MARCOS HENRIQUE CARVALHO SILVA

Modelagem de Motores a Combustão Interna com Tecnologia FLEX

São Paulo

2018

MARCOS HENRIQUE CARVALHO SILVA

Modelagem de Motores a Combustão Interna com Tecnologia FLEX

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obtenção do
Título de Mestre em Ciências.

Orientador:

Prof. Dr. Armando Antônio Maria Laganá

São Paulo

2018

MARCOS HENRIQUE CARVALHO SILVA

Modelagem de Motores a Combustão Interna com Tecnologia FLEX

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a obtenção do
título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração: Engenharia Elétrica -
Sistemas Eletrônicos

Orientador:

Prof. Dr. Armando Antônio Maria Laganá

São Paulo

2018

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Silva, Marcos Henrique Carvalho
Modelagem de motores a combustão interna com tecnologia FLEX / M.
H. C. Silva -- versão corr. -- São Paulo, 2018.
213 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos.

1.Motores de combustão interna 3.Modelagem de sistemas
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos II.t.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao incansável e devotado apoio de vários integrantes do Grupo de Eletrônica Automotiva, sem os quais este trabalho jamais seria finalizado. Especiais agradecimentos ao Bruno Silva Pereira, ao Demerson Moscardini e ao Lucas Motta de Novaes, por terem realizado os experimentos necessários para a validação dos modelos. A presença dos três, conjuntamente com suas extensas experiências, na execução dos ensaios revelou-se fundamental. Especiais agradecimentos, também, ao André Vinícius Oliveira Maggio, por ter programado, no *Matlab*, os modelos. Seu vasto conhecimento de programação foi indispensável. O André fará, também, futuramente, a implementação dos modelos em um *hardware-in-the-loop*.

Ao professor Dr. Armando Antônio Maria Laganá, meu orientador, pela constante articulação em conseguir meios e auxílios de forma que o trabalho pudesse ter sido concluído.

Ao engenheiro Marco Isola Naufal, pelo pertinaz desejo em viabilizar o uso de instalações do IPT para a consecução deste trabalho. Todos os outros profissionais que atuam no laboratório de motores do IPT foram solícitos, e a estes também devo especiais agradecimentos: Jackson Deniz Junior, Robson Moraes Faria, Tomaz Nunes, Rennan Gomes, Ruan Carlos Vieira Godoy, Gabriel Fabiano Freire Pires, Rafael Rodrigues de Mello, Reinaldo Francisco Rodrigues, Lukas Kretzchmar Waeny, Lucas Buzzo Segato, Sérgio Inácio Ferreira e Leonardo de Oliveira Costa.

Ao professor Dr. Fuad Kassab Junior, pela dedicada revisão de todo meu trabalho ao fazer parte da minha banca de qualificação.

À Dra. Ana Maria, bibliotecária supervisora do Departamento de Engenharia Elétrica da POLI-USP, pelo diligente apoio em me auxiliar com a formatação de meu trabalho.

Ao André Pelisser, Pedro Rossetti e Alexandre Kawamoto, funcionários da ETAS, por terem emprestado instrumentação de ponta para viabilizar nossos experimentos. Ademais, treinaram alguns integrantes do Grupo de Eletrônica Automotiva para conseguirem comandar os experimentos. A estes três nomes, também meus especiais agradecimentos.

Ao professor Marco Aurélio Fróes, pelo fornecimento de dados relativos ao motor indispensáveis aos modelos utilizados e por viabilizar o uso das instalações laboratoriais da FATEC – Santo André.

À Fátima Salgueiro, por sempre deixar à disposição as instalações do Laboratório de Sistemas Digitais da POLI-USP quando se fez necessário.

Ao Ângelo Maggio Neto, por ter me auxiliado nos meus primeiros contatos com estudos sobre motores a combustão interna.

À minha família, pelo suporte durante meu mestrado.

À CAPES, que forneceu bolsa auxílio.

RESUMO

A modelagem de motores a combustão interna deve grande parte de sua importância ao uso de unidades de controle eletrônicas que buscam gerenciar as funções do motor. De forma a fornecer melhor suporte para o projetista de controle, a modelagem oferece informações que servem de planta, sobre a qual estratégias de controle serão desenvolvidas.

Nesta dissertação, procurou-se estudar e modelar cinco fenômenos: a admissão de ar e de combustível, a produção de energia efetiva através da combustão, a evolução térmica do motor e o comportamento dos gases no sistema de exaustão. Investigou-se também, em todos estes fenômenos, a influência do uso de composição variada gasolina/etanol.

Na admissão de ar, buscou-se estudar como a abertura da válvula borboleta e a velocidade do motor influenciam no fluxo de ar admitido, ponderando esta grandeza através de um fator de correção denominado eficiência volumétrica. Na admissão de combustível, no caso modelada para motores com injeção indireta na porta, procurou-se explicar quantitativamente sobre os diversos aspectos que influenciam a evaporação do combustível. Na geração de energia útil, priorizou-se a análise de como as características do motor e da combustão afetam a produção de torque. Na evolução térmica do motor, examinaram-se os principais fluxos energéticos do motor e os aspectos que os influenciam.

Ademais, foram executadas as validações dos modelos levantados para o motor EA 111 VHT 1.6l. Os resultados, com seus respectivos erros, podem ser encontrados neste trabalho.

Palavras-chave: modelagem de motor, motor a combustão interna, motor bicomcombustível, modelagem de sistemas, composição variada gasolina/etanol.

ABSTRACT

The internal combustion engine modeling owes big part of its importance to the use of electronic control units that aim to manage the engine functions. To provide better support to the control designer, the modeling offers information that can compose the plant, on which control strategies will be developed.

In this master thesis, it was sought to study and to model five phenomena: the air intake and the fuel admission, the effective energy production from the combustion, the engine thermic evolution and the gas behavior in the exhaust system. It was also considered how the influence of the gasoline/ethanol varied composition affects all these phenomena.

In the air intake, it was studied how the butterfly valve opening and the engine speed influence the intake air flow, pondering this variable through a correction factor named volumetric efficiency. In the fuel admission, in the case of this study modelled for port-fuel injection engines, it was attempted to explain quantitatively the many aspects that influence the fuel evaporation. In the mechanical energy generation, it was prioritized the analysis about how the engine and combustion characteristics affect the torque production. In the engine thermic evolution, it was examined the major energy flows and the aspects that influence them.

Also, the validations of the models raised for the EA 111 VHT 1.6l engine were executed. The results, with its respective errors, can be found in this work.

Keywords: engine modeling, internal combustion engine, bi-fuel engine, system modeling, gasoline/ethanol varied composition.

CONTRIBUIÇÃO

A extensão dos modelos para veículos monocombustíveis desenvolvidos pelo Instituto Federal de Tecnologia de Zurique (ETH Zurich – Switzerland) para o emprego em veículos bicomcombustíveis, especificamente para o caso de composição variada gasolina/etanol.

LISTA DE SÍMBOLOS

p : Pressão no coletor em Pa ;

κ : Razão dos calores específicos, ou seja, $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ (adimensional);

R : Constante universal dos gases em $J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$;

V : Volume do coletor em m^3 ;

$\dot{m}_E$: Fluxo mássico de entrada em $kg \cdot s^{-1}$;

ϑ_E : Temperatura dos gases no fluxo de entrada em K ou temperatura à montante da válvula em K ;

$\dot{m}_S$: Fluxo mássico de saída em $kg \cdot s^{-1}$;

ϑ_S : Temperatura dos gases no fluxo de saída em K ;

c_p : Capacidade calorífica dos gases a pressão constante em $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$;

c_v : Capacidade calorífica dos gases a volume constante em $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$;

$A(\theta)$: Área de abertura da válvula borboleta em função do ângulo de abertura da válvula em m^2 ;

d : Diâmetro do conector da válvula borboleta em m ;

D : Diâmetro do duto no qual se situa a válvula borboleta em m ;

θ_0 : Ângulo da válvula borboleta na posição em que ela se encontra fechada em rad ;

θ : Ângulo de abertura da válvula borboleta com relação à válvula fechada, ou seja, quando a válvula estiver fechada: $\theta = 0$. Unidade: rad ;

$\dot{m}(t)$: Fluxo de massa em kg/s ;

c_d : Coeficiente de descarga da válvula (adimensional);

$A(t)$: Área de abertura da válvula em função do tempo em m^2 ;

$p_E(t)$: Pressão à montante da válvula em Pa ;

$p_S(t)$: Pressão à jusante da válvula em Pa ;

R : Constante dos gases para o ar em $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$;

$\Psi(.)$: Função fluxo (adimensional);

p_{cr} : Pressão crítica onde o fluxo atinge condições sônicas no orifício em Pa ;

λ_l : Eficiência volumétrica (adimensional);

V_d : Volume de descolamento do motor em m^3 ;

N : Metade do número de tempos do motor. Para motor de dois tempos, $N = 1$. Para motor de quatro tempos, $N = 2$ (adimensional);

$\omega_e(t)$: Velocidade angular do motor em rad/s ;

p_{adm} : Pressão no coletor de admissão em Pa ;

$\lambda_{lp}(p_{adm})$: Fator da eficiência volumétrica dependente da pressão no coletor de admissão (adimensional);

$\lambda_{l\omega}(\omega_e)$: Fator da eficiência volumétrica dependente da velocidade angular do motor (adimensional).

V_c : Volume de compressão em m^3 ;

p_{exh} : Pressão no coletor de escape em Pa ;

$m_{\beta,k}$: Massa de gás admitida pelo cilindro no instante discreto k em kg ;

$m_{\alpha,k}$: Massa de ar através da válvula borboleta no instante discreto k em kg ;

n_{cyl} : Número de cilindros (adimensional);

τ_{seg} : Duração de um segmento em s ;

V_m : Volume do coletor de admissão em m^3 .

p_{me} : Pressão média líquida equivalente em Pa ;

$p_{m\varphi}$: Pressão média combustível equivalente em Pa ;

H_l : Poder calorífico inferior do combustível em J/kg ;

T_e : Valor médio de torque em $N.m$;

$e(.)$: Eficiência η_e simplificada (adimensional);

ζ : Ângulo de ignição em $^\circ APMS$ (antes do ponto morto superior);

x_{egr} : Proporção de gases recirculados no coletor de admissão, ou seja, a taxa de recirculação (adimensional);

Υ : Fator normalizado de composição do combustível FLEX (adimensional);

p_{me0} : Fenômenos que não possuem relação com a massa de combustível injetada num ciclo em Pa ;

ϑ_e : Temperatura do motor em K ;

r_l : Carga relativa (adimensional);

ϑ_{adm} : Temperatura no coletor de admissão;

S : Curso do pistão em m ;

B : Diâmetro do pistão em m ;

ϑ_e : Temperatura do motor em K ;

ϑ_∞ : Temperatura do motor quando está plenamente aquecido;

$\Pi_{e,max}$: a razão máxima de pressão no compressor;

$\vartheta_{eng,out}$: Temperatura do líquido refrigerador saindo do motor em K ;

$\vartheta_{eng,in}$: Temperatura do líquido refrigerador entrando no motor em K ;

$\vartheta_{eng,m0}$: $\vartheta_{eng,m}$ quando o motor está plenamente aquecido;

ϑ_{eb} : Temperatura no bloco do motor em K ;

ϑ_{eb0} : ϑ_{eb} quando o motor está plenamente aquecido.

$W_{pumping}$: Energia perdida no ciclo devido ao bombeamento em J ;

S_T : Velocidade turbulenta de chama em m/s ;

φ : Coeficiente de intensidade da turbulência em s (do inglês: *turbulence intensity coefficient*);

S_L : Velocidade laminar de chama em m/s ;

ϑ_0 : Temperatura de referência em K ($\vartheta_0 = 298K$);

p_0 : Pressão de referência em bar ($p_0 = 1 bar$);

x_{dil} : Taxa de gases queimados diluídos no cilindro (adimensional);

x_{res} : Taxa de gases residuais no cilindro (adimensional);

$x_{egr,cyl}$: Taxa de gases queimados recirculados no cilindro, diferente da taxa de gases recirculados x_{egr} no coletor de admissão, devido à presença no cilindro dos gases residuais queimados (adimensional);

E : Concentração de etanol (adimensional) ($E = Y$ para escala EX);

ϕ : Razão equivalente combustível/ar (adimensional);

$A_{ex,eb}$: Área de contato dos dutos de saída com a cabeçote em m^2 ;

$\alpha_{ex,eb}$: Coeficiente de transferência de calor para os gases de exaustão em $J/s \cdot m^2 \cdot K^2$;

ϑ_{exh} : Temperatura dos gases de exaustão nos dutos de saída em K ;

A_c : Superfície da parede do cilindro em contato com o líquido refrigerador em m^2 ;

α_c : Coeficiente de transferência de calor para o caso específico em $J/s \cdot m^2 \cdot K^2$;

ϑ_c : Temperatura média da porção do líquido refrigerador interno ao cilindro em K ;

ϑ_{eo} : Temperatura do líquido refrigerador na saída do motor em K ;

ϑ_{ei} : Temperatura do líquido refrigerador na entrada do motor em K ;

A_{eb} : Área de contato entre o líquido refrigerador e a carcaça do motor em m^2 ;

α_{eb} : Coeficiente de transferência de calor para o caso específico em $J/s \cdot m^2 \cdot K^2$;

σ : Constante de Stefan-Boltzmann em $J/s \cdot m^2 \cdot K^4$;

$A_{eb,a}$: Área de contato entre o motor e o ambiente em m^2 ;

ϑ_{amb} : Temperatura ambiente em K ;

$\alpha_{eb,a}$: Coeficiente de transferência de calor para o caso específico em $J/s \cdot m^2 \cdot K^2$;

m_w : Valor mássico da parede do cilindro em kg ;

c_w : Capacidade calorífica mássica da parede do cilindro em $J/s \cdot kg \cdot K$;

m_c : Valor mássico do líquido refrigerador interno ao motor em kg ;

c_c : Capacidade calorífica mássica do líquido refrigerador em $J/s \cdot kg \cdot K$;

$\dot{Q}_c$: Porção do fluxo $\dot{Q}_{w,c}$ que sai do motor através do líquido refrigerador, em J/s ;

m_{eb} : Soma das massas, em kg , do cabeçote, do bloco do motor, da árvore de manivelas, do cárter e do volante;

c_{eb} : Média ponderada, em $J/s \cdot kg \cdot K$, das capacidades caloríficas mássicas do cabeçote, do bloco do motor, da árvore de manivelas, do cárter e do volante, com a ponderação realizada segundo suas massas;

m_{oil} : Massa de óleo interno ao motor em kg ;

$\dot{m}_r$: Fluxo mássico do líquido refrigerador pelo radiador em kg/s ;

v_v : Velocidade do veículo em m/s ;

A_r : Área de contato entre o radiador e o ambiente em m^2 ;

ϑ_r : Temperatura média do radiador em K ;

ϑ_a : Temperatura ambiente em K ;

ϑ_{ri} : Temperatura do líquido refrigerador entrando no radiador em K ;

ϑ_{ro} : Temperatura do líquido refrigerador saindo do radiador em K ;

$\dot{m}_{by}$: Fluxo do líquido refrigerador que circunda paralelamente ao duto do radiador no circuito de refrigeração conforme figura 4.6, em kg/s ;

$l_{X \rightarrow Y}$: Distância que o líquido refrigerador percorre entre os pontos X e Y em m ;

$v_{X \rightarrow Y}$: Velocidade do líquido refrigerador entre os pontos X e Y em m/s ;

ρ_c : Densidade do líquido refrigerador em kg/m^3 (use a densidade da água);

$\dot{m}_{X \rightarrow Y}$: Fluxo mássico de líquido refrigerador entre os pontos X e Y em kg/s ;

$A_{X \rightarrow Y}$: Seção transversal do duto entre os pontos X e Y em m^2 ;

$m_f(t)$: Massa de combustível presente no filme em kg ;

$\dot{m}_\psi(t)$: Fluxo de massa pelo bico injetor em kg/s ;

$\dot{m}_{EV}$: Taxa mássica de vaporização em kg/s ;

ρ_{vs} : Densidade dos vapores de combustível na superfície da mistura de combustível, aproximado como metade da densidade do combustível líquido [5].

A_f : Área de contato da mistura de combustível com o meio gasoso circundante, através da qual ocorre a vaporização, em m^2 .

N_{tot} : Número inicial de gotas (adimensional);

ρ_f : Densidade do combustível líquido em kg/m^3 ;

d_0 : Diâmetro inicial da gota em m ;

Sh_F : Número de Sherwood para o caso da vaporização do filme de combustível (adimensional);

δ_{esp} : Diâmetro do filme de combustível em m ;

$D_{AB,F}$: Coeficiente de difusão binária para o caso do filme em m^2/s ;

t_{FVA} : Tempo de fechamento da válvula de admissão em s ;

t_{it} : Tempo de início da injeção em s ;

Sh_G : Número de Sherwood para o caso da gota (adimensional);

$D_{AB,G}$: Coeficiente de difusão binária para o caso da gota em m^2/s ;

$m_{ADM,F}$: Massa de combustível admitida pelo cilindro advinda do filme de combustível em um determinado ciclo em kg ;

m_{ar} : Massa de ar admitida pelo motor em um ciclo em kg ;

t_{INJ} : Tempo de injeção em s ;

k_{INJ} : Vazão volumétrica do bico injetor em m^3/s ;

ρ_{H0} : Densidade do H0 em kg/m^3 ;

ρ_{HX} : Densidade do combustível em uso em kg/m^3 ;

$\sigma_{0,HX}$: Relação estequiométrica ar/combustível do combustível em uso (adimensional).

$\dot{m}_{ar}$: Fluxo mássico de ar em kg/s ;

$P_i = (P_i)_{PURO} \cdot X_i$ é a pressão parcial de vapor do componente i na mistura gasosa em Pa ;

$(P_i)_{PURO}$ é a pressão de vapor do componente i em Pa ;

X_i é a fração molar do componente i na mistura líquida (adimensional).

Y_{Ds} : Fração mássica do vapor da mistura de combustível na superfície do filme (adimensional);

c_{pg} : Calor específico a pressão constante do meio gasoso em $J/kg \cdot K$;

ϑ_g : Temperatura do meio gasoso em K ;

ϑ_s : Temperatura do filme de combustível em K ;

L : Energia de vaporização na temperatura do filme de combustível em J/kg ;

P : Pressão da mistura gasosa circundante em Pa ;

P_{Fs} : Pressão de vapor do combustível na temperatura do filme em Pa ;

M_A : Massa molar da mistura gasosa circundante em kg/mol ;

M_F : Massa molar do combustível em kg/mol .

$\dot{N}_A$: Fluxo molar do soluto em $mol/m^2 \cdot s$;

$\frac{\partial c_A}{\partial x}$: Diferencial da concentração do soluto em mol/m^4 .

ρ : Densidade do fluido em kg/m^3 ;

v : Velocidade do fluxo em m/s ;

μ : Viscosidade em $Pa \cdot s$;

Γ : Viscosidade cinemática em m^2/s .

v_{∞} : Velocidade do fluido em um ponto distante da superfície plana em m/s ;

x : Distância percorrida pelo fluido em m ;

h_m : Coeficiente de transferência convectiva de massa em m/s ;

$C_{A,s}$: Concentração da espécie A na superfície do filme em mol/m^3 ;

$C_{A,\infty}$: Concentração de espécies A em um ponto distante do filme em mol/m^3 .

SUMÁRIO

1. Introdução	16
1.1 Modelagem, identificação e controle	19
1.2. Modelagem dos atrasos em tempo contínuo	21
1.3. Modelagem dos atrasos em tempo discreto	22
1.4. Validação.....	24
2. Modelagem do sistema de admissão de ar	25
2.1. Modelagem dos coletores	25
2.1.1. Modelagem dos coletores para gasolina.....	25
2.1.2. Modelagem dos coletores para combustível FLEX.....	31
2.1.3. Modelagem dos coletores para o caso de vários cilindros.....	33
2.2. Modelagem do fluxo mássico através das válvulas.....	34
2.2.1. Relação entre área de abertura e ângulo de abertura da válvula borboleta	34
2.2.2. Fluxo de massa através de uma válvula	36
2.2.3. Função fluxo.....	37
2.2.4. Coeficiente de descarga da válvula borboleta	38
2.2.5. Fluxo de massa através da válvula borboleta	39
2.2.6. Identificação de parâmetros relacionados às válvulas	42
2.2.7. Fluxo de massa através da válvula de recirculação.....	43
2.2.8. Condição de Lipschitz	43
2.3. Modelagem do fluxo de massa através de um cilindro	45
2.3.1. Eficiência Volumétrica	47
2.4. Diagramas da modelagem de admissão de ar	51
2.5. Comentários sobre a relação equivalente ar/combustível.....	54
3. Modelagem da produção de torque	55
3.1. Modelagem do ângulo ótimo de ignição	58
3.2. Modelagem da pressão no coletor de escape	60
3.3. Modelagem de $p_{me0}(\cdot)$	63
3.3.1. Modelagem das perdas por fricção das partes mecânicas do motor	63
3.3.2. Modelagem das perdas por bombeamento da mistura gasosa	65
3.3.3. Identificação de $p_{me0f}(\cdot)$	65
3.4. Modelagem da eficiência térmica	69
3.4.1. Identificação de $e_{\omega_e}(T_f, \omega_e, Y)$	70
3.4.2. Identificação de $e_{\lambda}(\lambda, Y)$	73
3.4.3. Identificação de $e_{\zeta}(\zeta, Y)$	77

3.4.4. Identificação de $e_{egr}(x_{egr}, \Upsilon)$	83
3.5. Considerações sobre a amostragem da velocidade do motor	89
3.6. Eficiência térmica corrigida e_{cor}	89
4. Modelagem dos sistemas térmicos	92
4.1. Modelagem da temperatura dos gases de exaustão	92
4.2. Modelagem da entalpia dos gases de exaustão	94
4.3. Modelagem do calor perdido para as paredes do cilindro	96
4.4. Modelagem através de cálculos com o uso do ciclo termodinâmico	97
4.4.1. Modelagem do calor perdido para as paredes do cilindro através de cálculos com o uso do ciclo termodinâmico	98
4.4.2. Modelagem da pressão e da temperatura no coletor de escape através de cálculos com o uso do ciclo termodinâmico	99
4.5. Modelo térmico do motor	100
4.5.1. Modelo térmico interno ao motor	100
4.5.2. Modelo térmico externo ao motor	107
4.5.3. Diagramas estruturais dos modelos térmicos	109
4.6. Modelagem da bomba mecânica do líquido refrigerador	111
4.7. Modelagem da válvula termostática	112
5. Modelagem do percurso da mistura ar/combustível	115
5.1. Modelagem da admissão de combustível	115
5.1.1. Modelo de Locatelli	116
5.1.2. Modelo de Aquino	124
5.1.3. Modelo de Onder	125
5.2. Modelagem da dinâmica dos gases residuais	126
5.3. Modelagem da dinâmica da admistão de gases no sistema de exaustão	129
5.4. Modelagem dos atrasos de transporte gasoso	131
5.5. Modelagem da dinâmica da sonda lambda	132
5.6. Formulação final da modelagem do percurso da mistura ar/combustível	133
6. Validação dos modelos	137
6.1. Validação da modelagem dos sistemas de admissão de ar	138
6.1.1. Validação da modelagem do fluxo de ar através da válvula borboleta	139
6.1.2. Validação da modelagem do fluxo de ar através do cilindro	142
6.1.3. Validação da modelagem da pressão no coletor de admissão	145
6.2. Validação da modelagem da produção de torque	150
6.3. Validação da modelagem dos percursos da mistura ar/combustível	161
6.4. Validação da modelagem do sistema térmico interno	168
7. Conclusões e trabalhos futuros	177
A. Revisão de conceitos	180

A.1. Pressão de vapor	180
A.2. Vaporização	180
A.3. Lei de François-Marie Raoult (Lei de Raoult).....	181
A.4. Pressão de vapor da composição variada gasolina/etanol	182
A.5. Número de Spalding	189
A.6. Coeficiente de difusão binário	193
A.7. Viscosidade	195
A.8. Viscosidade cinemática.....	196
A.9. Número de Reynolds	196
A.10. Número de Schmidt.....	198
A.11. Número de Sherwood.....	198
B. Especificações da instrumentação utilizada.....	201
Referências	202

1. Introdução

De forma a otimizar as funções do veículo, pensando sempre em desempenho, eficiência e baixos níveis de emissões, o engenheiro dispõe de diversas metodologias presentes na literatura que o auxiliam a atingir os diversos requisitos de qualidade almejados pelo cliente e impostos pela legislação. [1]

Dentre essas diversas metodologias, podemos citar a otimização do design mecânico, um melhor sensoriamento das diversas funções do veículo e novas ideias de uso de atuadores.

