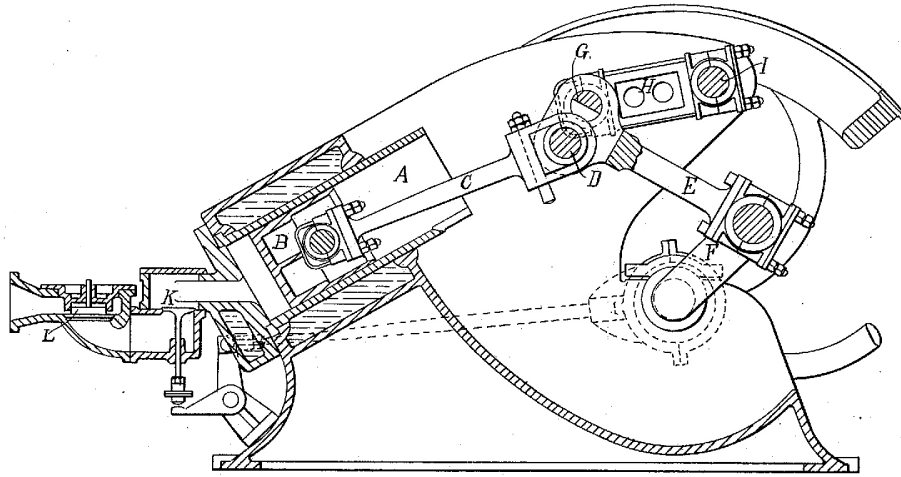
2.5.3 Ciclos Atkinson e Miller

As condições de operação do motor com utilização de LIVC e EIVC, apresentadas na seção 2.5.2, caracterizam os ciclos termodinâmicos normalmente conhecidos como Atkinson e Miller. Em virtude da importância desses ciclos e de sua relação com os sistemas VVT, eles serão melhor discutidos nessa seção.

Em um ciclo convencional de um motor quatro tempos, os cursos de compressão e expansão têm o mesmo comprimento e um aumento da eficiência do motor pode ser obtido muitas vezes por meio do aumento do curso e da razão de expansão, o qual também eleva a razão de compressão. Contudo, existe um limite para esse aumento da razão de compressão, uma vez que ele pode provocar temperaturas altas o bastante para queimar a mistura prematuramente e causar danos em virtude de detonações. Os ciclos Miller e Atkinson superam esse problema ao utilizarem as variações nos tempos das válvulas para tornar o curso efetivo de compressão mais curto do que o curso de expansão (VANGELDER, 2014).

O ciclo Atkinson recebeu este nome depois que James Atkinson (1846-1914) construiu em 1889 um motor no qual as válvulas de exaustão não se abriam enquanto a pressão no cilindro não se igualasse à pressão atmosférica durante o curso de expansão. Com isso, uma maior quantidade de trabalho era aproveitada, resultando em aumentos de eficiência térmica do motor (PULKRABEK et al., 1997). Para isso, James construiu um sistema composto por um mecanismo de duas barras montadas entre a biela e o eixo virabrequim, as quais permitiam que o pistão percorresse quatro diferentes cursos ao longo de cada revolução do eixo virabrequim (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2015). O sistema projetado e patenteado por James é mostrado na Figura 15.

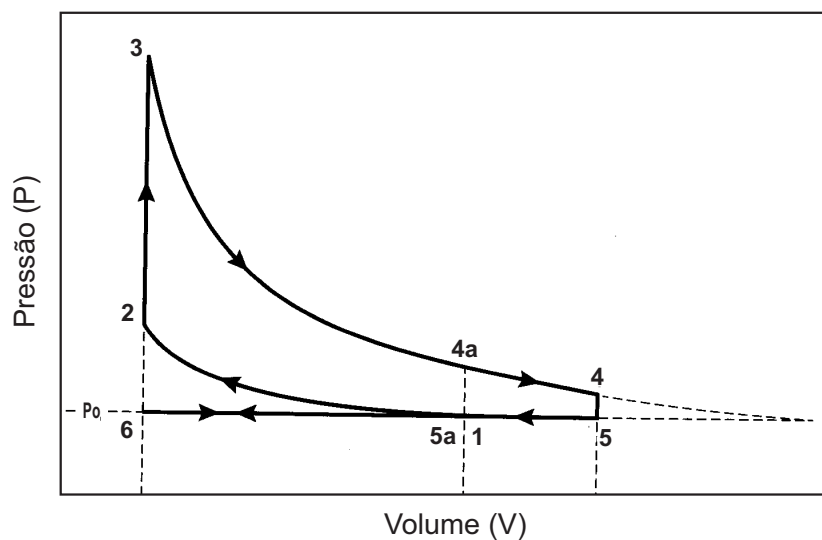
Figura 15 – Mecanismo de barras que permitia a obtenção de um curso maior de expansão, desenvolvido por James Atkinson (1846-1914).



Fonte: Adaptado de (ATKINSON, 1887).

A Figura 16 representa o ciclo Atkinson, algumas vezes também chamado de ciclo de expansão completa. Ele é dado pelo caminho 6-1-2-3-4-5-6, com uma razão de expansão (V_4/V_3) maior do que a razão de compressão (V_1/V_3). O mesmo motor operando no ciclo Otto seguiria o caminho 6-1-2-3-4a-5a-6.

Figura 16 – Ciclo Atkinson, com uma razão de expansão (V_4/V_3) maior do que a razão de compressão (V_1/V_3).

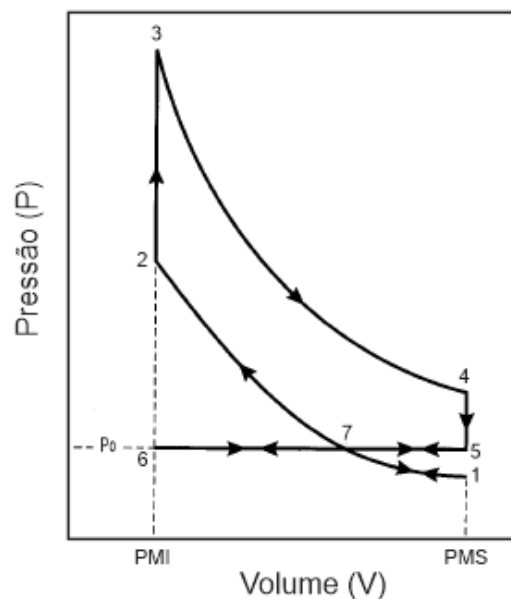


Fonte: Adaptado de (PULKRABEK et al., 1997).

Criado posteriormente por Ralph Miller (1890-1967), o ciclo Miller representou uma modificação moderna do ciclo Atkinson, contando também com uma razão de expansão maior do que a razão de compressão. Diferentemente do ciclo Atkinson original, o ciclo Miller empregava apenas o fechamento atrasado ou adiantado das válvulas de admissão para reduzir a razão efetiva de compressão, sendo assim muito mais simples do que o complexo mecanismo de barras de Atkinson.

A admissão de ar no ciclo Miller não é controlada pela válvula borboleta. A quantidade admitida é determinada basicamente pelo instante de fechamento das válvulas, o qual ocorre normalmente ainda no tempo de admissão, antes do PMI (EIVC), conforme apresentado na Figura 17. À medida em que o pistão continua sua descida após o fechamento das válvulas, a pressão no cilindro cai ao longo do processo 7-1. Quando ele inicia o curso de compressão, indo do PMI ao PMS, a pressão cresce mais uma vez pelo processo 1-7. O ciclo resultante é então dado pelo processo 6-7-1-7-2-3-4-5-6 (PULKRABEK et al., 1997).

Figura 17 – Ciclo Miller, em motores aspirados sem utilização da válvula borboleta. EIVC: percurso 6-7-1-7-2-3-4-5-7-6. LIVC: percurso 5-7-2-3-4-5-7-6.



Fonte: Adaptado de (PULKRABEK et al., 1997).

Outra variação do ciclo Miller pode ser obtida com o fechamento da válvula após o PMI de compressão (LIVC). Quando isso é feito, parte do ar admitido retorna aos dutos de admissão antes das válvulas fecharem, caracterizando o percurso 6-7-5-7-2-3-4-5-6 na Figura 17. Em ambos os casos, EIVC ou LIVC, tem-se que as razões de compressão (r_c)

e expansão (r_e) são dadas por:

$$r_c = \frac{V_7}{V_2} \quad (2.32)$$

$$r_e = \frac{V_4}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_5}{V_2} = \frac{V_5}{V_3} \quad (2.33)$$

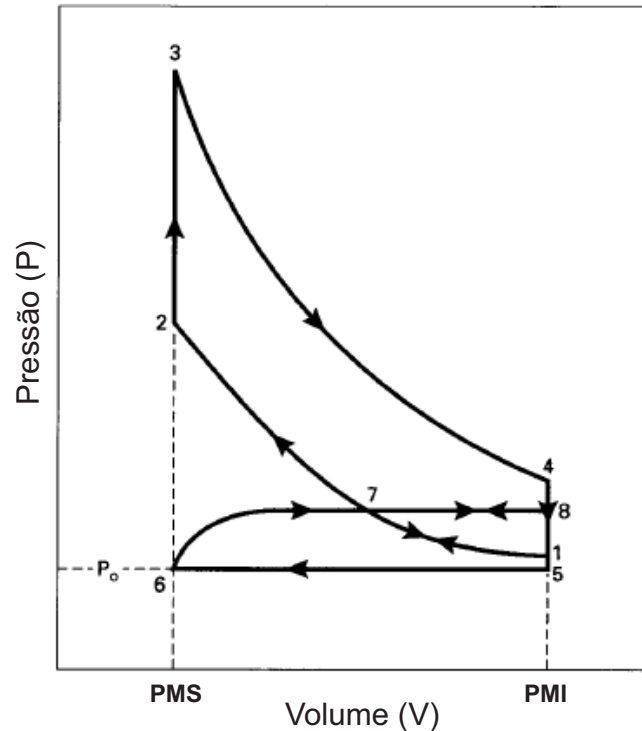
De acordo com Pulkrabek et al. (1997), o curso menor de compressão, o qual absorve trabalho, combinado com o curso de expansão mais longo, resulta em maior trabalho indicado por ciclo. Além disso, ao permitir a passagem de ar pelo sistema de admissão com a válvula borboleta mais aberta, elimina-se algumas perdas experimentadas pela maioria dos motores, especialmente em cargas parciais, quando o motor de ciclo Otto apresenta baixas pressões no duto de admissão e um correspondente trabalho de bombeamento negativo. Idealmente, o ciclo Miller não apresenta trabalho de bombeamento, o que resulta em maior eficiência térmica.

Conforme salienta Stone (1999), a ideia de se modificar os instantes de fechamento das válvulas de admissão e reduzir a razão efetiva de compressão pode transmitir a ideia de uma conseqüente perda de eficiência do ciclo. Contudo, como o próprio autor explica, a razão de expansão é um fator muito determinante para essa eficiência do ciclo e, uma vez que ela permanece inalterada com a variação dos instantes de fechamento das válvulas de admissão, pode-se então obter ganhos ainda que reduzindo a razão de compressão.

Pelo fato de o ciclo Atkinson estar muito associado à ideia de expansão completa, e de ele ter sido concebido inicialmente por meio do uso de um complexo sistema de barras no motor, opta-se normalmente pela utilização do ciclo Miller para caracterização dos motores que operam com razões de compressão menores do que de expansão. Contudo, é comum em muitos trabalhos os autores associarem os motores com fechamento atrasado das válvulas de admissão ao ciclo Atkinson e aqueles com fechamento antecipado ao ciclo Miller. Há ainda alguns autores que vinculam a operação com ciclo Miller apenas às condições com sobrealimentação. Sendo assim, de modo a evitar dúvidas neste trabalho, sempre que necessário, serão utilizados os termos LIVC e EIVC, em referência às operações com fechamento atrasado ou adiantado das válvulas de admissão, respectivamente.

Por fim, cabe destacar também a possibilidade de sobrealimentação nos ciclos Atkinson e Miller. Uma vez que em ambas as condições de fechamento da válvula de admissão, EIVC e LIVC, as quantidades de ar e combustível disponíveis na compressão são, em geral, menores, podendo resultar em potências específicas e pressões médias efetivas indicadas menores, a sobrealimentação mecânica ou a turbocompressão podem compensar esses efeitos. A Figura 18 ilustra o ciclo Miller com sobrealimentação.

Figura 18 – Ciclo Miller, em motores equipados com turbocompressor ou sobrealimentação mecânica. EIVC: percurso 6-7-1-7-2-3-4-5-6. LIVC: percurso 6-7-8-7-2-3-4-5-6.



Fonte: Adaptado de (PULKRABEK et al., 1997).

2.6 Recirculação dos gases de exaustão (EGR)

A recirculação dos gases de exaustão ou EGR (do inglês *Exhaust Gas Recirculation*) consiste da reintrodução dos gases queimados no cilindro. Ela é uma das principais técnicas utilizadas em motores SI para a redução das emissões de NO_x , uma vez que age como um diluente da mistura fresca, reduzindo os picos de temperatura e as taxas de formação dos óxidos nitrosos (HEYWOOD, 1988). Uma maneira possível de avaliá-lo é por meio das concentrações de dióxido de carbono. Muitos autores já apresentaram este tipo de abordagem, especialmente para a medição de EGR externo, relacionando a quantidade de CO_2 no coletor de admissão com a do coletor de escape (SARAVANAN et al., 2015; ABD-ALLA, 2002; WEI et al., 2012).

Uma das formas de se fazer a recirculação dos gases de exaustão é por meio da variação dos tempos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão. Nesse caso tem-se o EGR interno, quando o próprio enquadramento das válvulas propicia a retenção dos gases queimados em um ciclo do motor e seu reaproveitamento no ciclo seguinte. Conforme explica Ma (1987), essa fração residual de gases é sensível sobretudo

ao cruzamento de válvulas. Qualquer sobreposição de válvulas, ainda que pequena, pode proporcionar um fluxo reverso dos gases queimados, que retornam do sistema de exaustão para o cilindro e então para os dutos de admissão, onde se misturam à carga fresca e são reintroduzidos posteriormente no cilindro. Além disso, os gases podem ainda ser succionados diretamente dos dutos de exaustão, dependendo do movimento do pistão e da abertura das válvulas de exaustão, assim como da diferença entre as pressões no cilindro e no sistema de exaustão.

Pedrozo et al. (2016) cita ainda a possibilidade de se trabalhar com cruzamentos negativos de válvulas, quando as válvulas de exaustão têm um fechamento antecipado enquanto as de admissão têm uma abertura atrasada, o que dificulta a lavagem da câmara durante o curso de compressão e retêm os gases queimados.

Uma outra forma de se fazer a recirculação dos gases de exaustão é conhecida como EGR externa. Essa técnica consiste de retirar os gases queimados do pórtilo de exaustão e introduzi-los no pórtilo de admissão. Para isso são normalmente utilizados dutos para a condução dos gases, uma válvula de controle das frações de EGR e trocadores de calor, necessários quando se opta pela utilização do EGR resfriado. Por outro lado, quando os gases queimados são levados diretamente para o sistema de admissão, sem antes serem resfriados, tem-se o EGR quente. As temperaturas mais baixas do EGR resfriado possibilitam o aumento da densidade do ar admitido, elevando assim a eficiência volumétrica do motor. Por tornar a temperatura mais baixa e homogênea em toda a extensão da câmara de combustão, o EGR resfriado é muito útil para conter a autoignição em elevadas cargas. A menor temperatura contribui também para uma maior redução das emissões de NO_x , apesar de o uso do EGR resfriado estar associado a maiores emissões de HC e maior variabilidade cíclica quando comparado ao EGR quente. A maior temperatura do EGR quente, por sua vez, contribui para o aquecimento do ar admitido e melhoria da eficiência térmica (WEI et al., 2012).

2.7 Controle da detonação

A detonação é reconhecida como o fenômeno mais importante dentre os processos de combustão anormal nos motores de ignição por centelha. O termo em inglês equivalente *knock* (ou batida) faz referência ao ruído resultante da autoignição de uma porção de mistura à frente da superfície de chama. À medida em que a chama se propaga ao longo da câmara, a mistura ainda não queimada é comprimida, promovendo um aumento da sua pressão, temperatura e densidade. Parte dessa mistura pode passar por reações químicas antes do processo normal de combustão, de modo que os produtos dessas reações sofram autoignição, isto é, liberem espontaneamente e de maneira muito rápida uma grande parte de sua energia química. Quando isso ocorre, o gás a frente da chama queima

rapidamente, liberando energia a uma taxa cinco a vinte e cinco vezes maior que a queima normal. Esse processo provoca oscilações de pressão de alta frequência no cilindro, com a propagação de ondas de pressão de elevada amplitude e a produção em alguns casos do ruído característico (HEYWOOD, 1988).

A presença ou ausência da detonação reflete o resultado de uma corrida entre o avanço da frente de chama e as reações de pré-combustão nos gases ainda não queimados. Ela não ocorrerá se a frente da chama consumir os gases não queimados antes que as reações tenham tempo para fazer com que a mistura ar-combustível sofra autoignição (HEYWOOD, 1988). Caso ela ocorra, uma série de danos podem ser provocados no motor, dentre eles o derretimento da coroa do pistão, a adesão ou a quebra dos anéis do pistão, o desgaste do cilindro, o vazamento pela vedação do cabeçote e a erosão do cabeçote (WANG; LIU; REITZ, 2017).

O princípio para evitar a detonação é que o tempo de propagação da frente de chama até os gases não queimados seja menor que o tempo para a autoignição desses gases, também denominado atraso de ignição. Formas de se suprimir a detonação sem a necessidade de modificar componentes incluem o atraso do instante da centelha, a melhora do número de octanos do combustível e o enriquecimento da mistura. Em geral, a redução da temperatura e da pressão dos gases à frente da superfície de chama prolongam o atraso de ignição. O atraso do instante da centelha contribui para ambas as reduções, apesar de impedir que a fase da combustão seja otimizada e o desempenho seja maior. Já o enriquecimento da mistura aproveita o efeito de resfriamento da carga promovido pelo combustível, tendo como desvantagens o aumento das emissões de HC e CO, além de inviabilizar a utilização dos catalisadores de três vias. Uma outra alternativa é a recirculação dos gases de exaustão, uma técnica que também promove o aumento do atraso de ignição e permite o controle da detonação. Além disso, a utilização de EGR resfriado age como um diluente, permitindo a operação em condições estequiométricas e uma boa conversão de todos os gases poluentes (WANG; LIU; REITZ, 2017; WEI et al., 2012).

2.8 Fluidodinâmica computacional

2.8.1 Escoamentos turbulentos

Uma das principais razões de se estudar os escoamentos turbulentos se deve a sua predominância, uma vez que eles ocorrem não apenas nos motores de combustão interna como também em diversas outras situações. Além disso, eles são de grande importância prática para o transporte e a mistura de massa, *momentum* e calor, e a turbulência aumenta consideravelmente as taxas desses processos. Um dos principais aspectos de um escoamento turbulento é seu campo de velocidades que varia significativamente e de modo irregular tanto na posição como no tempo, muitas vezes aparentando até mesmo uma certa

aleatoriedade e caoticidade. Outra característica que se observa, em geral, são os movimentos turbulentos de várias escalas, desde grandes vórtices até aqueles muito pequenos e difíceis de visualizar (POPE, 2001).

Um das primeiras etapas do estudo dos escoamentos turbulentos é a distinção entre as pequenas e as grandes escalas de turbulência do movimento. Os movimentos de larga escala são fortemente influenciados pela geometria do escoamento (isto é, pelas condições de contorno) e controlam o transporte e a mistura. Já o comportamento dos movimentos de pequenas escalas é determinado quase que totalmente pela taxa em que eles recebem energia das largas escalas, e pela viscosidade. Esse fato dá às pequenas escalas de turbulência um caráter universal, independente da geometria do escoamento (POPE, 2001).

Representar as pequenas e as grandes escalas apropriadamente constitui um dos desafios da modelagem do escoamento turbulento, a qual busca, por meio de modelos matemáticos de relativa simplicidade, prever as propriedades desse tipo de escoamento. De forma similar aos escoamentos laminares, as leis que regem os escoamentos turbulentos também estão incorporadas nas equações de Navier-Stokes. Essas equações são capazes, inclusive, de representá-los em detalhes, desde as menores escalas de tempo e comprimento até mesmo as maiores. Essa abordagem direta de resolução das equações de Navier-Stokes para escoamentos turbulentos, denominada simulação numérica direta ou DNS (do inglês *direct numerical simulation*), é todavia impraticável, já que a quantidade de informações contida no campo de velocidades é enorme. Para os escoamentos com elevados números de Reynolds, predominantes nas diversas aplicações, a alternativa mais natural para a modelagem é procurar uma abordagem estatística, isto é, descrever o escoamento turbulento não em termos da velocidade $U(x, t)$, mas sim em termos de estatísticas, a mais simples delas sendo o campo de velocidades médio $\langle U(x, t) \rangle$. Modelos baseados nessas estatísticas possibilitam a obtenção de equações mais tratáveis, uma vez que esses campos estatísticos variam de maneira mais suave na posição e no tempo. Abordagens desse tipo incluem os modelos de viscosidade turbulenta, como por exemplo o modelo $\kappa - \epsilon$, modelos de tensões de Reynolds, modelos baseados nas funções densidade de probabilidade (PDF) da velocidade, e as simulações de grandes escalas ou LES (do inglês *large-eddy-simulations*) (POPE, 2001).

2.8.2 Equações de conservação

O escoamento de um fluido qualquer pode ser descrito em sua totalidade pelas leis de conservação de três de suas propriedades básicas: massa, momento e energia. Informações adicionais são necessárias apenas para caracterizá-lo quanto a sua natureza, de forma a tratá-lo como incompressível, um gás perfeito, um fluido condensável, viscoelástico, dentre outros (HIRSCH, 2007). Na sequência são apresentadas essas equações

principais, as quais regem os movimentos dos fluidos. Para a dedução detalhada dessas e de outras equações, as obras de Versteeg e Malalasekera (2007b) ou White e Corfield (2006) podem ser consultadas.

A equação de conservação da massa ou equação da continuidade é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.34)$$

As equações de *momentum*, quando aplicadas a fluidos newtonianos, são mais conhecidas como as equações de *Navier-Stokes*, definidas por Versteeg e Malalasekera (2007a) conforme apresentado a seguir:

$$\rho \frac{D_u}{D_t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{M_x} \quad (2.35)$$

$$\rho \frac{D_v}{D_t} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{M_y} \quad (2.36)$$

$$\rho \frac{D_w}{D_t} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{M_z} \quad (2.37)$$

S_{M_x} , S_{M_y} e S_{M_z} são os termos fonte de quantidade de movimento em suas respectivas equações. Versteeg e Malalasekera (2007a) ainda definem a equação de conservação da energia interna i como:

$$\rho \frac{D_i}{D_t} = -p \text{div}(\vec{u}) + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_t \quad (2.38)$$

Sendo Φ o termo referente a dissipação de energia, que descreve alguns dos efeitos das tensões viscosas.

2.8.3 Equações médias do escoamento

Devido a natureza aleatória dos escoamentos turbulentos, os valores de uma variável não podem ser previstos, ainda que se repita o experimento nas mesmas condições. Além disso, as condições de contorno, as condições iniciais e as propriedades dos fluidos inevitavelmente sofrem perturbações, e uma vez que os escoamentos turbulentos são muito sensíveis à elas, suas propriedades também sofrem variações. Contudo, essas variáveis aleatórias podem ser caracterizadas por meio de parâmetros estatísticos (POPE, 2001).

Os modelos de turbulência mais utilizados fazem parte da categoria de equações médias de Reynolds (em inglês, *RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes equations*), nos quais as variáveis são separadas em seus valores médios e em flutuações devido a

turbulência, sendo os valores médios denotados com uma barra sobre estes e as flutuações com uma apóstrofe. Assim, uma variável qualquer do escoamento pode ser encontrado por:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (2.39)$$

Dessa forma, após substituir os termos decompostos nas equações de conservação e rearranjá-los adequadamente, chega-se às equações médias de Reynolds. A equação 2.40 representa a conservação da massa, as equações 2.41, 2.42 e 2.43 a quantidade de movimento e a equação 2.52 a conservação de energia.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \vec{U}) = 0 \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \vec{U})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \vec{U} \vec{U}) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} \bar{U}) + \left[-\frac{\partial(\bar{\rho} u'^2)}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho} u' v')}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho} u' w')}{\partial z} \right] + S_{M_x} \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \vec{V})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \vec{V} \vec{U}) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} \bar{V}) + \left[-\frac{\partial(\bar{\rho} u' v')}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho} v'^2)}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho} v' w')}{\partial z} \right] + S_{M_y} \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \vec{W})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \vec{W} \vec{U}) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} \bar{W}) + \left[-\frac{\partial(\bar{\rho} u' w')}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho} v' w')}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho} w'^2)}{\partial z} \right] + S_{M_z} \quad (2.43)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \vec{T})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \vec{T} \vec{U}) = -\bar{P} \text{div}(\vec{U}) + \text{div}(\kappa \text{grad} \bar{T}) + \left[-\frac{\partial(\bar{\rho} u' l')}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho} v' l')}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho} w' l')}{\partial z} \right] + S_I \quad (2.44)$$

Os nove termos devido às flutuações turbulentas, introduzidos após o processo de decomposição, são normalmente modelados pelo método de aproximação de Boussinesq (1877), o qual propôs que a contribuição das tensões turbulentas na equação de conservação do movimento fosse tratada de forma análoga à ação da viscosidade molecular do fluido. Segundo ele, o tensor de Reynolds poderia ser expresso por:

$$\tau = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (2.45)$$

Sendo δ_{ij} a função delta de Kronecker e κ a energia cinética turbulenta por unidade de massa, dada por:

$$\kappa = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2.46)$$

2.8.4 Modelos de turbulência

Os modelos de turbulência mais utilizados incluem os de duas equações diferenciais que utilizam o conceito de viscosidade turbulenta. Esses modelos são normalmente preferidos em razão da boa relação entre tempo computacional e acurácia dos resultados que eles oferecem. Além disso, eles constituem modelos completos, capazes de prever as propriedades de um escoamento turbulento sem nenhum conhecimento prévio da estrutura da turbulência. Dentre esses modelos de viscosidade turbulenta, se destacam os modelos da família $\kappa - \epsilon$, que utilizam uma equação diferencial para a energia cinética turbulenta e uma equação diferencial para dissipação de energia cinética turbulenta por unidade de massa. A dissipação turbulenta é a taxa em que a energia cinética turbulenta é convertida em energia térmica (SEIXAS, 2017).