Para o leitor entender melhor como cada frente de pesquisa citada acima influenciaria a qualidade de funcionamento do veículo, será realizada uma análise genérica e exemplificadora:

O engenheiro, ao fazer o design mecânico do carro, pode otimizar a geometria do cilindro do motor, assim como do pistão, para se ter uma combustão eficiente. A geometria pode ser pensada analisando a admissão de forma a se criar menos resistência ao ar admitido, aumentando a eficiência volumétrica. Pode ser pensada, também, analisando a frente de chama na combustão para elaborar um design da cabeça do pistão o qual possa facilitar a propagação da chama e dificultar o *knock*. Outros fatores também podem ser analisados, como os dutos de entrada e a posição e próprio design do bico injetor, de forma a se diminuir as perdas pela dinâmica do filme de combustível presentes nos dutos de entrada para injeção indireta na porta. Existem outras inúmeras análises que são estado-da-arte para o design dos diversos componentes do veículo. O leitor poderá encontrar alguma delas, assim como abordagens interessantes sobre esse tópico, em [2].

Abordagens diferenciadas no uso de atuadores também podem oferecer ao engenheiro diversas opções para otimização. Pode-se referir a criações já consolidadas nessa área como injeção direta, uso de válvula de recirculação e turbo-compressores. Entretanto, é uma área ainda muito aberta a inovações, na qual continuamente surgem abordagens interessantes e promissoras. Entre estas novas abordagens, podemos citar: uso de atuadores para modificar a taxa de compressão do veículo, devido à eficiência do motor operando em ciclo Otto estar intimamente ligada a sua taxa de compressão. O leitor poderá encontrar em [3] formulações de eficiência para o ciclo Otto ideal; Uso de atuadores de forma a se manipular variáveis do catalisador, objetivando menores níveis de emissões

de óxidos de nitrogênio; Uso concomitante de injeção indireta na porta com injeção direta, podendo cada uma ser usada para um determinado combustível, podendo controlar a mistura presente no cilindro, a qual pode ser variada conforme o ponto de operação do veículo, buscando a composição melhor para cada ponto, segundo os requisitos de qualidade que estão sendo empregados pelo engenheiro [4].

Uma ferramenta unanimemente empregada nos veículos modernos e, portanto, completamente aceita e consolidada, é o *design* do controle do motor. Num ambiente onde já se encontra um motor fabricado e pronto, com sensores e atuadores fabricados e instalados, ainda há uma etapa a ser executada para garantir o funcionamento ótimo do motor, a qual se trata do emprego das técnicas de controle de sistemas, de forma a coordenar o uso dos sensores e atuadores da melhor forma possível. E é justamente esta ferramenta que será dissertada neste estudo, especificamente a parte dela referente à modelagem das funções do motor. Como o leitor deve saber, para o emprego do controle, precisa-se comumente de um modelo, segundo o qual se fará o design do controle. Caso se objetiva controlar as funções do veículo, deve-se antes modelá-las, e é justamente o que será realizado neste estudo. O uso dos modelos aqui expostos para os projetos de controle não faz parte deste estudo, etapa destinada a outros pesquisadores do mesmo grupo de atuação do autor (Grupo de Eletrônica Automotiva da POLI-USP).

Numa abordagem inicial, pode-se conceber o motor como uma caixa-preta a qual, para determinados sinais de entrada, que são os sinais dos atuadores (sinal da válvula borboleta, sinais do bico injetor, sinal da bobina de ignição, sinal da válvula de recirculação, sinal da válvula de marcha-lenta) e para determinada perturbação (será apenas considerado perturbação a carga de torque (do inglês: *load torque*), ou seja, o momento advindo da transmissão), têm-se sinais de saída, que são justamente a resposta do sistema a esses estímulos. São sinais de saída de interesse aqueles importantes de se conhecer e que, portanto, há um respectivo sensor para sua medida. Podemos citar, por exemplo: velocidade angular do motor (conhecida com o uso do sensor da roda fônica), relação ar/combustível pré-catalítica (conhecida com o uso de uma sonda lambda), fluxo de ar (conhecido com o uso de um sensor MAF (*mass air flow sensor*)), pressão no coletor de entrada (conhecida com o uso de um sensor MAP (*manifold absolute pressure sensor*)). Atente o leitor que o conjunto dos sinais de saída de interesse é escolha do pesquisador. A relação entrada/saída desse sistema é justamente o que se pretende conhecer a partir da modelagem de motores a combustão interna, que é a área de estudo desta pesquisa.

Figura 1.1: Principais sinais de entrada e saída do modelo do motor.

Fonte: [5]

Ao almejar entender através de formulações científicas o comportamento do motor, buscar-se-ão equacionamentos fenomenológicos. Sempre quando for possível deve-se ter, mesmo para ser usada como base, uma descrição científica do fenômeno sendo estudado. Sempre quando houver tal descrição, a modelagem principiará dela. Na ausência desta descrição, podemos empregar gráficos e tabelas, a serem armazenados na memória RAM do hardware de simulação [6].

Um requisito deste hardware de simulação é funcionar em tempo real, portanto ele deve ser capaz de emitir sinais de saída para a ECU na mesma taxa com que ocorre a mudança de ângulo do virabrequim (em graus). Porém, dependendo da grandeza, a saída relacionada a esta pode ocorrer apenas a cada revolução, a cada ciclo, a cada x ciclos ou mesmo de forma assíncrona com os ciclos do motor. No próprio hardware de simulação deve estar programado com que frequência determinada saída precisa ser atualizada.

Recomenda-se ao pesquisador usar redes neurais quando ele não sabe claramente a influência das variáveis uma com as outras. Com o emprego destas redes, o engenheiro pode saber a correlação entre as variáveis de entrada e ter medidas de como cada variável de entrada influencia na saída, podendo eventualmente descartar as variáveis menos

importantes ou vistas como ambíguas pela rede, o que ajuda na otimização desta [7]. Atente-se o leitor que uma forma de uso das redes neurais é o emprego destas na seleção de variáveis para em seguida fazer a modelagem usando tabelas e gráficos.

1.1 Modelagem, identificação e controle

Esta seção dedica-se a conceder uma melhor explicação sobre as etapas do design do controle.

Conforme explicado, buscar-se-ão formulações científicas para todos os fenômenos de interesse. Aos que tiverem uma formulação designada, deve-se ter o cuidado em analisar como a dita formulação ideal distancia-se do evento real. De forma a aproximar os dois, usaremos técnicas de identificação. Para isso, devemos ter parâmetros ou formulações experimentais.

Porém, existem outros fatores de qualidade com os quais deve o pesquisador ser cuidadoso. Modelos podem ser descartados, por exemplo, mesmo possuindo baixo valor da função erro, se o módulo máximo de erro para um determinado ponto (ou conjunto de pontos) for elevado [7][8], ou se em determinado ponto (ou conjunto de pontos) possuímos um valor de variância elevado [9]. Existe variância nos pontos não apenas devido ao erro presente na instrumentação, mas também devido ao fato do motor ser um sistema complexo e cada variável depender de um elevado número de condições. Ao se aproximar que uma determinada variável depende apenas de algumas outras, haverá variância na coleta de dados, pois as variáveis que influenciam o processo e que foram ignoradas estão causando modificação nos dados. Se o valor de variância obtido for baixo, significa que o conjunto de variáveis que foram selecionadas explica bem o processo sem levar em consideração as restantes. Poderá, também, haver elevada variância nos fenômenos que são naturalmente probabilísticos.

Terminada a identificação, far-se-á a validação. Uma boa modelagem é aquela que aproxima a curva medida dos sensores pela curva modelada. Ou seja, é através das curvas dos sensores que se realiza a validação. A modelagem deve predizer o comportamento de todos os sensores que se comunicam com a ECU.

É desejável que, ao se realizar a identificação, houvesse uma maior malha de sensores, para se ter maior disponibilidade de dados, o que auxiliaria a entender melhor os fenômenos e a realizar a identificação com mais precisão. Por exemplo, um fenômeno que transcorra espacialmente (ou mesmo temporalmente) entre os estados A e D, passando por B e C. Caso não haja sensores presentes para recolher dados nos estados B e C, todos os parâmetros envolvidos em cada transição de estado devem ser identificados conjuntamente. Com tais sensores, podemos modelar individualmente cada mudança de estado e, portanto, aumentar a precisão do processo de identificação. Identificados os parâmetros, pode-se retornar o carro a sua condição comercial inicial, com os mesmos sensores disponíveis no veículo comercial.

Realizada a identificação, os modelos devem ser transcritos para linguagem de programação, utilizando um *hardware* de simulação adequado para as funcionalidades do veículo e para a resposta em tempo real. Este hardware de simulação, se conectando com a ECU em *loop* (entrada do *hardware* é a saída da ECU, e a saída da ECU é a entrada do *hardware*), forma um aparato denominado *hardware-in-the-loop* (HiL). Vide figura 1.2.

Figura 1.2.: Ilustração do aparato hardware-in-the-loop (HiL)

Fonte: [10]

Na ECU, deverá estar em linguagem de programação todo o controle projetado, que coordenará a ação dos atuadores. No caso do HiL, o *hardware* de simulação deve interpretar qual é o comportamento do atuador dados os sinais de saída da ECU. Em outros termos, a modelagem dos atuadores deve estar presente no *hardware* de simulação e não na ECU, pois, note-se, a mesma ECU que usaremos no HiL será usada para atuar no motor.

1.2. Modelagem dos atrasos em tempo contínuo

Existem três aspectos que se podem (lembre-se: a escolha é sempre do pesquisador) levar em consideração ao estudar os atrasos: o transporte gasoso, o transporte líquido e o comportamento alternativo do motor.

Os transportes gasosos de interesse podem envolver vários atrasos. Um deles, por exemplo, trata-se do tempo que demora para uma mudança no fluxo de ar causada pela válvula borboleta fazer modificação no coletor de admissão. A evolução da manipulação do fluxo advindo da válvula borboleta no coletor de admissão depende de fatores como a dinâmica de uma eventual mistura com gases recirculados, a dinâmica de *back-flow*, dentre outros.

Outro atraso de interesse é o tempo que demora para um determinado gás, saindo do cilindro pelo processo de exaustão, causar modificações no sensor lambda pré-catalítico, o que, no domínio de Laplace, pode ser modelado como uma simples função atraso [5].

O transporte líquido geralmente se refere ao líquido de arrefecimento que circula pelo sistema de refrigeração. A quantidade e localização dos radiadores variam com o design mecânico do motor, porém podemos citar como posições exemplificadoras dos radiadores a localização frontal de tomada de ar do veículo, o duto de recirculação e o duto de saída do compressor (este último, para motores com turbo-compressores). Para carros potentes, com altas taxas de transferência de calor, vários radiadores posicionados em posição estratégica são necessários [11]. O cálculo do atraso de transporte líquido é importante para saber quanto tempo leva para um líquido ir do ponto A ao ponto B de interesse, dado a temperatura em que ele estava no ponto A através de modelagem ou sensoriamento. Calculado esse atraso, portanto, sabe-se a temperatura do líquido no ponto B, que é justamente a temperatura do líquido no ponto A com o atraso considerado, supondo-se fluxo adiabático [12]. Fatores que tornam a modelagem mais complexa como, por exemplo,

congruência, entre os pontos A e B, de dutos de refrigeração com líquidos em diferentes temperaturas, serão explanados com detalhes no capítulo 4.

O comportamento alternativo do motor também produz atrasos a serem levados em consideração. Devido ao acionamento das válvulas e o movimento do pistão, há atrasos relacionados ao tempo que um determinado ocorrido no espaço A demora para manifestar influência no espaço B. Ao se analisar o comportamento alternativo, o interesse é conhecer o atraso que uma mudança nos dutos de entrada (ou mesmo no coletor de admissão) demora para refletir tanto nos dutos de saída (ou mesmo no coletor de escape) quanto no centro de torque (do inglês: *torque center*), definido como o instante onde a dinâmica de produção de torque mostra-se representada. Em outras palavras, quando se deseja especificar para o *software* de simulação o tempo que demora para um determinado fenômeno influenciar o torque, deve-se estipular o atraso entre a ocorrência deste fenômeno e o centro de torque. O centro de torque é, portanto, o instante de referência no qual se atualiza a produção de torque dentro do *software* de simulação. Procurar-se-á, também, definir pontos onde as dinâmicas dos gases de entrada, aqui a ser chamado de centro de admissão (do inglês: *intake center* ou *aspiration center*), e dos gases de saída, aqui a ser chamado de centro de exaustão (do inglês: *exhaust center*), mostram-se representadas. Quando se estipula que determinado processo está representado por um ponto, entenda-se quando o pesquisador pode considerar (é sua escolha pessoal) que boa parte dos processos dinâmicos transitórios deste processo já ocorreu neste ponto [5].

1.3. Modelagem dos atrasos em tempo discreto

Um dos parâmetros iniciais que devemos escolher ao discretizar um sistema é o tempo de amostragem. Para os sinais que precisam estar sincronizados com o comportamento alternativo do cilindro, a frequência de amostragem deve ser um múltiplo da unidade ângulo de virabrequim, ou seja, deve ser um múltiplo da menor variação detectada pela roda fônica (1 grau de virabrequim). Por exemplo, alguns destes sinais serão necessários conhecer a cada ciclo, outros a cada revolução, outros a cada segmento e outros a cada ângulo de virabrequim. Para os sinais assíncronos, podem-se usar medidas temporais, geralmente em milisegundos, para a amostragem dos sinais.

Entende-se por segmento a distância angular entre duas produções de torque consecutivas, geradas obviamente por dois cilindros distintos, um atuando imediatamente após o outro. Por exemplo, para um motor quatro tempos com 6 cilindros, o segmento é $\frac{2\cdot\pi}{3}$ e para um motor quatro tempos com 4 cilindros o segmento é π .

Para operar com diversas frequências de amostragem, utiliza-se diversas frequências de *clock*. *Clocks* com período de $1ms$ podem ser usados para tarefas assíncronas que demandam muita rapidez e para o processamento dos sinais de saída dos sensores. *Clocks* com período de $20ms$ são usados genericamente para os sinais assíncronos vinculados às funções de controle. *Clocks* com período de $100ms$ são usados para efeitos de temperatura. Os sinais de processamento síncrono que necessitam de uma amostragem com período de 1 segmento são, por exemplo, os sinais vinculados às funções de controle sincronizadas com o comportamento alternativo do motor. Os sinais de processamento síncrono que necessitam de uma amostragem com período de $\frac{1}{2}$ segmento (ou até mais rápido) são sinais que demandam elevada taxa de processamento, como os sinais vinculados ao controle da relação ar/combustível de cada cilindro, e o processamento do sinal de pressão interna ao cilindro [5].

Outro fator que se pondera ao escolher o tempo de amostragem é a capacidade de processamento tanto da ECU quanto do *hardware* de simulação e a capacidade de comunicação do HiL. Mesmo os processadores das ECUs mais modernas possuem frequência de *clock* baixa em relação aos desktops modernos. Isto ocorre devido à robustez exigida no design de uma ECU, por esta operar em condições mais críticas, com temperaturas variando de $-40^{\circ}C$ até $+100^{\circ}C$, conjuntamente com alta umidade e elevados ruídos eletromagnéticos [5]. Devido ao explicado, para um conjunto de pontos de operação, a ECU pode não ser capaz de realizar todas as funções programadas, devido à carência de capacidade de processamento. Por isto, escolhem-se as menores frequências de amostragem e de controle possíveis, de forma a não sobrecarregar desnecessariamente a ECU. Os pontos de operação nos quais ocorre o descrito acima são pontos vinculados às condições de alta carga. Devido a estas condições, deve-se ter na ECU uma ordem de preferência para as diversas funções, de forma a garantir que as funções essenciais e mais importantes possam ser sempre realizadas.

As funções essenciais para o funcionamento do motor são os eventos relacionados à ignição e à injeção [5] e, portanto, devem ter prioridade máxima. Estes eventos devem

ser síncronos com o motor e devem ter a frequência de processamento de 1 ângulo de virabrequim, devido às funções relacionadas ao sinal de controle destes eventos precisarem conhecer o ângulo atual do virabrequim, de forma a atuar no exato momento previsto ou calculado, exigindo parcela relevante da capacidade de processamento da ECU.

1.4. Validação

Para validar os modelos expostos nesta dissertação, será utilizado um motor *flex-fuel* Volkswagen EA 111 VHT 1.6 litro. Dentre as características deste motor, serão elencadas as seguintes: é naturalmente aspirado; possui injeção indireta na porta; quatro tempos; tem ignição por centelha; não possui válvula de recirculação; tem quatro cilindros e oito válvulas; não possui válvula de marcha lenta.

A modelagem do sistema de admissão de ar tem como objetivo a predição do fluxo de ar que circula pelo motor. Logo, a validação deverá ser realizada comparando medidas de fluxo de ar com valores simulados. A modelagem da produção de torque tem como objetivo a predição do torque líquido produzido. Logo, a validação deverá ser realizada comparando medidas de torque líquido com valores simulados. A modelagem dos sistemas térmicos tem como objetivo a predição da evolução térmica do motor. Logo, a validação deverá ser realizada comparando curvas medidas do aquecimento do motor para determinadas condições com curvas modeladas. A modelagem dos percursos da mistura ar/combustível tem como objetivo a predição do sinal do sensor lambda de banda larga. Logo, a validação deverá ser realizada comparando o sinal medido do sensor lambda de banda larga com o sinal modelado.

2. Modelagem do sistema de admissão de ar

2.1. Modelagem dos coletores

2.1.1. Modelagem dos coletores para gasolina

Modela-se o coletor como um reservatório cujo conteúdo interno compõe-se de massa e energia. Consideram-se que os fluxos, tanto de entrada quanto de saída, alteram esse conteúdo interno, e usam-se as equações de conservação de massa e conservação de energia para formular esta alteração.

Considera-se que o coletor pode ser descrito através de formulações para sistemas de parâmetros concentrados. No caso de sistemas cujos parâmetros variam espacialmente e/ou temporalmente, sistemas de parâmetros concentrados podem ser entendidos como sistemas que podem ser descritos ou aproximados por meio de equações diferenciais ordinárias, com derivadas somente em relação ao tempo ou somente em relação ao espaço. Nesta dissertação, ao simplificarmos um sistema como sistema de parâmetro concentrado, serão utilizadas apenas equações diferenciais ordinárias com relação ao tempo. Quando desejar-se que a descrição em equações diferenciais esteja com relação ao tempo e ao espaço, usar-se-ão equações diferenciais parciais com relação a ambos. Desta forma, usa-se a abordagem de modelar o sistema usando formulações de sistemas de parâmetros distribuídos. Mesmo que os parâmetros físicos do sistema variem com relação ao espaço e ao tempo, o uso de formulações de sistema de parâmetros agrupados (EDO) facilita, sendo recomendável que o pesquisador sempre as use quando forem uma boa aproximação.

Ao modelar-se o coletor como um sistema de parâmetros concentrados, considera-se que a temperatura e a pressão no coletor não são parâmetros distribuídos espacialmente, ou seja, variam apenas com o tempo. Despreza-se, portanto, qualquer variação espacial destes parâmetros.

Desprezam-se, também, as perdas de transferência de calor por radiação e por condução entre o coletor e o ambiente. Desta forma, por definição, considera-se que o coletor é um sistema adiabático [13].

Através do emprego das equações de conservação de energia e de massa e das relações caloríficas, obtém-se a seguinte formulação para o modelo adiabático dos

coletores (a obtenção dessa formulação pode ser encontrada em [24]). Por questão de simplificação, as dependências com o tempo foram omitidas na equação (2.2).

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{\kappa \cdot R}{V} \cdot [\dot{m}_E(t) \cdot \vartheta_E(t) - \dot{m}_S(t) \cdot \vartheta_S(t)] \quad (2.1)$$

$$\frac{d}{dt}\vartheta_S = \frac{\vartheta_S \cdot R}{p \cdot V \cdot c_v} \cdot [c_p \cdot \dot{m}_E \cdot \vartheta_E - c_p \cdot \dot{m}_S \cdot \vartheta_S - c_v \cdot (\dot{m}_E - \dot{m}_S) \cdot \vartheta_S] \quad (2.2)$$

onde:

p : Pressão no coletor em Pa ;

κ : Razão dos calores específicos, ou seja, $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$;

R : Constante universal dos gases em $J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$;

V : Volume do coletor em m^3 ;

$\dot{m}_E$: Fluxo mássico de entrada em $kg \cdot s^{-1}$;

ϑ_E : Temperatura dos gases no fluxo de entrada em K ;

$\dot{m}_S$: Fluxo mássico de saída em $kg \cdot s^{-1}$;

ϑ_S : Temperatura dos gases no fluxo de saída em K ;

c_p : Capacidade calorífica dos gases a pressão constante em $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$;

c_v : Capacidade calorífica dos gases a volume constante em $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$.

A capacidade calorífica de misturas gasosas (considerando gás ideal) é a média ponderada das capacidades caloríficas de cada componente da mistura, podendo ser usado como fator ponderativo a fração mássica ou volumétrica do componente naquela mistura, dependendo da capacidade calorífica adotada ser mássica ou molar [14]. Pode-se, como em [9], aproximar a mistura de ar admitida pelo cilindro como $O_2 + 3.773N_2$ (ar atmosférico) e a mistura dos gases de recirculação, para queima estequiométrica de gasolina, como $7CO_2 + 6.58H_2O + 38.82N_2$ e, conhecendo a capacidade calorífica de cada substância gasosa listada, calcular a capacidade calorífica da mistura. Uma tabela com a capacidade calorífica molar padrão de várias substâncias gasosas pode ser encontrada em [15] e em [16].

Calculando a capacidade calorífica das misturas supracitadas para $T = 298,15K$ (temperatura no coletor de admissão para um motor genérico costuma variar entre

275K e 310K [17], porém tais valores variam para cada motor), tem-se abaixo as capacidades caloríficas molares da mistura de ar admitido e da mistura de gases de recirculação, respectivamente, para o coletor de admissão:

$$C_p = \frac{1 \cdot 3,533 + 3,773 \cdot 3,503}{4,773} \cdot R = 3,51 \cdot R$$

$$C_p = \frac{7 \cdot 4,466 + 6,58 \cdot 4,040 + 38,82 \cdot 3,503}{52,4} \cdot R = 3,67 \cdot R$$

Usa-se $T = 298,15K$ por se tratar da temperatura na qual costumam ser tabuladas as capacidades caloríficas molares, no entanto o leitor encontra em [15] esta tabulação para outras temperaturas. Os valores calculados podem ser usados para o coletor de admissão genérico considerado, pois este não se distancia consideravelmente de $T = 298,15K$ ao ponto de ocorrerem mudanças significativas nas capacidades caloríficas, que variam com a temperatura. Deve-se conferir se o coletor de admissão do seu motor de testes obedece essa prerrogativa. Caso contrário, consulte [15] para realizar novos cálculos com valores de capacidade calorífica molares em outras temperaturas.

Tem-se, também, as massas molares respectivamente da mistura de ar admitido e da mistura de gases de recirculação, considerando mistura estequiométrica, conforme calculado em [9]:

$$M_{ar} = 28,8 \text{ g/mol}$$

$$M_{egr,gas} = 28,9 \text{ g/mol}$$

Observe o leitor que as propriedades termodinâmicas relevantes para a modelagem do coletor de admissão possuem valores semelhantes para o ar admitido e para os gases de recirculação. Repare também que, para queimas de misturas pobres, os calores específicos molares e as massas molares se aproximam ainda mais, pois haverá maior quantidade de O_2 e N_2 nos gases recirculados (para o caso de misturas ricas, faremos uma análise ainda nesta seção). Logo, o coletor de admissão não diferencia as duas misturas, buscando saber apenas o fluxo molar ou mássico de entrada. Podemos modelar, portanto,

o fluxo mássico de entrada do coletor de admissão simplesmente como a soma mássica dos fluxos de ar e de gás recirculado.

Há ainda outra problemática: pode-se não haver refrigeração dos gases de recirculação, que é destinada a diminuir consideravelmente a temperatura destes gases [18]. Em eventual diferença considerável entre a temperatura dos dois fluxos, pode-se ainda considerar como se fosse um único fluxo de entrada, mas agora considerando que a temperatura de tal fluxo é a soma ponderada da temperatura dos fluxos constituintes, podendo usar como fator ponderativo tanto a representação mássica ou molar que os fluxos constituintes possuem no fluxo total. Para a capacidade calorífica molar, pode-se adotar o mesmo raciocínio, considerando que a capacidade calorífica molar do fluxo de entrada é a soma ponderada da capacidade calorífica molar dos fluxos constituintes, podendo usar como fator ponderativo tanto a representação mássica ou molar que os fluxos constituintes possuem no fluxo total [19]. Quando há refrigeração dos gases recirculados, o impacto na diferença da temperatura dos gases admitidos pelo cilindro é desprezível. Para carga máxima, constatou-se uma diferença de somente $45K$ na temperatura dos gases admitidos pelo cilindro com o uso de taxa de recirculação de 20% [20]. Para um motor turbo, constatou que esse valor é $70K$, ainda desprezível [21]. Conforme será visto na seção 3.4.4, não se modela o uso de taxas de recirculação maiores do que 20%, pois tais taxas causam instabilidade na combustão.

Para o fluxo de saída do coletor de admissão, deve-se considerar que a sua constituição é a mesma constituição dos gases presentes no coletor de admissão (lembre-se que se consideram os coletores como reservatórios mássicos). Para que esta consideração seja possível, deve-se impor como ideal a mistura gasosa no coletor. Entenda-se por mistura gasosa ideal uma mistura homogênea. Ou seja, como se considera que a mistura gasosa presente no coletor de admissão é homogênea, a composição do fluxo de saída será exatamente igual à composição dos gases no coletor de admissão.

Ainda analisando o coletor de admissão, deve-se considerar que os gases de recirculação ali adentrando são produtos de combustão completa de uma mistura pobre. Para $\lambda < 1$, (ou para outros valores, a depender da estratégia de controle utilizada) deve-se fechar a válvula de recirculação, pois a operação em mistura rica ocorre quando se deseja maior potência em detrimento dos benefícios da recirculação (por exemplo, diminuição da formação de óxidos de nitrogênio [3]). A presença de recirculação diminui a potência e, por isso, não é aconselhável em condições de operação que requerem mistura

rica. A consideração de combustão completa para mistura pobre é uma aproximação viável para a modelagem dos sistemas de ar, pois a parcela de combustível que sofre combustão incompleta é ínfima comparada à parcela de combustível que sofre combustão completa [22][23].

Para o coletor de escape, tem-se uma modelagem simplificada, pois há apenas um fluxo de entrada, e os fluxos de saída possuem exatamente a mesma composição (no coletor de admissão, os fluxos de entrada têm composição diferente), dado que também se considera que a mistura contida no coletor de escape é ideal. Todavia, se deve atentar que a composição do fluxo de entrada no coletor de escape é variante no tempo, pois depende do valor de λ . Conforme analisado, não é necessário se preocupar com este fato para misturas pobres. Porém, para misturas ricas, pode-se ter variações significativas das massas molares e das capacidades caloríficas do fluxo e, diferentemente do coletor de admissão (pois, novamente se considera recirculação fechada para este caso), no coletor de escape haverá presentes os gases queimados provenientes de mistura rica. Recomenda-se ao pesquisador, ao executar a programação do hardware de simulação, que deixe, nas funções de programação relacionadas ao coletor de escape, as massas molares e capacidades caloríficas molares do fluxo de entrada em função de λ . Para isto, pode-se considerar a mistura de gasolina como sendo uma substância de fórmula molecular $C_7H_{13,16}$ [9]. Ainda no caso de misturas ricas, pode-se considerar que o combustível ou teve combustão completa ou não se queimou, pois a representatividade da combustão parcial no todo é desprezível mesmo para combustão de misturas ricas [5][22]. Ou seja, pode-se ignorar os produtos intermediários da combustão e fazer a composição dos gases queimados advindos de uma mistura rica como também sendo função exclusivamente de λ . Em outras palavras, considera-se que o combustível não queimado é razão apenas do déficit de oxigênio.

Para esta consideração se concretizar, existe ainda uma outra análise que se deve fazer: levar em consideração a reação de mudança do vapor de água (RMV), reação que envolve um produto intermediário da combustão, o monóxido de carbono, e um hidrogênio doador, o vapor de água. Para o caso específico da modelagem dos coletores, a ocorrência desta reação não representa problema, pois ela não muda a massa molar dos gases queimados e provoca desprezível mudança nos valores da capacidade calorífica molar específica (esta última colocação se deve ao fato não apenas da proximidade do valor das capacidades caloríficas molares dos reagentes e produtos da RMV, mas também pelo fato

de uma pequena parcela do monóxido de carbono reagir com o vapor de água. Não se trata de uma parcela desprezível, mas não é alta o suficiente (vide figura 3.5) de forma a ser considerada no modelo [22]).

Um fator a se atentar também é a grande variação da temperatura dos gases queimados advindos do duto de saída do cilindro. De forma a englobar um grande intervalo de variação de temperatura, deve estar programado no hardware de simulação diferentes valores de capacidades caloríficas para diferentes temperaturas no caso da modelagem do coletor de escape. Lembre-se que, conforme analisado acima, um único valor de capacidade calorífica para a modelagem do coletor de admissão é suficiente devido ao menor intervalo de variação da temperatura. Os gases queimados em um duto de saída provocam variações na temperatura do coletor de escape que compreendem desde valores inferiores à $780K$ até valores superiores à $1200K$ [5]. Obviamente, o programador necessitará conhecer a temperatura, mesmo que aproximada, dos gases no coletor de escape para as diferentes condições de operação, para saber que valores de capacidade calorífica deverão ser usados. Na seção 4.1, far-se-á a modelagem da temperatura dos gases de exaustão.

A simplificação dos processos do coletor com formulações isotérmicas pode ser empregada nos casos nos quais os gases passam rapidamente pelo coletor (tempo de duração da condução térmica tido como desprezível), cuja relação área por volume do coletor é pequena [5] e onde não há diferença considerável entre a temperatura do fluxo de entrada e dos gases presentes no coletor (diminuição do efeito de condução térmica). Cumpridos estes requisitos, têm-se as seguintes simplificações das equações (2.1) e (2.2), assumindo os processos do coletor como isotérmicos [24]:

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{R \cdot \vartheta(t)}{V} [\dot{m}_E - \dot{m}_S] \quad (2.3)$$

$$\vartheta(t) = \vartheta_E(t) \quad (2.4)$$

onde:

p : Pressão no coletor em Pa ;

R : Constante universal dos gases em $J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$;

V : Volume do coletor em m^3 ;

$\dot{m}_E$: Fluxo mássico de entrada em $kg \cdot s^{-1}$;

ϑ_E : Temperatura dos gases no fluxo de entrada em K ;

$\dot{m}_S$: Fluxo mássico de saída em $kg \cdot s^{-1}$.

2.1.2. Modelagem dos coletores para combustível FLEX

Analise as mudanças que ocorrem para a modelagem dos coletores ao se usar composição variada gasolina/etanol.

Os fatores que aumentam a taxa de reação da RMV são a menor disponibilidade de dióxido de carbono, a maior disponibilidade de vapor de água e a diminuição de temperatura (vide Lei de Le Chatelier, [13]). A pressão não exerce grande influência, visto que existe apenas uma pequena contração volumétrica ao ocorrer a reação (num reator a volume constante, observa-se uma queda de pressão de apenas 3% [25], menor que os 10% recomendáveis pela literatura para poder se afirmar que a pressão altera a taxa de reação [26]). Com a adição de etanol hidratado ou anidro na gasolina, tem-se uma maior disponibilidade de vapor de água para uma mesma massa de ar admitida numa combustão estequiométrica, devido à maior proporção hidrogênio/carbono na mistura de etanol e à maior disponibilidade de vapor de água, devido aos 4% de água no etanol hidratado ou 1% de água no etanol anidro (porcentagens de água retiradas de [27]). Logo, a princípio, haveria um aumento da taxa de reação da RMV. Porém, observa-se uma diminuição da taxa da RMV, pois a maior disponibilidade de oxigênio, devido à presença deste na molécula de etanol, facilita a combustão completa [23]. Ademais, como a preocupação presente é apenas a variação da capacidade calorífica molar média (a massa molar média não se altera com a RMV) pode-se, conforme discutido, continuar a desprezar por ora a RMV, porém se discorrerá futuramente sobre a influência desta reação em outros fenômenos que ocorrem no motor.

Calculando a capacidade calorífica molar da mistura composta dos produtos da queima estequiométrica de etanol, considerando a composição dos gases desta queima como sendo $2CO_2 + 3H_2O + 11,32N_2$, tem-se:

$$C_p = \frac{2 \cdot 4,466 + 3 \cdot 4,040 + 11,32 \cdot 3,503}{16,32} \cdot R = 3,72 \cdot R$$

Como as capacidades caloríficas molares do ar admitido e dos gases queimados da gasolina são, respectivamente, $C_p = 3,51 \cdot R$ e $C_p = 3,67 \cdot R$, tem-se que um valor como $C_p = 3,6 \cdot R$ é uma boa aproximação para estas três misturas. O autor recomenda ao leitor, portanto, que use este valor no uso de gasolina ou etanol, ou mesmo numa mistura destes.

Calculando a massa molar da mistura composta dos produtos da queima de etanol, tem-se:

$$M = \frac{2 \cdot 48 + 3 \cdot 18 + 11,32 \cdot 28}{16,32} = 28,6 \text{ g/mol}$$

Como as massas molares do ar admitido e dos gases da queima estequiométrica de gasolina são, respectivamente, $M = 28,8 \text{ g/mol}$ e $M = 28,9 \text{ g/mol}$, tem-se que um valor como $M = 28,7 \text{ g/mol}$ é uma boa aproximação para estas três misturas. O autor recomenda ao leitor, portanto, que use este valor no uso de gasolina ou etanol, ou mesmo numa mistura destes.

Desta forma, levando em consideração as análises realizadas de capacidade molar específica e massa molar, infere-se que a modelagem do coletor de admissão não diferencia uso de gasolina, etanol ou composição destes dois, sendo a única variável de interesse a quantidade molar ou mássica, tanto a presente nos fluxos, quanto a presente nos coletores.

Para o caso do coletor de escape, ele também não diferencia gasolina, etanol ou composição destes dois para misturas pobres. Para misturas ricas, entretanto, a constituição do fluxo de entrada do coletor de escape varia com λ e com a composição, devido à presença de vapores de combustível.

Para estimar a capacidade calorífica dos vapores de gasolina, pode-se aproximá-la pelo iso-octano e adotar os valores contidos em tabelas de capacidades caloríficas de hidrocarbonetos gasosos em função da temperatura. Em [28], encontram-se dados da capacidade calorífica para gases de combustão, sendo, nesta obra, usado como combustível o octeno (C_8H_{16}). Pode-se usar estes dados para gasolina. Outra abordagem

é usar métodos que estimam capacidades caloríficas de hidrocarbonetos gasosos em função da temperatura. Aproximando a gasolina por octano, pode-se usar os métodos contidos em [29] ou em [28] para obter uma aproximação. Cada uma destas duas referências apresenta métodos distintos. Obviamente, no entanto, o ideal seria enviar a gasolina utilizada para um laboratório químico realizar a devida análise. Valores para a capacidade calorífica do etanol gasoso em função da temperatura podem ser encontrados em [15].

2.1.3. Modelagem dos coletores para o caso de vários cilindros

Ao programar o hardware de simulação, devido à elevada constante de tempo da mudança da velocidade angular do motor, será considerado que esta velocidade é constante durante 10 ciclos, sendo, portanto, atualizada somente a cada 10 ciclos [5]. Como não estamos considerando variações de velocidade dentro de um ciclo, pode-se integrar o fluxo de saída do coletor de admissão no período de um ciclo e considerar que o fluxo se distribuiu igualmente entre os n cilindros. Portanto, pode-se considerar no coletor de admissão n dutos de saída, todos possuindo o mesmo fluxo médio dentro de um ciclo. Este raciocínio é válido, pois considera-se que a pressão no coletor de admissão é atualizada somente a cada ciclo, ou seja, ela também é considerada constante no decorrer de um ciclo.

Por haver interesse apenas em conhecer o ar admitido pelo duto de entrada de um cilindro dentro de um ciclo, o conhecimento do valor médio do fluxo é suficiente, não precisando conhecer seu valor instantâneo temporal, ou sua relação discreta com o ângulo de virabrequim. Em outras palavras, um modelo de valor médio é suficiente. O valor médio precisa ser atualizado apenas num intervalo necessário para descrever com eficácia mudanças nas variáveis do motor, sendo a abordagem do valor médio suficiente para os fenômenos assíncronos, independentemente da constante de tempo [30].

2.2. Modelagem do fluxo mássico através das válvulas

2.2.1. Relação entre área de abertura e ângulo de abertura da válvula borboleta

O objetivo em modelar uma válvula é estimar, através de uma formulação, o fluxo de massa médio, em função do tempo, que passa através dela, quer ela seja a válvula borboleta ou de recirculação.

O fluxo fluindo através de uma válvula movimenta-se no sentido contrário do gradiente de pressão, indo, portanto, do ponto de maior pressão para o ponto de menor pressão na mesma direção do vetor gradiente.

A abertura da válvula borboleta é modelada como um orifício [5] por onde o fluxo, vindo de um duto com área A_{DUTO} , passa através de um orifício com área $A(t)$, correspondente justamente à área de abertura da válvula borboleta. A válvula é modelada como uma placa plana com um conector central esférico [6][9]. Vide figura 2.1.

Figura 2.1.: Modelagem do fluxo em uma válvula.

Fonte: [5]

O interesse inicial é conhecer a relação desta área de abertura com o ângulo de abertura da válvula borboleta. Esta relação foi desenvolvida por John Moskwa, e o desenvolvimento matemático para se chegar nela se encontra no Apêndice A de [9]. A seguir, a fórmula:

$$\begin{aligned}
 A(\theta) = & \frac{-d \cdot D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{d \cdot D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d \cdot \cos(\theta_0)}{D \cdot \cos(\theta_0 + \theta)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{D^2}{2} \\
 & \cdot \arcsin \left(\left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right) - \frac{D^2}{2} \cdot \left(\frac{\cos(\theta_0 + \theta)}{\cos(\theta_0)} \right) \\
 & \cdot \arcsin \left(\left[1 - \left(\frac{d \cdot \cos(\theta_0)}{D \cdot \cos(\theta_0 + \theta)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right)
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

onde:

$A(\theta)$: Área de abertura da válvula borboleta em função do ângulo de abertura da válvula em m^2 ;

d : Diâmetro do conector da válvula borboleta em m ;

D : Diâmetro do duto no qual se situa a válvula borboleta em m ;

θ_0 : Ângulo da válvula borboleta na posição em que ela se encontra fechada em rad ;

θ : Ângulo de abertura da válvula borboleta com relação à válvula fechada, ou seja, quando a válvula estiver fechada: $\theta = 0$. Unidade: rad .

Na condição da equação (2.6), tem-se que a área de abertura da válvula não se modifica, pois ela passa a ser apenas função do diâmetro do duto e do diâmetro do conector da válvula. Uma explicação detalhada sobre isto também está presente no Apêndice A de [9]. Quando a equação (2.6) é satisfeita, tem-se, portanto, conforme em [9], a relação (2.7):

$$\theta \geq \left(\arccos \left(\frac{d}{D} \cdot \cos(\theta_0) \right) \right) - \theta_0 \tag{2.6}$$

$$A(\theta) = \frac{D^2}{2} \cdot \arcsin\left([1 - (\frac{d}{D})^2]^{\frac{1}{2}}\right) - \frac{d \cdot D}{2} \cdot [1 - (\frac{d}{D})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

Para o caso de ângulos $\theta \approx 0$ (ângulos de abertura de válvula pequenos), tem-se que, devido à tolerância de fabricação empregada na manufatura da válvula borboleta, há um fluxo pela válvula mesmo quando ela se encontra fechada. Por isto, para este caso, computa-se este vazamento de fluxo através de uma área de abertura não prevista pela equação (2.5) quando a válvula está fechada, através da seguinte substituição [31]:

$$\theta_0 = 0.91 \cdot \widehat{\theta}_0 - 2.59 \quad (2.8)$$

onde:

θ_0 : Valor a ser considerado na equação (2.5) quando $\theta \approx 0$;

$\widehat{\theta}_0$: Valor real do ângulo de fechamento da válvula.

2.2.2. Fluxo de massa através de uma válvula

A abertura da válvula é modelada como um orifício, conforme visto. No modelo, após este orifício, o fluxo adentra novamente no tubo, sofrendo uma expansão. Portanto, ao chegar na válvula, o gás é comprimido de forma a passar no orifício, e depois é expandido de forma a ocupar novamente o volume do duto.

Pode-se desprezar o calor trocado com o ambiente nesta expansão, assim como se pode assumir que se trata de uma expansão reversível. Logo, pode-se usar a formulação de fluxo unidirecional de massa numa expansão isentrópica, conforme [3][9][5][32], para o caso da modelagem da válvula:

$$\dot{m}(t) = \frac{c_d \cdot A(t) \cdot p_E(t)}{\sqrt{R \cdot \vartheta_E(t)}} \cdot \Psi\left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right) \quad (2.9)$$

onde:

$\dot{m}(t)$: Fluxo de massa através da válvula em kg/s ;

c_d : Coeficiente de descarga da válvula (adimensional);

$A(t)$: Área de abertura da válvula em m^2 ;

$p_E(t)$: Pressão à montante da válvula em Pa ;

$p_S(t)$: Pressão à jusante da válvula em Pa ;

R : Constante dos gases para o ar em $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$;

$\vartheta_E(t)$: Temperatura à montante da válvula em K ;

$\Psi(\cdot)$: Função fluxo (adimensional).