O modelo de turbulência utilizado neste trabalho é o RNG $\kappa - \epsilon$, elaborado por Yakhot et al. (1992). As equações desse modelo e as constantes padrões utilizadas podem ser encontradas no trabalho do próprio Yakhot Yakhot et al. (1992), no trabalho de Seixas (2017) ou nos manuais da CD-Adapco Star-CD (2015)

2.8.5 Regimes de combustão

Diversas variedades de regimes de chama podem ser identificadas dependendo do estado da mistura e das interações entre processo químico, turbulência e difusão molecular. De forma geral, uma primeira distinção entre esses regimes pode ser feita pela classificação das chamas em dois tipos, pré-misturada ou não pré-misturada, conforme o combustível e o oxidante estejam previamente misturados homogeneamente antes da combustão ou a mistura e a queima ocorram simultaneamente. Enquanto na chama pré-misturada o combustível e o oxidante estão misturados molecularmente antes que qualquer reação química se manifeste, na chama não pré-misturada os reagentes estão inicialmente segregados e a reação ocorre somente na interface das regiões de combustível e oxidante (STIESCH, 2013; TURNS, 2013).

Em sistemas com reações químicas associadas a escoamentos, as reações podem também ser limitadas pelas taxas de mistura dos reagentes ou pelas taxas das reações químicas após as misturas. Assim, se a mistura é lenta quando comparada à reação química, diz-se que o sistema é controlado pela mistura ou pela difusão, enquanto misturas rápidas e reações lentas caracterizam os sistemas controlados cineticamente. Uma forma

de se avaliar essa característica é estimar o número de Damköhler. Trata-se de um número adimensional que quantifica se o processo é controlado cineticamente ou por difusão, sendo dado pela divisão de um tempo característico de mistura (τ_{mis}) por um tempo característico da reação química (τ_{reac}):

$$Da = \frac{\tau_{mis}}{\tau_{reac}} \quad (2.47)$$

Os tempos característicos de mistura (τ_{mis}) e da reação química (τ_{reac}) são dados respectivamente por:

$$\tau_{mis} = \frac{l_I}{u'} \quad (2.48)$$

$$\tau_{reac} = \frac{\delta_l}{s_l} \quad (2.49)$$

sendo l_I a escala integral, u' a velocidade RMS, δ_l a espessura laminar de chama e s_l a velocidade laminar de chama.

Quando o número de Damköhler tem um valor muito maior que um, o processo é controlado por difusão e quando é muito menor que um, tem-se um processo controlado cineticamente. Para valores altos, a turbulência não é capaz de afetar a estrutura interna da chama, que se mantém próxima de uma chama laminar, enrugada pelo movimento de turbulência (limite de “*flamelets*”). Nesse caso, a taxa média de queima pode ser estimada a partir da taxa de queima de uma chama laminar multiplicada pela superfície de chama. Para valores baixos, por outro lado, a taxa de reação é controlada pela química e, no caso limítrofe, os produtos e reagentes são continuamente misturados em uma escala de tempo mais curta que a escala química (reações com elevada agitação). Os termos do número de Damköhler podem ser definidos de diversas maneiras, dependendo das características físicas do sistema de interesse (KEE; COLTRIN; GLARBORG, 2005; POINSOT; VEYNANTE, 2005).

Nas câmaras dos motores de combustão existe normalmente um elevado nível de turbulência, tal que o efeito na chama precisa ser considerado. Assim, uma frente de chama contínua não pode ser modelada da mesma maneira que uma chama composta por várias pequenas parcelas, onde a combustão não acontece ao longo de uma única camada, mas sim de uma forma mais distribuída. Dessa forma, torna-se importante conhecer o regime de combustão, o que pode ser feito por meio de diagramas de combustão turbulenta, a partir do conhecimento de algumas características da turbulência, como a escala de comprimento integral e a energia cinética turbulenta. Esses diagramas são baseados em números adimensionais como o número de Damköhler. O diagrama de Borghi, por exemplo, mostrado na Figura 19, utiliza além do número de Damköhler, outros dois pa-

râmetros adimensionais, o número de Reynolds e o número de Karlovitz. Este último é dado por (STIESCH, 2013; POINSOT; VEYNANTE, 2005):

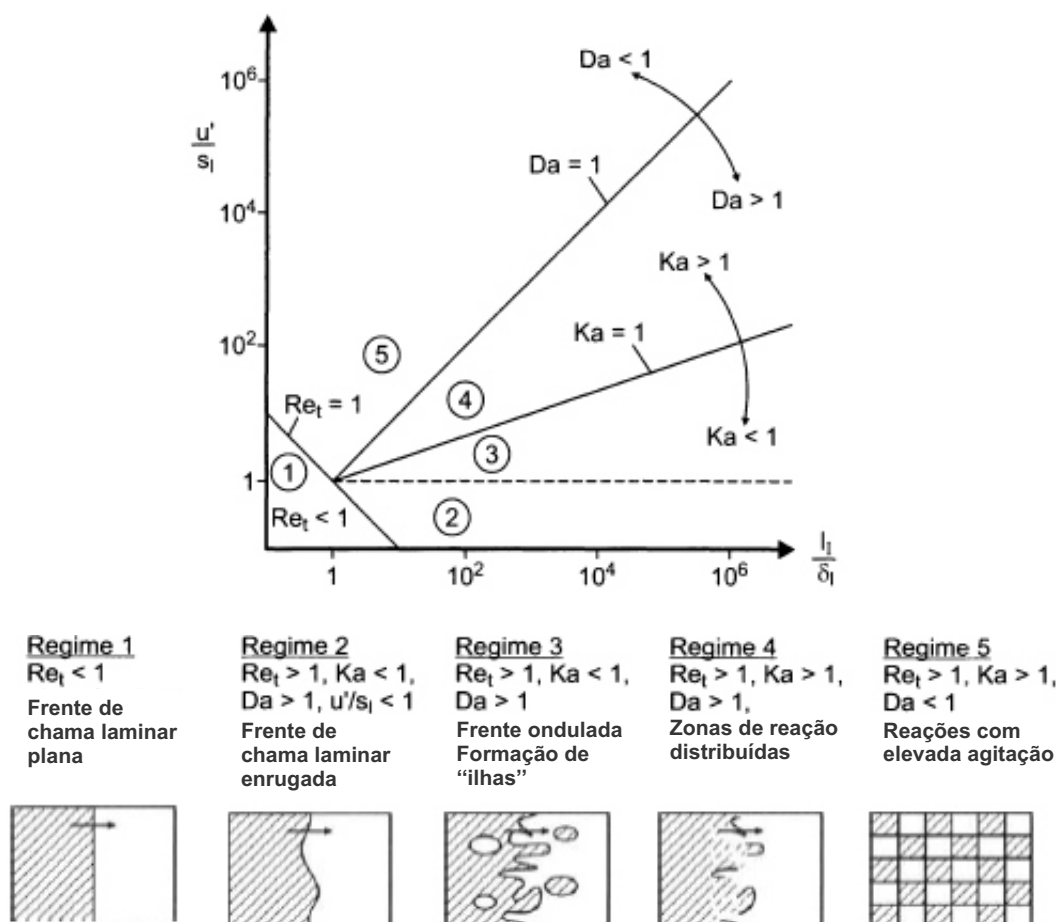
$$Ka = \frac{\tau_{reac}}{\tau_k} \quad (2.50)$$

sendo τ_k a escala de tempo de Kolmogorov, calculada por meio da viscosidade cinemática (ν) e da taxa de dissipação de energia turbulenta (ε):

$$\tau_k = \sqrt{\frac{\nu}{\varepsilon}} \quad (2.51)$$

Na Figura 19 é possível visualizar os regimes de combustão correspondentes a cada região do diagrama de Borghi. Nos motores com ignição por centelha, o modelo de chama comumente encontrado está no regime laminar do tipo *flamelets* de combustão pré-misturada turbulenta (CROLLA; FOSTER, 2015), geralmente representado pelas regiões 3 e 4 do diagrama de Borghi. Nesse regime, os efeitos dominantes da turbulência são o esticamento e o enrugamento da chama. As reações são suficientemente rápidas e os gases queimados e os não queimados podem ser considerados separados por várias regiões de chama muito finas, sendo essas regiões essencialmente as de uma chama laminar. Em outras palavras, a turbulência enruga e estica a superfície de chama, enquanto o interior da estrutura de chama não é significativamente alterado pelo campo de escoamento. A importância da suposição do regime de *flamelets* está na separação da química e da turbulência, reduzindo o problema de modelar a combustão turbulenta à descrição da superfície de chama: a chama se propaga localmente à velocidade instantânea da chama laminar esticada, mas a frente de chama completa se propaga mais rápido do que a chama laminar correspondente devido ao aumento da superfície de chama provocado pelo enrugamento (CROLLA; FOSTER, 2015).

Figura 19 – Diagrama Borghi mostrando os diferentes regimes da combustão turbulenta e os diversos tipos de chama encontrados.



Fonte: Adaptado de (STIESCH, 2013).

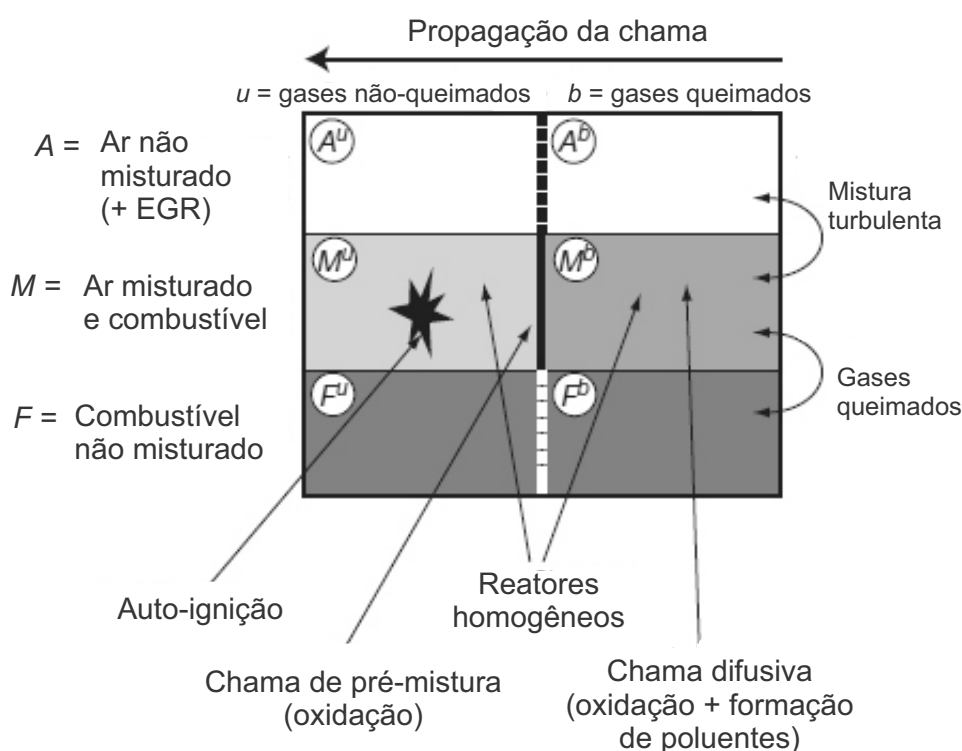
2.8.6 Modelo de combustão ECFM-3Z

De modo geral, os modelos de combustão para motores costumam ser do tipo combustão pré-misturada, voltados para motores SI, ou não pré-misturada, voltados para motores Diesel. Essa separação tem se tornado cada vez mais injustificável, uma vez que esses tipos de combustão podem ocorrer conjuntamente nos motores. Existem basicamente três modos de combustão: dois de pré-mistura ((AI) – autoignição, quando uma mistura já formada se auto inflama após um atraso de ignição e (PF) – propagação de chama, quando uma centelha inicia a frente de chama), e um de combustão não pré-misturada: (DF) – chama de difusão, quando o ar e o combustível são separados por uma fina zona de reação na qual se formam os gases. Esse último modo é também chamado de “controlado pela mistura”, de forma análoga a apresentada na seção precedente, uma vez que o tempo de difusão do ar e combustível para a zona de reação é muito maior do que o tempo de

reação (COLIN; BENKENIDA, 2004).

Os modelos de densidade de chama, como o ECFM-3Z, fazem parte de uma nova abordagem criada para modelar a autoignição e as chamas de difusão, considerando apenas as dimensões de mistura, representadas pela fração média de mistura e sua flutuação, e pelas dimensões de avanço de reação, representada pela variável média de progresso e sua flutuação. O modelo ECFM-3Z manteve as descrições do modelo ECFM, de zonas queimada/não queimada e de chama pré-misturada baseada na equação de densidade de superfície de chama, que lhe permitiam simular os modos de combustão pré-misturada. Para permitir a modelagem do processo de mistura e difusão, cada célula computacional foi dividida em três zonas (combustível não queimado, representado pela letra F, mistura contendo combustível, ar e EGR, dada pela letra M, e ar não queimado mais EGR, dada pela letra A), conforme mostrado na Figura 20, tornando o modelo capaz de simular os três modos de combustão (COLIN; BENKENIDA, 2004).

Figura 20 – Divisão da célula em três zonas no modelo ECFM-3Z.



Fonte: Adaptado de (COLIN; BENKENIDA, 2004).

A propagação da frente de chama é modelada pela equação de transporte da den-

sidade da superfície da chama (Σ), dada por:

$$\sum \left[C_{divu} \frac{2}{3} \nabla \cdot u + C \alpha \Gamma \frac{\epsilon}{\kappa} + C \frac{2}{3} \frac{\rho_u}{\rho_b} U_l \sum \frac{(1-c)}{c} - \beta U_l \sum \frac{1}{(1-c)} \frac{2}{3} \frac{1}{\gamma p} \frac{\partial p}{\partial t} \right] + S_{conv} \frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \nabla \cdot (u \Sigma) - \nabla \cdot \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla \left(\frac{\Sigma}{\rho} \right) \right] = \quad (2.52)$$

Sendo:

D a difusividade molecular

C_{divu} um parâmetro empírico com valor igual a 1

C um fator de correção

Γ uma função de alongamento da chama

ρ_u e ρ_b as densidades dos gases não queimados e queimados, respectivamente

U_l a velocidade efetiva laminar de chama

γ um coeficiente isentrópico

S_{conv} um termo em função da convecção próxima à região da vela

α e β coeficientes empíricos de produção e destruição da frente de chama

μ_t a viscosidade turbulenta

p a pressão termodinâmica

e c a variável de progresso da reação.

A variável de progresso c monitora a combustão da mistura, sendo igual a zero quando a massa de gás queimado é zero e um quando toda a massa contida na região de mistura está queimada. As espécies químicas consideradas pelo modelo ECFM-3Z incluem O_2 , N_2 , N_O , CO_2 , CO , H_2 , H_2O , O , H , N , OH e fuligem.

2.8.7 Detonação

O modelo de detonação utilizado em conjunto com o modelo ECFM-3Z leva em consideração o cálculo de um atraso de ignição τ_d para estabelecer o instante em que a autoignição ocorre, conforme apresentado pela equação 2.53 (LAFOSSAS et al., 2002).

$$\tau_d = A \left(\frac{RON}{100} \right)^{3,4017} \left(\frac{P}{1 + X_{res}} \right)^{-n} e^{\frac{B}{T_u}} \quad (2.53)$$

Na equação 2.53, P representa a pressão em bar, X_{res} a fração mássica de gases residuais, T_u a temperatura dos gases não queimados e RON o número de octanos do combustível. A , n e B são as constantes do modelo iguais a 0,01931, -1,7 e 3800 respectivamente.

Além disso, uma variável de progresso da autoignição Y_{IG} é utilizada para rastrear o desenvolvimento das reações que antecedem a autoignição. Trata-se de uma espécie fictícia

intermediária gerada pelas reações precursoras da autoignição e que é transportada com o escoamento, indicando a ocorrência do fenômeno ao atingir determinado valor. A equação 2.54 apresenta o seu cálculo (DOUAUD; EYZAT, 1978; CD-ADAPCO STAR-CD, 2015).

$$\frac{dY_{IG}}{dt} = Y_{TF} \frac{\sqrt{\tau^2 + 4(1 - \tau) \frac{Y_{IG}}{Y_{TF}}}}{\tau} \quad (2.54)$$

Y_{TF} representa outra variável fictícia que monitora as frações de combustível. O critério utilizado para a identificação da detonação é baseado na igualdade dessa fração de combustível e a fração mássica Y_{IG} . Quando Y_{IG} se torna maior ou igual a Y_{TF} tem-se a autoignição. Em virtude disso, muitos autores definem ainda a tolerância à detonação ou KT (do inglês *knock tolerance*) como sendo a diferença entre essas espécies (equação 2.56) (BERNI et al., 2015).

$$KT = Y_{TF} - Y_{IG} \quad (2.55)$$

2.8.8 Modelos de spray

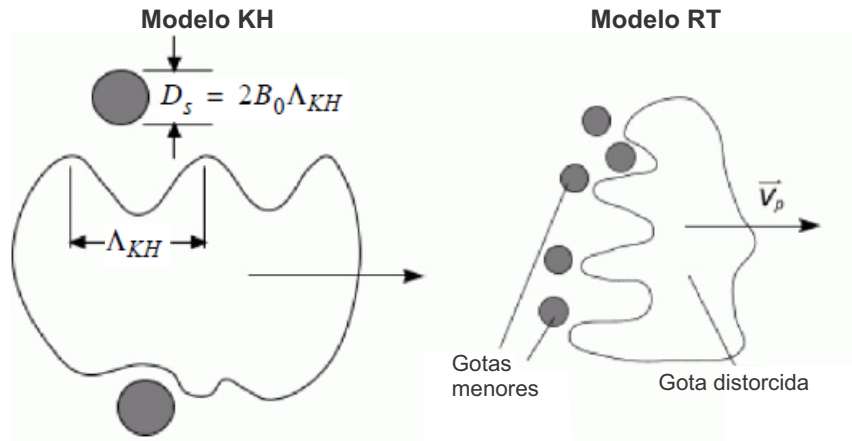
Uma das maneiras de se fazer a representação inicial da distribuição de gotas na saída do injetor é por meio de algumas funções de distribuição dos tamanhos de gotas, construídas a partir da combinação de dezenas de resultados experimentais realizados com diferentes injetores. Uma dessas funções empíricas existentes na grande maioria dos programas computacionais é a função de Rosin-Rammler, dada por:

$$Q = 1 - e^{-\left(\frac{D}{X}\right)^q} \quad (2.56)$$

onde Q é a fração mássica das gotas com diâmetro menor que D , enquanto X e q são as constantes empíricas (CD-ADAPCO STAR-CD, 2015).

Já para a modelagem da quebra secundária das gotas, pode-se utilizar o modelo KHRT, descrito por Patterson e Reitz (1998). Ele consiste de um processo no qual as instabilidades aerodinâmicas de Kelvin-Helmholtz (KH) crescem na superfície das gotas e são calculadas conjuntamente com as instabilidades de Rayleigh-Taylor (RT) resultantes da desaceleração das gotas injetadas. Esses dois modelos físicos competem, de tal forma que o primeiro a prever o aparecimento de uma instabilidade dará origem a um evento de quebra (CD-ADAPCO STAR-CD, 2015). A Figura 21 ilustra a diferença entre os modelos KH e RT.

Figura 21 – Movimentos induzidos ao escoamento dentro do cilindro



Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006).

No modelo KH, o *break-up* secundário dá origem à gotículas menores com diâmetro D_{KH} dado pela equação 2.57, sendo B_0 uma constante igual a 0,61 e Λ_{KH} o comprimento de onda da superfície instável. O tempo de escala característico é dado pela equação 2.58, onde B_1 representa uma constante com valor padrão igual a 40, Ω_{KH} uma taxa de aumento da onda com maior crescimento e D o diâmetro da gota original.

$$D_{KH} = 2B_0\Lambda_{KH} \quad (2.57)$$

$$\tau_{KH} = \frac{3,726B_1\frac{D}{2}}{\Lambda_{KH}\Omega_{KH}} \quad (2.58)$$

Já para a quebra ocorrer segundo o modelo RT, o diâmetro de gota D deve ser maior que o comprimento de onda Λ_{RT} . As equações 2.59 e 2.60 apresentam o cálculo do tempo de escala e o comprimento de escala característicos.

$$\tau_{RT} = \frac{C_\tau}{\Omega_{RT}} \quad (2.59)$$

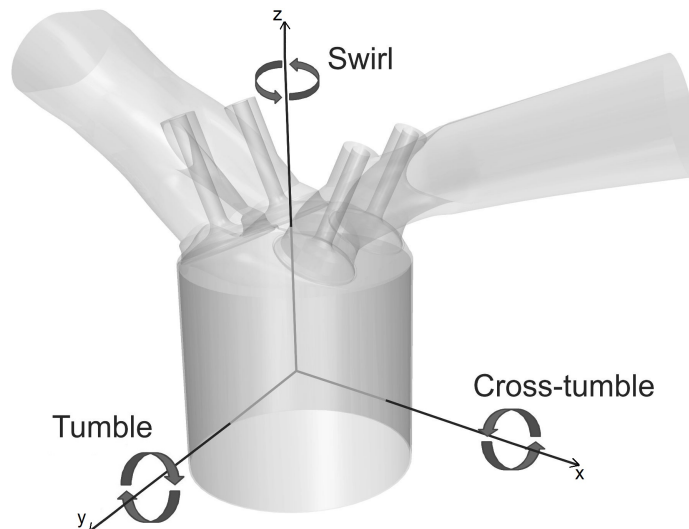
$$D_{RT} = \frac{C_3}{\Lambda_{RT}} \quad (2.60)$$

2.8.9 Estruturas do escoamento

A passagem do ar pelo pÓrtico e pela válvula de admissão, cada qual com suas geometrias próprias, induz três movimentos bem característicos dentro do cilindro: o *swirl*, que se dá no plano normal ao eixo do cilindro, o *tumble*, em torno do eixo perpendicular

ao eixo do cilindro e no plano de movimentação das válvulas, e o *cross-tumble*, também em torno do eixo perpendicular ao eixo do cilindro, mas no plano normal ao de *tumble*. A Figura 22 ilustra esses movimentos.

Figura 22 – Movimentos induzidos ao escoamento dentro do cilindro



Fonte: Elaborado pelo autor.

O aumento na intensidade do escoamento rotacional dentro do cilindro contribui para a melhoria de algumas variáveis como torque, potência e consumo específico. Em geral, uma maior turbulência amplifica a área de contato da frente de chama com a mistura não queimada e melhora a combustão, resultando no aumento da velocidade de propagação da chama e na taxa de crescimento da pressão, que por sua vez contribuem para a queima de misturas mais pobres. Por outro lado, uma turbulência muito alta na região dos eletrodos da vela pode provocar falhas na ignição, devido à destruição do núcleo de ignição formado pela descarga da vela. A turbulência exagerada pode ainda romper a superfície da chama acarretando em extinções locais da mesma (RECH, 2010; FONSECA, 2014).

Por meio dos coeficientes que caracterizam esses movimentos, torna-se possível quantificar as estruturas de escoamento dentro do cilindro. O coeficiente de *tumble* pode ser definido pela equação 2.61. Os coeficientes de *swirl* e *cross-tumble* são definidos de maneira semelhante, mudando-se apenas os eixos de coordenadas (CD-ADAPCO, 2013):

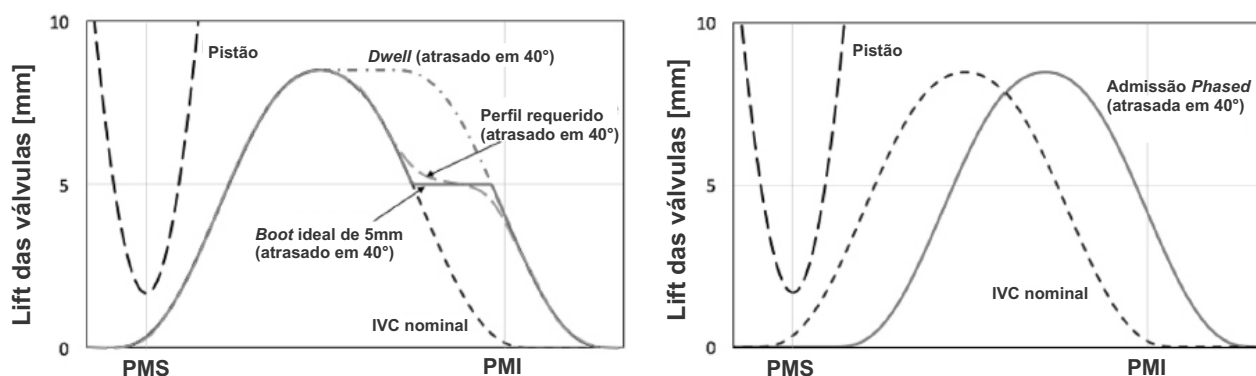
$$T_{m,y} = \frac{\sum_{cyl} m_c [u_c (Z_c - Z_m) - w_c (X_c - X_m)]}{\frac{2\pi N}{60} \sum_{cyl} m_c [(X_c - X_m)^2 + (Z_c - Z_m)^2]} \quad (2.61)$$

Sendo u_c e w_c as componentes x e z da velocidade na célula c, Z_c e X_c são as coordenadas z e x do centro volumétrico da célula c, Z_m e X_m são as coordenadas do centro de massa do cilindro e N é a rotação do motor.