A variação de energia de gases ideais, quando não há variação de energia potencial e energia cinética translacional, é somente função da temperatura [13]. Como se despreza a troca de calor com o ambiente e a variação de energia potencial e cinética translacional, a temperatura do fluxo de saída da válvula é a mesma temperatura do fluxo de entrada. Desprezam-se variações da energia potencial, pois se pode desprezar tanto variações na altura dos dutos internos a um veículo quanto influências de campos elétricos e magnéticos. Desprezam-se variações da energia cinética translacional devido ao princípio de conservação de massa: como o fluxo a jusante da válvula deve ser igual o fluxo a montante, tem-se que houve conservação da energia cinética translacional.

2.2.3. Função fluxo

A função fluxo é definida como [33]:

$$\Psi\left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right) = \begin{cases} \sqrt{\kappa \cdot \left[\frac{2}{\kappa+1}\right]^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & \text{para } p_S < p_{CR} \\ \left[\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right]^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} & \text{para } p_S \geq p_{CR} \end{cases} \quad (2.10)$$

onde:

κ : Razão dos calores específicos, ou seja, $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ (adimensional);

$p_E(t)$: Pressão à montante da válvula em Pa ;

$p_S(t)$: Pressão à jusante da válvula em Pa ;

p_{cr} : Pressão crítica onde o fluxo atinge condições sônicas no orifício em Pa .

Pode-se saber o instante em que as condições sônicas são atingidas na válvula, conhecendo a pressão à montante da válvula e a razão de calores específicos, a partir da seguinte formulação:

$$p_{cr} = \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \cdot p_E \quad (2.11)$$

2.2.4. Coeficiente de descarga da válvula borboleta

O coeficiente de descarga da válvula não é uma constante [5], dependendo do ponto de operação. Estudos realizados em [9] mostram que o coeficiente de descarga varia conforme o ângulo de abertura da válvula. Logo, conforme [9], formula-se uma função nomeada função característica da válvula $CV(\theta)$ que corresponde ao seguinte equacionamento:

$$CV(\theta) = c_d(\theta) \cdot A(\theta) \quad (2.12)$$

onde:

c_d : Coeficiente de descarga da válvula borboleta em função do ângulo de abertura;

$A(\theta)$: Área de abertura da válvula borboleta em função do ângulo de abertura.

Pode-se, portanto, criar um fator normalizado $F_\theta(\theta)$ (que varia de 0 a 1) angular para a função característica da válvula, em função do ângulo de abertura da válvula [9], conforme abaixo:

$$CV(\theta) = \max\{c_d(\theta) \cdot A(\theta)\} \cdot F_\theta(\theta) \quad (2.13)$$

onde $\max\{c_d(\theta) \cdot A(\theta)\}$ ocorre quando a válvula está completamente aberta [9]. Como este valor, para esta modelagem, é uma constante, pode-se fazer:

$$CV(\theta) = K_\theta \cdot F_\theta(\theta) \quad (2.14)$$

2.2.5. Fluxo de massa através da válvula borboleta

Como o ar admitido tem desprezível variação de temperatura, pode-se estabelecer a razão de poderes caloríficos κ como constante com $\kappa \approx 1.4$, resultando numa simplificação da função fluxo para o caso específico da válvula borboleta:

$$\Psi\left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right) \approx \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2}} & \text{para } p_S < \frac{1}{2} \cdot p_E \\ \sqrt{\frac{2 \cdot p_S}{p_E} \cdot \left[1 - \frac{p_S}{p_E}\right]} & \text{para } p_S \geq \frac{1}{2} \cdot p_E \end{cases} \quad (2.15)$$

Logo, pode-se criar um fator normalizado $F_r\left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right)$ (que varia de 0 a 1) relativo à razão de pressões para a função fluxo, conforme abaixo:

$$\Psi\left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot F_r\left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)}\right) \quad (2.16)$$

Para o caso da válvula borboleta, através das equações (2.9), (2.14) e (2.16), tem-se:

$$\dot{m}(t) = K_\theta \cdot F_\theta(\theta) \cdot \frac{p_E(t)}{\sqrt{R \cdot \vartheta_E(t)}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot F_r \left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)} \right) \quad (2.17)$$

Portanto:

$$\dot{m}(t) = f(p_E, v_E) \cdot F_\theta(\theta) \cdot F_r \left(\frac{p_S(t)}{p_E(t)} \right) \quad (2.18)$$

Onde $f(p_E, v_E)$ depende apenas das condições ambientes, conforme equação (2.17).

Em [9], o leitor poderá encontrar gráficos experimentais dos fatores normalizados para um motor específico. Seguem, nas figuras 2.2 e 2.3, estes fatores reproduzidos:

Figura 2.2: Fator normalizado F_θ em função do ângulo de abertura da válvula.

Fonte: [9]

Figura 2.3.: Fator normalizado F_r em função da razão de pressões $\frac{p_S(t)}{p_E(t)}$.

Fonte: [9]

Outra possibilidade de modelagem da válvula borboleta é mapear o coeficiente de descarga da válvula em função do ângulo de abertura e da rotação do motor, conforme figura 2.4. Experimentos realizados pelo autor, cujos resultados estão expostos no capítulo 6, mostraram que modelar o coeficiente de descarga da válvula como uma função unicamente do ângulo de abertura da válvula borboleta é adequado para pequenas aberturas (até 20% de abertura, para a válvula específica de estudo). Entretanto, para aberturas maiores, a rotação do motor passa a desempenhar um papel importante. Quanto maior a velocidade angular do motor, maior a abertura da borboleta necessária para saturar a pressão no coletor de admissão, pois maior é a demanda de fluxo para manter a saturação (para nosso motor de estudo, naturalmente aspirado, a pressão de saturação é $90kPa$ para uma pressão ambiente de $93kPa$).

2.2.6. Identificação de parâmetros relacionados às válvulas

Para modelar a válvula de recirculação, precisa-se saber a pressão à montante e à jusante desta válvula. A pressão à montante é a pressão do coletor de escape e a pressão à jusante é a pressão do coletor de admissão.

Figura 2.4.: Coeficiente de descarga da válvula borboleta c_{th} (adimensional) em função da rotação do motor n_{eng} (em *RPM*) e da abertura da borboleta α_{th} (em %).

Fonte: [34]

A pressão à montante da válvula borboleta é conhecida: trata-se da pressão ambiente. E para a modelagem da válvula borboleta, sugere-se um ensaio que utilize dois sensores: o MAP e o MAF. O MAP é um sensor de pressão a ser instalado no coletor de admissão, de forma a se tornar conhecida também a pressão à jusante da válvula. O MAF é um sensor de fluxo de massa a ser instalado no duto de admissão de ar, de forma a se tornar conhecido o fluxo de ar admitido pelo motor. Com estes dois sensores, pode-se modelar a válvula, identificando os três fatores da equação (2.18).

Terminada a identificação experimental, pode-se eliminar um dos dois sensores na frota comercial: o MAF ou o MAP, pois, estando a válvula identificada e calibrada, conhecendo o fluxo de ar admitido pelo motor e o ângulo de abertura da válvula borboleta através do sensor TPS (*throttle position sensor*), conhece-se a pressão no coletor de admissão. Da mesma forma, conhecendo a pressão no coletor de admissão e o ângulo de abertura da válvula borboleta, conhecemos o fluxo de ar admitido pelo cilindro. Destaca-se, porém, que como a disponibilidade imediata do sinal de pressão no coletor é mais importante, devido ao vasto emprego deste sinal nas diversas modelagens a serem empregadas no motor, recomenda-se que se mantenha o MAP mesmo na frota comercial.

A realização da identificação da válvula, sem o uso do sensor MAF nos ensaios, é possível se a vazão volumétrica do bico injetor for conhecida e se houver sensor lambda pré-catalítico. Será visto, no capítulo 5, que no regime permanente, para $\lambda \approx 1$, a massa de combustível injetada pelo bico injetor é a mesma massa de combustível que adentra o cilindro. Portanto, a partir deste fato, pode-se conhecer a massa de ar admitida pelo motor, conhecendo a massa injetada pelo bico injetor. Outros métodos para se encontrar a vazão mássica sem o sensor MAF podem ser encontrados em [35].

2.2.7. Fluxo de massa através da válvula de recirculação

Para a válvula de recirculação, deve-se usar a equação (2.10) devido à grande variância da razão de calores específicos κ , pois nesta situação têm-se grandes excursões no valor da temperatura, assim como se tem a presença de vapor de combustível dependendo do valor de λ e composição variável dos vapores de combustível por estarmos usando tecnologia FLEX. O autor recomenda, portanto, conforme discutido anteriormente, para os gases de exaustão vindos do cilindro, ter κ tabelado no hardware de simulação em função da temperatura dos gases de exaustão, de λ e da composição.

2.2.8. Condição de Lipschitz

Caso se deseje usar a equação (2.1) conjuntamente com a equação (2.9) para o caso do coletor de exaustão com a válvula de recirculação, ou a equação (2.3)

conjuntamente com a equação (2.18) para o caso do coletor de admissão com a válvula borboleta, o leitor poderá se deparar com um problema matemático.

As fórmulas preveem que tanto a função fluxo quanto o fator normalizado da razão de pressões possuem gradiente infinito em $p_E \approx p_S$, o que não permitiria a integração das equações (2.1) e (2.3), pois violaria o critério de Lipschitz.

O critério de Lipschitz estabelece que uma condição para a existência e unicidade da solução de uma equação diferencial não-linear $\dot{x}(t) = f[t, x(t)]$, $t \geq 0$, $x(0) = x_0$ e domínios $[0, T]$ e B (para as variáveis t e $x(t)$, respectivamente) é [36]:

$$\|f(t, x) - f(t, y)\| \leq k \cdot \|x - y\|, \forall x, y \in B, \forall t \in [0, T] \quad (2.19)$$

Portanto:

$$\left\| \frac{\partial f(t, x)}{\partial x} \right\| \leq k \quad (2.20)$$

Ou seja, a função f não pode ter gradiente infinito.

Uma das formas para se contornar este problema é considerar que, para $p_E \approx p_S$, não há válvula no duto, o que permite uma formulação diferenciável para gradiente de pressão nulo [5]. Outra forma para impedir a singularidade do diferencial infinito é considerar que a formulação se aplica até um limite e, após este limite, usar uma curva que se aproxima da teórica, mas que seja diferenciável em $p_E \approx p_S$ e que ofereça uma transição suave no ponto limite. Em outras palavras, adota-se um limite $\Pi_{LIMITE} = \left| \frac{p_S}{p_E} \right|_{LIMITE} < 1$ e, para razões $\Pi \geq \Pi_{LIMITE}$, usa-se a seguinte função fluxo [5]:

$$\Psi(\Pi) = a \cdot (\Pi - 1)^3 + b \cdot (\Pi - 1) \quad (2.21)$$

onde:

$$a = \frac{\Psi_{LIMITE} \cdot (\Pi_{LIMITE} - 1) - \Psi_{LIMITE}}{2 \cdot (\Pi_{LIMITE} - 1)^3}; \quad (2.22)$$

$$b = \Psi_{LIMITE} - 3 \cdot a \cdot (\Pi_{LIMITE} - 1)^2; \quad (2.23)$$

Sendo Ψ_{LIMITE} o valor de $\Psi(.)$ no limite Π_{LIMITE} , e Ψ_{LIMITE} o valor da derivada de $\Psi(.)$ no limite Π_{LIMITE} . Vide figura 2.5.

2.3. Modelagem do fluxo de massa através de um cilindro

Modelar-se-á o motor como uma bomba de ar, de forma a estimar o fluxo mássico através do cilindro. Para uma bomba de ar ideal, tem-se que o fluxo gasoso é dado por [37], conforme equação (2.24):

Figura 2.5.: Em linha cheia, função fluxo segundo a equação (2.10). Em tracejado, função fluxo segundo a equação (2.15). Em traço-ponto, função fluxo segundo a equação (2.21) para razões $\Pi \geq \Pi_{LIMITE}$. Nesta figura, por questões didáticas de melhor visualização do gráfico, adotou-se um valor baixo de $\Pi_{LIMITE} = \Pi_{tr}$.

Fonte: [5]

$$\dot{m}(t) = \rho \cdot \dot{V}(t) \quad (2.24)$$

onde:

$\dot{m}(t)$: Fluxo de gás através da bomba em kg/s ;

ρ : Densidade dos gases no coletor de admissão em kg/m^3 ;

$\dot{V}(t)$: Derivada temporal do volume da câmara de admissão de gás em m^3/s .

De forma a computar o distanciamento do motor de uma bomba de ar ideal, corrige-se o fluxo através da eficiência volumétrica [37]. Na seção 2.3.1, discorrer-se-á, em detalhes, sobre eficiência volumétrica.

$$\dot{m}(t) = \lambda_v \cdot \rho \cdot \dot{V}(t) \quad (2.25)$$

onde:

λ_v : Eficiência volumétrica (adimensional);

Como a admissão de ar em um motor ocorre apenas no tempo de admissão, temos que a derivada temporal média do volume da câmara é o volume de deslocamento dividido pelo período de um ciclo. Logo, pode-se formular o fluxo mássico através do cilindro usando um modelo de valor médio como [5]:

$$\dot{m}(t) = \rho \cdot \lambda_v \cdot \frac{V_d}{N} \cdot \frac{\omega_e(t)}{2 \cdot \pi} \quad (2.26)$$

onde:

V_d : Volume de deslocamento do motor em m^3 ;

N : Metade do número de tempos do motor. Para motor de dois tempos, $N = 1$. Para motor de quatro tempos, $N = 2$ (adimensional);

$\omega_e(t)$: Velocidade angular do motor em rad/s .

2.3.1. Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica de um motor pode ser definida como a razão entre a massa de gás admitida pelo cilindro pela massa que ocuparia o volume deslocado tendo a mesma densidade presente no coletor de admissão [38].

Vários fatores influem na eficiência volumétrica, dentre eles: propriedades do combustível, transferências de calor, pressão no coletor de admissão, comprimento dos dutos, velocidade angular do motor, tempo das válvulas, taxa de recirculação, relação ar/combustível, vibrações entre os cilindros através da manivela e do virabrequim, local de injeção, atrito nas válvulas, geometria do motor, atrito no sistema de admissão, turbulência no fluxo, *back-flow*, temperatura no coletor de admissão, ressonância no coletor de admissão, gás residual no cilindro e taxa de compressão [5][38][39].

O pesquisador deve, portanto, selecionar os parâmetros que ponderar serem necessários para a modelagem. Guzzella e Onder recomendam o uso apenas da pressão no coletor de admissão e da velocidade angular do motor [5]. John J. Moskwa acrescenta no seu modelo a temperatura no coletor de admissão [9]. Um estudo sobre a influência de λ na eficiência volumétrica realizado por Andersson e Eriksson encontra-se em [40].

Por motivos de simplicidade no momento de se realizar os ensaios, o autor não recomenda considerar a temperatura no coletor de admissão, pelo fato de, a não ser que o pesquisador tenha instrumentação adequada, ser uma variável de difícil manipulação e por se conseguir resultados satisfatórios mesmo sem a considerar. Ao analisar [40], o leitor poderá se sentir convencido em usar λ como parâmetro, adotando um fator de correção linear em λ , até por ser uma variável de fácil manipulação, porém deve-se ponderar que apenas para consideráveis excursões de λ se tem mudança significativa na eficiência volumétrica, e que o motor deve gastar pouco tempo em regiões de operação distantes da estequiometria.

Figura 2.6.: Eficiência volumétrica medida em função da razão equivalente ar/combustível para valores $\lambda < 1$ e $\lambda \approx 1$.

Fonte: [40]

Um estudo sobre a influência da taxa de recirculação na eficiência volumétrica pode ser consultado em [20]. Segundo este estudo, conforme se aumenta a taxa de recirculação, diminui-se a eficiência volumétrica. Ao se usar taxa de recirculação de 20%, se diminui a eficiência volumétrica em aproximadamente 10%. Não se recomenda modelar o uso de taxas de recirculação maiores que 20% devido à instabilidade na combustão que tais taxas causam. Isto será discorrido com mais detalhes na seção 3.4.4. A constatação da diminuição da eficiência volumétrica com aumento da taxa de recirculação também pode ser encontrada em [41]. Porém, para uma análise mais profunda dos resultados, ter-se-ia que conhecer os ensaios, modelos e definições usados pelos autores para a eficiência volumétrica, até para avaliar que fatores de fato estão influenciando o resultado. Considerou-se nesta dissertação, por exemplo, que os gases recirculados e o ar admitido não são diferenciados pelo coletor de admissão quando há refrigeração da recirculação. Neste panorama, e mantendo esta simplificação, pode-se desprezar qualquer mudança na eficiência volumétrica decorrida da taxa de recirculação, conforme realizado em [9], [5] e [42].

Outro fator a se ponderar é a composição, para permitir o uso da equação (2.26) para MCI (motor a combustão interna) com tecnologia FLEX. A presença de vapores de combustível influi na eficiência volumétrica, pois ao se vaporizarem diminuem a temperatura da mistura admitida, aumentando a eficiência volumétrica [5][40][43]. Existem fatores a se

analisar ao tratar deste aspecto: a quantidade de vapores de combustível (que torna a eficiência volumétrica dependente de λ , conforme discutido acima), a entalpia de vaporização e a volatilidade da mistura de combustível (a volatilidade interfere, pois, para combustíveis voláteis, os vapores de combustível passam mais tempo no duto de entrada trocando calor com a mistura gasosa). Ao se adicionar álcool à gasolina, diminui-se a pressão de vapor da mistura [44], tornando-a menos volátil, o que diminuiria a eficiência volumétrica. Em contrapartida, aumenta-se a entalpia de vaporização [45], aumentando a eficiência volumétrica, pois os vapores de combustível passam a retirar mais calor do meio gasoso ao se vaporizarem. Porém, o valor elevado de entalpia de vaporização do etanol sobressai-se a sua baixa volatilidade, no que concerne à diminuição da temperatura de gases admitidos pelo cilindro [46]. Valores de entalpia de vaporização e pressão de vapor em função da fração volumétrica de etanol na gasolina podem ser encontrados em [23] e [47].

Entretanto, existe um outro aspecto que influi fortemente nesta análise: para motores com injeção indireta no duto de admissão (do inglês: *port-fuel injection engines*), boa parte do calor de vaporização do combustível presente no filme não é retirado principalmente do ar admitido circundante, mas das superfícies das válvulas e dutos de admissão [48], de forma que ocorre variação da temperatura da mistura gasosa admitida com a adição de etanol à gasolina [49]. Thomas Coppin em [50] criou um índice ξ para denotar a fração de combustível vaporizado que de fato contribui para o resfriamento da mistura admitida, ou seja, a fração de combustível que de fato retira calor da mistura circundante, e criou uma formulação para modelar a relação entre ξ , eficiência volumétrica e composição álcool/gasolina. Nesta formulação, inferiu que para valores de $\xi < 0.25$ a eficiência volumétrica sempre diminui com adição de álcool à gasolina. Resultados experimentais indicam que a queda na eficiência volumétrica aumenta conforme o acréscimo de álcool na gasolina. Para até E85, a diferença na eficiência volumétrica com relação à gasolina é sempre menor que 4% [50]. Para até E100, situação mais crítica, a diferença na eficiência volumétrica com relação à gasolina é sempre menor que 5% [48]. O autor recomenda, portanto, que o pesquisador pondere considerar na formulação da eficiência volumétrica a composição, conforme será realizado nesta dissertação.

Encontra-se em [5] um método empírico para se determinar a eficiência volumétrica para o uso monocombustível. Como primeira aproximação, far-se-á:

$$\lambda_i(p_{adm}, \omega_e) = \lambda_{ip}(p_{adm}) \cdot \lambda_{i\omega}(\omega_e) \quad (2.27)$$

onde:

λ_i : Eficiência volumétrica (adimensional);

$\omega_e(t)$: Velocidade angular do motor em rad/s ;

p_{adm} : Pressão no coletor de admissão em Pa ;

$\lambda_{ip}(p_{adm})$: Fator da eficiência volumétrica dependente da pressão no coletor de admissão (adimensional);

$\lambda_{i\omega}(\omega_e)$: Fator da eficiência volumétrica dependente da velocidade angular do motor (adimensional).

Assumindo gases perfeitos, processos isentrópicos e ciclo Otto ideal, pode-se modelar o fator da eficiência volumétrica dependente da pressão no coletor de admissão através do fenômeno *back-flow* como [24]:

$$\lambda_{ip}(p_m) = \frac{V_c + V_d}{V_d} - \left(\frac{p_{exh}}{p_{adm}}\right)^{1/\kappa} \cdot \frac{V_c}{V_d} \quad (2.28)$$

onde:

V_c : Volume de compressão em m^3 ;

V_d : Volume de deslocamento em m^3 ;

p_{exh} : Pressão no coletor de escape em Pa .

Usando as equações (2.27) e (2.28), pode-se identificar a eficiência volumétrica do motor apenas variando a velocidade angular do motor, reduzindo o número de experimentos. O pesquisador pode também, conforme discutido anteriormente, acrescentar fatores de correção que seja função de λ , baseado em [40], e da composição.

Note que, para fazer a identificação da eficiência volumétrica, o fluxo de massa através do cilindro deve ser conhecido. O autor sugere que se empreguem os mesmos procedimentos usados na identificação do fluxo de massa realizados ao se fazer os experimentos com a válvula borboleta. Na seção 3.2 haverá a modelagem da pressão no

coletor de escape, que poderá ser usada para obter um valor modelado de pressão no coletor de escape, valor este que poderá ser usado na fórmula (2.28).

Outra sugestão é modelar $\lambda_i(p_{adm}, \omega_e)$ através de um mapa tridimensional, conforme figura 2.7 abaixo.