2.9 Estado da arte

Muitos dos trabalhos associados à novas estratégias de abertura e fechamento de válvulas ou à novos sistemas VVT têm enfoque na eficiência volumétrica. O trabalho de Xu et al. (2016), por exemplo, avaliou um trem de válvulas eletromagnético (EMIV - *Electromagnetic intake valve train*) desenvolvido pelos próprios autores, comparando sua utilização com o trem de válvulas convencional, principalmente com relação ao enchimento do cilindro. O motor a gasolina utilizado continha quatro cilindros, quatro válvulas por cilindro e uma razão volumétrica de compressão de 10.5:1. Os autores verificaram que o enchimento do cilindro é mais eficaz com o sistema EMIV. Ao regularem as estratégias das válvulas, ajustando os eventos e suas elevações, por exemplo, eles obtiveram um aumento médio de 7,132% na eficiência volumétrica para uma faixa de rotação de 1000 rpm a 6000 rpm, sendo que para 1000 rpm esse ganho foi máximo e igual a 18,3%. Apesar de o sistema EMIV diminuir consideravelmente as perdas por fricção típicas do trem de válvulas convencional, ele introduz perdas de energia no processo de conversão eletromecânica, o que levou os autores a contabilizá-las. Ao utilizarem *lifts* menores das válvulas, eles notaram, por exemplo, grandes reduções no consumo de potência, apesar das pequenas reduções na quantidade admitida de massa. Ao variarem o *lift* de 4 mm para 8 mm ao operar-se a 1000 rpm, por exemplo, a massa admitida diminuiu 1% enquanto as perdas de potência foram reduzidas em 27.5%.

De maneira similar, Vos et al. (2018) avaliaram os ganhos de eficiência volumétrica do motor operando em elevadas rotações, ao utilizar-se trens de válvulas mais flexíveis. Apesar de voltado para um motor diesel, o estudo apresenta alguns aspectos interessantes, ao comparar três diferentes perfis das curvas de admissão: *dwell*, *boot* e *phased*, mostrados na Figura 23. Uma vez que muitos trabalhos apresentam soluções apenas com o uso de perfis do tipo *dwell*, os autores tentaram provar que as outras duas formas também poderiam proporcionar ganhos similares. Eles utilizaram um motor Cummins seis cilindros com sistema de EGR resfriado e uma turbina de geometria variável (VGT).

Figura 23 – Exemplos de perfis de válvulas do tipo *dwell*, *boot* e *phased*

Fonte: Adaptado de (VOS et al., 2018).

O perfil do tipo *boot* com uma altura de 5 mm em ambas as válvulas proporcionou 95,4% dos mesmos benefícios de eficiência volumétrica alcançados com o perfil *dwell* na condição de operação 2000 rpm e 12,7 bar de BMEP. A utilização desse perfil também reduziu a quantidade de movimento desnecessário da válvula, melhorando assim sua viabilidade e durabilidade. Sua utilização em apenas uma das válvulas de admissão também foi testada com LIVC, alcançando 79,9% da eficiência volumétrica da operação com perfil *dwell*. Seu uso em apenas uma válvula é vantajoso na medida em que reduz pela metade o *hardware* necessário. Alturas de *boot* de 3 mm e 4 mm também foram testadas, apresentando benefícios consideráveis de eficiência tanto em uma válvula como nas duas. Por fim, a utilização de estratégias de fechamento atrasado das válvulas de admissão (perfil *phased*) atingiu 97,7% e 72,2% da eficiência volumétrica alcançada pela operação com perfis *dwell*, para uma válvula apenas e duas válvulas, respectivamente. Contudo, os autores apontaram como desvantagens dessa estratégia a grande complexidade da relação entre eficiência volumétrica e o instante de fechamento das válvulas e a razão efetiva de compressão. Esses fatores fizeram com que eles definissem a estratégia com perfis *boot* como sendo a mais viável (VOS et al., 2018).

Além da eficiência volumétrica, outros estudos envolvendo sistemas VVT levaram também em consideração diferentes aspectos como as mudanças de desempenho, em termos de potência e consumo específico de combustível, o trabalho de bombeamento ou mesmo as emissões de gases poluentes. No trabalho de Li, Khajepour e Devaud (2018), por exemplo, os autores calibraram um modelo no programa GT-Suite para a condição padrão do motor e avaliaram numericamente a substituição do trem de válvulas com cames por um sistema de atuação hidráulica (HAVT). Eles utilizaram um motor monocilíndrico à gasolina com duas válvulas e razão volumétrica de 8.5:1. Para encontrar os eventos de válvulas ideais para as condições testadas, além dos respectivos avanços de ignição e re-

lações ar/combustível, eles utilizaram um algoritmo genético (GA) acoplado ao GT-Suite por meio do programa Matlab-Simulink. Operando o motor em um ciclo Otto variável em plena carga, os autores obtiveram um ganho médio de 13,5% no torque para a faixa de rotações trabalhada (2000-3600 rpm). O ganho mais acentuado (16,6%) ocorreu em 3600 rpm, para o qual obteve-se uma redução de 5,6% no BFSC. Já operando o motor em um ciclo Atkinson variável para cargas parciais, os autores obtiveram uma redução média de 16,1 g/kWh no BSFC para a faixa de rotações e cargas utilizadas. A economia de consumo chegou a 11% ao operar-se a 3200rpm/5,5Nm.

Já Li et al. (2018) compararam a utilização do VVT e do VVL (do inglês variable valve lift) quanto às trocas gasosas e o limite possível de redução do trabalho de bombeamento. Três motores GDI turbo 4 cilindros foram testados experimentalmente: os motores 1 e 2 com razões 9.3:1 e 9.7:1, respectivamente, além de VVT duplos (atendem a admissão e exaustão), e o motor 3 com razão 11:1 e CVVL (lift da válvula com variação contínua) na admissão e VVT na exaustão. Os autores verificaram que o IMEP bruto é proporcional à pressão no cilindro no PMI tanto para a estratégia de controle tradicional com válvula borboleta como para a estratégia EIVC. A pressão no cilindro durante o processo de exaustão é muito similar entre os motores com CVVL e VVT, diferindo bastante para o processo de admissão, o que indica que as diferenças no trabalho de bombeamento se devem às formas de admissão da carga. Quando comparado ao sistema VVT, o sistema CVVL apresenta maior potencial para redução do trabalho de bombeamento em baixas e médias cargas. Em cargas parciais e 2000 rpm, a redução obtida de PMEP foi de 12.3% usando o sistema CVVL. Por fim, os autores verificaram que o aumento do *lift* máximo até determinados pontos pode reduzir ainda mais os valores de PMEP e BSFC.

Myung et al. (2009) avaliaram a influência de diferentes estratégias de abertura das válvulas de admissão, quando utilizadas em conjunto com restrições no pórtilo de admissão (*port masking*), sobretudo sobre as emissões dos gases NO_x e HC . O motor utilizado de 1,5 L a gasolina apresentava quatro cilindros em linha (dezesesseis válvulas) e razão volumétrica de 10:1. Os autores verificaram que a utilização das restrições possibilitava a intensificação dos movimentos da carga no cilindro, o que acelerava a queima da mistura e diminuía a variabilidade cíclica, além de diminuir as emissões de HC . Contudo, as emissões de NO_x aumentaram em quase todos os testes, sejam em cargas parciais, marcha lenta ou partidas à frio, e o adiantamento da abertura das válvulas de admissão em até 40° com relação à condição padrão foi apontado como uma forma de se reduzir essas emissões, em razão da ampliação do cruzamento de válvulas e da redução das temperaturas na câmara. Para o experimento a 1800 rpm e carga de 2 bar, os autores obtiveram uma redução de 78% nas emissões de HC e uma diminuição das emissões de NO_x de 1280 ppm para 700 ppm, ao utilizarem o maior cruzamento de válvulas (IVO = BTDC 30°).

No trabalho de Xie et al. (2017), os efeitos da utilização de EGR quente foram avaliados e comparados com os resultados obtidos para o uso de EGR frio. Os experimentos foram realizados em um motor GDI quatro cilindros resfriado a água e com razão volumétrica de 10:1. Seis diferentes condições de rotação e carga foram testadas. A comparação entre EGR quente e frio foi realizada para a condição de 2000 rpm e 581 kPa de BMEP. Os autores verificaram que, quanto maior a adição de EGR quente, maiores as durações de queima, mais retardadas a combustão e a propagação de chama e maior a variação ciclo a ciclo. Contudo, ao combinarem essa tecnologia com o avanço do instante de ignição, eles obtiveram os mesmos resultados da condição sem EGR para esses parâmetros, ao utilizarem uma elevada razão de EGR quente de 25%. Ao utilizarem 20% de EGR quente, eles reduziram o consumo de combustível em 7%, a emissão de NO_x em 36% e a emissão de particulados em 87%. A comparação do EGR quente com o EGR frio mostrou que o desenvolvimento e a propagação de chama com o EGR quente são mais acelerados, apesar de a variabilidade entre ciclos também ser maior. Além disso, com o EGR quente, obteve-se uma melhor relação entre a eficiência térmica, NO_x e emissão de particulados. Por fim, os autores descobriram que os melhores ganhos de BSFC, NO_x e particulados eram provenientes de condições de operação em baixas velocidades e médias cargas, com a adição de EGR quente. Quanto maior a velocidade e o decréscimo da carga, menores eram esses ganhos.

Khalilarya, Nemati et al. (2014) realizaram simulações tridimensionais no programa AVL Fire do tipo ciclo fechado, ou seja, com início no instante de fechamento da válvula de admissão e término no instante de abertura da válvula de exaustão, avaliando a influência do EGR e da pressão inicial da carga nas emissões e no desempenho de um motor SI. Apesar de os autores terem desconsiderado alguns dos efeitos dos cursos de admissão e exaustão sobre os resultados, ao utilizarem o método de ciclo fechado eles provavelmente conseguiram uma considerável redução dos gastos computacionais, sem que isso invalidasse a análise final. Para a modelagem da combustão eles utilizaram o modelo CFM (em inglês, *Coherent Flame model*) e para a turbulência o modelo RNG $\kappa - \varepsilon$. Quantidades de EGR variando de 0% a 20% foram testadas, assim como as pressões iniciais de 1, 1.2, 1.4 e 1.6 bar, além dos combustíveis gasolina, hidrogênio, propano, metano, etanol e metanol. Eles simularam um motor SI quatro cilindros Mazda B2000i com razão volumétrica 8.6:1 e três válvulas por cilindro. Os autores verificaram que o aumento das razões de EGR de 0% até 20% reduziam as emissões de NO_x , mas que essa redução é mais significativa para as quantidades variando entre 0% e 10%, para todos os combustíveis. Nas condições iniciais atmosféricas, o efeito do EGR entre 0% e 10% na emissão de CO é insignificante, sendo considerável a partir de 15%. Com 20% de EGR, sua emissão é duas vezes maior que na condição sem EGR. Seu efeito também é maior no caso do metano. Os autores também notaram que o IMEP diminuiu com o EGR, em virtude das menores velocidades e penetrações de chama e menores taxas de combustão. Eles definiram 10% de

EGR como sendo uma quantidade ideal, devido à grande diminuição das emissões de NO_x e efeitos aceitáveis sobre o IMEP e as emissões de CO. Ao sobrealimentarem o motor, os valores de IMEP e as emissões de NO_x aumentaram e as emissões de CO diminuíram para todos os combustíveis. Esses efeitos foram mais acentuados para a gasolina e menos evidentes para o hidrogênio. Em todos os casos, a sobrealimentação com o uso de EGR possibilitou melhor desempenho e menores emissões. Os autores não avaliaram diferentes avanços de ignição ou relações ar/combustível, possivelmente pelo fato de o estudo não estar focado nos ganhos de desempenho.

A redução das emissões de fuligem por meio do uso de EGR resfriado também foi analisada por alguns autores. Li, Yin e Wang (2017), por exemplo, simulou numericamente um motor SIDI turbocomprimido, de quatro cilindros, com injetor lateral de seis furos e razão volumétrica de compressão 10.9:1, utilizando para isso o programa Converge. Nele uma malha ortogonal foi gerada automaticamente e refinamentos locais foram aplicados, além de refinamentos adaptativos de malha. Dentre os modelos de spray implementados no código estão o KHRT e a distribuição de Rosin-Rammler. Também foram utilizados o modelo de turbulência RNG $\kappa - \varepsilon$ e o modelo de combustão G-equation. Os autores verificaram que as emissões de fuligem foram reduzidas para as três condições testadas, 1000 rpm 210 Nm, 1500 rpm 260 Nm e 2000 rpm 250 Nm, em até 48%, 37% e 27%, respectivamente, para 20% de EGR. Eles também descobriram que a utilização de misturas ricas aumentava as emissões de fuligem, que o EGR desempenha efeitos adversos na oxidação da fuligem, devido à redução da disponibilidade de oxigênio e menor temperatura de reação, e que o efeito da mudança na pressão da câmara devido ao EGR sobre as emissões é quase nulo. Por fim, eles verificaram que elevadas pressões de admissão e a redução da quantidade de injeção aliados ao EGR resfriado desempenham papéis positivos na diminuição da penetração do spray e conseqüente formação de filme líquido. Esses efeitos ainda ajudam a reduzir em algum grau a possibilidade de formação de bolsões ricos em combustível durante o estágio inicial de combustão, reduzindo a possibilidade de formação de fuligem.

2.9.1 Considerações finais da revisão bibliográfica

De maneira análoga aos trabalhos apresentados nesta seção, este estudo também avalia a influência dos instantes de abertura e fechamento das válvulas de admissão sobre alguns dos parâmetros de desempenho de um motor de combustão, como o consumo específico de combustível e a potência indicada. Contudo, diferentemente dos trabalhos precedentes, no presente estudo são compiladas diversas informações correlacionando os sistemas VVT, os níveis de EGR interno e dados que caracterizam não apenas o processo de combustão como também o escoamento de ar. Dessa forma, o enquadramento das válvulas de admissão é avaliado de uma só vez sob diferentes perspectivas, seja por meio

da análise das estruturas do escoamento, pela análise da propensão do motor à detonação ou mesmo pela observação das variáveis da combustão. Por fim, são apresentados ainda comparações entre os resultados obtidos por meio das técnicas de VVT e EGR interno com os resultados obtidos na condição de operação com EGR externo.

3 Metodologia

A Metodologia deste trabalho pode ser dividida fundamentalmente em três etapas: a simulação de um caso base e sua validação com dados experimentais, a simulação de diferentes enquadramentos da válvula de admissão (com a comparação dos mesmos entre si e com a condição *baseline*), e finalmente a simulação de um caso utilizando EGR externo. São apresentados em detalhes todas as etapas da modelagem numérica e os procedimentos para a realização das simulações definidas.

3.1 Motor utilizado

A primeira etapa da metodologia consistiu da definição do motor a ser utilizado e da condição base de operação que seria testada experimentalmente, de modo a fornecer dados para a simulação numérica e permitir a validação dos primeiros resultados.

Dessa forma, escolheu-se um motor três cilindros aspirado de doze válvulas, com razão volumétrica de compressão 15:1 e um sistema de alimentação do tipo PFI. A tabela 1 apresenta as condições do teste experimental realizado. A rotação de 2500 rpm e a carga de 4 bar foram escolhidas por representarem uma grande parte das operações de condução dos veículos nos meios urbanos. O combustível utilizado foi o E27, com 73% de gasolina e 27% de etanol.

Tabela 1 – Condições do teste experimental realizado

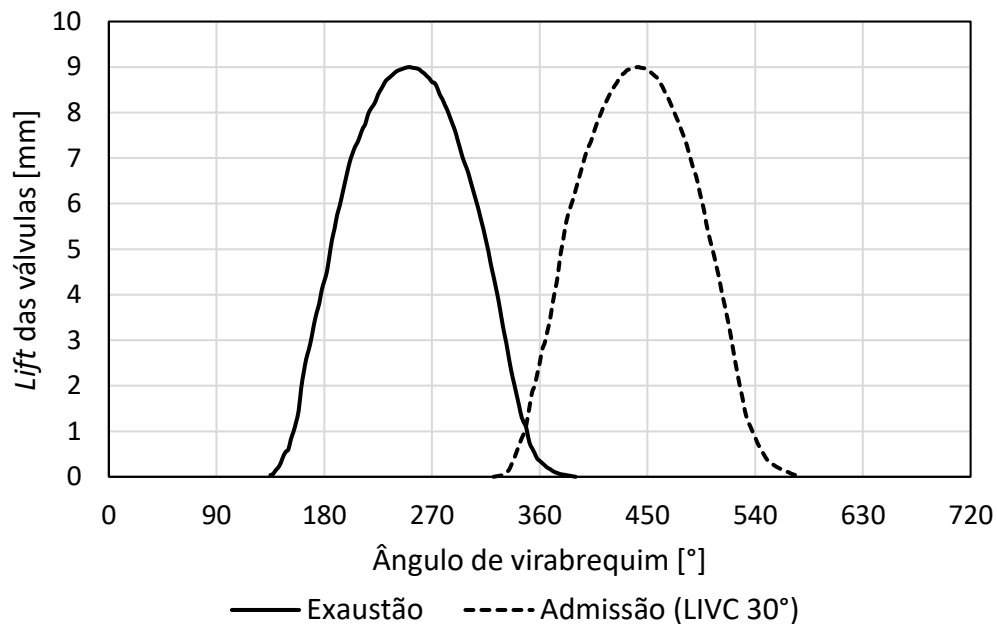
Motor	3 cilindros aspirado
Rotação [rpm]	2500
Razão volumétrica de compressão	15:1
Combustível utilizado	E27
IMEP [bar]	4,0
Avanço de Ignição [°]	28,5
Número de válvulas	12
Abertura da válvula de exaustão APMI [°]	45
Fechamento da válvula de exaustão DPMS [°]	28
Abertura da válvula de admissão APMS [°]	30
Fechamento da válvula de admissão DPMI [°]	30
Lambda	1,0

Fonte: Elaborado pelo autor.

A configuração utilizada corresponde à padrão ou *baseline* do motor, com o diagrama de válvulas original. Conforme se observa na tabela 1, essa disposição permite às válvulas de admissão e exaustão estarem sobrepostas durante uma ampla faixa de tempo,

com duração superior a cinquenta graus de giro do virabrequim. A Figura 24 ilustra as curvas de *lift* dessas válvulas.

Figura 24 – Curvas de *lift* das válvulas de admissão e exaustão usadas nas simulações.



Fonte: Elaborado pelo autor.

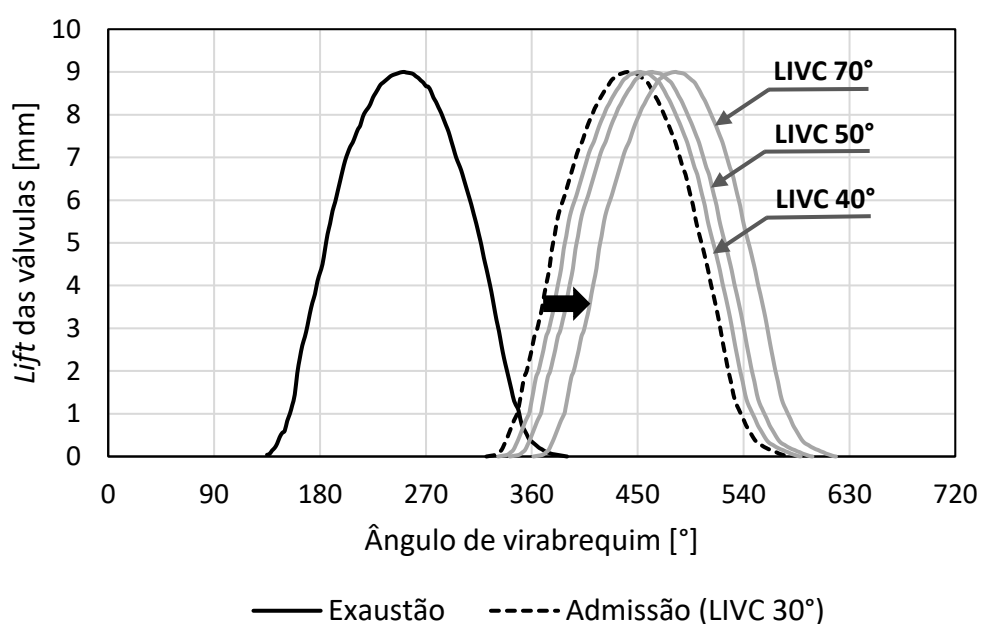
A validação dessa condição de operação foi efetuada por meio da comparação dos resultados numéricos com os dados experimentais de pressão média no cilindro, em função do ângulo e do volume, de pressão média efetiva indicada, de temperatura média no cilindro, de fração de massa queimada, incluindo duração entre as frações 10% e 90% (MBF 10-90) e de taxa de calor liberado. Considerou-se a simulação validada quando os valores máximos de temperatura, pressão e o valor de IMEP não diferiam em mais de 5% dos dados experimentais, e de 10% para os valores de MBF 10-90 e taxa de liberação de calor máxima.

3.2 Estratégias de VVT e EGR utilizadas

A primeira simulação numérica realizada neste trabalho consistiu da condição *baseline* descrita na seção precedente. A partir da validação dessa condição com os dados experimentais, procedeu-se então à análise numérica de condições distintas, todas a 2500 rpm e com o combustível E27. Nessas simulações seguintes, os instantes de abertura e fechamento da válvula de admissão foram atrasados em 10°, 20° e 40°, mantendo-se a duração total de abertura da válvula de cerca de 240° sempre inalterada.

De forma a facilitar a leitura e a identificação de cada um desses casos, cada uma dessas condições de operação é referenciada neste trabalho pelo atraso do instante de fechamento da válvula de admissão com relação ao PMI. Desse modo, a condição *baseline*, com IVC 30°ABDC, equivale ao caso LIVC 30°, enquanto as demais condições, com atrasos de 10°, 20° e 40° nos eventos das válvulas de admissão, correspondem aos casos LIVC 40°, LIVC 50° e LIVC 70°, respectivamente. As curvas de *lift* da Figura 25 apresentam essas estratégias. Os eventos da válvula de exaustão são os mesmos para todos os casos.

Figura 25 – Curvas de *lift* das válvulas de admissão e exaustão usadas no experimento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após o estudo das estratégias de abertura e fechamento da válvula de admissão, uma simulação adicional foi então realizada para a avaliação dos efeitos da recirculação dos gases de exaustão, agora não mais por meio do escoamento interno, mas sim por meio do escoamento externo (EGR externo). Para isso, a condição de fechamento mais atrasado da válvula de admissão (LIVC 70°) foi simulada novamente, adicionando-se o EGR externo de forma que ela adquirisse a mesma fração residual de gases queimados da condição de fechamento mais adiantado (LIVC 30°). A tabela 2 resume todas as simulações realizadas neste trabalho. Maiores detalhes sobre essas simulações serão dados adiante quando da descrição das condições de contorno.

Tabela 2 – Resumo das simulações numéricas realizadas

Caso	Descrição	Características
Simulação 1	Validação da condição baseline com LIVC 30°	2500 rpm 4,0 bar (IMEP) E27 IVC 30° ABDC
Simulação 2	Avaliação do atraso de 10 no fechamento da válvula de admissão - LIVC 40°	2500 rpm 4,36 bar (IMEP) E27 IVC 40° ABDC
Simulação 3	Avaliação do atraso de 20 no fechamento da válvula de admissão - LIVC 50°	2500 rpm 4,36 bar (IMEP) E27 IVC 50° ABDC
Simulação 4	Avaliação do atraso de 40 no fechamento da válvula de admissão - LIVC 70°	2500 rpm 4,36 bar (IMEP) E27 IVC 70° ABDC
Simulação 5	Avaliação da condição baseline com maior carga - LIVC 30°	2500 rpm 4,36 bar (IMEP) E27 IVC 30° ABDC
Simulação 6	Avaliação da utilização de EGR externa na condição de maior atraso no fechamento da válvula de admissão - LIVC 70°	2500 rpm 4,36 bar (IMEP) E27 IVC 70° ABDC EGR externa

3.3 Definição do domínio computacional

O domínio computacional do sistema analisado compreende o volume dos coletores e pórticos de admissão e exaustão, o volume delimitado pela câmara de combustão e o volume variável referente ao deslocamento do pistão. No caso deste trabalho, optou-se pela representação de um dos três cilindros do motor, e para isso escolheu-se aquele para o qual se dispunha de mais informações relativas à geometria e para o qual a instrumentação experimental seria mais viável.

Para a preparação da geometria correspondente ao domínio computacional, foram definidos primeiramente os pontos de instrumentação dos coletores, onde a geometria seria delimitada e onde seriam assim obtidos os valores experimentais de pressão e temperatura correspondentes às condições de contorno.

Diferentemente dos pórticos e dutos de admissão, os modelos computacionais (ou CAD) representando as partes do sistema de exaustão não estavam disponíveis, o que demandou um esforço adicional para a obtenção dessas geometrias. Para isso utilizou-

se uma técnica de moldagem por silicone, aliada à medições manuais e à análise por fotografia. Inicialmente o pórtrico de exaustão do cabeçote foi preenchido com pequenas esferas hidratadas de poliacrilamida, não só para evitar que o silicone escorresse até a região das válvulas como também para facilitar a retirada do molde. Em seguida, uma mistura de silicone branco e azul foi preparada e despejada na cavidade, conforme ilustrado na Figura 26. Após sua secagem, extraiu-se o molde apresentado na Figura 27.