Figura 2.7.: Mapa tridimensional da eficiência volumétrica. Mapeada em função da velocidade angular do motor (em *RPM*) e da pressão no coletor de admissão (em *kPa*).

Fonte: [51]

2.4. Diagramas da modelagem de admissão de ar

De forma a viabilizar a implementação dos modelos no hardware de simulação, apresentar-se-á o modelo de admissão de ar em diagrama de blocos. Segue, reproduzido na figura 2.8, o diagrama em tempo contínuo.

Neste diagrama, observe que o bloco referente à válvula borboleta recebe como dados o produto do coeficiente de descarga da válvula por sua área, a pressão no coletor de admissão e a pressão ambiente. O projetista da ECU pode montar o sensor de pressão ambiente diretamente sobre o painel da ECU [5]. Recomenda-se o uso deste sensor pelo fato de ele não ser caro. Este bloco tem como saída o fluxo de ar de saída da válvula. Pode-se considerar que inicialmente a pressão no coletor de admissão é igual à ambiente e que este valor será atualizado conforme o funcionamento do motor.

O somador seguinte representa os fluxos adentrando no coletor de admissão. Têm-se o fluxo de entrada (fluxo advindo da válvula borboleta, com sinal positivo) e o fluxo de saída (fluxo adentrando no cilindro, com sinal negativo), sendo que o somatório destes fluxos, com seus devidos sinais, representa a derivada da massa reservada no coletor. Esta derivada passará por um bloco que a dividirá pelo volume do coletor, resultando na derivada da densidade, que a seguir passará por um bloco integrador, resultando na densidade da mistura gasosa reservada no coletor. Esta densidade passa por um bloco que representa a Lei dos Gases e que possui como saída a pressão no coletor de admissão. Neste momento, a pressão no coletor de admissão é atualizada.

Figura 2.8.: Diagrama contínuo do sistema de admissão de ar.

Fonte: [5]

A seguir, tem-se o bloco que representa o bombeamento gasoso, conforme seção 2.3. Este bloco estima o fluxo adentrando o cilindro a partir da densidade da massa gasosa

reservada no coletor de admissão, da pressão no coletor de admissão e da velocidade do motor, cujo valor é fornecido pelo sensor da roda fônica.

Para o sistema em tempo discreto, tem-se o diagrama abaixo:

Figura 2.9.: Diagrama discreto do sistema de admissão de ar

Fonte: [5]

A discretização acima é ancorada nas três equações reproduzidas abaixo:

$$m_{\beta,k} = m_{\beta,k-1} \cdot \frac{1}{1+X} + m_{\alpha,k} \cdot \frac{X}{X+1} \quad (2.29)$$

$$X = \lambda_l(p_{adm}, \omega_e) \cdot \frac{V_d}{V_m} \cdot \frac{1}{n_{cyl}} \quad (2.30)$$

$$m_k = \dot{m}_{\beta}(t_k) \cdot \tau_{seg} \quad (2.31)$$

onde:

$m_{\beta,k}$: Massa de gás admitida pelo cilindro no instante discreto k em kg ;

$m_{\alpha,k}$: Massa de ar através da válvula borboleta no instante discreto k em kg ;

n_{cyl} : Número de cilindros (adimensional);

τ_{seg} : Duração de um segmento em s ;

V_m : Volume do coletor de admissão em m^3 .

A demonstração das equações (2.29) e (2.30) pode ser encontrada em [5]. A equação (2.31) se trata de uma integração de Euler na qual $m_{\beta,k} = m_k$.

No diagrama discreto, note que o bloco referente à válvula borboleta é igual ao diagrama contínuo. A saída deste bloco é o fluxo de ar que passa através da válvula que, neste diagrama, é a entrada do bloco seguinte que se trata de um integrador de Euler, cuja saída é a massa de ar através da válvula borboleta no instante discreto k . Tem-se também o bloco que representa a Lei dos Gases no coletor de admissão. A conjuntura do restante dos blocos representa a equação 2.35.

2.5. Comentários sobre a relação equivalente ar/combustível

Ao modelar-se o motor, a princípio, deve-se adotar uma postura de não se levar em consideração as estratégias de gerenciamento e controle, limitando-se a predizer os sinais dos sensores dados os sinais dos atuadores. No entanto, pode-se estipular qual será a estratégia de controle, de forma a possibilitar a simplificação de fórmulas na modelagem, porém sempre deixando claro ao leitor que se está supondo que determinada estratégia será adotada.

Neste trabalho, presumiu-se que o motor em uso, devido à ECU, permanecerá boa parte do tempo nas imediações da estequiometria. Com esta conjectura, pode-se simplificar várias formulações que descrevem fenômenos pouco afetados com excursões que não excedem 10% do valor estequiométrico, concebendo-se que o motor excede este valor em apenas uma pequena parcela do tempo total em uso. Teve-se também o cuidado, neste trabalho, em sempre avisar ao leitor quando se presumia que em apenas uma pequena parcela temporal do uso do motor haveria excursões consideráveis da estequiometria.

3. Modelagem da produção de torque

Nesta seção, modelar-se-á o valor médio de torque produzido num ciclo. Para isto, usaremos duas definições. A primeira é a pressão média líquida equivalente (do inglês: *brake mean effective pressure*) e a segunda é a pressão média combustível equivalente (do inglês: *fuel mean effective pressure*).

A pressão média líquida equivalente é a pressão que deve agir no pistão no tempo de expansão para produzir a mesma quantidade de trabalho que o motor real produz num ciclo completo (duas revoluções de motor, considerando motor a quatro tempos). A pressão média combustível equivalente é a pressão média líquida equivalente que um motor com eficiência 1 produziria com a massa de combustível m_φ injetada (ou seja, com perfeita conversão do poder calorífico inferior do combustível em energia mecânica) [5].

Logo, a partir das definições anteriores, pode-se desenvolver as seguintes fórmulas para pressão média líquida equivalente e pressão média combustível equivalente, respectivamente:

$$p_{me} = \frac{T_e \cdot 4\pi}{V_d} \quad (3.1)$$

$$p_{m\varphi} = \frac{H_l \cdot m_\varphi}{V_d} \quad (3.2)$$

onde:

p_{me} : Pressão média líquida equivalente em Pa ;

$p_{m\varphi}$: Pressão média combustível equivalente em Pa ;

H_l : Poder calorífico inferior do combustível em J/kg ;

T_e : Valor médio de torque em $N.m$;

V_d : Volume de deslocamento em m^3 .

O valor do poder calorífico inferior varia conforme a mistura gasolina/etanol utilizada. Em [52] o leitor encontrará valores de poder calorífico inferior para diversas composições de gasolina tipo A com etanol anidro. Para composições de gasolina tipo C com etanol hidratado, consulte [53] para valores de poder calorífico inferior.

A quantidade de massa de combustível m_φ que adentra o cilindro num ciclo pode ser calculada a partir da formulação de valor médio do fluxo de massa $\dot{m}_\varphi$ de combustível admitida pelo cilindro:

$$m_\varphi = \frac{4\pi}{\omega_e(t)} \cdot \dot{m}_\varphi \quad (3.3)$$

Logo, pode-se descrever a eficiência de um motor como:

$$\eta_e = \frac{p_{me}}{p_{m\varphi}} = \frac{T_e \cdot 4\pi}{m_\varphi \cdot H_l} \quad (3.4)$$

Modelar-se-á, neste estudo, o torque levando em consideração o fluxo médio de combustível que adentra o cilindro, a relação ar/combustível, a velocidade angular do motor, o ângulo de ignição, a taxa de recirculação, a composição do combustível e a temperatura do motor. Como existem fenômenos que não possuem relação com a massa de combustível injetada num ciclo, e como a variação da eficiência com a massa de combustível injetada é insignificante (exceto em condições de alta carga [5]), tem-se, como primeira simplificação, e já apresentando ao leitor as variáveis de dependência apenas para fins de familiarização:

$$p_{me} = e(\omega_e, \lambda, \zeta, x_{egr}, Y) \cdot p_{m\varphi} - p_{me0}(\omega_e, \vartheta_e, r_l) \quad (3.5)$$

onde:

$e(.)$: Eficiência η_e simplificada (adimensional);

ω_e : Velocidade angular do motor em rad/s ;

λ : Relação equivalente ar/combustível (adimensional);

ζ : Ângulo de ignição em $^\circ APMS$ (antes do ponto morto superior);

x_{egr} : Proporção de gases recirculados no coletor de admissão, ou seja, a taxa de recirculação (adimensional);

Y : Fator normalizado de composição do combustível FLEX (adimensional);

p_{me0} : Fenômenos que não possuem relação com a massa de combustível injetada num ciclo em Pa ;

ϑ_e : Temperatura do motor em K ;

r_l : Carga relativa (adimensional).

O fator normalizado de composição do combustível FLEX Y será usado linearmente, adotando, para escala EX, $Y = 0$ para gasolina tipo A e $Y = 1$ para etanol anidro. Portanto, para composições intermediárias como E27, tem-se $Y = 0.27$, por exemplo. Podemos ainda modelar para misturas de gasolina tipo C (E27) com etanol hidratado, usando escala HX, como em [53]. Para este caso, H0 corresponderia à E27 e $Y = 0$, e H100 corresponderia ao etanol hidratado e $Y = 1$.

Para o uso em hardware do conceito carga, precisa-se de uma definição precisa. O termo carga é definido diversamente na literatura. Encontra-se carga relativa sendo definida como o sinal de saída do sensor MAF, em %, relativo ao valor máximo de saída do sinal [54]. Encontra-se também carga sendo definida como ângulo de abertura da borboleta, ou o valor de pressão no coletor de admissão. Para esta dissertação, inicialmente, adota-se como definição de carga relativa a presente em [5]. Nesta referência, carga relativa é definida como o valor relativo do torque produzido com relação ao valor máximo que poderia ser produzido na mesma velocidade angular do motor. Ou seja:

$$r_l(\omega_e) = \frac{T_e}{T_{e,max}(\omega_e)} \quad (3.6)$$

Como para pequenos desvios de eficiência, e para uma mesma composição de combustível e velocidade angular do motor, o torque é aproximadamente proporcional à massa gasosa m_β de saída do coletor de admissão no ciclo, tem-se, como simplificação [5]:

$$r_l(\omega_e) = \frac{m_\beta}{m_{\beta,max}(\omega_e)} \quad (3.7)$$

Como segunda simplificação da formulação da eficiência, a ser justificada na seção seguinte 3.1, far-se-á a separação de seus componentes da seguinte forma:

$$e(\omega_e, \lambda, \zeta, x_{egr}, Y) = e_{\omega_e}(\omega_e, Y) \cdot e_\lambda(\lambda, Y) \cdot e_\zeta(\zeta, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}, Y) \quad (3.8)$$

3.1. Modelagem do ângulo ótimo de ignição

Ao empregar-se o ângulo ótimo de ignição para determinada condição de operação, maximiza-se o torque produzido e a eficiência do motor. O valor máximo de torque obtido desta forma é denominado torque líquido máximo (do inglês: *maximum brake torque*). O ângulo ótimo de ignição para o qual ocorre o torque líquido máximo para cada condição de operação é obtido deslocando-se o ângulo de ignição enquanto o torque líquido (torque de saída no virabrequim) é medido através de um dinamômetro. Em veículos modernos, os valores de ângulo ótimo de ignição são armazenados em mapas [55].

A modelagem do ângulo ótimo de ignição é necessária, pois distanciamento do ângulo ótimo é uma das principais causas de perda de eficiência. Entre outras causas principais, podemos citar: o limite máximo ideal de conversão energética para o ciclo Otto, os processos termodinâmicos com sua respectiva relação com a velocidade angular do motor, as perdas quase-estáticas e o déficit de oxigênio para misturas ricas.

O ângulo ótimo de ignição é função de vários fatores, dentre eles: relação ar/combustível, taxa de recirculação, pressão no coletor de admissão, velocidade angular do motor e composição de combustível [55]. A princípio, portanto, deveríamos formular o ângulo ótimo de ignição conforme equação (3.9). Entretanto, como o objetivo final é a modelagem da eficiência, far-se-ão algumas análises.

$$\zeta_0 = f(\lambda, x_{egr}, p_{me}, \omega_e, Y) \quad (3.9)$$

Excursões em λ modificam o ângulo ótimo de ignição, pois desvios no valor da relação equivalente ar/combustível modificam significativamente a velocidade de chama laminar [56][57]. Nesta referência, realizaram-se estudos com misturas de propano com ar e concluiu-se que, para tais misturas, o valor ótimo da velocidade de chama laminar atinge-se com razão equivalente combustível/ar $\phi = 1.1$, de forma que desvios deste valor provocam decréscimo significativo nesta velocidade. Vide figura 3.1. Na seção 3.4.3, discutir-se-á com detalhes sobre a influência da velocidade laminar de chama no ângulo ótimo de ignição.

Entretanto, na modelagem da eficiência relacionada ao ângulo de ignição $e_\zeta(\zeta, Y)$, não será considerada a influência de λ , pois se considera que o motor deve gastar pouco

tempo nas regiões de operação nas quais a excursão de λ é significativa. E como a ponderação de λ na modelagem de eficiência tem por objetivo somente levar em consideração aspectos como queimas parciais, excesso de combustível e RMV, não será considerada a influência de λ no ângulo ótimo de ignição. Como os aspectos mencionados dependem apenas de λ e da composição Y , pode-se fazer a seguinte simplificação:

$$e(\omega_e, \lambda, \zeta, x_{egr}, Y) = e(\omega_e, \zeta, x_{egr}, Y) \cdot e_\lambda(\lambda, Y) \quad (3.10)$$

Figura 3.1.: Velocidade laminar de chama da mistura propano/ar em função da razão equivalente combustível/ar. Foram adotadas condições atmosféricas.

Fonte: [57]

A taxa de recirculação afeta a eficiência do motor, dentre outros motivos, por modificar a velocidade laminar de chama. Ao diluir gases queimados no coletor de admissão, diminui-se a velocidade laminar de chama. Isto afeta o ângulo ótimo de ignição. Existem dois métodos que serão expostos com os quais se pode computar este fenômeno.

A diluição de gases recirculados diminui a velocidade laminar de chama de forma aproximadamente linear, segundo diversos estudos [58], e como a variação linear da velocidade de chama laminar provoca variação aproximadamente linear no avanço do ângulo ótimo de ignição [9], pode-se associar o avanço no ângulo ótimo de ignição com a taxa de recirculação. John J. Moskwa, em [9], a partir de resultados experimentais, identificou o avanço para um motor específico devido à taxa de recirculação como $58 \cdot x_{egr}$ ângulo(s) de virabrequim para gasolina. Em [21], encontram-se resultados experimentais que relacionam o avanço de ignição com a taxa de recirculação para gasolina, E50 e E85. Para estas três composições, as taxas de variação do ângulo de ignição segundo mudanças na recirculação mostraram-se equivalentes.

Outro método é o usado por Guzzella e Onder em [5]. Desconsidera-se a variação do ângulo ótimo de ignição com a taxa de recirculação e se estabelece a relação entre a eficiência térmica e a taxa de recirculação de forma isolada. Obviamente que a forma como excursões do ângulo ótimo de ignição afetam a eficiência terá natureza semelhante à forma como a taxa de recirculação afeta a eficiência, pois mudanças na taxa de recirculação não modeladas no ângulo ótimo de ignição serão vistas como excursões do ângulo ótimo de ignição. Nesta dissertação, adota-se o método de Guzzella e Onder e faz-se, portanto:

$$e(\omega_e, \lambda, \zeta, x_{egr}, Y) = e(\omega_e, \zeta, Y) \cdot e_\lambda(\lambda, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}, Y) \quad (3.11)$$

Como se deve considerar na modelagem da eficiência térmica perdas em processos termodinâmicos que ocorrem mesmo no ângulo ótimo de ignição, faz-se a seguinte decomposição, chegando na simplificação final conforme apresentada em (3.8):

$$e(\omega_e, \lambda, \zeta, x_{egr}, Y) = e_{\omega_e}(\omega_e, Y) \cdot e_\lambda(\lambda, Y) \cdot e_\zeta(\zeta, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}, Y) \quad (3.12)$$

3.2. Modelagem da pressão no coletor de escape

A pressão no coletor de escape é uma variável de importância em várias modelagens do MCI. Nesta seção, discorrer-se-á como estimar seu valor. O modelo aqui apresentado está presente em [5].

Observa-se, por meio de estudos, que a diferença entre a pressão no coletor de escape e a pressão no coletor de admissão varia conforme a carga relativa. Logo, ensaios de medida da diferença destas pressões devem ser executados conforme se varia a carga relativa. Para isso, deve-se conhecer ou medir o valor das duas pressões. A pressão no coletor de admissão é sabidamente medida através de um MAP, que costuma já vir instalado na frota comercial. Porém, a pressão no coletor de escape também deve ser medida.

Para isso, existem duas sugestões. A primeira, colocar um sensor de pressão no coletor de escape (lembre-se que a temperatura das paredes neste coletor, dependendo do ponto de operação, chega a 900K [59], e a temperatura dos gases de exaustão, dependendo do ponto de operação, ultrapassa 1200K [5], portanto escolha adequadamente o sensor de pressão). A segunda, colocar um sensor de pressão interna ao cilindro, pois no centro de exaustão pode-se considerar que a pressão interna ao cilindro e no coletor de escape são iguais. Para efetivar esta simplificação, desprezam-se as perdas de carga na válvula de escape (formulação da perda de carga na válvula de escape pode ser encontrada em [6]). Discorrer-se-á sobre esta simplificação com mais detalhes na seção 4.4.

Para notação dessa diferença entre as duas pressões (pressão no coletor de escape menos pressão no coletor de admissão), em função da carga relativa, usar-se-á $\Delta p(r_l)$. Quando a carga tende a zero (sem injeção de combustível e válvula borboleta fechada), observa-se que motores com ignição por centelha tendem a ter uma diferença entre as duas pressões de aproximadamente $\Delta p(0) = 0.9$ bar [5]. Este valor modela a perda por fricção que sofre o fluxo da mistura admitida (nas válvulas de admissão e escape, por exemplo). Recomenda-se que o pesquisador veja, por meio de ensaio, qual é essa diferença para o motor em estudo.

Para outras cargas, observou-se a seguinte relação [5]:

$$\Delta p(r_l) = \Delta p(0) \cdot [1 - K \cdot r_l] \quad (3.13)$$

Onde estima-se que K é um valor entre 0.8 e 0.9 ao assumir eficiência volumétrica constante e dependência linear entre carga relativa e pressão no coletor de admissão [5]. Recomenda-se que o pesquisador identifique qual o valor K que melhor aproxima essa equação de resultados experimentais realizados com o motor de estudo.

Para este método, obviamente, ter-se-á a pressão no coletor de escape modelada da seguinte forma:

$$p_{exh} = p_{adm} + \Delta p(r_l) \quad (3.14)$$

onde:

p_{exh} : Pressão no coletor de escape em Pa ;

p_{adm} : Pressão no coletor de admissão em Pa .

Outro modelo usado para modelar a pressão no coletor de escape encontra-se em [60] e [61]. Nesta formulação, a pressão no coletor de escape é modelada usando um mapa sobre a rotação e a pressão no coletor de admissão e um fator de correção que leva em consideração mudanças na razão ar/combustível e na temperatura no coletor de admissão. Ou seja, inicia-se fazendo um mapa base no qual se medem valores de pressão no coletor de escape em função da velocidade angular do motor e da pressão no coletor de admissão, e a seguir formula-se um fator de correção para este mapa para variações na relação ar/combustível e na temperatura no coletor de admissão.

Como, conforme argumentado em seções anteriores, deseja-se gastar pouco tempo em excursões que distanciem a operação do motor da condição $\lambda \approx 1$, o autor recomenda desconsiderar variações decorrentes da mudança da relação ar/combustível e fazer o fator de correção apenas considerando a temperatura no coletor de admissão. Logo, levando isto em consideração, e baseando-se nas formulações presentes em [60] e [61], tem-se:

$$p_{exh} = p_{exh,map}(\omega_e, p_{adm}) - K \cdot \vartheta_{adm} \quad (3.15)$$

onde:

K : Fator de correção a ser identificado experimentalmente;

ϑ_{adm} : Temperatura no coletor de admissão.

Na seção 4.4, expor-se-ão cálculos baseados no ciclo termodinâmico para estimar a temperatura e a pressão dos gases de escape no centro de exaustão. Caso o leitor não

tenha disponível um sensor de pressão interno ao cilindro ou um sensor de pressão no coletor de escape, e deseje estimar a pressão no coletor de escape no centro de exaustão, poderá fazer uso destes cálculos.

3.3. Modelagem de $p_{me0}(\cdot)$

Recordando a equação (3.5), estabeleceu-se como $p_{me0}(\cdot)$ os fenômenos que não possuem relação com a massa de combustível injetada num ciclo. A princípio, estes fenômenos são as perdas por fricção das partes mecânicas do motor e as perdas por bombeamento da mistura gasosa. Nomearemos as perdas por fricção das partes mecânicas do motor como $p_{me0f}(\cdot)$ e as perdas por bombeamento da mistura gasosa como $p_{me0g}(\cdot)$.

3.3.1. Modelagem das perdas por fricção das partes mecânicas do motor

As perdas aqui definidas devido ao atrito que ocorre dentre as partes móveis procuram englobar tanto as perdas devido à resistência ao movimento de todas as partes mecânicas do motor quanto a energia dispensada no funcionamento de dispositivos auxiliares ao motor, como as bombas de água e óleo, o ar-condicionado, a ventoinha, dentre outros [12].