Figura 26 – Técnica de moldagem com silicone sendo utilizada no pórtrico de exaustão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

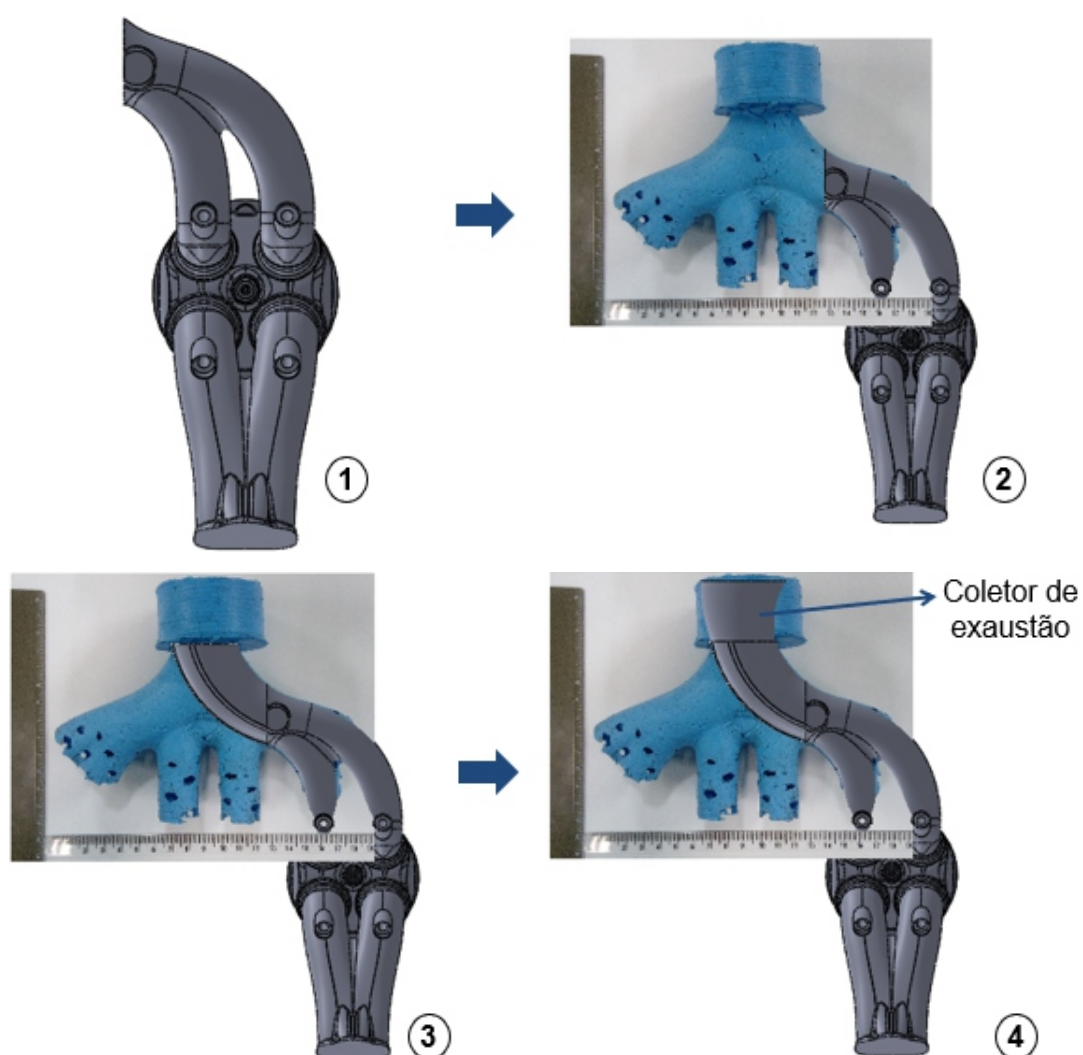
Figura 27 – Molde do pÓrtico de exaustão obtido por meio da tÓcnica de moldagem com silicone.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após a obtenção do molde, uma fotografia do mesmo foi posicionada junto ao restante da geometria de forma a permitir a modelagem do restante do pÓrtico de exaustão, procedimento demonstrado pelas quatro etapas da Figura 28. Na etapa 1 é mostrado o CAD disponÍvel do motor, jÁ com a razÓo volumÓtrica de compressÓo ajustada, alÓm do pÓrtico de admissÓo e parte do pÓrtico de exaustÓo jÁ montados. A imagem foi entÓo posicionada (etapa 2), o restante do pÓrtico de exaustÓo desenhado (etapa 3) e finalmente completou-se o sistema modelando-se o coletor de exaustÓo (etapa 4) a partir de mediçÓes manuais da peça. Toda essa modelagem foi realizada usando-se o programa computacional Solidworks.

Figura 28 – Procedimento utilizado para modelagem do pórtico de exaustão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Já para a modelagem do coletor de admissão foram utilizados os programas Siemens NX e Solidworks. Após a definição da posição na qual ele seria instrumentado, ele foi recortado e então posicionado no restante da geometria. A Figura 29 apresenta o resultado final do modelo geométrico utilizado nas simulações.

Figura 29 – Geometria final do motor utilizada nas simulações numéricas.



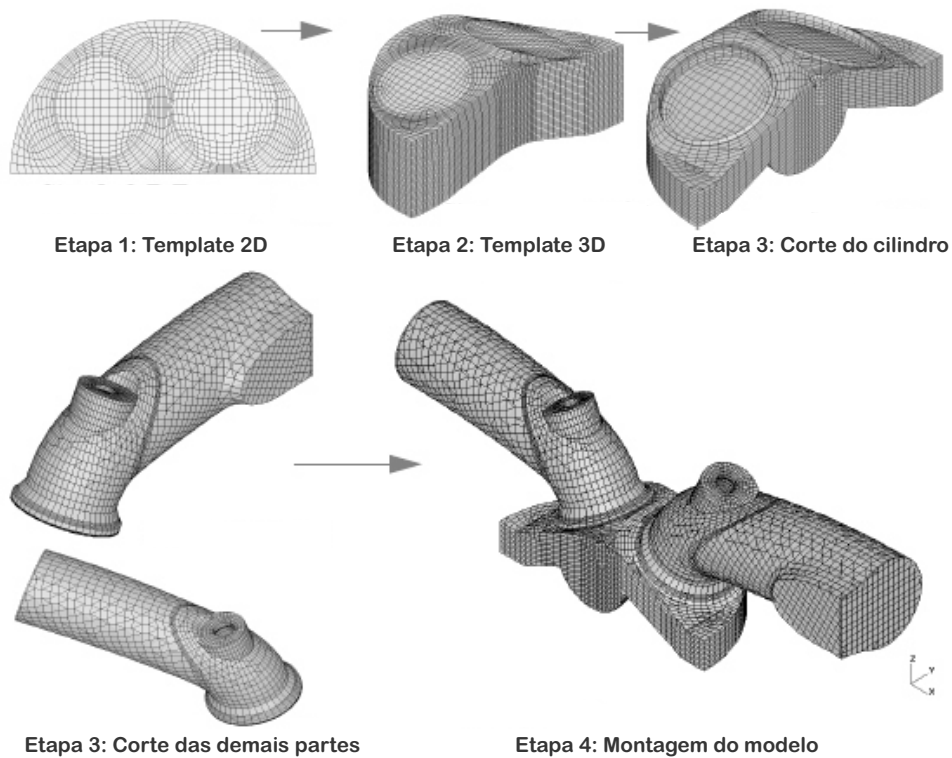
Fonte: Elaborado pelo autor.

3.4 Software utilizado

Para a realização das simulações numéricas utilizou-se o programa comercial STAR-CD, o qual contém um módulo denominado ES-ICE, específico para a geração de malha em simulações CFD de motores de combustão interna, além do programa STAR CCM+11, necessário para a geração de uma malha superficial da geometria a ser importada pelo ES-ICE.

Para a geração da malha, o programa ES-ICE utiliza um método denominado *trimming*. O que esse método faz é, basicamente, criar um padrão de malha tridimensional (também chamado *template*) e sobrepor a geometria do motor em questão à ele, possibilitando cortá-lo ao longo dos contornos do domínio e assim obter um modelo final no formato desejado (RADICCHI, 2015). A Figura 30 resume as principais etapas executadas no programa, desde a criação de um *template* 2D até à criação do *template* 3D, com o posterior corte das partes e a união dos mesmos.

Figura 30 – Etapas para geração de malha no programa ES-ICE.



Fonte: Adaptado de (CD-ADAPCO STAR-CD, 2015).

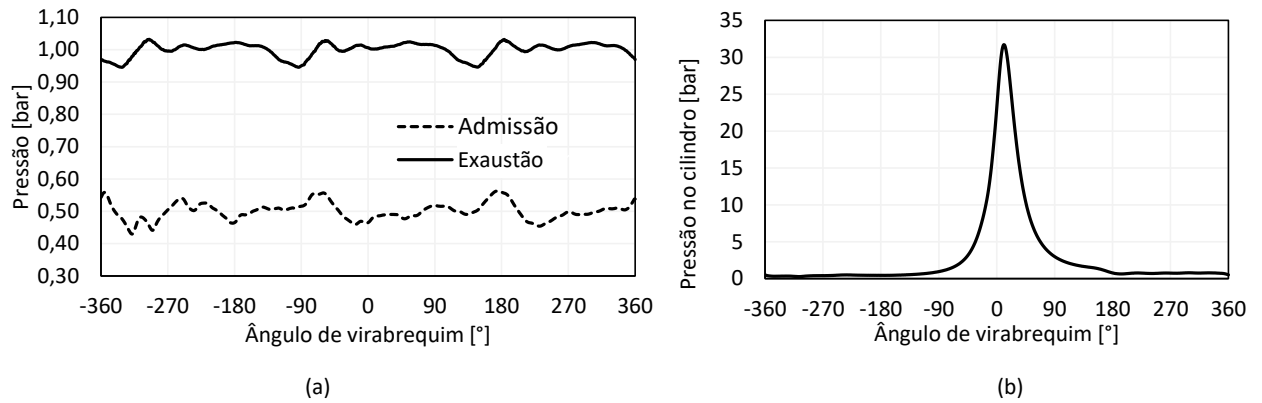
3.5 Condições de contorno e iniciais

Todas as simulações numéricas deste trabalho demandaram a definição das temperaturas das paredes do motor, das condições do escoamento na entrada do sistema de admissão e saída do sistema de exaustão, além das condições iniciais do fluido. Na sequência são apresentados esses dados.

Simulação 1 - Validação

Para as fronteiras de entrada e saída do domínio foram definidos no programa os valores experimentais de pressão média a cada grau de giro do virabrequim, conforme mostrado pelas curvas da Figura 31(a). Essas mesmas curvas também são utilizadas pelo programa para definição das pressões iniciais no sistema de admissão e exaustão, dependendo do ângulo inicial de virabrequim. A Figura 31(b) mostra a curva experimental de pressão média no cilindro, utilizada pelo programa para a definição da pressão inicial do fluido.

Figura 31 – (a) Curvas experimentais de pressão média utilizadas como condições de contorno e (b) curva experimental de pressão média no cilindro utilizada como condição inicial.



Fonte: Adaptado de (CD-ADAPCO STAR-CD, 2015).

As temperaturas das fronteiras de admissão e exaustão ao longo do ciclo foram definidas por valores experimentais médios constantes iguais a 300K e 799K, respectivamente. Para os valores de intensidade turbulenta e comprimento de escala turbulento exigidos pelo programa para essas mesmas regiões de fronteira foram utilizados os números recomendados pelo manual do programa (0,1 e 0,001 m , respectivamente). Para as regiões do domo do cabeçote, cabeça do pistão e demais paredes do cilindro foram estimadas as temperaturas constantes de 473K, 473K e 423K, respectivamente. Já as regiões das válvulas foram consideradas adiabáticas.

A tabela 3 resume as condições de contorno utilizadas na simulação 1, referente à condição *baseline* com LIVC 30°. As curvas de *lift* foram mostradas na seção 3.1. Nessa tabela são apresentadas também as informações da estratégia de injeção PFI utilizada. O combustível E27 foi injetado de forma análoga aos testes experimentais, com início ainda durante o tempo de admissão.

Tabela 3 – Condições de contorno da Simulação 1 (LIVC 30°)

Variável	Valor
Rotação [rpm]	2500
Razão volumétrica de compressão	15:1
IMEP [bar]	4,0
Avanço de Ignição [°]	28,5
Combustível utilizado	E27
Instante de injeção [°]	295
Duração da injeção [°]	47
Vazão de injeção [kg/s]	0,0032372
Temperatura do combustível [K]	301
Lambda	1,0
Pressão na admissão e exaustão [bar]	Figura 31
Temperatura da admissão [K]	300
Temperatura da exaustão [K]	799
Intensidade turbulenta (admissão e exaustão)	0,1
Comprimento de escala turbulento (admissão e exaustão) [m]	0,001
Temperatura do domo e cabeça do pistão [K]	473
Temperatura das paredes do cilindro [K]	473

Fonte: Elaborado pelo autor.

Simulações 2 a 5 - Atraso dos eventos da válvula de admissão

Como apresentado na seção 3.2, as simulações 2, 3 e 4 correspondem à condição de abertura e fechamento mais atrasados da válvula de admissão, conforme demonstrado pelas três curvas de *lift* deslocadas apresentadas anteriormente na Figura 25. Para a realização dessas simulações, foram adotadas as mesmas condições de contorno da simulação 1, levando-se em conta a validação da mesma e o fato de os valores médios de temperatura e pressão praticamente não se alterarem com novos enquadramento da válvula de admissão em cargas e rotações baixas/médias. Dessa maneira, as curvas de pressão da admissão e exaustão foram apenas substituídas por valores médios constantes e manteve-se as temperaturas de parede e fronteira, a rotação, o lambda, o avanço de ignição, o combustível e a estratégia de injeção inalteradas, deslocando-se apenas os eventos de válvula de forma a avaliar sua influência nos parâmetros de desempenho.

Uma vez que a adoção das estratégias mais atrasadas das válvulas de admissão acarretou em um aumento da pressão média efetiva indicada para 4,36 bar, tornou-se necessário simular novamente a condição *baseline*, agora com uma carga mais elevada. Dessa forma, os valores da curva de pressão utilizados na simulação 1 foram então ampliados em aproximadamente 5% e realizou-se a simulação 5, tendo-se assim todas as simulações referentes à uma mesma pressão média efetiva indicada e comparáveis entre si.

Simulação 6 - EGR externo

No caso da simulação 6, na qual o intuito era avaliar a influência do EGR externo quando combinado à condição de maior atraso da válvula de admissão, condição esta na qual se obteriam teoricamente as menores frações de EGR interno, utilizou-se a simulação 4 (LIVC 70°) com as mesmas condições de contorno, exceto pelo valor médio da pressão na admissão e pelos gases de exaustão inseridos no sistema de admissão durante o enchimento do cilindro.

Uma vez que a utilização dos gases de recirculação externos reduzem as pressões médias efetivas indicadas, tornou-se necessário aumentar o valor médio da pressão na fronteira de admissão em aproximadamente 6%, com relação ao valor usado na simulação 4, permitindo assim a recuperação do IMEP e a obtenção de 4,36 bar. Para a reprodução da técnica de EGR externo, uma porcentagem da vazão mássica (cerca de 14%) foi definida no programa como sendo de gases queimados. Esse valor percentual utilizado foi escolhido de forma que as frações de massa queimada aprisionadas fossem iguais às de EGR interno calculadas na simulação 5, possibilitando assim a comparação da condição *baseline* (LIVC 30°) com a condição de maior atraso da válvula de admissão (LIVC 70°), ambas possuindo a mesma fração de gases queimados no momento da centelha. Pelo fato de o EGR externo ser considerado à mesma temperatura do ar de admissão, esse caso estudado se assemelha à uma condição de EGR resfriado.

3.6 Quantificação do EGR

O percentual de EGR interno nas simulações foi avaliado como a fração de gases residuais (m_{EGR}) contida na massa total (m_t) admitida no cilindro, conforme mostrado na equação 3.1

$$\%EGR = \frac{m_{EGR}}{m_t} \cdot 100 \quad (3.1)$$

A fração de gases residuais, por sua vez, pode ser contabilizada levando-se em consideração a massa de CO_2 aprisionada no cilindro (m_{CO_2}) e dividindo-a pela fração de CO_2 teórica x que deveria estar presente nessa porção de gases residuais, como mostrado na 3.2

$$m_{EGR} = \frac{m_{CO_2}}{x} \quad (3.2)$$

A fração de CO_2 teórica é definida a partir do balanço estequiométrico, considerando-se toda a queima do combustível presente. No caso deste estudo, uma vez que o combustível em questão (E27) corresponde na realidade à mistura de 27% de etanol e 73% de

gasolina, utilizou-se o composto equivalente com fórmula mínima $C_{5,02}H_{12,04}O_{0,50}$ para o balanço estequiométrico, obtendo-se o valor 0,1923 para x .

3.7 Modelos matemáticos

A modelagem da combustão foi realizada utilizando-se o modelo ECFM-3Z, descrito na seção 2.8.6. Os parâmetros empíricos α e β desse modelo foram mantidos invariáveis, iguais aos valores padrões 1,6 e 1, respectivamente. A ocorrência da detonação foi analisada por meio da observação do parâmetro de tolerância à detonação KT, conforme explicado na seção 2.8.7. Para a representação da formação do spray de combustível, foi utilizada a função de Rosin-Rammler para a quebra primária das gotas, com os parâmetros X e q iguais a $3,7e-5$ e 3,5, respectivamente. A quebra secundária das gotas, por sua vez, foi definida por meio do modelo KHRT, com as constantes C3 e B1 iguais a 2 e 18, respectivamente. Já para a modelagem da turbulência, empregou-se o modelo RNG- $\kappa - \epsilon$.

3.8 Teste de sensibilidade da malha

De modo a avaliar a sensibilidade dos resultados à malha computacional utilizada, três diferentes simulações foram feitas neste trabalho, cada uma delas apresentando um número diferente de volumes. O parâmetro empregado para a determinação do grau de refinamento da malha foi o comprimento característico h_i , sendo i um número referência de cada malha. O comprimento característico de uma malha 2D pode ser obtido por:

$$\text{Comprimento característico} = h_i = \sqrt[2]{\text{Área característica}} \quad (3.3)$$

Sendo a área característica dada por:

$$\text{Área característica} = \frac{\text{Área total dos volumes}}{\text{Número de faces}} \quad (3.4)$$

De modo semelhante, o comprimento característico de uma malha 3D pode ser obtido por:

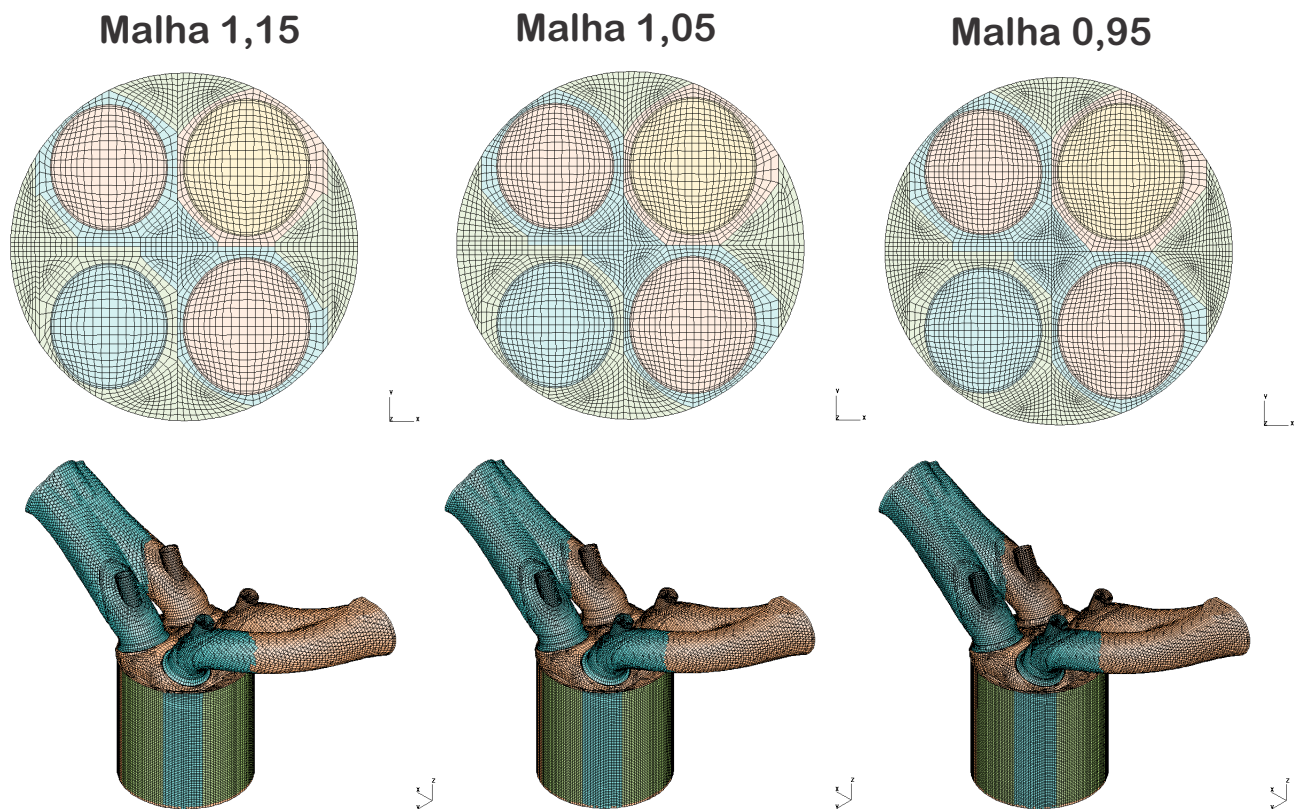
$$\text{Comprimento característico} = h_i = \sqrt[3]{\text{Volume característico}} \quad (3.5)$$

Sendo o volume característico dado por:

$$\text{Volume característico} = \frac{\text{Volume total dos volumes}}{\text{Número de células}} \quad (3.6)$$

Dessa forma, uma malha inicial grosseira com comprimento característico igual a 1,15 foi elaborada e em seguida outras duas malhas consecutivamente mais refinadas foram então criadas. A redução do comprimento característico foi de 10% da primeira malha para segunda e da segunda para a terceira, de modo que elas apresentaram os comprimentos finais 1,15, 1,05 e 0,95, respectivamente. Cabe ressaltar que tanto a geração da malha 2D como a da 3D obedeceram ao mesmo critério, para as três malhas elaboradas. A Figura 32 mostra os *templates* 2D e 3D obtidos, enquanto a tabela 4 apresenta a quantidade de células de cada parte do domínio computacional e o respectivo comprimento característico.

Figura 32 – Malhas 2D e 3D.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 4 – Número de células e comprimentos característicos das malhas utilizadas

Variável	Malha 1,15	Malha 1,05	Malha 0,95
Número de Células do Duto de Admissão	61041	76611	111240
Comprimento Característico no Duto de Admissão [mm]	1,150	1,069	0,943
Número de Células no Duto de Exaustão	54177	71137	99539
Comprimento Característico Duto de Exaustão [mm]	1,165	1,064	0,951
Número de Células no Cilindro (com pistão no PMS)	31693	42467	61081
Comprimento Característico do Cilindro (com pistão no PMS) [mm]	1,140	1,035	0,901
Número Total de Células (com pistão no PMI)	398685	506661	684452
Comprimento Característico Final (com pistão no PMI) [mm]	1,126	1,038	0,936

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a avaliação das malhas, foram escolhidos as seguintes variáveis médias no cilindro, além dos valores de fração de massa queimada: pressão, temperatura, massa no cilindro e velocidade RMS. Os valores foram medidos para cada grau de giro do virabrequim (um total de 155 pontos para a fração de massa queimada e 721 pontos para as demais variáveis) e as diferenças entre simulações consecutivas foram calculadas, contabilizando-se em seguida a porcentagem de pontos com diferença menor que 10%. Quando esse percentual de pontos com diferença menor que 10% é igual ou maior do que 95% do total de pontos comparados, tem-se então uma situação na qual o refinamento não mais interfere significativamente nos resultados, podendo-se então utilizar a malha mais grosseira da comparação.

O teste de passo de tempo não foi realizado neste trabalho em razão de outros estudos semelhantes terem sido realizados recentemente, como por exemplo, o trabalho de Seixas (2017). Esses estudos avaliaram os valores que proporcionam a melhor relação entre o custo computacional e a confiabilidade dos resultados, identificando os melhores passos de tempo como sendo iguais a $0,1^\circ$ para o ciclo, $0,05^\circ$ para os momentos de injeção de combustível e $0,025^\circ$ para os instantes de abertura e fechamento das válvulas. Os mesmos valores foram então adotados na realização do presente trabalho.

4 Resultados

Neste capítulo são apresentados os principais resultados obtidos das simulações realizadas. Seguindo a metodologia retratada neste trabalho, as próximas seções inicialmente expõem o resultado do teste de malha. Em seguida, é feita a validação do modelo utilizado. Os resultados da variação dos tempos de abertura e fechamento das válvulas de admissão são então apresentados e comparados entre si. Na sequência, as informações obtidas da simulação com EGR externo são analisadas, possibilitando a sua comparação com as condições padrões. Por fim, a mudança de enquadramento de válvulas e a recirculação dos gases de exaustão são avaliadas quanto à possibilidade de controle da detonação.

4.1 Sensibilidade da malha

De acordo com o que foi apresentado na seção 3.8, os valores de pressão, temperatura, massa no cilindro, velocidade RMS e MBF foram comparados para a verificação da sensibilidade da malha. Os resultados podem ser visualizados na tabela 5 e também na Figura 33 e Figura 34.

Tabela 5 – Resultados do teste de sensibilidade da malha

Parâmetro	Malha 1,15 × Malha 1,05	Malha 1,05 × Malha 0,95
	Quantidade de pontos com diferença menor que 10%	
Massa	721	721
Pressão	712	721
Temperatura	713	721
Velocidade RMS	709	721
MBF	125	154
	Percentual dos pontos com diferença menor que 10%	
Massa	100	100
Pressão	98,75	100
Temperatura	98,89	100
Velocidade RMS	98,34	100
MBF	80,13	98,72

Figura 33 – Comparação entre as pressões médias no cilindro para as três simulações numéricas.