As perdas por fricção devido às partes mecânicas constituem o trabalho indicado menos o trabalho efetivo [3][12][62] e podem ser formuladas como [5][63][32]:

$$p_{me0f}(\omega_e, \vartheta_e) = k_1(\vartheta_e) \cdot (k_2 + k_3 \cdot S^2 \cdot \omega_e^2) \cdot \Pi_{e,max} \cdot \sqrt{\frac{k_4}{B}} \quad (3.16)$$

onde:

$$k_1(\vartheta_\infty) = 1.44 \cdot 10^5 Pa;$$

$$k_2 = 0.46 \text{ (adimensional);}$$

$$k_3 = 9.1 \cdot 10^{-4} s^2 \cdot m^{-2};$$

$$k_4 = 0.075 m;$$

S : Curso do pistão em m ;

B : Diâmetro do pistão em m ;

ϑ_e : Temperatura do motor em K (veja equação (3.18) abaixo);

ϑ_∞ : Temperatura do motor quando está plenamente aquecido;

$\Pi_{e,max}$: a razão máxima de pressão no compressor. Para motores naturalmente aspirados, que é o caso de estudo desta dissertação, considere que $\Pi_{e,max} = 1$. [64][32]

O fator $k_1(\vartheta_e)$ pode ser identificado como [12][65]:

$$k_1(\vartheta_e) = 1 - 0.006 \cdot (\vartheta_{eng,m} - \vartheta_{eng,m0}) - 2.25 \cdot 10^{-6} \cdot (\vartheta_{eng,m} - \vartheta_{eng,m0})^3 \quad (3.18)$$

$$- 0.06 \cdot \vartheta_{eb} - \vartheta_{eb0} - 2.25 \cdot 10^{-6} \cdot \vartheta_{eb} - \vartheta_{eb0}^3 + 1$$

com:

$$\vartheta_{eng,m} = \frac{\vartheta_{eng,out} + \vartheta_{eng,in}}{2} \quad (3.19)$$

onde:

$\vartheta_{eng,out}$: Temperatura do líquido refrigerador saindo do motor em K ;

$\vartheta_{eng,in}$: Temperatura do líquido refrigerador entrando no motor em K ;

$\vartheta_{eng,m0}$: $\vartheta_{eng,m}$ quando o motor está plenamente aquecido;

ϑ_{eb} : Temperatura no bloco do motor em K ;

ϑ_{eb0} : ϑ_{eb} quando o motor está plenamente aquecido.

Este modelo aqui apresentado foi formulado empiricamente a partir de estudo com vários motores e procura prever o torque perdido devido à fricção das partes mecânicas. No entanto, o autor recomenda que se use métodos de identificação e estratégias para melhor aproximar o modelo geral do motor específico de estudo.

O autor recomenda ao pesquisador identificar para o motor específico de estudo valores convenientes de $k_1(\vartheta_e)$, k_2 , k_3 e k_4 . Primeiramente, considere que k_1 seja função apenas de $\vartheta_{eng,out}$ para que a identificação de k_1 possa ser realizada com um gráfico $k_1 =$

$f(\vartheta_{eng,out})$, como o presente em [5]. Conjuntamente, as constantes k_2 , k_3 e k_4 devem também ser identificadas para o motor em estudo. A forma como se recomenda que isto seja realizado será explicada na seção 3.3.3. No caso de haver instalado um sensor da temperatura do óleo do motor, pode-se levantar o gráfico $k_1 = f(\vartheta_{eb})$, pois se considera que o bloco e o óleo do motor estão em equilíbrio térmico.

3.3.2. Modelagem das perdas por bombeamento da mistura gasosa

Na seção 2.3, considera-se o motor como uma bomba de ar que aspira e expira uma mistura gasosa. O trabalho gasto nesta aspiração e expiração será computado como perdas devido ao bombeamento (do inglês: *pumping losses*). Para isto, basta modelar o trabalho resultante dos tempos de expansão e exaustão, trabalho este que é negativo para motores naturalmente aspirados. No diagrama $p(V)$, estes dois tempos costumam ser nomeados, quando considerados conjuntamente, como ciclo de bombeamento (do inglês: *pumping loop*) [62]. Logo, o trabalho do ciclo de bombeamento será dado como:

$$W_{pumping} = (p_{exh} - p_{adm}) \cdot V_d \quad (3.20)$$

onde:

$W_{pumping}$: Energia perdida no ciclo devido ao bombeamento em J ;

V_d : Volume de deslocamento em m^3 .

Portanto, pode-se formular as perdas devido ao bombeamento como:

$$p_{me0g} = p_{exh} - p_{adm} \quad (3.21)$$

3.3.3. Identificação de $p_{me0f}(\cdot)$

Conforme dito, considera-se que as perdas que não possuem relação com a massa de combustível injetada são as perdas por fricção das partes mecânicas do motor e as perdas por bombeamento gasoso. Formulando esta concepção, tem-se:

$$p_{me0}(\cdot) = p_{me0f}(\cdot) + p_{me0g}(\cdot) \quad (3.22)$$

Caso o pesquisador possua dentre a sua instrumentação um sensor de pressão interna ao cilindro ou um sensor de pressão no coletor de escape, pode-se usar os resultados obtidos com o ensaio descrito na seção 3.2 para identificar as perdas por bombeamento gasoso, pois tais perdas são aqui modeladas somente como função da pressão no coletor de escape e da pressão no coletor de admissão, conforme equação (3.21).

Caso o pesquisador não possua nenhuma destas instrumentações, recomenda-se identificar $p_{me0g}(\cdot)$ conjuntamente com $p_{me0f}(\cdot)$ utilizando a curva de Willians, conforme reproduzida abaixo na figura 3.2.

Para obter esta curva, deve-se utilizar um dinamômetro. Conhecendo a massa de combustível admitida pelo cilindro por ciclo, conhece-se $p_{m\phi}$ usando a equação (3.2). Com o torque de saída no virabrequim medido pelo dinamômetro, conhece-se p_{me} usando a equação (3.1). Logo, pode-se plotar a curva abaixo e identificar o valor de p_{me0} . Lembre-se que a eficiência e varia com a velocidade angular do motor, com o ângulo de ignição, com a relação ar/combustível, com a massa de combustível admitida (conforme será visto na seção 3.4.1), com a temperatura do óleo e com a taxa de recirculação. Porém, repare que para se obter a curva, deve-se manter a eficiência constante. Logo, para se obter menores excursões possíveis de eficiência na hora de se levantar pontos para esta curva, o autor recomenda que sejam utilizados pontos próximos, aumentando $p_{m\phi}$ apenas um pouco, mantendo o quanto conseguir o restante das condições constantes ou com variação desprezível.

Figura 3.2: Curva de Willians. Vide equação (3.5).

Fonte: [5]

Através das equações (3.13), (3.21) e (3.22), das considerações já realizadas sobre a identificação da perda por fricção das partes mecânicas, e do fato de que para $p_{m\varphi} = 0$ tem-se $r_l = 0$, segue que:

$$p_{me0}(\cdot) = \Delta p(0) + k_1(\vartheta_{eng,out}) \cdot (k_2 + k_3 \cdot S^2 \cdot \omega_e^2) \cdot \Pi_{e,max} \cdot \sqrt{\frac{k_4}{B}} \quad (3.23)$$

Logo, realizando vários ensaios para plotar várias curvas de Williams quando o motor estiver plenamente aquecido, cada uma realizada sob condições distintas de velocidade angular do motor, pode-se identificar a ordenada $(\Delta p(0), k_1(\vartheta_\infty), k_2, k_3, k_4)$ que melhor aproxima a função. Após esta ordenada estar identificada, novos ensaios devem ser feitos para realizar novas curvas de Williams conforme o aquecimento do motor, agora com velocidade angular do motor constante. Agora, a partir destes ensaios, identifica-se exclusivamente a curva $k_1(\vartheta_{eng,out})$ ou $k_1(\vartheta_{eb})$, conforme escolha e instrumentação disponível do pesquisador, conforme discutido na seção 3.3.1.

Porém, ao almejar identificar $(\Delta p(0), k_1(\vartheta_\infty), k_2, k_3, k_4)$, observe que os métodos de identificação enxergam ambiguidade entre as constantes propostas. O que tais métodos, como o método dos mínimos quadrados, conseguem realizar é diminuir o erro de uma

função $p_{me0}(\cdot) = a + b \cdot \omega_e^2$, em vista de apenas a velocidade do motor estar sendo variada. Os parâmetros da equação (3.16) foram identificados com levantamento de dados realizados em vários motores com geometrias diferentes, sendo impossível realizar experimentos que identifiquem todos estes parâmetros para um motor de geometria fixa, pois há ambiguidade devido a haver mais parâmetros que o máximo permitido, que neste caso são apenas dois (a e b). Logo, o autor recomenda usar os valores gerais para $(k_1(\vartheta_\infty), k_2, k_4)$, conforme seção 3.3.1, e realizar mínimos quadrados para obter $(\Delta p(0), k_3)$.

Caso o pesquisador já tenha realizado a identificação de $\Delta p(0)$, conforme seção 3.2, por possuir sensor de pressão no coletor de escape ou sensor de pressão interna ao cilindro, precisará apenas identificar a ordenada $(k_1(\vartheta_\infty), k_2, k_3, k_4)$ e, em seguida, a curva $k_1(\vartheta_{eng,out})$ ou $k_1(\vartheta_{eb})$, analogamente ao caso anterior. Para este caso, o autor recomenda o uso dos valores gerais para $(k_1(\vartheta_\infty), k_4)$, conforme seção 3.3.1, e o emprego dos mínimos quadrados para obter (k_2, k_3) .

Como a fricção devido às partes mecânicas está principalmente relacionada ao design mecânico e a perda por bombeamento está principalmente relacionada ao ciclo utilizado (Otto, Diesel...) [5], desprezam-se mudanças destas perdas com o uso de composição de combustível variada.

O leitor também pode estar questionando como se conhece a massa de combustível admitida para obter o valor de p_{mq} . De fato, para motores com injeção indireta, a massa de combustível injetada por ciclo pelo bico injetor não é necessariamente igual a massa de combustível que adentra o cilindro por ciclo. Porém, no regime permanente, mantendo constante a massa de saída por ciclo do bico injetor, tem-se que esta massa e a massa de combustível que adentra o cilindro por ciclo passam a ser iguais, para condições próximas à estequiometria. Mantendo as condições do motor constantes, em poucos ciclos atinge-se o regime permanente. Aplicando um degrau no sinal de comando do bico injetor, mantendo constantes as condições restantes do motor, a demora para atingir o regime permanente foi de 6 ciclos, conforme modelado em [5]. Isto será visto com mais detalhes no capítulo 5.

No caso de haver disponível um dinamômetro de bancada ativo, o levantamento de dados para a identificação de $p_{me0}(\cdot)$ pode ser realizado de outra forma, fazendo com que o dinamômetro rode o eixo do motor, que se encontra sem carga. A partir da leitura de torque negativa para determinada condição, ou seja, do torque necessário para rodar o motor naquela condição, infere-se o valor numérico de $p_{me0}(\cdot)$ neste ponto. Para a

identificação da expressão de $p_{me0}(\cdot)$, pode-se realizar o mesmo procedimento discutido nesta seção. Repare o leitor que, com o dinamômetro de bancada ativo, não é necessário levantar uma curva (no caso, a curva de Williams) para obter cada ponto. Pode-se, por exemplo, mapear tridimensionalmente a fricção em função da temperatura do motor e da rotação. Note que, conjuntamente com a fricção das partes mecânicas, a fricção do fluxo gasoso (perdas por bombeamento a zero carga) também estará computada, pois não haverá injeção de combustível e supondo que a válvula borboleta esteja próxima de 0% de abertura.

3.4. Modelagem da eficiência térmica

De forma a modelar a eficiência térmica, deve-se identificar todos os fatores da equação (3.8), reproduzida novamente abaixo:

$$e(\omega_e, \lambda, \zeta, x_{egr}, Y \dots) = e_{\omega_e}(\omega_e, Y) \cdot e_{\lambda}(\lambda, Y) \cdot e_{\zeta}(\zeta, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}, Y) \quad (3.24)$$

A partir das equações (3.1), (3.2) e (3.5), tem-se:

$$T_e = e(\omega_e, \lambda, \zeta, x_{egr}, Y) \cdot \frac{m_{\varphi} \cdot H_l}{4 \cdot \pi} - \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \cdot p_{me0}(\omega_e, \vartheta_e, r_l) \quad (3.25)$$

A partir das equações (3.24) e (3.25), tem-se:

$$T_e = e_{\omega_e}(\omega_e, Y) \cdot e_{\lambda}(\lambda, Y) \cdot e_{\zeta}(\zeta, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}, Y) \cdot \frac{m_{\varphi} \cdot H_l}{4 \cdot \pi} - \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \cdot p_{me0}(\omega_e, \vartheta_e, r_l) \quad (3.26)$$

Na equação (3.26), T_e é mensurável pelo dinamômetro, m_{φ} é controlável, H_l e V_d são parâmetros conhecidos e p_{me0} é identificável conforme seção 3.3.3. Logo, consegue-se conhecer o valor de $e(\cdot)$ para cada ordenada $(T_e, m_{\varphi}, H_l, V_d, p_{me0})$. Ou seja, pode-se equacionar a eficiência térmica como:

$$e(.) = f(T_e, m_\varphi, H_l, V_d, p_{me0}) \quad (3.27)$$

3.4.1. Identificação de $e_{\omega_e}(T_f, \omega_e, Y)$

Primeiramente, com o auxílio do dinamômetro, procura-se achar o valor máximo de eficiência. Para isto, faz-se as medidas adotando como condições de operação o ângulo ótimo de ignição, $\lambda \approx 1$ e taxa ótima de recirculação (geralmente próxima à 14%), pois estas fazem parte do conjunto de condições necessário para se ter a máxima eficiência, conforme será visto nas seções 3.4.2., 3.4.3. e 3.4.5. Nestas condições, procurar-se-á levantar vários pontos variando a velocidade angular do motor.

Neste levantamento, para a composição de combustível utilizada, identifique a velocidade angular $\omega_{e,opt}$ na qual se obteve a maior eficiência $e(.)$ e o valor da eficiência nesta velocidade. Em outras palavras, $\omega_{e,opt}$ será a rotação na qual se obtêm a maior eficiência térmica para as condições ótimas de ângulo de ignição, relação ar/combustível e taxa de recirculação. A seguir, far-se-á, supondo o uso de composição HX (misturas de gasolina tipo C com etanol hidratado) ou EX (misturas de gasolina tipo A com etanol anidro):

$$e_{\omega_e}(\omega_{e,opt}, Y = 0.01 \cdot X) = e(.)|_{MAX} \quad (3.28)$$

Ao fazê-lo, normalizam-se os fatores $e_\lambda(\lambda, Y)$, $e_\zeta(\zeta, Y)$ e $e_{egr}(x_{egr}, Y)$. Em outras palavras, ao adotar o estipulado na equação (3.28), tem-se como consequência, para qualquer condição de razão ar/combustível, ângulo de ignição e taxa de recirculação:

$$0 \leq e_\lambda(\lambda, Y), e_\zeta(\zeta, Y), e_{egr}(x_{egr}, Y) \leq 1 \quad (3.29)$$

Mantendo as condições ótimas de relação ar/combustível, ângulo de ignição e taxa de recirculação, tem-se:

$$e_\lambda(\lambda, Y) = e_\zeta(\zeta, Y) = e_{egr}(x_{egr}, Y) = 1 \quad (3.30)$$

Logo, pode-se obter $e_{\omega_e}(\omega_e, Y)$ a partir das curvas de torque conforme equação (3.31). Outra forma seria, para rotação do motor constante, identificar $e_\lambda(\lambda, Y)$, $e_\zeta(\zeta, Y)$ e $e_{egr}(x_{egr}, Y)$ e só então identificar $e_{\omega_e}(\omega_e, Y)$. Caso o leitor opte por esta forma, deve-se usar a própria equação (3.26) para realizar a identificação de $e_{\omega_e}(\omega_e, Y)$.

$$T_e = e_{\omega_e}(\omega_e, Y) \cdot \frac{m_\phi \cdot H_l}{4 \cdot \pi} - \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \cdot p_{me0}(\omega_e, \vartheta_e, r_l) \quad (3.31)$$

Para ponderar como a composição variada afeta $e_{\omega_e}(\omega_e, Y)$, recomenda-se que se levante curvas de torque para EX (ou HX) com $X = 0, 25, 50, 75$ e 100 , ou para valores próximos a estes.

A seguir, reproduzem-se dois gráficos com curvas de torque para composição variada. Na figura 3.3., usa-se composição EX em um motor de ignição por centelha. Na figura 3.4., usa-se composição EDX (mistura de óleo diesel com etanol hidratado, na qual X é a fração percentual de etanol hidratado) em um motor de ignição por compressão. Reproduzem-se, nesta dissertação, os resultados da figura 3.4., pois o formato de $e_{\omega_e}(\omega_e, Y)$ é semelhante tanto para motores de ignição por centelha quanto para motores de ignição por compressão [5].

O leitor interessado poderá encontrar em [66] um estudo sobre o cálculo preditivo de torque para composição EX. Neste estudo, levantam-se, a partir de cálculos, curvas de torque para injeção de massa constante e composição variada EX. As curvas possuem o mesmo formato e diferem entre si apenas pelo valor de torque. Em outras palavras, é como se uma curva fosse o deslocamento da outra. Essa diferença é modelada unicamente como resultante da diferença do poder calorífico inferior das composições.

Figura 3.3.: Curvas características do motor para composição variada. Uso de composição EX num motor de ignição por centelha. Curva cheia: Potência (em *hp*) em função da rotação do motor (em *RPM*).
Curva tracejada: Torque (em *ft-lb*) em função da rotação do motor (em *RPM*).

Fonte: [67], [68]

Figura 3.4.: Curvas características do motor para composição variada. Uso de composição EDX num motor de ignição por compressão.

Fonte: [69]

Em [70] encontram-se curvas de torque realizadas no dinamômetro buscando-se o torque máximo para determinada composição EX e velocidade angular do motor. São levantadas apenas curvas de E0 a E20. Neste levantamento, constatou-se um aumento de até 2,5% no torque máximo da E20 com relação à E0. Segundo este estudo, maiores torques são obtidos com adição de etanol, pois este possui maior índice de octanagem e disponibilidade de oxigênio na própria estrutura molecular do combustível. Em [49], constatou-se um aumento de até 5% no torque máximo da E30 com relação à E0 e de até 7% no torque máximo da E85 com relação à E0.

Experimentos realizados pelo autor, conforme capítulo 6, mostraram que a carga influencia fortemente a curva $e_{\omega_e}(\omega_e, Y)$. Guzzella e Onder, apesar de inicialmente proporem, em [5], e_{ω_e} apenas como função da rotação do motor para aplicação monocombustível, no final da obra propõe um fator de eficiência térmica função da carga (aqui estabelecida como a massa de combustível admitida pelo cilindro por ciclo) e da rotação do motor ($\eta_{e0}(m_\phi, \omega_e)$). Como nesta dissertação a aplicação é bicomcombustível (composição variada gasolina/etanol), o autor julga ser mais adequado estabelecer a eficiência em função da energia química admitida ou do torque que seria gerado com 100% de eficiência térmica. Nesta dissertação, o autor propõe que este torque seja nomeado de torque combustível T_ϕ (*fuel torque*). Portanto, ter-se-á, como aproximação mais adequada, $e_{\omega_e}(\omega_e, T_\phi, Y)$. A carga provoca influência na curva e_{ω_e} , pois influencia a velocidade laminar de chama e os processos termodinâmicos [3]. Maior aprofundamento sobre velocidade de chama será visto na seção 3.4.3. Logo, a nova formulação para torque segue conforme equação (3.32) abaixo:

$$T_e = e_{\omega_e}(\omega_e, T_\phi, Y) \cdot e_\lambda(\lambda, Y) \cdot e_\zeta(\zeta, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}, Y) \cdot \frac{m_\phi \cdot H_l}{4 \cdot \pi} - \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \quad (3.32)$$

$$\cdot p_{me0}(\omega_e, \vartheta_e, r_l)$$

3.4.2. Identificação de $e_\lambda(\lambda, Y)$

Para identificar $e_\lambda(\lambda, Y)$, procura-se levantar a eficiência da combustão conforme se varia a razão equivalente ar/combustível. Para isto, deve-se conhecer a energia química perdida nos gases de escape, calculando teoricamente a ineficiência através dos poderes

caloríficos dos gases constituintes da mistura de escape, estes obtidos experimentalmente através de um analisador de gases de combustão.

Mudanças em λ computam perdas na eficiência da combustão devido a vários fatores. Na faixa operacional, a ser identificada para cada motor, mas geralmente dentre $0.7 \leq \lambda \leq 1.3$, os principais fatores que influenciam $e_\lambda(\lambda, Y)$ são o déficit de oxigênio, a RMV e a combustão incompleta. Para $\lambda < 0.7$ ou $\lambda > 1.3$, devido ao excesso ou falta de combustível, respectivamente, ocorrem falhas na ignição [71]. Portanto, a eficiência nesta região deve cair abruptamente.

As diferenças individuais no formato da curva de cada composição EX ou HX podem ser interpretadas como uma diferença na taxa da RMV e na combustão incompleta, pois ambas diminuem com a adição de etanol, devido à disponibilidade de oxigênio na própria estrutura molecular do etanol [23]. No entanto, encontram-se na literatura pesquisas nas quais a combustão incompleta e a RMV foram desprezadas, como em [22]. Caso o pesquisador despreze as duas perdas, $e_\lambda(\lambda, Y)$ passa a ser apenas uma função do déficit de oxigênio e, portanto, uma única curva pode ser usada, conforme abaixo:

$$e_\lambda(\lambda, Y) = e_\lambda(\lambda, 0), \quad \forall Y \quad (3.33)$$

Em [5], encontra-se uma proposta de não se utilizar uma curva $e_\lambda(\lambda, 0)$ a ser armazenada na memória do hardware de simulação, e sim usar uma formulação para $e_\lambda(\lambda, 0)$ conforme abaixo:

$$e_\lambda(\lambda, 0) = \begin{cases} \gamma_1 \cdot \lambda - \gamma_0 & \text{para } \lambda_{min} < \lambda < 1 \\ e_{\lambda,1} + (1 - e_{\lambda,1}) \cdot \sin \frac{\lambda - \lambda_1}{1 - \lambda_1} & \text{para } \lambda_1 < \lambda < \lambda_2 \\ 1 & \text{para } \lambda_2 < \lambda < \lambda_{max} \end{cases} \quad (3.34)$$

$$e_{\lambda,1} = \gamma_1 \cdot \lambda - \gamma_0 \quad (3.35)$$

$$\lambda_2 = \lambda_1 + \frac{\pi}{2} \cdot (1 - \lambda_1) \quad (3.36)$$

onde:

Emprega-se (3.36) por razões de continuidade;

λ_1, λ_2 : Parâmetros a serem estipulados;

$\lambda_{min}, \lambda_{max}, \gamma_1, \gamma_0$: Parâmetros a serem identificados;

Recomenda-se, no uso desta aproximação, fazer $\lambda_1 = 0.95$ e $\lambda_2 = 1.0285$ conforme em [5], identificar para quais λ_{min} e λ_{max} ocorre falha na ignição, e identificar γ_1 e γ_0 com o uso de métodos de identificação como o método dos mínimos quadrados. Para esta aproximação, ter-se-á uma curva representativa conforme abaixo na figura 3.5.

Figura 3.5.: Curva normalizada da influência de λ na eficiência térmica para os parâmetros $\lambda_1 = 0.95$, $\lambda_2 = 1.0285$, $\lambda_{min} = 0.7$, $\lambda_{max} = 1.3$, $\gamma_1 = 1.373$ e $\gamma_0 = 0.373$.

Fonte: [5]

Em [23], encontramos um levantamento para diferentes composições. Segue na figura 3.6 abaixo a reprodução destes resultados. Atente a diferença entre as curvas, que se deve principalmente a fatores já discutidos nesta seção. Repare que, de fato, para misturas próximas a estequiométrica, podemos ignorar diferenças na eficiência causadas

pela composição variada, porém, caso o pesquisador deseje modelar levando em consideração esta diferença para excursões mais afastadas da estequiometria, diferenças estas que passam a ser consideráveis, o autor recomenda ou levantar um mapa tridimensional $e_\lambda(\lambda, Y)$ ou, na equação (3.34), encontrar γ_1 e γ_0 para diferentes composições testadas, e no uso de composições distintas das testadas no experimento, fazer interpolação linear para estes dois valores. Ou seja, no uso de E60, caso tenham sido tabelados apenas os valores de $\gamma_1(E50)$ e $\gamma_1(E75)$, recomenda-se fazer (analogamente, o mesmo pode ser feito para γ_0):

$$\gamma_1(E60) = \frac{(60 - 50) \cdot \gamma_1(E75) + (75 - 60) \cdot \gamma_1(E50)}{75 - 50} \quad (3.37)$$

Figura 3.6.: Eficiência da combustão em função da razão equivalente combustível/ar para composição variada. ULG é gasolina E0 regular sem chumbo.

Fonte: [23]

3.4.3. Identificação de $e_\zeta(\zeta, Y)$

Como primeira aproximação, adota-se que a forma como o fator de eficiência dependente da ignição varia, conforme ocorrem excursões do ângulo ótimo de ignição para um motor monocombustível, depende apenas do design mecânico do motor e não do ponto de operação [72]. John Moskwa mostrou em [9] que a curva $e_\zeta(\zeta, Y)$ pode ser aproximada por uma parábola com valor máximo no ângulo ótimo de ignição. De forma a se ter uma visão qualitativa do comportamento de $e_\zeta(\zeta, Y)$, diferencia-se a equação (3.32) com relação ao ângulo de ignição, obtendo:

$$\frac{\partial T_e}{\partial \zeta} \approx K \cdot \frac{\partial e_\zeta(\zeta, Y)}{\partial \zeta} \quad (3.38)$$

Em [73], encontramos um levantamento de curvas $T_e = f(\zeta)$ para diferentes composições EX. Verifica-se que todas de fato são parabólicas e que a abertura da parábola varia conforme a composição. Na figura (3.7), reproduz-se este resultado.

Em [5], encontra-se uma formulação para $e_\zeta(\zeta, 0)$:

$$e_\zeta(\zeta, 0) = 1 - k_\zeta \cdot (\zeta - \zeta_0(\omega_e, p_{adm}, 0))^2 \quad (3.39)$$

Observe na figura 3.7 que, conforme se adiciona etanol à gasolina, a abertura da parábola vai aumentando e, depois de um valor limite, ela diminui novamente. Isto sugere que o fator k_ζ pode ser modelado como função parabólica da composição. Logo, o autor apresenta uma primeira aproximação para o caso bicomcombustível:

$$k_\zeta(Y) = a \cdot Y^2 + b \cdot Y + c \quad (3.40)$$

Onde a , b e c devem ser identificados usando métodos de identificação como o método dos mínimos quadrados, por exemplo. Por fim, tem-se:

$$e_\zeta(\zeta, Y) = 1 - k_\zeta(Y) \cdot (\zeta - \zeta_0(\omega_e, p_{adm}, Y))^2 \quad (3.41)$$

Figura 3.7.: Curvas de torque (em $N.m$) em função do ângulo de ignição (em $^{\circ}APMS$) para diferentes composições EX. Para o levantamento, usou-se rotação 5000RPM, posição da borboleta 26% e $\lambda = 1$.

Fonte: [73]

Com relação aos mapas de ignição, o autor recomenda fazer mapas para valores adequados de EX (ou HX) e, para composições intermediárias, fazer a interpolação dos valores dos dois mapas cujas composições são mais próximas da utilizada. Por exemplo, no caso de haver mapas para E50 e E75, fazer interpolação destes para valores de composição intermediários, como E60. Esta recomendação é devida à alta complexidade da mudança morfológica dos mapas com a composição variada, o que pode ser visto na figura 3.8.

Figura 3.8.: Mapas de ignição para composições E25, E60 e E94.

Fonte: [78], [79]

Conforme varia-se a composição, temos valores distintos de k_{ζ} devido principalmente a dois fatores: o posicionamento do ângulo ótimo de ignição e a velocidade turbulenta de chama. O posicionamento do ângulo ótimo de ignição influencia, pois caso a propagação da chama esteja localizada em pontos onde o pistão tem maior velocidade, ou em outras palavras, em pontos onde a câmara do cilindro possui maior variação temporal de volume, a eficiência possuirá menor sensibilidade com excursões no ângulo de ignição. A velocidade turbulenta de chama influencia, pois quanto maior esta velocidade, mais a eficiência será sensível com excursões no ângulo de ignição.

A velocidade turbulenta de chama depende apenas da velocidade do motor, da velocidade laminar de chama e do nível de turbulência, conforme equação (3.42) [74][75][76]. Na literatura, encontram-se autores que modelam a influência do nível de turbulência do motor φ na velocidade de chama S_T como função exclusivamente da rotação do motor [74][77].

$$S_T = \varphi \cdot \omega_e \cdot S_L \quad (3.42)$$

onde:

S_T : Velocidade turbulenta de chama em m/s ;

φ : Coeficiente de intensidade da turbulência em s (do inglês: *turbulence intensity coefficient*);

S_L : Velocidade laminar de chama em m/s .

Perceba que, por esta análise, dever-se-ia também levar em consideração a influência da velocidade do motor em k_{ζ} . O autor apresenta uma segunda opção de simplificação, que o pesquisador leve em consideração a velocidade do motor no seguinte formato (uma formulação análoga será realizada em $e_{egr}(x_{egr}, Y)$ na seção 3.4.4.):

$$k_{\zeta}(Y) = (a \cdot Y^2 + b \cdot Y + c) \cdot (1 + d \cdot \omega_e) \quad (3.43)$$

Para o leitor entender melhor como a composição variada afeta a velocidade laminar de chama, reproduz-se a seguinte formulação para composição variada EX [74], seguida da figura 3.9. Repare que a velocidade laminar de chama cresce conforme se aumenta a concentração de etanol na gasolina.

$$S_L = S_{lo} \cdot \left[\frac{\vartheta}{\vartheta_0} \right]^\alpha \cdot \left[\frac{p}{p_0} \right]^\beta \cdot (1 - 2.3 \cdot x_{dil}) \quad (3.44)$$

$$S_{lo} = (1 + 0.07 \cdot E^{0.35}) \cdot 0.4658 \cdot \phi^{-0.326} \cdot \exp(-4.48 \cdot (\phi - 1.075)^2) \quad (3.45)$$

$$\alpha = 1.56 + 0.23 \cdot E^{0.46} \quad (3.46)$$

$$\beta = \begin{cases} -0.22 \cdot (1 - E) - 0.17 \cdot \frac{E}{\sqrt{\phi}} & \text{para } \phi \leq 1 \\ -0.22 \cdot (1 - E) - 0.17 \cdot E \cdot \sqrt{\phi} & \text{para } \phi \geq 1 \end{cases} \quad (3.47)$$

$$x_{dil} = x_{egr,cyl} + x_{res} \quad (3.48)$$

onde:

ϑ_0 : Temperatura de referência em K ($\vartheta_0 = 298K$);

p_0 : Pressão de referência em bar ($p_0 = 1 bar$);

x_{dil} : Taxa de gases queimados diluídos no cilindro (adimensional);

x_{res} : Taxa de gases residuais no cilindro (adimensional);

$x_{egr,cyl}$: Taxa de gases queimados recirculados no cilindro, diferente da taxa de gases recirculados x_{egr} no coletor de admissão, devido à presença no cilindro dos gases residuais queimados (adimensional);

E : Concentração de etanol (adimensional) ($E = Y$ para escala EX);

ϕ : Razão equivalente combustível/ar (adimensional).

Figura 3.9.: Velocidade laminar de chama em função da razão equivalente combustível/ar para composição variada EX. ($\vartheta_0 = 393K$ e $p = 1bar$)

Fonte: [80]

Salienta-se, entretanto, que o pesquisador ganhará precisão ao mapear $k_{\zeta}(Y)$ tridimensionalmente em função da rotação do motor e da pressão no coletor de admissão para cada composição utilizada nos ensaios. Seguindo a recomendação anterior em se utilizar nos ensaios $X=0, 25, 50, 75$ e 100 para composição EX (ou HX), deve-se levantar $k_{\zeta}(\omega_e, p_{adm})$ para cada uma destas composições e, para composições diferentes da mapeada, realizar interpolação nos moldes da equação (3.37). Logo, como terceira simplificação apresentada, devido à rotação e à carga influenciarem a velocidade de chama mesmo no uso de uma composição fixa, o autor recomenda, por fim, usar a equação (3.49) abaixo:

$$e_{\zeta}(\zeta, Y) = 1 - k_{\zeta}(\omega_e, p_{adm}, Y) \cdot (\zeta - \zeta_0(\omega_e, p_{adm}, Y))^2 \quad (3.49)$$

3.4.4. Identificação de $e_{egr}(x_{egr}, Y)$

Como dito anteriormente, as influências da taxa de recirculação na eficiência ocorrem devido às excursões do ângulo de ignição provocadas pela diluição de gases queimados no ar admitido [9][21]. Portanto, ao separar em fatores distintos a influência da recirculação e das excursões do ângulo ótimo de ignição na eficiência, o fator $e_{egr}(x_{egr}, Y)$ terá comportamento semelhante para variações de taxa de recirculação ao comportamento que o fator $e_{\zeta}(\zeta, Y)$ terá para excursões no ângulo de ignição. Em outras palavras, o erro de não computar a influência da taxa de recirculação no ângulo ótimo de ignição deve ser amenizado pelo fator $e_{egr}(x_{egr}, Y)$.

Conforme visto na seção 3.1., as excursões provocadas pela taxa de recirculação no ângulo ótimo de ignição são lineares com o aumento da taxa. Na figura 3.10 houve um levantamento desta relação linear, assim como da influência da taxa de recirculação na duração parcial de combustão que compreende de 0 a 10% da fração de combustível queimado. Como o restante das condições do ensaio foram constantes, podemos analisar os efeitos do aumento da diluição de gases queimados na duração da combustão e no ângulo de ignição.

O aumento de x_{egr} provoca variações em ζ_0 justamente por variar a velocidade laminar de chama. Veja que a relação dentre estas duas variáveis não muda conforme se altera a composição EX. Isto ocorre, pois na presença de gases diluídos, a velocidade laminar de chama é decrescida de um fator $(1 - 2.3 \cdot x_{dil})$ independentemente da composição, conforme pode ser inferido na equação (3.44). Na figura 3.11 reproduz-se um levantamento sobre as mudanças na velocidade laminar de chama com o aumento da taxa de recirculação. Em [81], analisa-se a duração da queima para composição variada gasolina/etanol e mostra-se que ela sofre pouca modificação com o aumento da fração de etanol, conforme figura 3.12.

Figura 3.10.: No gráfico superior: Variação do ângulo ótimo de ignição com a diluição de gases recirculados. No gráfico inferior: Variação da duração parcial de combustão (em ângulos de virabrequim) que compreende de 0 a 10% da fração de combustível queimado. Condições para ambos gráficos: $\omega_e = 2800RPM$, $p_{me} = 15 \text{ bar}$. Levantamento realizado para E85, E50, gasolina comum 92RON adicionada de H_2 (3% em massa de H_2) e gasolina premium 100RON.

Fonte: [21]

Portanto, o autor sugere o uso de um único fator $e_{\zeta,egr}(\zeta, x_{egr}, Y)$ da seguinte forma:

$$e_{\zeta,egr}(\zeta, x_{egr}, Y) = 1 - k_{\zeta}(\omega_e, p_{adm}, Y) \cdot (\zeta - \zeta_0(\omega_e, p_{adm}, Y) - K \cdot x_{egr})^2 \quad (3.50)$$

Onde K deve ser identificado usando métodos de identificação como o método dos mínimos quadrados.

Figura 3.11.: Diminuição relativa da velocidade laminar de chama com o uso de diluentes ($f_D = x_{dil}$). Perceba que não há alteração da curva com mudanças na razão equivalente combustível/ar e no valor de pressão.

Fonte: [82]

Porém, como citado, outra abordagem é usar dois fatores, $e_\zeta(\zeta, Y)$ e $e_{egr}(x_{egr}, Y)$, conforme sugerido em [5]. Como primeira simplificação, já empregada na equação (3.50), despreza-se a influência da concentração variada nos efeitos do aumento da taxa de diluentes, conforme discutido. Logo:

$$e_{egr}(x_{egr}, Y) = e_{egr}(x_{egr}, 0) = e_{egr}(x_{egr}) \quad (3.51)$$

De [5], tem-se a seguinte sugestão de formulação:

$$e_{egr}(x_{egr}) = 1 - k_{egr,1} \cdot (1 + k_{egr,2} \cdot \omega_e) \cdot x_{egr}^2 \quad (3.52)$$

Figura 3.12.: Duração da queima ($\Delta_{X-Y\%}$: Duração do intervalo de X à $Y\%$ de massa de combustível queimada) em função da fração volumétrica de etanol para composição variada gasolina/etanol. Condições do ensaio: 1500RPM, abertura completa da borboleta, $\lambda = 1$ e $\xi = -2^\circ APMS$.

Fonte: [81]

Onde $k_{egr,1}$ e $k_{egr,2}$ são constantes a serem identificadas usando métodos de identificação como o método dos mínimos quadrados.

Note que, como (3.41), a equação (3.52) também é quadrática, devido ao aumento de diluentes equivaler linearmente a excursões do ângulo de ignição. Como a velocidade angular do motor altera a velocidade turbulenta de chama (vide equação (3.42)), temos sua influência considerada pelo fator $(1 + k_{egr,2} \cdot \omega_e)$. Ademais, em altas velocidades, a diminuição da velocidade turbulenta de chama se torna mais crítica devido ao menor tempo disponível para a combustão.

Na figura 3.13, reproduziu-se um estudo no qual se variou a taxa de recirculação para ver seus efeitos na eficiência térmica com o restante das condições constantes. Entretanto, note que da forma que se modelou nesta dissertação, $e_{egr}(x_{egr})$ é um fator que, por ser normalizado, não computa melhoras na eficiência máxima obtida por uma taxa de recirculação para determinada composição com relação à outra, pois o valor máximo de $e_{egr}(x_{egr})$ é sempre 1. Mudanças no valor máximo de eficiência térmica, devido às mudanças nos efeitos termodinâmicos causadas por composições diferentes, são todas computadas em $e_{\omega_e}(\omega_e, T_\phi, Y)$ conforme visto na seção 3.4.1. Logo, em $e_{egr}(x_{egr})$ (assim como em $e_\zeta(\zeta, Y)$ e $e_\lambda(\lambda, Y)$) está apenas considerada a morfologia da curva. Observe, na figura 3.13, que a morfologia das curvas é semelhante para composição EX variada.

Figura 3.13.: Mudanças na eficiência térmica em função do aumento da taxa de recirculação para $\omega_e = 2800RPM$. Levantaram-se os dados para E50 e E85. Na ordenada da direita, está o coeficiente de variação para as medidas de pressão média indicada equivalente em cada ponto levantado.

Fonte: [21]

Observe o leitor que a taxa ótima de recirculação para o motor de estudo da figura 3.11 está em torno de 14%. O uso de uma taxa apropriada de recirculação aumenta a eficiência térmica, pois a diluição moderada de gases queimados na mistura a sofrer combustão melhora a eficiência da queima devido a aumentar a estabilidade da chama [83].

Na figura 3.13, foi levantado também o coeficiente de variação para as medidas de pressão média indicada equivalente para cada ponto, de forma a oferecer em termos matemáticos a confiabilidade do valor plotado no gráfico como valor representativo. Repare que, com o aumento da taxa de recirculação a partir de um certo valor, aumenta-se o coeficiente de variação. Isto ocorre, pois para valores de taxa de recirculação altos tem-se combustão instável. Em [23], para um determinado motor de estudo, e estipulando que acima de $CoV\ IMEP = 10\%$ (*CoV IMEP: coefficient of variation of indicative mean effective pressure*, do português: coeficiente de variação da pressão média indicada equivalente) a combustão é considerada instável, constatou-se que o valor máximo de taxa de recirculação para se ter combustão estável gira em torno de 20% mesmo para composição variada EX. Segundo [84], para motores genéricos a gasolina, a taxa de recirculação é no máximo 20%. Nota-se em [23] que há uma maior tolerância para altas taxas de recirculação com adição de álcool na gasolina. Isto ocorre devido a maior homogeneidade do etanol, que contribui para uma combustão mais estável. Porém, mesmo para E85, observou-se uma taxa limite de 21.8%. Vide tabela 3.1 abaixo. Logo, para taxas de recirculação acima de 20%, os valores medidos passam a não serem confiáveis, não sendo coerente modelar para estes valores. Considere, portanto, queda brusca de eficiência em taxas de recirculação acima de 20%. O autor recomenda ao projetista da ECU que não permita que o motor atinja estes pontos de operação.

Tabela 3.1.: Máxima taxa de recirculação tolerada para baixa e média carga com o uso de composição variada EX e considerando combustão instável para $CoV\ IMEP > 10\%$.

	BAIXA CARGA	MÉDIA CARGA
E0	19.60%	20.01%
E10	21.02%	21.5%
E20	21.2%	20.5%
E50	21.2%	18.99%
E85	21.8%	21.8%

Fonte: [23]

3.5. Considerações sobre a amostragem da velocidade do motor

Em [5] encontra-se um estudo, com um brilhante desenvolvimento matemático, sobre as constantes de tempo de variações na rotação do motor e de variações na pressão no coletor de admissão. No ponto crítico, que é o carro trafegando em marcha lenta, em que a dinâmica da pressão no coletor de admissão é a mais vagarosa possível, tem-se que a constante de tempo de variações na pressão no coletor de admissão é aproximadamente dez vezes menor do que a constante de tempo de variações na rotação do motor. Logo, como é suficiente a pressão no coletor de admissão ser conhecida somente a cada ciclo do motor, podemos considerar constante a velocidade do motor durante 10 ciclos, e as variáveis que estão interligadas com a pressão no coletor de admissão só deverão ser atualizadas, portanto, a cada ciclo, como a taxa de recirculação e a relação ar/combustível.

Como visto anteriormente, estas variáveis que são amostradas conforme valores de ciclo ou segmentos são ditas síncronas com o motor. As restantes são ditas assíncronas. Para estas variáveis, dependendo da necessidade de maior ou menor amostragem, usam-se diferentes frequências de *clock*. Exemplos dessas variáveis, com os respectivos períodos de *clock*, podem ser encontrados em [5] e em [85].

3.6. Eficiência térmica corrigida e_{cor}

Modelou-se, inicialmente, a eficiência térmica como invariante às perdas por bombeamento ou por fricção das partes mecânicas. Porém, conforme modelado, de fato a fricção das partes mecânicas não varia com a carga, entretanto o mesmo não pode ser dito com relação às perdas por bombeamento. Portanto, tais perdas influem na eficiência térmica. Logo, das equações (3.13), (3.14) e (3.21), tem-se:

$$p_{me0g}(r_l) = p_{me0g}(0) \cdot [1 - K \cdot r_l] \quad (3.53)$$

Usando as equações (3.2), (3.7) e a relação estequiométrica ar/combustível σ_0 , tem-se, conforme desenvolvido em [5]:

$$p_{meog}(\lambda, \omega_e, p_{m\varphi}) = p_{meog}(0) \cdot [1 - K \cdot \frac{\lambda \cdot \sigma_0 \cdot V_d}{H_l \cdot m_{\beta, max}(\omega_e)} \cdot p_{m\varphi}] \quad (3.54)$$

Usando as equações (3.5), (3.22) e (3.54), tem-se:

$$p_{me} = e(.) \cdot p_{m\varphi} + \left[p_{meog}(0) \cdot K \cdot \frac{\lambda \cdot \sigma_0 \cdot V_d}{H_l \cdot m_{\beta, max}(\omega_e)} \right] \cdot p_{m\varphi} - p_{meog}(0) - p_{meof}(.) \quad (3.55)$$

Logo, obtém-se a formulação final da eficiência térmica, acompanhada da formulação final do torque líquido:

$$e_{cor}(.) = e_{\omega_e}(\omega_e, T_\varphi, Y) \cdot e_\lambda(\lambda, Y) \cdot e_\zeta(\zeta, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}) + p_{meog}(0) \cdot K \cdot \frac{\lambda \cdot \sigma_0 \cdot V_d}{H_l \cdot m_{\beta, max}(\omega_e)} \quad (3.56)$$

$$T_e = e_{cor}(.) \cdot \frac{m_\varphi \cdot H_l}{4 \cdot \pi} - \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \cdot [p_{meog}(0) + p_{meof}(.)] \quad (3.57)$$

Observe, da equação (3.57), que o somatório $p_{meog}(0) + p_{meof}(.)$ refere-se unicamente à fricção e ao funcionamento de dispositivos auxiliares do motor. Conforme visto anteriormente, $p_{meog}(0)$ são as perdas por fricção que sofre o fluxo gasoso e $p_{meof}(.)$ é o somatório das perdas devido à fricção das partes mecânicas e devido ao funcionamento dos dispositivos auxiliares. Logo, na nossa formulação final, considera-se que apenas estes fenômenos não têm relação com a massa de combustível admitida.