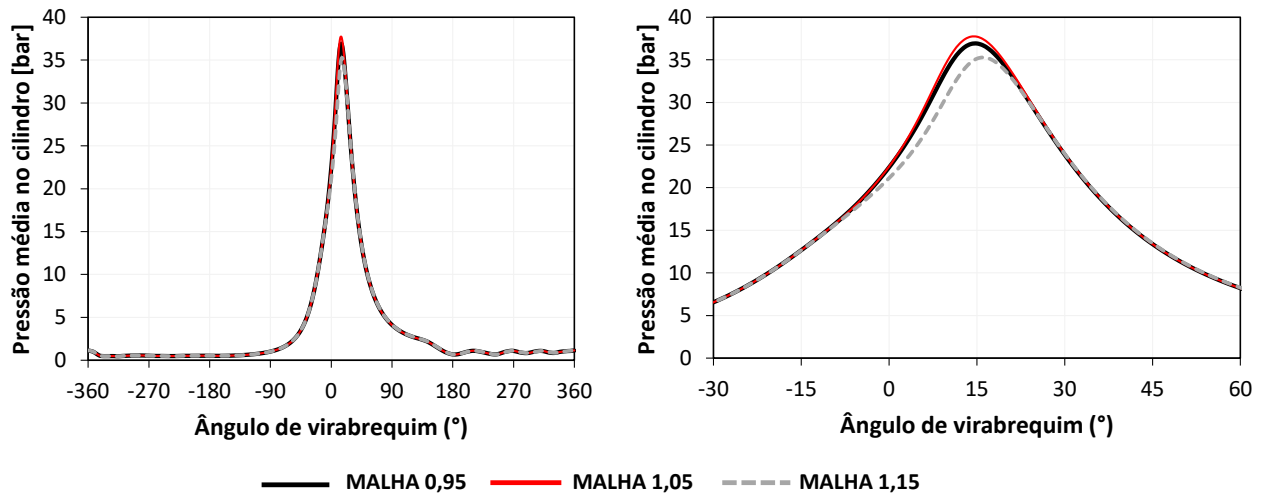
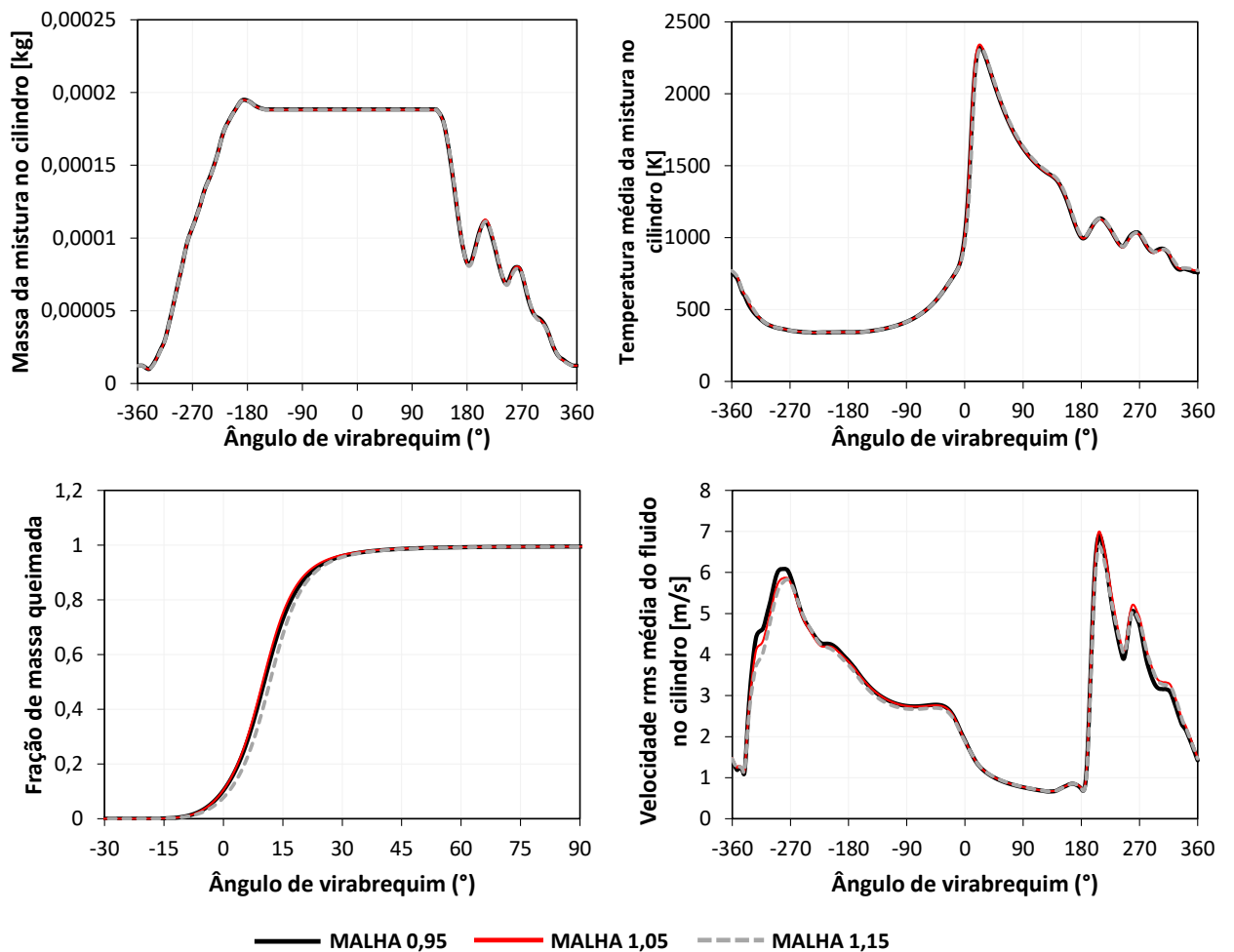


Figura 34 – Comparação entre os resultados das três simulações numéricas.



Como é possível observar na tabela 5, para a quase totalidade das variáveis observadas o percentual de pontos com diferença menor que 10% supera os 95% já na primeira comparação entre duas malhas consecutivas (1,15 e 1,05). Contudo, conforme evidenciam os dados, os valores de fração de massa queimada apresentam uma disparidade muito elevada na primeira comparação, diferença esta que foi atenuada na medida em que se refinou a malha. A Figura 33 e a Figura 34 reforçam essa constatação, mostrando a defasagem das curvas de pressão e fração de massa queimada ao trabalhar-se com a malha mais grosseira. Dessa forma, o refino de malha corrigiu essa defasagem, elevando o percentual de pontos para acima de 95%. Uma vez obtidas essas diferenças aceitáveis para cada uma das variáveis, inclusive valores máximos similares, escolheu-se então a malha de comprimento característico 1,05 da última comparação para a realização das simulações.

4.2 Validação do modelo

Após a definição da malha, procedeu-se à realização das simulações conforme descrito na seção 3.2 - Simulações numéricas. A realização da simulação 1 permitiu inicialmente a comparação dos resultados numéricos e experimentais e a validação do modelo numérico utilizado. A Figura 35 e a Figura 36 apresentam esses resultados para a pressão média no cilindro, em função do ângulo de virabrequim e do volume do cilindro, a temperatura média do gás no cilindro, a fração de massa queimada e a taxa de liberação de calor. É possível perceber uma boa concordância entre os resultados, seja para os formatos das curvas, para os valores máximos ou mesmo para os seus instantes de ocorrência.

A tabela 6 apresenta uma comparação entre os valores máximos de pressão, temperatura do gás e taxa de liberação de calor, além da duração do MBF 10-90%, corroborando essa análise. Esses dois últimos parâmetros apresentam diferenças percentuais menores que 8,4% em relação aos dados experimentais, enquanto que para as demais variáveis essa diferença não ultrapassa 2,4%, o que indica a semelhança entre os resultados e garante a validade dos resultados numéricos.

Figura 35 – Comparação entre os valores experimentais e numéricos de pressão média no cilindro.

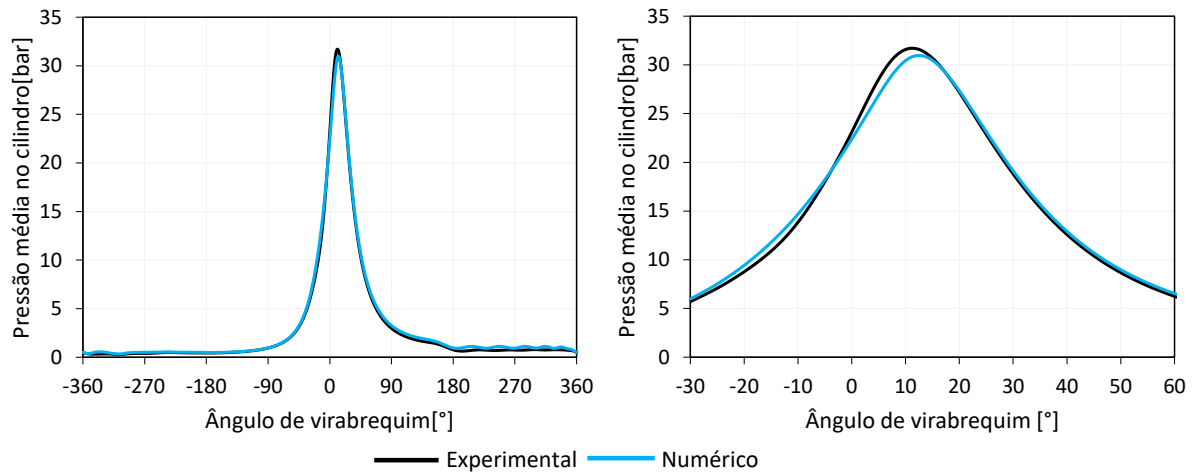


Figura 36 – Comparação entre os valores experimentais e numéricos de temperatura média no cilindro, pressão em função do volume do cilindro, taxa de liberação de calor e fração de massa queimada.

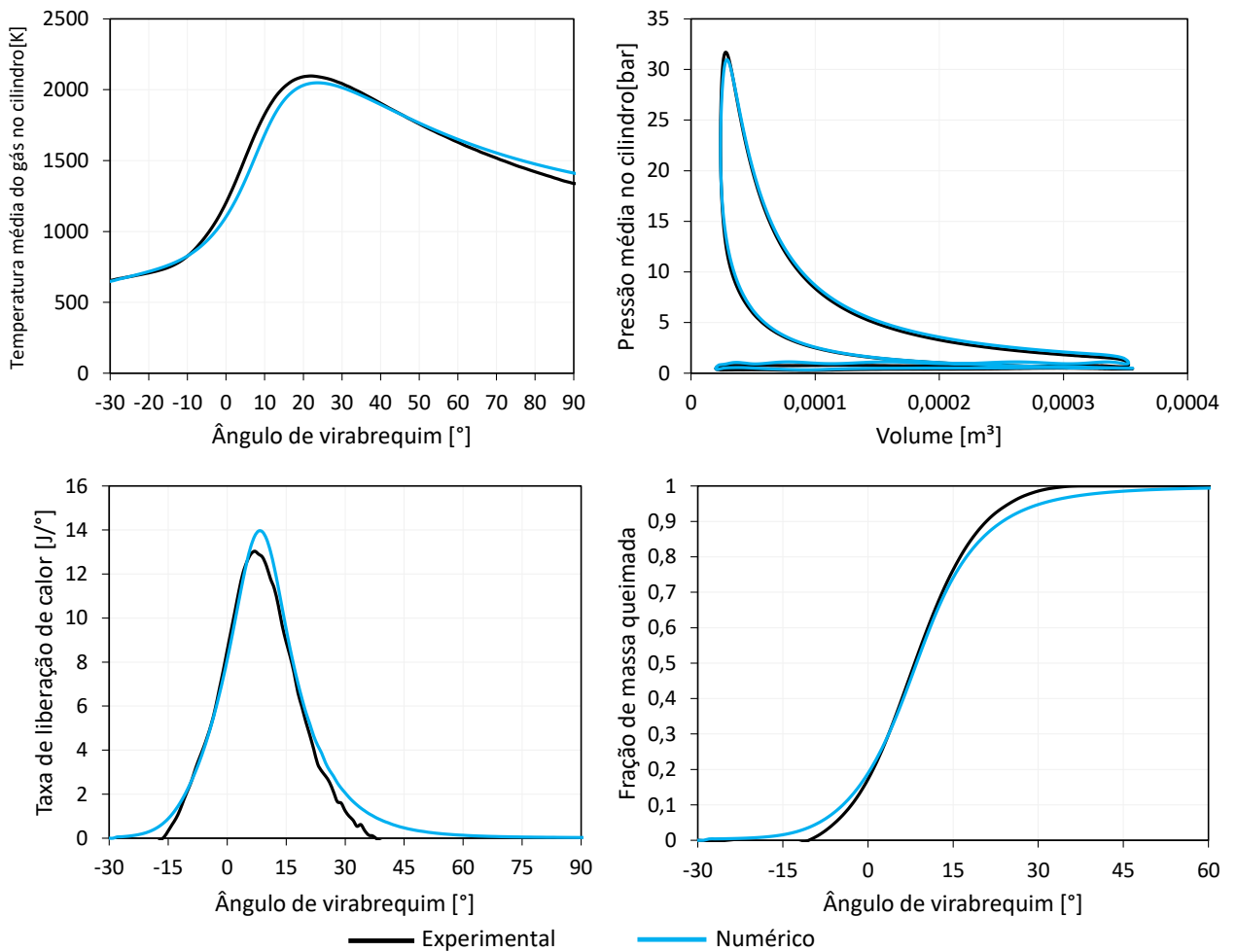


Tabela 6 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais

Parâmetro	Experimental	Numérico	Diferença
Pressão média máxima no cilindro [bar]	31,70	30,95	2,37%
Temperatura média máxima no cilindro [K]	2097,20	2048,90	2,30%
Fração de massa queimada 10%-90% [°]	24	26	8,33%
Taxa de liberação de calor máxima [J/°]	13,04	13,95	6,98%

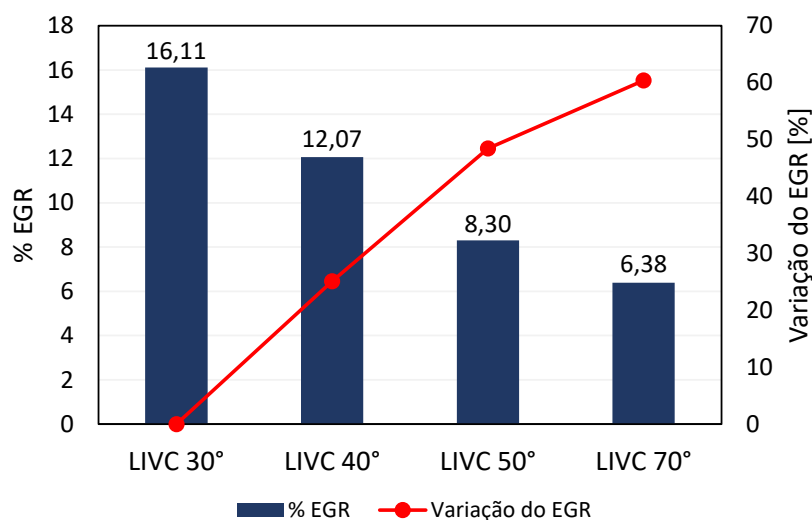
4.3 Variação do enquadramento das válvulas de admissão

Nesta seção são avaliados os resultados da variação dos eventos das válvulas de admissão do motor e sua influência tanto na recirculação dos gases de exaustão como também nos parâmetros globais, nos parâmetros de desempenho, nas estruturas do escoamento e no controle da detonação.

4.3.1 Recirculação interna de gases de exaustão

Um dos principais parâmetros influenciados pela variação do instante de abertura e fechamento das válvulas de admissão é o percentual de EGR interno. Além de relevante para a compreensão dos fenômenos internos do motor, esse dado é de difícil quantificação experimental, o que reforça a importância de sua análise numérica. Dessa maneira, um dos objetivos do trabalho envolvia justamente a avaliação dessas frações de gases residuais e de sua variação com o enquadramento. A Figura 37 apresenta os resultados obtidos para cada uma das quatro condições de VVT estudadas.

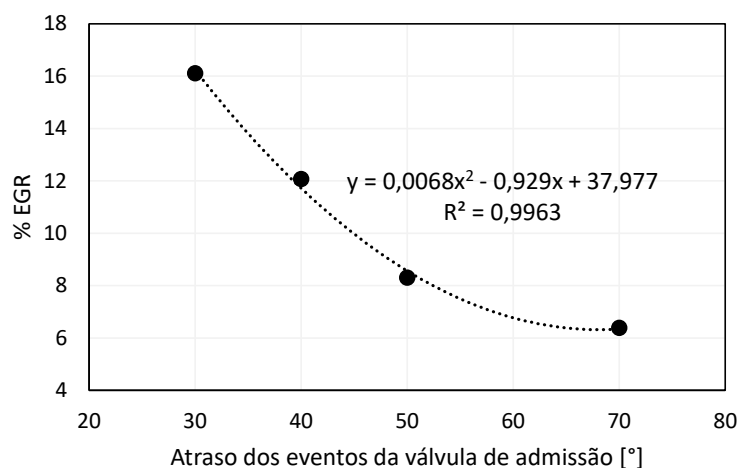
Figura 37 – Percentual de EGR interna das condições de operação com diferentes instantes de abertura e fechamento da válvula de admissão e variação percentual em relação a condição *baseline* (LIVC 30°).



É possível perceber pela Figura 37 a forte influência do instante de abertura e fechamento da válvula de admissão no percentual de EGR interno, o qual supera 16% da massa total no cilindro na condição de menor atraso, chegando a apenas 6,38% na operação LIVC 70°. Além disso, a taxa de variação dessas frações de gases queimados, com relação à condição padrão LIVC 30°, demonstra um comportamento variável. Inicialmente esse percentual de EGR apresenta uma diminuição gradual de cerca de 2,5% em relação à condição *baseline* para cada grau de virabrequim atrasado nos eventos das válvulas de admissão. A partir do fechamento atrasado em 50°, essa taxa de decréscimo muda para aproximadamente 0,6% de variação à cada grau. Isso sugere que as frações de EGR interno tendem à um valor mínimo em uma condição próxima a de LIVC 70°.

Representando-se novamente os percentuais de EGR interno das condições analisadas e elaborando-se uma curva de tendência, pode-se deduzir o instante de menor recirculação dos gases. Por meio da Figura 38 e da equação obtida, é razoável inferir a partir do ponto de inflexão da curva que a condição de menor EGR interno corresponderia à operação com LIVC 68°, ou seja, aproximadamente 70° após o PMI, confirmando a hipótese feita anteriormente. Além disso, outros pontos dessa faixa de operação, não avaliados neste trabalho, podem ser analisados, como por exemplo a condição com LIVC 60°, a qual apresentaria cerca de 6,71% de EGR interno.

Figura 38 – Curva de tendência dos percentuais de EGR interno referentes aos casos analisados

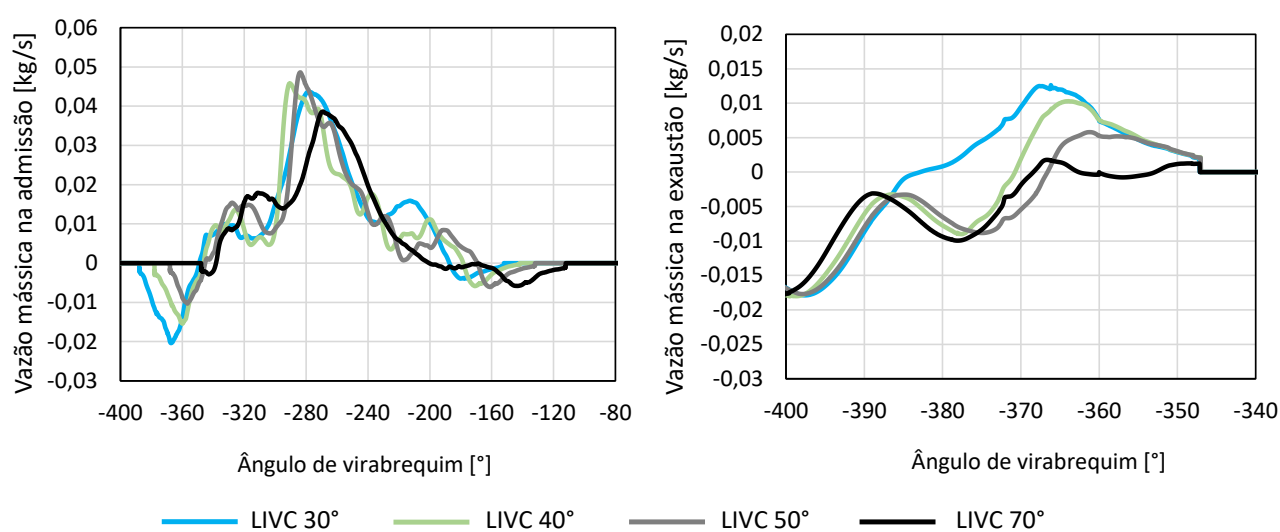


Um dado importante que auxilia na compreensão da variação do EGR interno com o enquadramento de válvulas são as curvas de vazão mássica através das válvulas do motor, apresentadas na Figura 39. É possível identificar claramente a influência do instante de abertura e fechamento da válvula de admissão nas fases das curvas e no sentido do escoamento.

Uma vez que o sinal negativo da vazão está associado ao escoamento para fora

do cilindro, percebe-se então que em todos os casos ocorre escoamento da mistura no sentido reverso. Durante o início da abertura da válvula de admissão, o escoamento se dá no sentido do pörtico e se torna cada vez menos intenso à medida em que a válvula é aberta em um instante mais próximo do PMS (-360°). Por outro lado, o escoamento reverso durante o curso de compressão do pistão, também existente em todas as condições estudadas, aumenta com o fechamento tardio da válvula, o que pode ser percebido pela área do gráfico abaixo da linha que cruza o eixo y em 0, maior para condição LIVC 70° .

Figura 39 – Vazão mássica pelas válvulas de admissão e exaustão, para os diferentes enquadramentos de válvulas.



Os valores positivos da curva de vazão mássica na exaustão também revelam um escoamento reverso dos gases queimados, nesse caso do sistema de exaustão para dentro do cilindro. Uma vez que o enquadramento das válvulas de exaustão dos casos estudados é fixo, percebe-se mais uma vez a influência dos eventos das válvulas de admissão nas curvas de vazão. A área do gráfico sobre a linha que cruza o eixo y em 0 se torna menor à medida em que ocorre o atraso dos eventos das válvulas de admissão, confirmando a diminuição do retorno dos gases.

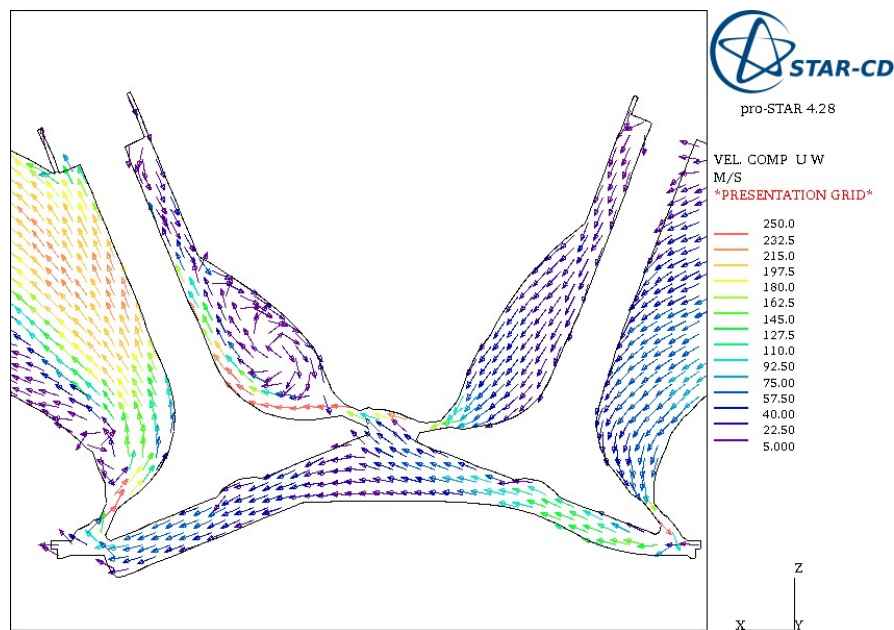
Uma maneira de quantificar essas diferenças na intensidade do escoamento reverso é integrando-se as curvas. A tabela 7 apresenta o resultado desse cálculo para os momentos mais relevantes, isto é, as massas correspondentes ao retorno de gases pela admissão e exaustão.

Tabela 7 – Variação da intensidade do escoamento reverso com a mudança do enquadramento das válvulas de admissão

Variável	LIVC 30°	LIVC 40°	LIVC 50°	LIVC 70°
Massa dos gases que retornam aos pórticos de admissão durante os tempos de exaustão e admissão [mg]	27,55	17,38	9,42	1,37
Massa dos gases que retornam aos pórticos de admissão durante o tempo de compressão [mg]	5,54	6,79	7,54	11,55
Massa dos gases que retornam ao cilindro pelas válvulas de exaustão durante os tempos de exaustão e de admissão [mg]	24,56	13,45	5,40	0,82

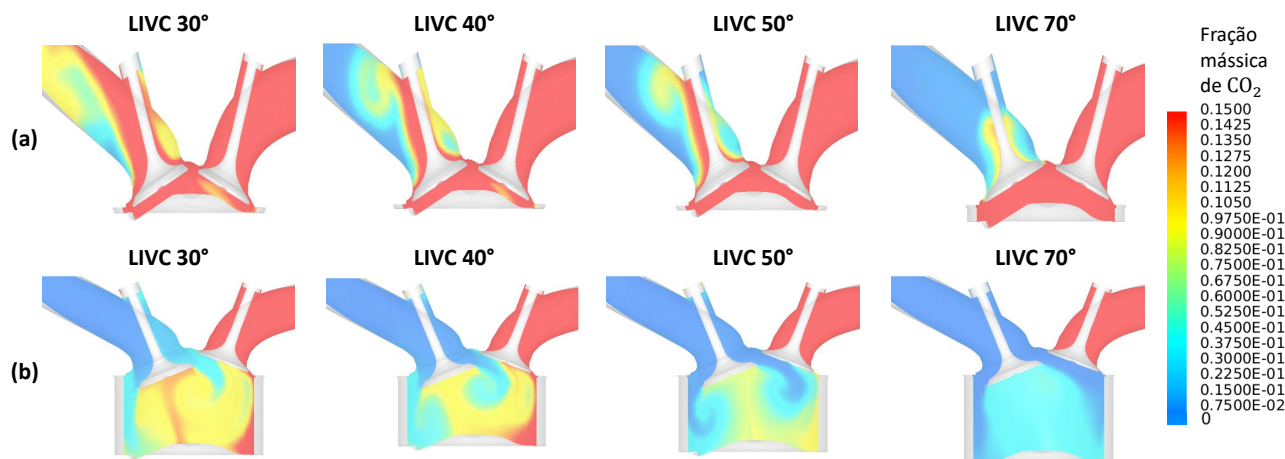
De fato, é possível notar um aumento dos gases que retornam aos pórticos de admissão quando se trabalha com as válvulas de admissão abertas por mais tempo durante o curso de compressão. Essa massa que retorna ao sistema de admissão ficará confinada no mesmo até que o próximo ciclo se inicie e ela entre no cilindro novamente após a abertura das válvulas, o que contribuirá para o aumento das frações residuais. Contudo, também é possível perceber que, no quesito recirculação interna de gases, o cruzamento de válvulas exerce uma influência muito mais significativa do que o instante de fechamento das válvulas durante a compressão. Os momentos nos quais as válvulas de exaustão e admissão estão simultaneamente abertas são marcados por intensas trocas gasosas. Enquanto a maior quantidade de massa que retorna durante a compressão atinge apenas 11,55 mg no caso LIVC 70°, na condição LIVC 30° o escoamento reverso durante o cruzamento de válvulas é caracterizado pelo retorno de 24,56 mg dos pórticos de exaustão para o cilindro e 27,55 mg do cilindro para os pórticos de admissão. A Figura 40 ilustra o escoamento reverso durante o cruzamento de válvulas, por meio dos vetores de velocidade, indicando a passagem dos gases queimados da exaustão até os sistema de admissão.

Figura 40 – Vetores de velocidade durante o cruzamento de válvulas (instante 7° APMS), indicando o escoamento reverso. Condição de operação com LIVC 30°.



Além disso, diferentemente do escoamento reverso durante a compressão, a massa de gases que retorna ao sistema de admissão durante os instantes de cruzamento de válvulas é normalmente composta apenas de gases queimados, e a medida em que o processo de admissão continua ela tende a voltar por completo para o cilindro. A variação desse escoamento reverso de gases queimados com o enquadramento é representado pelas frações de CO_2 na Figura 41. A Figura 41(a) mostra os instantes de maior vazão mássica através das válvulas de admissão, para cada condição de operação e durante o cruzamento de válvulas, evidenciando a maior quantidade de gases queimados no caso LIVC 30°. Já a Figura 41(b) apresenta as frações de CO_2 nos instantes de maior vazão mássica para dentro do cilindro, confirmando a reentrada dos gases queimados.

Figura 41 – Variação das frações mássicas de CO_2 com a mudança do enquadramento de válvulas (a) para os instantes de maior escoamento reverso e (b) para os instantes de maior vazão mássica para dentro do cilindro.

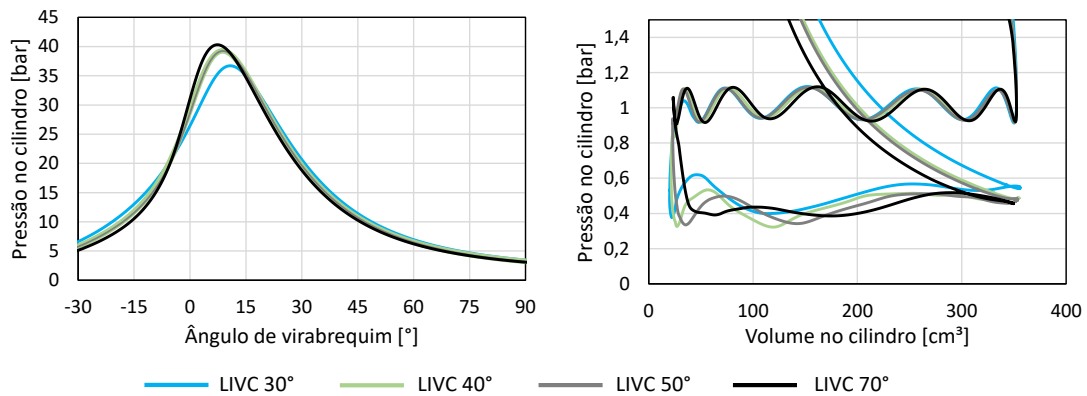


4.3.2 Influência do enquadramento das válvulas de admissão nos parâmetros globais do motor

A primeira consequência da variação das frações mássicas residuais é a alteração dos valores das pressão internas do cilindro e da pressão de trabalho. Conforme já apresentado na Metodologia deste estudo, o atraso dos eventos das válvulas de admissão com relação a condição *baseline* utilizada para a validação numérica (LIVC 30°) significou um aumento médio de aproximadamente 9% na pressão média efetiva indicada, de 4bar para 4,36bar. Assim, as simulações foram todas ajustadas de modo a fornecer os mesmos valores de IMEP e criar uma base de comparação. Em outras palavras, a pressão média do sistema de admissão foi elevada quando necessário, de forma que nas condições de fechamento mais antecipado, como na operação *baseline*, os valores de IMEP atingissem 4,36bar.

Em termos práticos, a elevação da pressão média do sistema de admissão expressa uma maior abertura da válvula borboleta do motor, ou seja, a ocorrência de *de-throttling*. A Figura 42 apresenta a comparação entre as curvas de pressão no cilindro em função do ângulo de virabrequim e do volume, neste último caso para os tempos de exaustão e admissão. É possível notar que o atraso dos eventos das válvulas de admissão e a consequente diminuição do EGR interno promove o aumento gradual dos picos de pressão no cilindro. Em contrapartida, a maior abertura da válvula borboleta possibilita a redução do trabalho de bombeamento para as condições de fechamento mais adiantado, expresso pela menor área entre as curvas de admissão e exaustão do gráfico PV.

Figura 42 – Variação da pressão no cilindro, em função do ângulo de virabrequim e do volume, com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão.

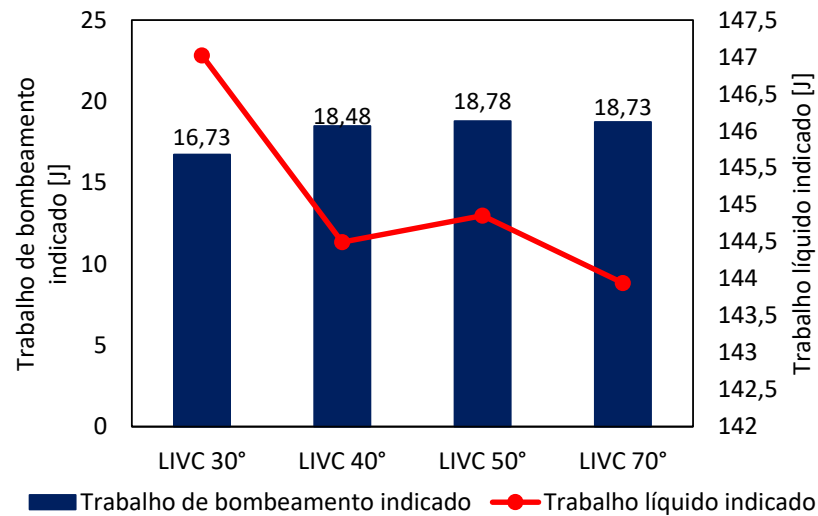


Ao contabilizar o trabalho indicado de cada um dos quatro tempos do motor, obtêm-se o resultado mostrado na tabela 8, que indica pequenas alterações no trabalho de exaustão e uma progressiva redução do trabalho de admissão com o atraso do enquadramento. Além disso, percebe-se como o fechamento mais atrasado reduz o trabalho necessário durante o curso de compressão do motor. Por outro lado, essa redução não é tão acentuada como a sucessiva diminuição do trabalho de expansão, o que faz com que o trabalho líquido indicado seja aproximadamente 2,1% maior para a condição de operação LIVC 30°, quando comparada à condição de maior atraso LIVC 70°. Já o trabalho indicado de bombeamento da condição LIVC 30° é aproximadamente 12% menor que na condição LIVC 70°, conforme indica a Figura 43.

Tabela 8 – Variação dos trabalhos indicados com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão

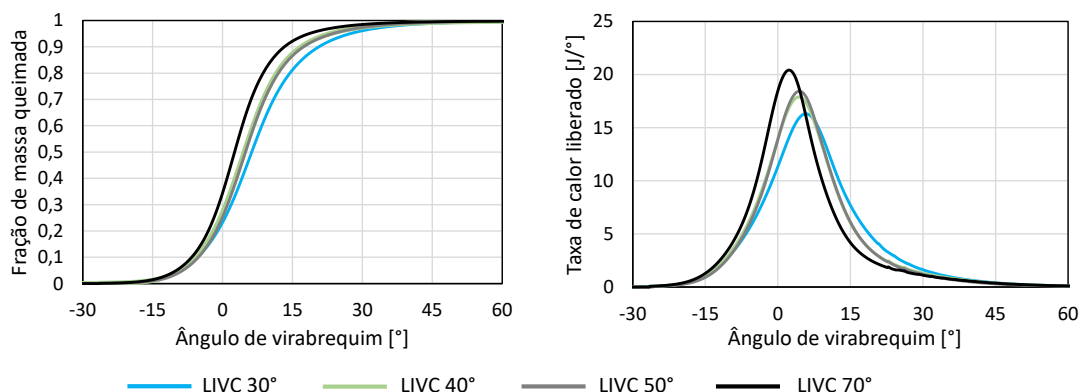
Parâmetro	LIVC 30°	LIVC 40°	LIVC 50°	LIVC 70°
Trabalho de exaustão [J]	33,75	33,66	33,57	33,52
Trabalho de admissão [J]	17,02	15,18	14,78	14,79
Trabalho de compressão [J]	81,19	72,31	70,91	64,22
Trabalho de expansão [J]	244,95	235,28	234,55	226,89

Figura 43 – Variação dos trabalhos de bombeamento e trabalhos líquidos indicados com a mudança do enquadramento de válvulas.



Além de alterar os trabalhos de bombeamento e o trabalho líquido indicado, os níveis de EGR determinam também as características da combustão. Na Figura 44 são apresentadas as taxas de liberação de calor e as curvas de fração de massa queimada para os diferentes enquadramentos estudados. Ambos os gráficos evidenciam um aumento da velocidade do processo de queima à medida em que se atrasa a abertura e o fechamento das válvulas de admissão. É possível notar que a queima fica mais rápida e os valores máximos de taxa de liberação de calor obtidos também são mais elevados.

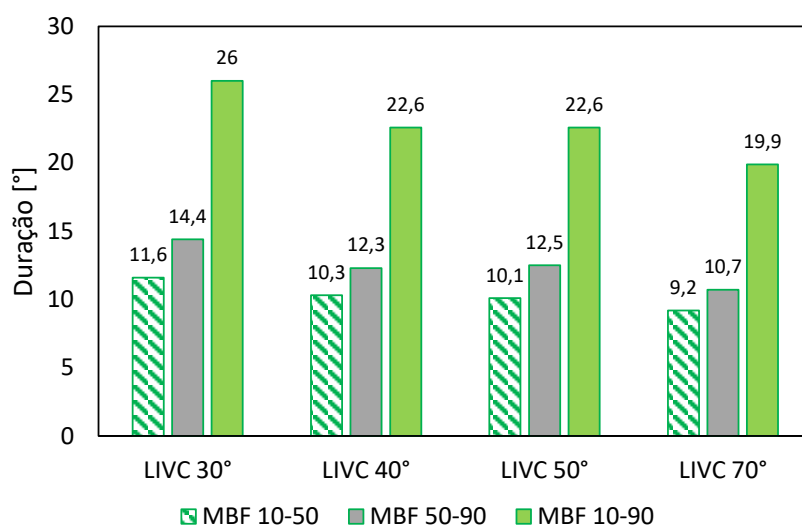
Figura 44 – Variação da taxa de calor liberado e da fração de massa queimada com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão.



Na Figura 45 são apresentados as durações em graus do processo de queima mostrado anteriormente na Figura 44, tendo como referência os ângulos de virabrequim. Apesar de a condição de operação LIVC 50° apresentar resultados muito próximos da condição LIVC 40°, pode-se afirmar, de modo geral, que ocorre de fato uma diminuição

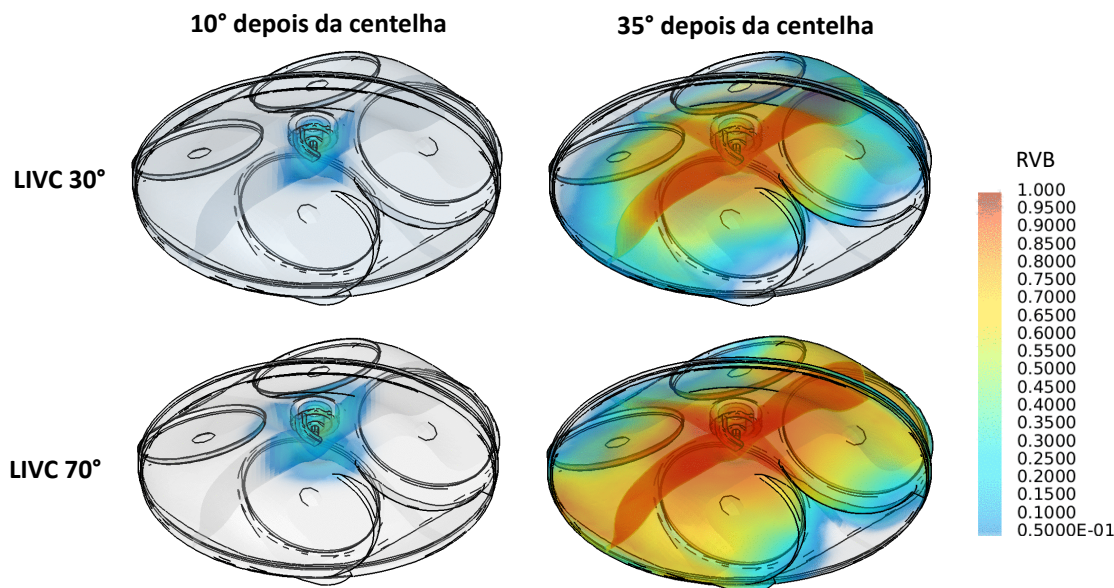
do tempo de queima com o atraso do enquadramento das válvulas. Ao substituir uma parcela de ar dentro do cilindro, as frações de gases residuais não apenas tornam mais difícil a ignição como também diminuem a velocidade de queima, desacelerando a frente de chama, conforme apontado pelos menores valores de MBF 10-90. O atraso dos eventos das válvulas de admissão em 10° ou 20° , com relação à condição *baseline*, promove uma aceleração da queima de cerca de 13%, enquanto o atraso em 40° amplia sua velocidade em aproximadamente 23%.

Figura 45 – Variação das durações de queima com a mudança nos enquadramentos das válvulas de admissão.



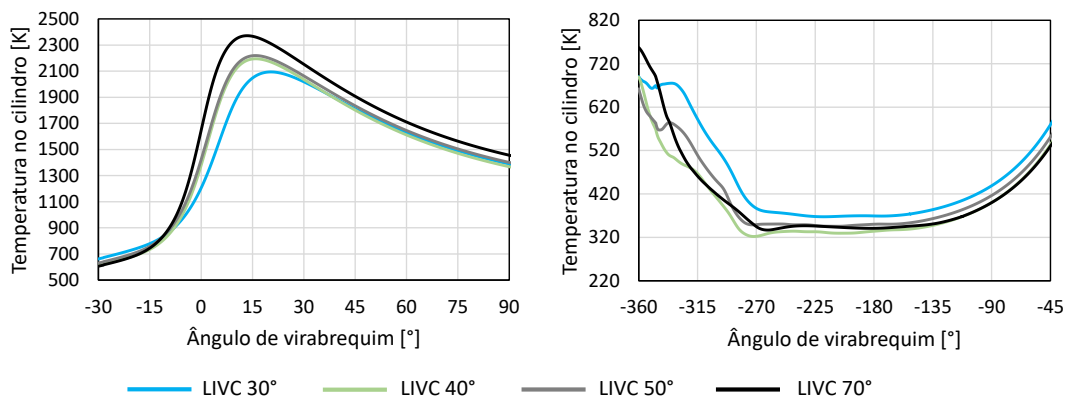
Por meio da variável de progresso de reação RVB (equivalente à variável c descrita na seção 2.8.6) apresentada na Figura 46 para dois diferentes instantes dos casos extremos estudados, também é possível visualizar o desenvolvimento da combustão (valores iguais a 0 indicam que a queima não começou, enquanto valores iguais a 1 significam uma queima completa). O instante de 10° após a centelha indica uma superfície de chama mais extensa para a condição LIVC 70° , confirmando uma propagação inicial mais rápida. Um resultado semelhante também é encontrado para o instante de 35° após a centelha. Para esse último instante, também é interessante notar que, apesar de a queima ter ocorrido praticamente na totalidade das duas seções perpendiculares, ainda é possível verificar regiões de tonalidade azul, próximas às extremidades e superfícies do cilindro, demonstrando a dificuldade de a chama se propagar nessas áreas.

Figura 46 – Variável de progresso de reação (RVB) em dois diferentes instantes das condições de operação LIVC 30° e LIVC 70°, evidenciando as diferenças nas velocidades de queima



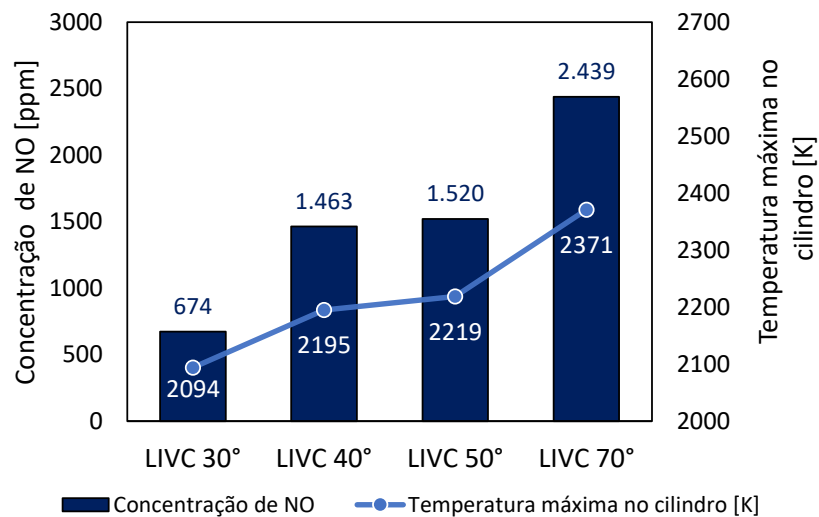
Por fim, um outro parâmetro global que sofre forte interferência das frações de gases residuais no motor é a temperatura média da mistura no cilindro. Em virtude da menor diluição da mistura pelos gases queimados, as temperaturas máximas no cilindro sobem gradualmente com o atraso dos eventos das válvulas de admissão, conforme mostrado na Figura 47. Por outro lado, é interessante notar que as maiores frações residuais no cilindro não significam uma temperatura média mais baixa durante todo o ciclo. Assim, em condições de maior cruzamento de válvulas, como na condição LIVC 30°, o intenso retorno e retenção dos gases quentes de exaustão no cilindro faz com que as temperaturas sejam mais elevadas até o instante da centelha. A Figura 47 mostra essas temperaturas ao longo dos tempos de admissão e compressão, evidenciando a maior temperatura da condição LIVC 30° durante o tempo que antecede a ignição. É importante notar, contudo, que esse comportamento é válido para a condição de carga parcial baixa estudada. Em cargas elevadas, esse padrão pode ser diferente, inclusive com a possibilidade de temperaturas mais altas e risco de detonação.

Figura 47 – Variação das temperaturas médias no cilindro com a mudança do enquadramento das válvulas de admissão



Evidentemente, a variação da temperatura no cilindro significará a alteração dos níveis de emissão de NO_x . Conforme mostra a Figura 48, a concentração de NO nos gases queimados tende a ser maior conforme os eventos das válvulas de admissão são atrasados e as temperaturas aumentam.

Figura 48 – Emissões de NO em função do instante de fechamento das válvulas de admissão.



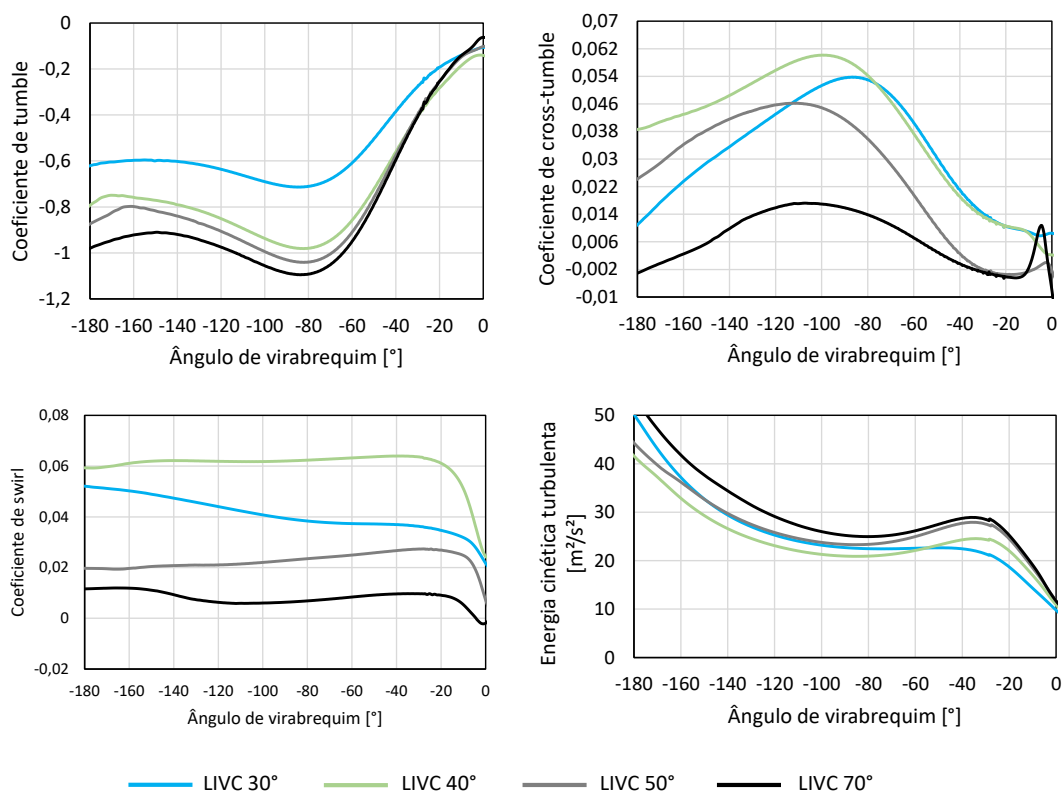
4.3.3 Estruturas do escoamento

Outros parâmetros relevantes e de difícil quantificação experimental, os quais podem ser avaliados por meio das simulações, incluem as estruturas do escoamento e a energia cinética turbulenta média, apresentadas na Figura 49. Esses dados auxiliam na compreensão de algumas características dos processos que ocorrem no interior do motor, como a combustão.

A análise dos coeficiente rotacionais revela inicialmente que no motor estudado predominam os movimentos do tipo *tumble*, uma vez que a magnitude desses valores supera a dos demais coeficientes. Também é possível notar que a direção dos três movimentos praticamente não se altera com o instante de fechamento das válvulas, já que o sinal de cada um deles permanece quase sempre o mesmo durante o tempo de compressão.

Além de ser o movimento predominante, o *tumble* também é a única estrutura de fluxo cujas curvas apresentam um padrão ao variar-se os eventos da válvula de admissão. O atraso da abertura e do fechamento implica em quantidades máximas cada vez maiores, obtendo-se o valor de $-1,1$ para a condição LIVC 70° contra $-0,71$ para o instante de fechamento tradicional (LIVC 30°), um aumento de cerca de 53%. Apesar de a magnitude decrescer nos instantes finais da compressão, pode-se perceber também como os enquadramentos mais atrasados (LIVC 40° , 50° e 70°) mantêm esses valores mais elevados. No instante de ignição ($-28,5^\circ$) o *tumble* para essas três condições de operação é aproximadamente 46% mais elevado que na condição *baseline*.

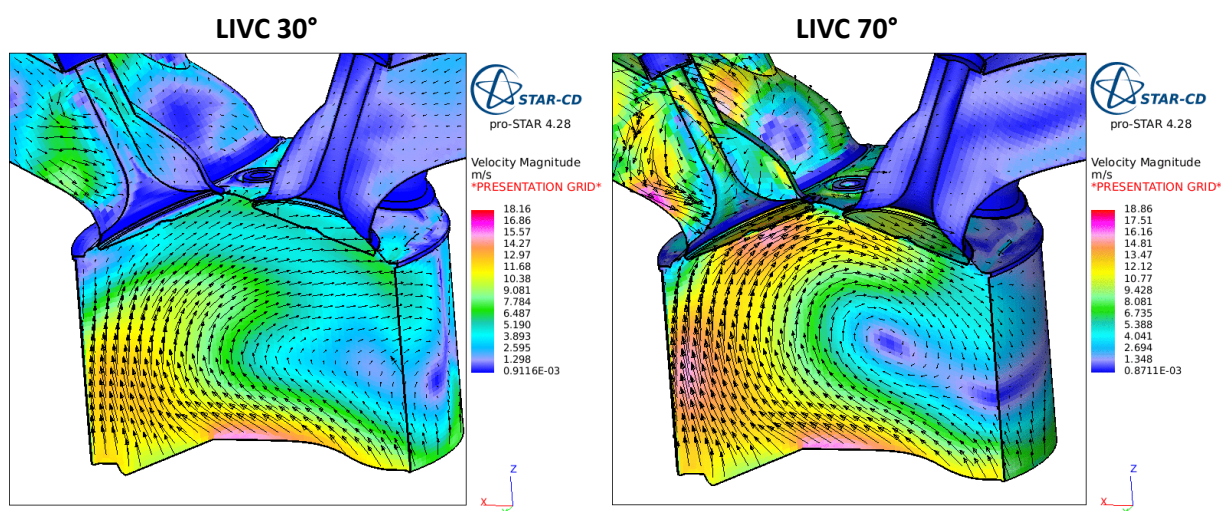
Figura 49 – Variação dos coeficientes rotacionais e da energia cinética turbulenta com a alteração do enquadramento das válvulas de admissão.



Ao analisar uma imagem escalar da magnitude da velocidade no instante de maior valor de *tumble* (-85°), associada aos seus vetores de direção, conforme a Figura 50, vê-se que, de fato, o movimento rotacional nesse plano do motor é muito mais intenso para as condições de maior atraso dos eventos de válvula. Pela imagem, é possível perceber não

apenas os tons de amarelo muito mais acentuados para a condição de LIVC 70°, como também a formação muito mais nítida de um vórtice próximo ao centro da seção.

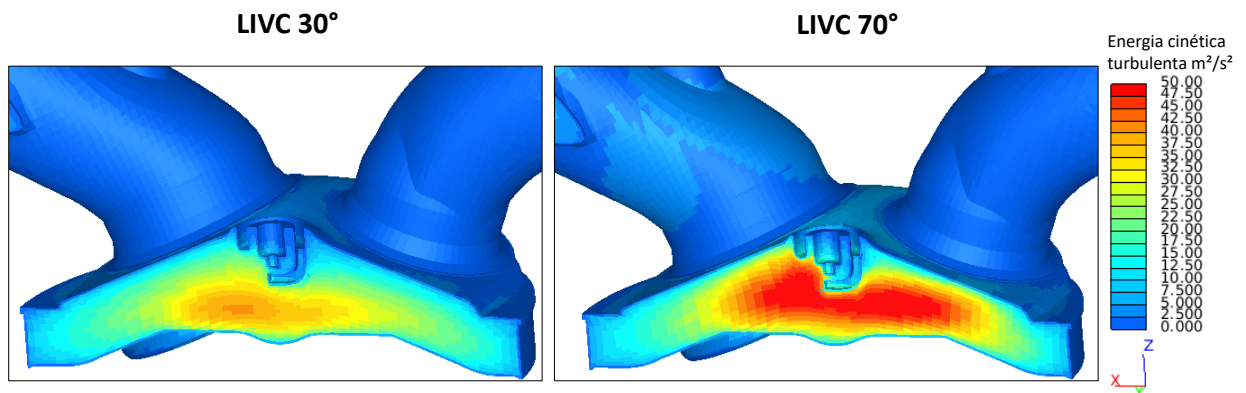
Figura 50 – Magnitude da velocidade em uma seção que cruza as válvulas de admissão e exaustão, para as condições de operação LIVC 30° e LIVC 70°, no instante -85° , evidenciando um maior *tumble* para LIVC 70°.



Os outros coeficientes, por sua vez, demonstram um padrão diferente, com um decréscimo dos valores a partir da condição LIVC 40°. De qualquer modo, mesmo para esta condição de operação, os valores máximos de *cross-tumble* e *swirl* (0,064 e 0,060, respectivamente) ainda estão muito distantes dos valores máximos de *tumble*, confirmando a predominância deste último.

De modo geral, as três estruturas do escoamento diminuem a partir da segunda metade do tempo de compressão, decaindo para valores próximos de zero. A dissipação desses movimentos é seguida de um aumento dos valores de energia cinética turbulenta a partir do ângulo -80° , para todas as condições com o enquadramento mais atrasado (LIVC 40°, 50° e 70°). Esse valores não apenas aumentam como também superam a energia cinética verificada na condição LIVC 30°, a partir do ângulo -51° . O valor obtido para a condição LIVC 70°, por exemplo, é aproximadamente 28% maior, conforme mostrado pelos tons avermelhados da Figura 51. Esse aumento da energia cinética próximo ao instante de ignição é uma das razões para o rápido desenvolvimento do núcleo de chama e propagação nas condições de enquadramento de válvulas mais atrasado.

Figura 51 – Energia cinética turbulenta em uma seção que cruza a vela de ignição, para as condições de operação LIVC 30° e LIVC 70°, no instante da centelha.

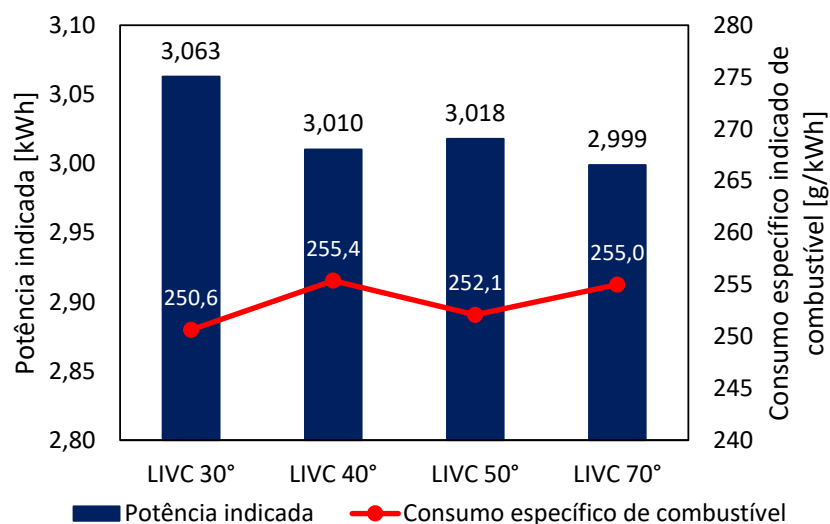


Dessa forma, pode-se afirmar que a energia cinética turbulenta aumenta com o atraso dos tempos de abertura e fechamento da válvula de admissão, nos instantes próximos a centelha, o que, aliado à diminuição das frações de EGR interno, contribui para o desenvolvimento da combustão e explica as menores durações de queima encontradas na seção precedente.

4.3.4 Influência do enquadramento das válvulas de admissão nos parâmetros de desempenho do motor

Uma vez conhecidos os principais parâmetros globais do motor, alguns dados de desempenho podem então ser apresentados. Dentre esses dados mais relevantes, estão a potência indicada e o consumo específico de combustível, expostos na Figura 52.

Figura 52 – Variação da potência indicada e do consumo específico indicado de combustível com a mudança do enquadramento de válvulas.

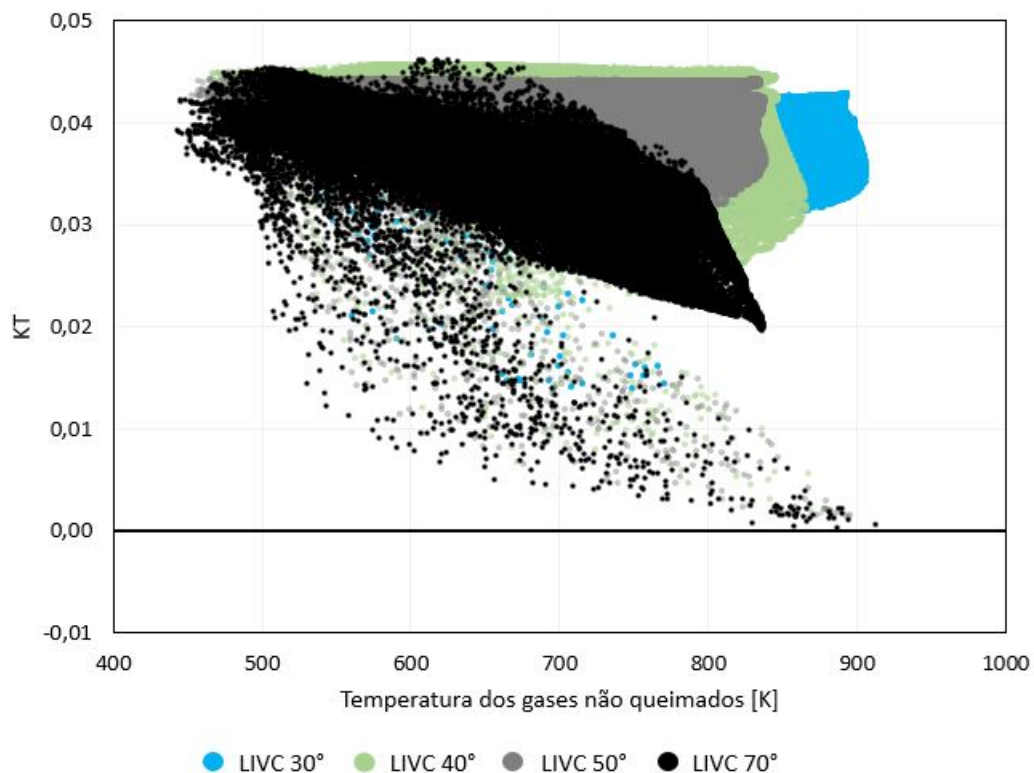


É possível perceber que o maior valor de potência indicada foi obtido para a condição de menor atraso nos instantes de abertura fechamento da válvula de admissão, aproximadamente 2,1% superior ao valor obtido na condição LIVC 70°. Os resultados discutidos nas seções precedentes ajudam a explicar essa diferença. Conforme já relatado, os níveis mais elevados de EGR interno da condição de operação LIVC 30° se mostraram eficientes na redução do trabalho de bombeamento em 12%, quando comparado à condição LIVC 70°. Além disso, essas mesmas frações de gases reduziram consideravelmente a temperatura máxima no cilindro, o que por sua vez contribuiu para a diminuição das perdas de calor pelas paredes e para o maior trabalho de expansão. Com isso, o consumo específico indicado também foi reduzido em cerca de 1,7% para o caso LIVC 30°, em comparação com a condição LIVC 70°.

4.3.5 Controle da detonação

Além de fornecer uma série de parâmetros relacionados ao desempenho, a simulação numérica também pode ser empregada para comparar as condições de operação com diferentes enquadramentos quanto à ocorrência de detonação. Uma forma de se avaliar esse fenômeno é observando o parâmetro de tolerância à detonação KT, discutido na seção 2.8.7. A Figura 53 exibe os resultados dessa avaliação. Nessa imagem foram registrados, no eixo y, os valores de KT para todas as células do cilindro e, no eixo x, os seus valores de temperatura dos gases não queimados, para o instante de 20° após o PMS de compressão. O diferencial dessa imagem está na representação simultânea das quatro condições de enquadramento, o que permite a comparação das mesmas quanto à influência dos eventos das válvulas de admissão na tolerância do motor à detonação.

Figura 53 – Variação dos valores de KT com o atraso dos eventos da válvula de admissão, para o instante de 20° depois do PMS



É possível notar que, a medida em que a abertura e o fechamento da válvula de admissão são atrasados, os pontos (de uma mesma condição) com maiores temperaturas dos gases não queimados tendem a apresentar os menores valores de KT . Em outras palavras, são encontradas mais células com valores de KT próximos de zero e essas células têm as temperaturas mais elevadas.

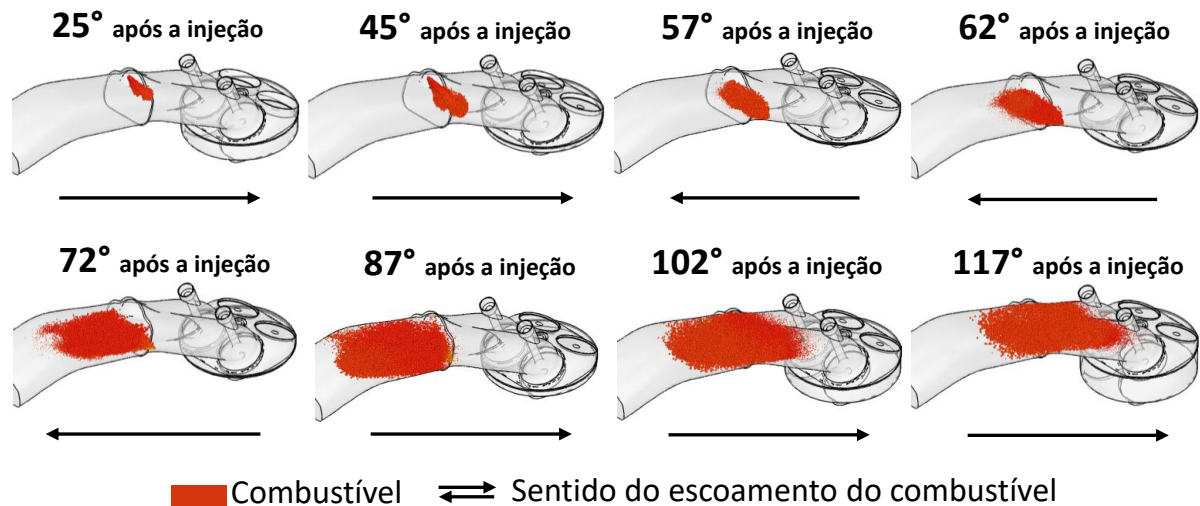
Dentre os casos estudados, a condição de operação LIVC 70° foi a única a apresentar valores de KT negativos, indicando assim uma baixa tolerância à detonação. Ao levar em consideração o fato de essa condição também ter apresentado as menores durações de queima, já relatadas na seção 4.3.2, comparáveis à de operações com ocorrência de detonação, pode-se então afirmar que o fenômeno realmente está presente nesse caso, mesmo que em baixa intensidade.

4.3.6 Formação da mistura

Um resultado muito interessante também pôde ser verificado a partir da análise da injeção de combustível no pórtico de admissão. Ao se analisar o processo de formação do spray e o escoamento do combustível para a condição LIVC 30° , notou-se um considerável retorno das gotas pelo coletor de admissão. Esse fenômeno pode ser confirmado por meio da Figura 54. Após os primeiros instantes da formação do spray, o escoamento reverso

de ar no sistema de admissão, promovido sobretudo pela condição de elevado cruzamento de válvulas, força as gotas a percorrerem um caminho contrário ao esperado, até que as pressões no cilindro e no coletor se igualam e o escoamento volta a se dar no sentido normal.

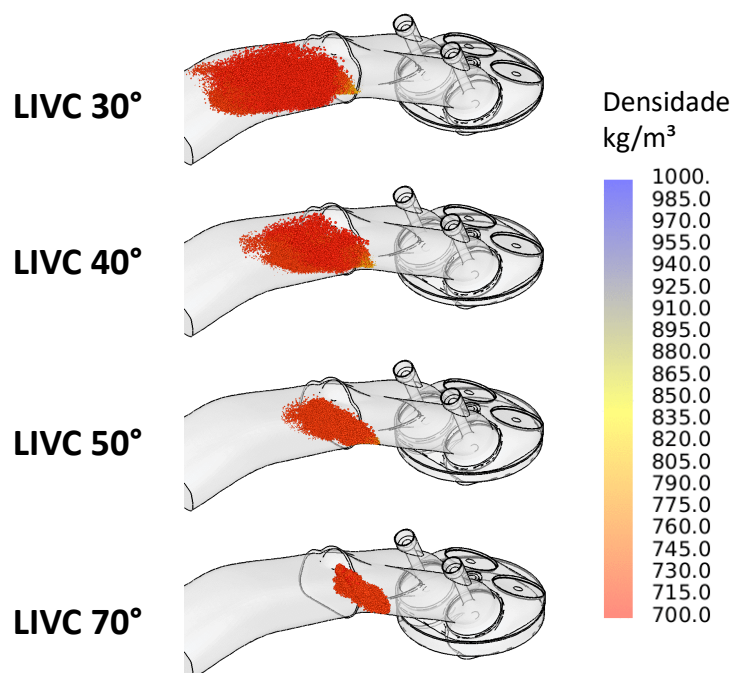
Figura 54 – Spray de combustível e escoamento das gotas na condição de operação LIVC 30°, evidenciando o retorno pelo coletor de admissão.



Tal comportamento pode influenciar principalmente os processos relacionados à formação da mistura. Quando comparamos, por exemplo, o combustível evaporado das condições extremas, LIVC 30° e LIVC 70°, vemos, por exemplo, que para o caso de maior cruzamento (LIVC 30°) o combustível começa a entrar no cilindro com uma quantidade já evaporada 10% maior que na condição de menor cruzamento (LIVC 70°). Por outro lado, esse maior tempo de permanência do combustível no sistema de admissão pode propiciar a ocorrência de fenômenos indesejáveis, como a combustão dentro dos coletores ou pórticos, conhecida como *backfire*.

Além disso, esse comportamento varia gradualmente com o atraso dos eventos da válvula de admissão. A Figura 55 mostra o local do coletor que o combustível atinge durante o escoamento reverso, para as quatro condições estudadas, confirmando o maior retorno para a condição de maior cruzamento de válvulas.

Figura 55 – Variação da posição limite do combustível no coletor de admissão, antes do seu escoamento em direção ao cilindro, para os quatro casos estudados, evidenciando o maior retorno de massa para a condição LIVC 30°



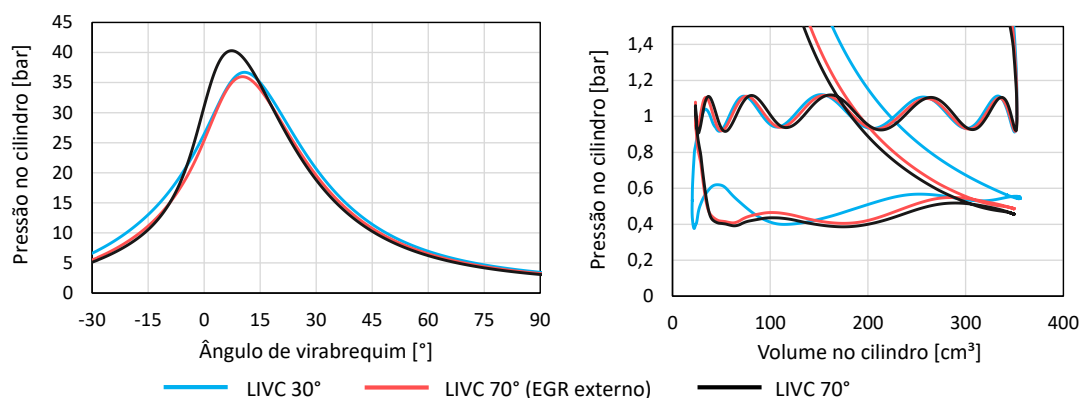
4.4 Recirculação externa dos gases de exaustão

Finalmente, a última simulação do trabalho permitiu avaliar a influência do EGR externo sobre os parâmetros do motor e verificar se a sua utilização recuperaria as perdas provocadas pelo atraso dos eventos da válvula de admissão. Conforme analisado nas seções precedentes, a simulação do caso de maior atraso (LIVC 70°) revelou baixos níveis de EGR interno, além de alguns resultados inferiores à condição *baseline* com fechamento mais adiantado (LIVC 30°), como uma menor potência indicada e menor consumo específico de combustível, maior trabalho de bombeamento, além de baixa tolerância à detonação. Assim, a condição LIVC 70° foi simulada novamente com o EGR externo para compensar as reduzidas frações de EGR interno, e os resultados são descritos nas próximas seções.

4.4.1 Influência do EGR externo nos parâmetros globais

Os primeiros parâmetros globais obtidos da simulação LIVC 70° com EGR externo, correspondentes às pressões médias no cilindro, em função do ângulo de virabrequim e do volume no cilindro, são apresentados na Figura 56 e comparados aos resultados da mesma condição sem EGR externo e ao caso *baseline*.

Figura 56 – Variação da pressão no cilindro, em função do ângulo de virabrequim e do volume, com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.



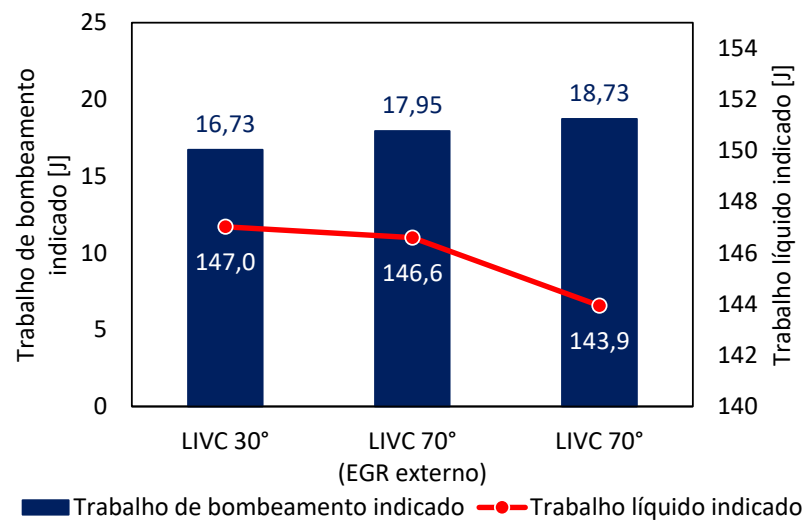
Os gráficos evidenciam como a equiparação das frações de EGR possibilitam a obtenção de curvas de pressão similares. Ao se utilizar a técnica do EGR externo, a recirculação dos gases na condição LIVC 70° atingiu os mesmos 16,11% da condição LIVC 30°, de forma que os valores máximos de pressão foram reduzidos.

Como explicado anteriormente, a utilização do EGR externo reduz as pressões médias efetivas indicadas, permitindo uma maior abertura da válvula borboleta e a utilização de maiores pressões médias no sistema de admissão. Essa modificação, aliada às maiores frações de gases residuais, fez com que os trabalhos indicados do ciclo também se aproximassem dos valores alcançados pela condição LIVC 30°. A tabela 9 confirma essas alterações, indicando também que todos esses trabalhos apresentaram ganhos em relação à mesma condição sem EGR externo. Como consequência disso, o trabalho de bombeamento foi reduzido em 4,2% e o trabalho líquido indicado elevado em 1,9%, na comparação entre essas duas condições, conforme indicado na Figura 57.

Tabela 9 – Variação dos trabalhos indicados com a alteração do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.

Parâmetro	LIVC 30°	LIVC 70° (EGR externo)	LIVC 70°
Trabalho de exaustão [J]	33,7515	33,488	33,5239
Trabalho de admissão [J]	17,0196	15,53949	14,794
Trabalho de compressão [J]	81,193	67,7939	64,221
Trabalho de expansão [J]	244,9475	232,3375	226,8945

Figura 57 – Variação dos trabalhos de bombeamento e trabalhos líquidos indicados com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo..



De maneira análoga à apresentada para o estudo da variação dos instantes de abertura e fechamento da válvula de admissão, as taxas de liberação de calor e fração de massa queimada também foram comparadas e são mostradas na Figura 58. Assim como para os gráficos de pressão, ambas as curvas se aproximaram da condição *baseline*, confirmando o efeito do EGR externo de diluição da mistura, semelhante ao promovido pelo EGR interno. As durações de queima foram contabilizadas na Figura 59. De maneira geral, a queima, representada pelo parâmetro MBF 10-90, ficou cerca de 25% mais lenta do que na mesma condição sem EGR externo, e apenas 4,2% mais rápida do que no caso LIVC 30°. Ainda que as frações de gases tenham se igualado às da condição *baseline*, a configuração das estruturas do escoamento ainda exerce influência nessa condição de enquadramento atrasado, suficiente para manter a duração da combustão um pouco menor do que na condição de enquadramento mais adiantado.

Figura 58 – Variação da taxa de calor liberado e da fração de massa queimada com a alteração do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.

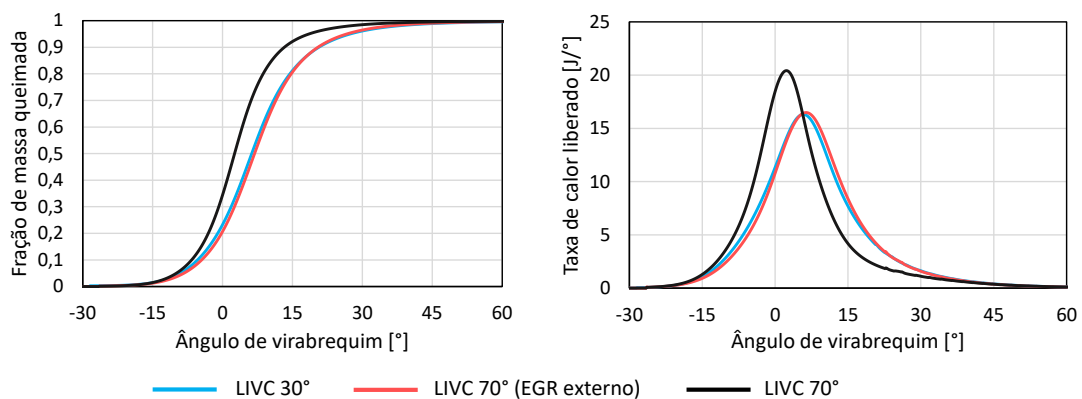
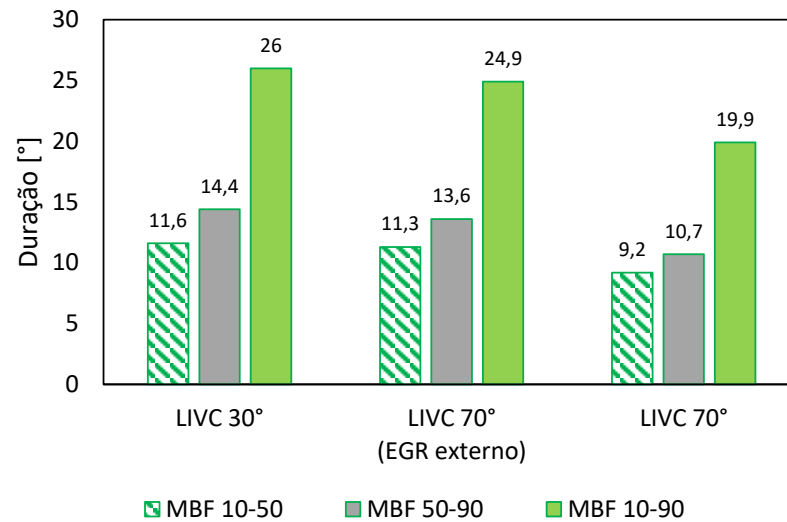
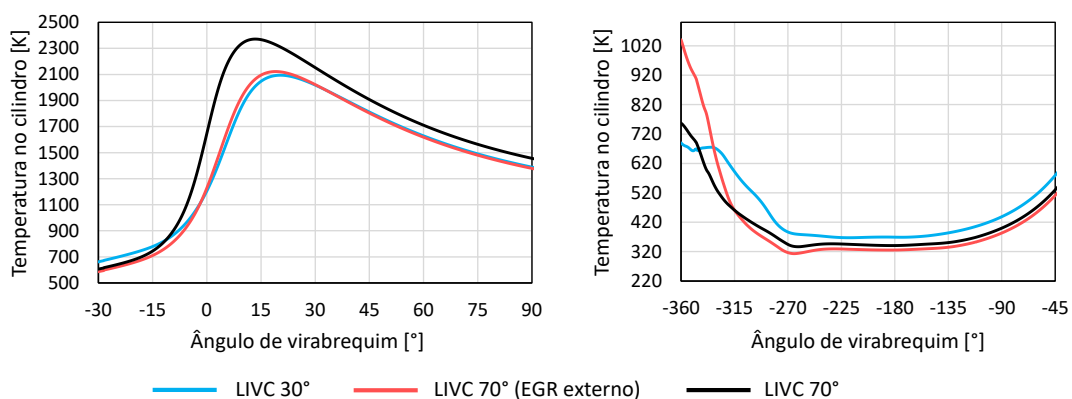


Figura 59 – Variação das durações de queima com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.



Diferentemente da condição de operação LIVC 30°, na qual os gases de exaustão são recirculados internamente, apresentando temperaturas mais elevadas dos instantes finais do curso de exaustão, na condição LIVC 70° com EGR externo a maior parte dos gases queimados é proveniente da recirculação externa e apresenta temperaturas mais baixas. Assim, durante a maior parte da admissão e do tempo de compressão que antecede a centelha, a temperatura no cilindro é mais baixa para a operação com EGR externa, conforme mostrado na Figura 60. Ainda assim, após a centelha, as curvas de temperatura para os casos com mesma massa de gases queimados aprisionados é semelhante.

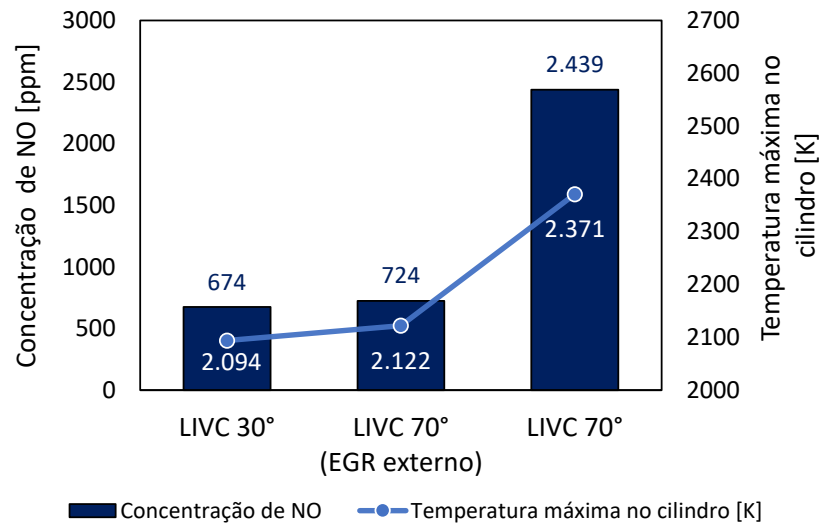
Figura 60 – Variação das temperaturas médias no cilindro com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização do EGR externo.



A utilização do EGR externo fez com que a temperatura máxima no cilindro sofresse uma redução considerável de cerca de 10,5%. Apesar disso, ela ainda assim continuou

aproximadamente 1,3% superior à temperatura da condição *baseline*, o que acarretou em uma diferença indesejada de 7,4% nas emissões de *NO*, como demonstrado na Figura 61.

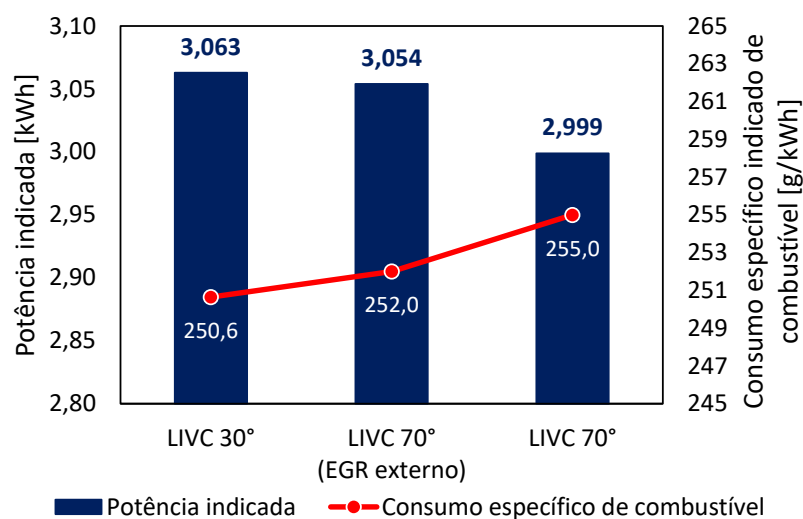
Figura 61 – Emissões de *NO* em função dos eventos das válvulas de admissão e utilização de EGR externo.



4.4.2 Influência do EGR externo nos parâmetros de desempenho

Conforme esperado, a análise dos dois principais dados de desempenho, potência indicada e consumo específico de combustível indicado, revelou uma melhora importante ao acrescentar-se os gases de recirculação externa. Pela Figura 62 é possível verificar que a potência indicada aumentou em cerca de 1,8%, enquanto o consumo específico foi reduzido em aproximadamente 1,2%. Mesmo após igualar as massas aprisionadas de gases queimados, percebe-se que o desempenho da condição *baseline* ainda é superior à condição de enquadramento mais atrasado da válvula de admissão, em grande parte devido às pequenas diferenças ainda existentes entre os dois casos, como as estruturas dos escoamento. Apesar disso, essa diferença percentual é relativamente baixa, não ultrapassando 0,5% para ambos os parâmetros, consumo específico e potência indicada.

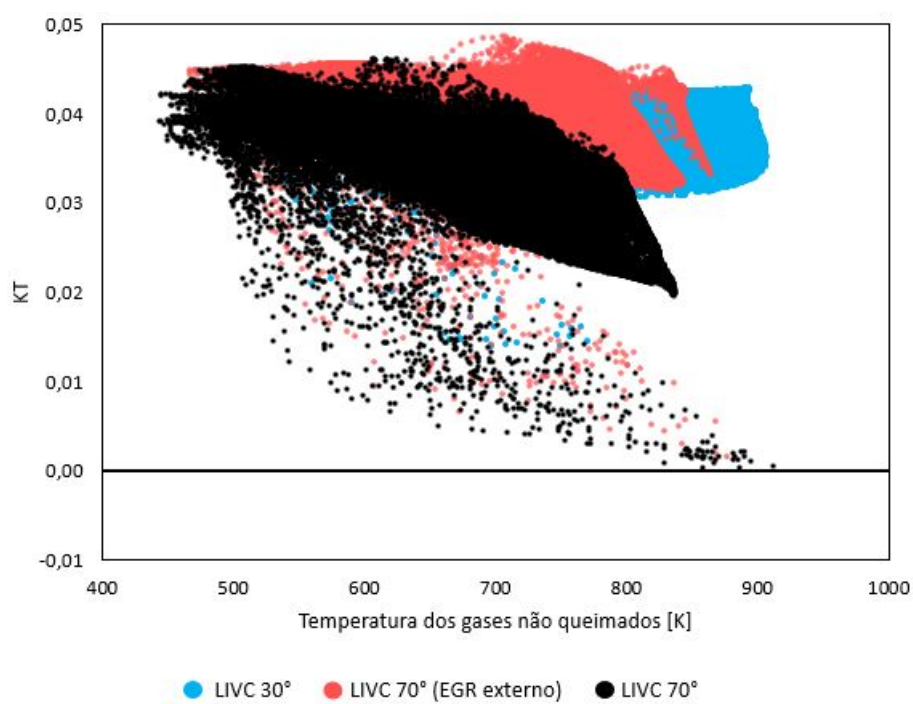
Figura 62 – Variação da potência indicada e do consumo específico indicado de combustível com a mudança do enquadramento de válvulas e utilização de EGR externo.



4.4.3 Influência do EGR externo na tolerância à detonação

Além de possibilitar à condição de operação LIVC 70° o alcance de um desempenho muito próximo ao da condição de maior cruzamento de válvulas, a recirculação externa dos gases de exaustão ainda forneceu condições mais seguras de operação. Isso pôde ser verificado inicialmente pela redução das velocidades de queima, indicada pelos novos parâmetros de MBF 10-90, antes muito reduzidos. Além disso, a observação do parâmetro KT, de tolerância à detonação, de forma similar à realizada para o estudo da variação dos enquadramentos, confirma a hipótese de que a recirculação externa pode ser usada para mitigar a detonação. Pela Figura 63 é possível notar que a utilização do EGR externo realmente faz com que a maior parte dos pontos se situe em uma faixa de maiores valores de KT, evidenciando uma maior tolerância à detonação.

Figura 63 – Variação dos valores de KT com o atraso dos eventos da válvula de admissão e com a utilização de EGR externo, para o instante de 20° depois do PMS



5 Conclusões

Em linhas gerais, este trabalho teve por objetivo central avaliar numericamente a influência da recirculação dos gases de exaustão nos principais parâmetros de funcionamento de um motor aspirado três cilindros, operando com combustível E27, injeção PFI e em uma condição representativa da condução veicular nos meios urbanos, com rotação de 2500rpm e pressão média efetiva indicada de 4,36bar. Duas técnicas diferentes foram analisadas, a variação do enquadramento das válvulas de admissão, responsável pela alteração dos percentuais de EGR interno, e a recirculação externa dos gases queimados, também denominada EGR externo.

A metodologia baseada em simulações tridimensionais se mostrou muito eficaz para a representação do ciclo do motor e dos fenômenos envolvidos, o que pôde ser confirmado por meio da comparação de resultados numéricos com dados experimentais para um caso padrão, caracterizado pelo fechamento atrasado das válvulas de admissão em 30° com relação ao PMI. Diferenças obtidas inferiores à 5% para variáveis como pressão e temperatura no cilindro, e 10% para parâmetros com MBF 10-90 e taxa de liberação de calor, garantiram a validação dos modelos. Um teste de sensibilidade ao refino de malha também foi realizado, de modo a encontrar a malha ideal para a realização das simulações.

A simulação de quatro condições de operação distintas, cada uma delas com instantes diferentes de abertura e fechamento das válvulas de admissão (LIVC 30°, 40°, 50° e 70°), indicou uma forte influência do enquadramento de válvulas nos parâmetros de funcionamento do motor. Viu-se que o cruzamento de válvulas interfere muito mais significativamente nos percentuais de EGR interno do que o momento em que as válvulas se fecham durante o tempo de compressão do motor. Valores máximos de EGR interno, cerca de 16,11%, foram encontrados para a condição *baseline* LIVC 30°, enquanto as menores quantidades, por volta de 6,38%, foram observadas para a condição de enquadramento mais atrasado (LIVC 70°).

Com relação aos parâmetros globais e de combustão, percebeu-se que, a medida em que os instantes de abertura e fechamento das válvulas de admissão eram atrasados, o trabalho de bombeamento tendia a aumentar e o processo de queima tornava-se mais rápido. O trabalho indicado de bombeamento se mostrou aproximadamente 12% menor na condição LIVC 30°, enquanto sua duração de queima dada pelo parâmetro MBF 10-90 diminuiu cerca de 23% com relação à condição LIVC 70° e cerca de 13%, com relação aos casos LIVC 40° e 50°.

As temperaturas no cilindro também foram alteradas com a variação do enquadramento, apresentando os menores valores na condição LIVC 30°, caracterizada pela maior

diluição da mistura pelo EGR interno. O pico de temperatura nessa condição é aproximadamente 14% menor do que na condição LIVC 70°, o que por sua vez promoveu uma redução das emissões de *NO*. Essa variação das temperaturas internas do motor, com a consequente redução das perdas de calor e aumento do trabalho de expansão, na condição de maior cruzamento de válvulas, somada ao menor trabalho de bombeamento, fizeram com que a condição LIVC 30° apresentasse a maior potência indicada e o menor consumo específico de combustível. Os ganhos para esses dois parâmetros, nessa condição, chegam a quase 2%.

As simulações numéricas realizadas também permitiram quantificar parâmetros de difícil medição experimental. A análise das estruturas de fluxo do escoamento, por exemplo, evidenciou a predominância dos movimentos de *tumble* no motor e demonstrou que ele aumentava com o atraso do enquadramento de válvulas, apresentando diferenças de até 53%. O escoamento reverso pelas válvulas de exaustão e admissão também pôde ser verificado por meio de imagens vetoriais da velocidade e escalares de *CO*₂. Esse mesmo escoamento reverso também foi identificado como o responsável por um fenômeno interessante de retorno da massa de combustível pelo coletor de admissão. Viu-se que a distância contrária máxima percorrida pelas gotas variava com o enquadramento, sendo maior para as condições de maior cruzamento de válvulas. Além disso, o parâmetro de tolerância à detonação também foi avaliado e viu-se que ele se tornava menor a medida em que o enquadramento de válvulas era atrasado.

Por fim, a simulação da condição LIVC 70° com EGR externo permitiu a sua comparação com a condição LIVC 30°, ambas possuindo a mesma massa aprisionada de gases queimados. Verificou-se que a técnica do EGR externo é capaz de aproximar os resultados da condição de operação com enquadramento das válvulas mais atrasado da condição *baseline*, seja em termos de pressões no cilindro, temperaturas ou MBF. Além disso, a tolerância à detonação nessa condição foi ampliada, e os parâmetros de desempenho, como consumo específico e potência específica, diferiram em apenas 0,5% dos resultados da condição LIVC 30°. Dessa forma, a metodologia desenvolvida no trabalho se mostrou eficiente para o estudo de condições de operação dessa natureza e revelou a importância da técnica de recirculação dos gases de exaustão, seja para a mitigação da detonação ou para a obtenção de melhores parâmetros de funcionamento do motor.

De modo a incentivar a realização de outros estudos que deem continuidade a este trabalho, são sugeridos os seguintes temas de trabalhos futuros:

- Avaliar diferentes frações de EGR externo resfriado.
- Simular a utilização do EGR externo quente e variar as quantidades.
- Testar outros combustíveis (E22 e E100, por exemplo) e avaliar a variação nos resultados.

- Analisar a mudança do enquadramento das válvulas de exaustão sobre os parâmetros de funcionamento do motor, sobretudo nos níveis de EGR.
- Utilizar a metodologia descrita neste trabalho para outras condições de carga e rotação, de modo a verificar as diferenças na variação dos percentuais de EGR com o enquadramento de válvulas para essas novas condições.

Referências

- ABD-ALLA, G. H. Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 43, n. 8, p. 1027–1042, 2002. Citado na página 50.
- ATKINSON, J. *atkinson*. Google Patents, 1887. US Patent 367,496. Disponível em: <<https://www.google.com/patents/US367496>>. Citado na página 47.
- BAUMGARTEN, C. *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*. 1. ed. [S.l.]: Springer, 2006. 294 p. Citado 4 vezes nas páginas 33, 34, 35 e 63.
- BERNI, F. et al. A numerical investigation on the potentials of water injection to increase knock resistance and reduce fuel consumption in highly downsized gdi engines. *Energy Procedia*, Elsevier, v. 81, p. 826–835, 2015. Citado na página 62.
- BERNI, F.; CICALESE, G.; FONTANESI, S. A modified thermal wall function for the estimation of gas-to-wall heat fluxes in cfd in-cylinder simulations of high performance spark-ignition engines. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 115, p. 1045–1062, 2017. Citado na página 16.
- BOLES, M.; ÇENGEL, Y. *Termodinâmica*. 7ª edição. São Paulo: AMGH Editora, 2013. Citado 4 vezes nas páginas 25, 26, 27 e 30.
- BORETTI, A. *Use of variable valve actuation to control the load in a direct injection, turbocharged, spark-ignition engine*. [S.l.], 2010. Citado na página 17.
- BRUNETTI, F.; GARCIA, O. *Motores de combustão interna*. São Paulo: Blucher, v. 2013, n. 2, 2012. Citado 6 vezes nas páginas 20, 24, 26, 27, 28 e 30.
- CAIRNS, A.; BLAXILL, H.; IRLAM, G. *Exhaust gas recirculation for improved part and full load fuel economy in a turbocharged gasoline engine*. [S.l.], 2006. Citado na página 17.
- CD-ADAPCO. *STAR-CD Version 4.20 - Methodology For Internal Combustion Engine Applications*. [S.l.]: CD-adapco, 2013. Citado na página 64.
- CD-ADAPCO STAR-CD, U. G. 4.24, 2016. *CD Adapco*, 2015. Citado 4 vezes nas páginas 56, 62, 79 e 80.
- COLIN, O.; BENKENIDA, A. The 3 zones extended coherent flame model (ecfm3z) for computing premixed diffusion combustion. *Oil Gas Science and Technology*, EDP Sciences, v. 59, n. 6, p. 593–609, 2004. Citado na página 60.
- CROLLA, D.; FOSTER, E. *David; Kobayashi, Toshio; Vaughan, Nicholas: Encyclopedia of Automotive Engineering*. [S.l.]: Wiley, 2015. Citado na página 58.
- DOUAUD, A.; EYZAT, P. *Four-octane-number method for predicting the anti-knock behavior of fuels and engines*. [S.l.], 1978. Citado na página 62.

- FABIO, B.; LUIGI, T. et al. Egr systems employment to reduce the fuel consumption of a downsized turbocharged engine at high-load operations. *Energy Procedia*, Elsevier, v. 81, p. 866–873, 2015. Citado na página 16.
- FERGUSON, C.; KIRKPATRICK, A. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2001. Citado na página 31.
- FERGUSON, C.; KIRKPATRICK, A. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. Wiley, 2015. ISBN 9781118926529. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=Lv8kCgAAQBAJ>>. Citado na página 46.
- FERRARI, G. *Motori a combustione interna*. [S.l.]: Società Editrice Esculapio, 2016. Citado 9 vezes nas páginas 18, 19, 21, 22, 24, 38, 39, 41 e 42.
- FONSECA, L. G. *Caracterização do escoamento de ar em um motor de combustão interna utilizando mecânica dos fluidos computacional*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 2014. Citado na página 64.
- FONTANA, G.; GALLONI, E. Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine. *Applied Energy*, Elsevier, v. 86, n. 1, p. 96–105, 2009. Citado na página 16.
- GIACOSA, D. Motores endotérmicos. *traducida al español, Barcelona*, p. 1–20, 1970. Citado 3 vezes nas páginas 25, 39 e 42.
- HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. 1. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 1988. 930 p. Citado 10 vezes nas páginas 19, 22, 23, 24, 31, 32, 37, 38, 50 e 52.
- HILLIER, V. *Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology*. 6. ed. [S.l.]: Nelson Thornes, 2012. 616 p. Citado 2 vezes nas páginas 20 e 33.
- HIRSCH, C. *Numerical computation of internal and external flows*. 2. ed. Burlington, USA: Butterworth-Heinemann, 2007. 696 p. Citado na página 53.
- HONG, H.; PARVATE-PATIL, G.; GORDON, B. Review and analysis of variable valve timing strategies—eight ways to approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Sage Publications Sage UK: London, England, v. 218, n. 10, p. 1179–1200, 2004. Citado na página 16.
- KEE, R. J.; COLTRIN, M. E.; GLARBORG, P. *Chemically reacting flow: theory and practice*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2005. Citado na página 57.
- KHALILARYA, S.; NEMATI, A. et al. A numerical investigation on the influence of egr in a supercharged si engine fueled with gasoline and alternative fuels. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 83, p. 260–269, 2014. Citado na página 68.
- LAFOSSAS, F.-A. et al. *Development and validation of a knock model in spark ignition engines using a CFD code*. [S.l.], 2002. Citado na página 61.
- LEFEBVRE, A. H.; MCDONELL, V. G. *Atomization and sprays*. [S.l.]: CRC press, 2017. Citado na página 34.

- LI, Q. et al. Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (cvvl) engine and variable valve timing (vvt) engine. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 137, p. 710–720, 2018. Citado na página 67.
- LI, T.; YIN, T.; WANG, B. Anatomy of the cooled egr effects on soot emission reduction in boosted spark-ignited direct-injection engines. *Applied energy*, Elsevier, v. 190, p. 43–56, 2017. Citado na página 69.
- LI, Y.; KHAJEPOUR, A.; DEVAUD, C. Realization of variable otto-atkinson cycle using variable timing hydraulic actuated valve train for performance and efficiency improvements in unthrottled gasoline engines. *Applied Energy*, Elsevier, v. 222, p. 199–215, 2018. Citado na página 66.
- MA, T. Recent advances in variable valve timing. In: *Automotive Engine Alternatives*. [S.l.]: Springer, 1987. p. 235–252. Citado 5 vezes nas páginas 43, 44, 45, 46 e 50.
- MYUNG, C. et al. Effects of valve timing and intake flow motion control on combustion and time-resolved hc & nox formation characteristics. *International Journal of Automotive Technology*, Springer, v. 10, n. 2, p. 161–166, 2009. Citado na página 67.
- PATTERSON, M. A.; REITZ, R. D. *Modeling the effects of fuel spray characteristics on diesel engine combustion and emission*. [S.l.], 1998. Citado na página 62.
- PEDROZO, V. B. et al. Potential of internal egr and throttled operation for low load extension of ethanol–diesel dual-fuel reactivity controlled compression ignition combustion on a heavy-duty engine. *Fuel*, Elsevier, v. 179, p. 391–405, 2016. Citado na página 51.
- POINSOT, T.; VEYNANTE, D. *Theoretical and numerical combustion*. [S.l.]: RT Edwards, Inc., 2005. Citado 2 vezes nas páginas 57 e 58.
- POPE, S. B. *Turbulent flows*. [S.l.]: IOP Publishing, 2001. Citado 2 vezes nas páginas 53 e 54.
- PULKRABEK, W. W. et al. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. [S.l.: s.n.], 1997. Citado 6 vezes nas páginas 23, 46, 47, 48, 49 e 50.
- RADICCHI, F. *Análise numérica do escoamento a frio em um sistema de ignição com pré-câmara desenvolvido para um motor de ciclo Otto*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, 2015. Citado na página 78.
- RECH, C. *Análise numérica e experimental do escoamento em motores de combustão interna*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, 2010. Citado na página 64.
- REIF, K. Gasoline engine management. *Friedrichshafen: Springer Vieweg*, Springer, 2015. Citado na página 35.
- ROCHA, D. D. *Caracterização do spray de etanol utilizando técnicas numéricas de simulação com validação experimental*. [S.l.]: Belo Horizonte. Monografia. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2015. Citado na página 34.

- SARAVANAN, S. et al. Effect of exhaust gas recirculation (egr) on performance and emissions of a constant speed di diesel engine fueled with pentanol/diesel blends. *Fuel*, Elsevier, v. 160, p. 217–226, 2015. Citado na página 50.
- SEIXAS, P. H. T. *Efeitos da razão volumétrica de compressão e do tipo de combustível na combustão, eficiência e emissões de um motor com injeção direta*. [S.l.]: Belo Horizonte. Dissertação de mestrado. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 56 e 85.
- STIESCH, G. *Modeling engine spray and combustion processes*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 56, 58 e 59.
- STONE, R. *Introduction to internal combustion engines*. Springer, 1999. Citado na página 49.
- TREVAS, I. et al. *Combustion Analysis on a Variable Valve Actuation Spark Ignition Engine Operating With E22 and E100*. [S.l.], 2017. Citado na página 17.
- TURNIS, S. R. *Introdução à Combustão-: Conceitos e Aplicações*. [S.l.]: AMGH Editora, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 31 e 56.
- VANGELDER, K. T. *Fundamentals of Automotive Technology: Principles and Practice; CDX Automotive*. [S.l.]: Jones et Bartlett Learning, 2014. Citado na página 46.
- VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2. ed. Harlow, England: Pearson Education Limited, 2007. 696 p. Citado na página 54.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. [S.l.]: Pearson Education, 2007. Citado na página 54.
- VOS, K. R. et al. Utilizing production viable valve strategies at elevated speeds and loads to improve volumetric efficiency via intake valve modulation. *Frontiers in Mechanical Engineering*, Frontiers, v. 4, p. 2, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 65 e 66.
- WANG, Z.; LIU, H.; REITZ, R. D. Knocking combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Elsevier, v. 61, p. 78–112, 2017. Citado na página 52.
- WEI, H. et al. Gasoline engine exhaust gas recirculation—a review. *Applied energy*, Elsevier, v. 99, p. 534–544, 2012. Citado 3 vezes nas páginas 50, 51 e 52.
- WHITE, F. M.; CORFIELD, I. *Viscous fluid flow*. [S.l.]: McGraw-Hill New York, 2006. v. 3. Citado na página 54.
- XIE, F. et al. Effect of external hot egr dilution on combustion, performance and particulate emissions of a gdi engine. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 142, p. 69–81, 2017. Citado na página 68.
- XU, J. et al. Effects of electromagnetic intake valve train on gasoline engine intake charging. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 96, p. 708–715, 2016. Citado na página 65.

YAKHOT, V. et al. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, AIP, v. 4, n. 7, p. 1510–1520, 1992. Citado na página 56.