Um comentário, porém, deve ser feito concernente a este modelo. Ao modelar-se a eficiência térmica, desprezou-se correlação entre esta eficiência e as fricções. No entanto,

ao realizar esta simplificação, acabou-se por se aproximar de outro conceito: o de eficiência indicada, que se trata da eficiência do motor na qual ainda não foram computadas as perdas por fricção [3]. Logo, uma formulação mais rigorosa da eficiência térmica η_e seria conforme abaixo:

$$T_e = \eta_e \cdot \frac{m_\phi \cdot H_l}{4 \cdot \pi} = e_{cor}(\cdot) \cdot \frac{m_\phi \cdot H_l}{4 \cdot \pi} - \frac{V_d}{4 \cdot \pi} \cdot [p_{meog}(0) + p_{meof}(\cdot)] \quad (3.59)$$

$$\eta_e = e_{cor}(\cdot) - \frac{V_d}{m_\phi \cdot H_l} \cdot [p_{meog}(0) + p_{meof}(\cdot)] \quad (3.60)$$

4. Modelagem dos sistemas térmicos

Neste capítulo, discorrer-se-á sobre o fluxo energético do MCI de forma a oferecer ferramentas ao projetista da ECU, visando o controle termodinâmico do veículo. Modelar-se-ão a entalpia de saída dos gases, o calor perdido para a parede do cilindro, o calor perdido pelas fricções e funcionamento de dispositivos auxiliares, o calor irradiado para o ambiente e o calor absorvido pelo líquido refrigerador.

4.1. Modelagem da temperatura dos gases de exaustão

Uma variável de importância para a modelagem é a temperatura dos gases de exaustão, pois a partir dela se pode conhecer a entalpia destes gases.

Recomenda-se ao pesquisador a instalação no coletor de exaustão de um sensor de temperatura. Atente à escolha do sensor, pois as paredes do coletor de exaustão podem atingir níveis como 900K [59] e os gases de exaustão níveis como 1200K [5].

A modelagem do transitório nas mudanças de temperatura dos gases de exaustão não será realizada, devido a este transitório ser desprezível, pois, com a variação do ponto de operação, a mudança na temperatura do coletor de exaustão é praticamente imediata [86]. Porém, o pesquisador deve conhecer os atrasos do sensor que está usando.

Primeiramente, sugere-se o levantamento de um mapa base da temperatura dos gases de exaustão para $\lambda \approx 1$, taxa ótima de recirculação e ângulo ótimo de ignição, de forma a obter um resultado conforme figura 4.1. Deve-se variar a pressão média líquida equivalente e a velocidade angular do motor e obter a temperatura dos gases de exaustão para cada par ordenado destes valores.

De forma a simplificar o modelo, desprezam-se influências das excursões da razão ar/combustível distantes da estequiometria na temperatura dos gases de exaustão, pois, conforme dito em outras ocasiões, pretende-se gastar pouco tempo nestas condições de operação. Numa primeira abordagem, desprezam-se, também, excursões do ângulo ótimo de ignição e da taxa ótima de recirculação, conforme será visto com mais detalhes a seguir.

Figura 4.1.: Temperatura dos gases de exaustão ϑ_{eg} (em K) em função da pressão média líquida equivalente (em bar) e da rotação do motor (em RPM).

Fonte: [5]

A seguir, reproduzem-se estudos que pesquisaram a influência em excursões do ângulo de ignição e da taxa de recirculação na temperatura dos gases de exaustão. Na figura 4.2, duas misturas (E85 e A95=E5) foram testadas sob diferentes velocidades do veículo e a temperatura dos gases de exaustão foi medida conforme variava-se o ângulo de ignição. Na figura 4.3, em um motor diesel, levantou-se a temperatura dos gases de exaustão para diferentes taxas de recirculação. Observe que, em ambos os casos, as mudanças na temperatura são indiferentes para o objetivo deste capítulo, pois com tais mudanças de temperatura temos pequenas e desprezíveis mudanças de entalpia. Apenas para grandes excursões de ângulo de ignição temos mudanças significativas na temperatura [87]. Caso o leitor deseje, pode consultar [88], que é um outro estudo que mostrou variações na temperatura de exaustão conforme excursões no ângulo de ignição para partida a frio. Neste estudo, as variações de temperatura também são desprezíveis. Considera-se, portanto, que a única influência do ângulo de ignição na temperatura dos gases de exaustão ocorre quando se varia a pressão média líquida equivalente.

Pela mesma figura 4.2., pode-se inferir que o uso de composição variada EX interfere pouco na temperatura dos gases de exaustão de forma a se considerar mudança

significativa na entalpia destes gases. Outro estudo que endossa esta afirmação encontra-se em [81]. O levantamento realizado por este estudo encontra-se reproduzido na figura 4.4. Na condição do ensaio, encontrou-se uma variação linear de apenas $-2,0^{\circ}\text{C}$ entre EX e E(X+10).

4.2. Modelagem da entalpia dos gases de exaustão

A partir do mapa da temperatura dos gases de exaustão, podemos estimar a entalpia dos gases de saída.

Figura 4.2.: Temperatura dos gases de exaustão em função da composição utilizada e da velocidade do veículo. O número ao lado da composição do combustível é a velocidade do veículo em $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$. A95 é a gasolina comum da República da Letônia, com 5% de adição de etanol anidro. As colunas pretas correspondem a um ângulo de ignição de 31 à 31.5 APMS, as colunas brancas correspondem de 33 à 34 APMS e as colunas cinzas correspondem de 36 à 37 APMS.

Fonte: [89]

Figura 4.3.: Temperatura dos gases de escape (em °C) em função da carga relativa (em %) para diferentes taxas de recirculação (em %).

Fonte: [20]

Figura 4.4.: Temperatura dos gases de exaustão (em °C) em função da fração volumétrica de etanol em composição EX. Condições do ensaio: 1500RPM, abertura completa da válvula borboleta, $\lambda = 1$, ignição em 2°APMS.

Fonte: [81]

Deve-se conhecer, primeiramente, a composição dos gases de saída, através do conhecimento da mistura de combustível empregada e da relação ar/combustível. Na modelagem de sistemas térmicos, o autor recomenda desprezar a combustão incompleta e a RMV, considerando apenas que ou o combustível teve combustão completa ou não sofreu combustão. Logo, a composição dos gases de saída, em vista da combustão, será apenas em termos de déficit ou excesso de oxigênio, conforme realizado no capítulo 2.

Conhecida a composição, deve-se levantar a temperatura segundo o ponto de operação a partir do mapa da temperatura dos gases de exaustão. Com a temperatura conhecida, pode-se estimar a entalpia dos gases de exaustão a partir de tabelas termodinâmicas que relacionam a entalpia de cada composto químico gasoso com a temperatura em que se encontra. Para os produtos de combustão, pode-se consultar dados disponibilizados pela Universidade de Ohio em [90] ou a referência [19]. Para o vapor de gasolina, pode-se consultar [28]. Para a entalpia dos vapores de etanol, pode-se usar o conceito de entalpia de formação e, para encontrar o valor da entalpia do etanol gasoso sob diferentes temperaturas, pode-se usar o conceito de entalpia sensível, calculada a partir do calor específico a pressão constante do etanol (o mesmo foi realizado para vapores de gasolina em [28] e pode ser aplicado a vapores de qualquer combustível [91]). Calor específico do etanol a pressão constante para diferentes temperaturas pode ser encontrado em [92].

4.3. Modelagem do calor perdido para as paredes do cilindro

Através do capítulo 3, conhecem-se o calor perdido na fricção das partes mecânicas do motor, o calor perdido no bombeamento dos gases e o trabalho efetivo realizado sobre o motor, conforme formulações abaixo, respectivamente, calculados para um ciclo:

$$Q_{meof} = p_{meof} \cdot V_d \quad (4.1)$$

$$Q_{meog} = p_{meog} \cdot V_d \quad (4.2)$$

$$Q_{me} = p_{me} \cdot V_d \quad (4.3)$$

Denotar-se-á como Q_{exh} a entalpia dos gases de exaustão de um determinado ciclo, conforme calculado a partir da seção 4.2. Com a mesma estratégia da citada seção,

calcular-se-á a entalpia dos gases admitidos por ciclo Q_{adm} . Introduzir-se-á, também, a notação do calor perdido para as paredes do cilindro por ciclo como $Q_{g,w}$. Logo, usando o princípio da conservação da energia, tem-se que:

$$\sum_{Ciclo} Energia\ entrada = \sum_{Ciclo} Energia\ saída$$

$$Q_{adm} = Q_{g,w} + Q_{exh} + Q_{me} + Q_{meog} + Q_{meof} \quad (4.4)$$

Usando as equações (4.1) até (4.3), e os conceitos da seção 4.2, conhecem-se todas as parcelas da equação (4.4), a não ser o calor perdido por ciclo para a parede do cilindro. Logo, a partir da equação (4.4), pode-se identificar este calor da seguinte forma:

$$Q_{g,w} = Q_{adm} - Q_{exh} - Q_{me} - Q_{meog} - Q_{meof} \quad (4.5)$$

4.4. Modelagem através de cálculos com o uso do ciclo termodinâmico

Para a confecção do ciclo termodinâmico, far-se-ão duas sugestões. A primeira, com o uso do sensor de pressão interno ao cilindro, com o qual se sabe a relação $p(\Phi)$, ou seja, os valores de pressão para cada ângulo de virabrequim. Como $V(\Phi)$ é conhecido do design mecânico, pode-se obter $p(V)$, que é justamente o ciclo termodinâmico do motor de estudo.

Na ausência do sensor de pressão interna ao cilindro, pode-se usar o ciclo ideal. De forma a mitigar os erros devido ao uso do ciclo ideal, faz-se uma correção: multiplica-se a ordenada de todo ciclo ideal plotado por K_e , sendo:

$$K_e = \frac{e(.)}{e_{ottoideal}(.)} \quad (4.6)$$

Logo, tem-se:

$$p(V) = K_e \cdot p_{ottoideal}(V) \quad (4.7)$$

Esta correção foi inspirada no fato de que, para um ponto no tempo de compressão e um ponto no tempo de expansão, ambos situados sobre a mesma linha vertical (ou seja, com o mesmo valor de abscissa, no caso, o volume), a diferença de pressão dentre estes dois pontos (diferença no valor da ordenada dos pontos, no caso, a pressão) é proporcional à energia de combustão liberada [5]. Ou seja, se considerarmos que estamos mantendo constante a energia química admitida pelo cilindro com $\lambda \approx 1$, teremos que esta diferença de pressões será proporcional à eficiência da combustão. A equação (4.6) advém de um paralelo a esta análise, como se considerássemos que as perdas devido ao calor perdido nos gases de escape e na parede do cilindro fossem computadas, para esta modelagem específica, às perdas por ineficiência na combustão. Obviamente, isto é uma aproximação, pois a dinâmica da transferência de calor para a parede do cilindro e a dinâmica da convecção térmica dos gases de escape são diferentes da dinâmica de uma combustão incompleta. Tais diferenças irão refletir em morfologias discrepantes das curvas $p(V)$ real e aproximada por (4.7).

4.4.1. Modelagem do calor perdido para as paredes do cilindro através de cálculos com o uso do ciclo termodinâmico

O calor perdido para as paredes do cilindro pode ser calculado como [6]:

$$\dot{Q}_{g,w} = \alpha \cdot A \cdot (\overline{\vartheta}_g - \overline{\vartheta}_w) \quad (4.8)$$

onde:

$\dot{Q}_{g,w}$: Fluxo de calor dos gases para a parede do cilindro em J/s ;

α : Coeficiente de transferência de calor em $J \cdot s^{-1} \cdot m^{-2} \cdot K^{-2}$;

A : A área relativa de contato entre os gases e a parede do cilindro em m^2 ;

$\overline{\vartheta}_g$: Temperatura média dos gases em K ;

$\overline{\vartheta}_w$: Temperatura média da parede do cilindro em K .

Existem várias formulações para o coeficiente de transferência de calor. Em [93] encontra-se uma revisão destas formulações, na qual o leitor poderá escolher a que mais lhe convir. Nesta dissertação, usar-se-á a formulação de Hohenberg [6][94]:

$$\alpha = 130 \cdot V_d^{-0.06} \cdot p^{-0.8} \cdot \bar{\vartheta}_g^{-0.4} \cdot (\bar{v}_p + 1.4)^{0.8} \quad (4.9)$$

onde:

$\bar{v}_p$: Velocidade média do pistão em m/s ;

p : Pressão instantânea interna ao cilindro em Pa ;

V_d : Volume de deslocamento em m^3 .

Para a temperatura média da parede do cilindro $\bar{\vartheta}_w$, encontra-se na literatura uma formulação empírica, que leva em consideração a relação ar/combustível, a rotação do motor e o diâmetro B do pistão [6][95]. Esta formulação foi obtida através de experimentos com vários motores [95][96]:

$$\bar{\vartheta}_w = 360 + 9 \cdot \lambda^{0.4} \cdot (\omega_e \cdot B)^{0.5} \quad (4.10)$$

Substituindo as equações (4.9) e (4.10) na equação (4.8), e integrando (4.8) em um ciclo, obtém-se o calor transferido para a parede interna ao cilindro em um ciclo $Q_{g,w}$. Nesta integração, podem-se usar tanto o ciclo real obtido através de um sensor de pressão interno ao cilindro, quanto o ciclo aproximado obtido através da equação (4.7).

4.4.2. Modelagem da pressão e da temperatura no coletor de escape através de cálculos com o uso do ciclo termodinâmico

Através dos cálculos usando o ciclo termodinâmico, também se pode estimar a temperatura dos gases de escape, considerando que a temperatura destes gases no centro de exaustão é aproximadamente igual a temperatura dos gases internos ao cilindro. É uma aproximação viável, pois no centro de exaustão a válvula de escape já se encontra aberta tempo suficiente, ocasionando com que o gás já não perca tanta energia térmica indo do interior do cilindro para o coletor de escape.

Conforme visto na seção 3.2, aproxima-se a pressão no coletor de escape no centro de exaustão pela pressão interna ao cilindro no mesmo centro. Isto é possível desde que

se desprezem as quedas de pressão devido à passagem do fluxo pelas válvulas. Para mais detalhes sobre estas quedas de pressão, consultar [6]. Logo, através de cálculos com o uso do ciclo termodinâmico, a pressão no coletor de escape no centro de exaustão também pode ser estimada.

4.5. Modelo térmico do motor

Nesta seção, será exposto a modelagem do sistema térmico interno ao motor (vide figura 4.5), com os fluxos envolvendo a parede do cilindro, o bloco do motor, o cabeçote, o óleo do motor, o líquido refrigerador interno ao motor e o meio ambiente. Esta modelagem é independente do sistema de refrigeração usado, podendo-se adotar para qualquer sistema de refrigeração, desde que se preserve a estrutura interna do motor. Ademais, será também exposta a modelagem de um sistema térmico externo (vide figura 4.6) com características peculiares, como presença de válvula termostática contínua e bomba mecânica, a fim de exemplificar ao leitor como seria a modelagem de um sistema térmico externo e de como este sistema se integraria com o sistema térmico interno. Caso no motor de estudo do leitor a bomba não seja mecânica, a válvula termostática seja binária ou tri-fase, ou haja mais do que um radiador, ou o circuito de mangueiras seja diferente do considerado, devem-se fazer as devidas adaptações. O autor, em sua bancada de testes, usou um radiador integrado a um controlador que atua sobre a temperatura do líquido arrefecedor a um valor limite desejado.

4.5.1. Modelo térmico interno ao motor

No modelo térmico interno ao motor, os seguintes fenômenos termodinâmicos serão modelados:

Primeiramente, considera-se o fluxo de entalpia nos dutos de saída. Parte do calor deste fluxo irá ser transmitido para o cabeçote. Esta parte será aqui designada por $\dot{Q}_{ex,eb}$, fluxo este a ser equacionado como [12]:

$$\dot{Q}_{ex,eb} = \alpha_{ex,eb} \cdot A_{ex,eb} \cdot (\vartheta_{exh} - \vartheta_{eb}) \quad (4.11)$$

onde:

$A_{ex,eb}$: Área de contato dos dutos de saída com a cabeçote em m^2 ;

$\alpha_{ex,eb}$: Coeficiente de transferência de calor para os gases de exaustão em $J/s \cdot m^2 \cdot K$;

ϑ_{exh} : Temperatura dos gases de exaustão nos dutos de saída em K (conforme modelado na seção 4.1);

ϑ_{eb} : Temperatura média no bloco do motor em K (será considerado que o cabeçote e o bloco do motor estão em equilíbrio térmico).

Figura 4.5.: Modelo térmico interno ao motor. Observe os fluxos que ocorrem internamente ao motor.

Fonte: [12]

Figura 4.6.: Modelo térmico externo ao motor. Estão representados o circuito do líquido refrigerador, a válvula termostática, a bomba do líquido refrigerador, o motor e o radiador.

Fonte: [12]

Neste modelo, considerar-se-á que o óleo do motor, o cabeçote, a árvore de manivelas, o volante, o cárter e o bloco do motor estão em equilíbrio térmico. Logo, o autor recomenda a instalação de um sensor de temperatura do óleo, para se estabelecer como conhecida a temperatura destes elementos. Desta forma, ϑ_{eb} torna-se conhecida.

O coeficiente $\alpha_{ex,eb}$ pode ser adotado como constante, conforme em [12]. Porém, outra forma de identificar este coeficiente é a partir de uma simplificação realizada para coeficientes de transferência de calor genéricos, simplificação esta válida para condições existentes nos sistemas de motores [5][65][32]:

$$\alpha = \begin{cases} 28.6 + 4 \cdot v_g & \text{para } v_g < 5 \text{ m/s} \\ 21 \cdot v_g^{0.52} & \text{para } v_g \geq 5 \text{ m/s} \end{cases} \quad (4.12)$$

Onde v_g é a velocidade relativa de fluxo entre as duas superfícies em m/s . No caso de $\alpha_{ex,eb}$, v_g corresponde ao fluxo dos gases no duto de saída.

O fluxo $\dot{Q}_{g,w}$ já foi calculado nas seções 4.3 e 4.4.1. Aproximando $\vartheta_{w,c}$ por ϑ_w (vide figura 4.5), faz-se $\overline{\vartheta_{w,c}} = \overline{\vartheta_w}$. Relembre que $\overline{\vartheta_w}$ é conhecido da equação (4.10), equação com a qual se pode estimar $\overline{\vartheta_w}$ sem o uso de cálculos através do ciclo termodinâmico. Logo, o leitor que optou por não realizar estes cálculos para outros fins, não precisa os realizar para a estimativa desta temperatura. Portanto, para calcular $\dot{Q}_{w,c}$, faz-se [12]:

$$\dot{Q}_{w,c} = \alpha_c \cdot A_c \cdot (\overline{\vartheta_{w,c}} - \vartheta_c) \quad (4.13)$$

$$\vartheta_c = \frac{\vartheta_{eo} + \vartheta_{ei}}{2} \quad (4.14)$$

onde:

A_c : Superfície da parede do cilindro em contato com o líquido refrigerador em m^2 ;

α_c : Coeficiente de transferência de calor para o caso específico em $J/s \cdot m^2 \cdot K^2$. Pode-se utilizar a equação (4.12) para obtê-lo, considerando v_g como a velocidade do fluxo do líquido refrigerador. Considerações sobre esta velocidade serão tecidas posteriormente;

ϑ_c : Temperatura média da porção do líquido refrigerador interno ao cilindro em K ;

ϑ_{eo} : Temperatura do líquido refrigerador na saída do motor em K ;

ϑ_{ei} : Temperatura do líquido refrigerador na entrada do motor em K .

Note o leitor que se considera, na figura 4.5, que todo o fluxo de calor que advém das paredes do cilindro para o restante do motor (bloco, cabeçote, óleo, cárter, árvore de manivelas, volante) passa através do líquido refrigerador. Simplifica-se desta forma, pois as linhas de transferência de calor convergem ao líquido refrigerador, devido a este ser mais frio que o restante do motor.

Para uma melhor identificação dos parâmetros, o autor recomenda que se instale no duto do líquido refrigerador prestes a adentrar no motor um sensor de temperatura, de forma a medir $\vartheta_{eng,in}$. Nos veículos comerciais, já se tem usualmente instalado um sensor de temperatura para medir $\vartheta_{eng,out}$. Logo, desta forma, pode-se obter ϑ_c através de medidas. Pode-se, portanto, obter $\dot{Q}_{c,eb}$ da seguinte forma [12]:

$$\dot{Q}_{c,eb} = \alpha_{eb} \cdot A_{eb} \cdot (\vartheta_c - \vartheta_{eb}) \quad (4.15)$$

onde:

A_{eb} : Área de contato entre o líquido refrigerador e a carcaça do motor em m^2 ;

α_{eb} : Coeficiente de transferência de calor para o caso específico em $J/s \cdot m^2 \cdot K^2$. Pode-se utilizar a equação (4.12) para obtê-lo, considerando v_g como a velocidade do fluxo do líquido refrigerador.

O calor $\dot{Q}_{eb,a} = \dot{Q}_{irr}$ compõe-se de duas transferências de calor principais: a radiação e a convecção. Tem-se, portanto [12]:

$$\dot{Q}_{eb,a} = \dot{Q}_{irr} = \sigma \cdot A_{eb,a} \cdot (\vartheta_{eb}^4 - \vartheta_{amb}^4) + \alpha_{eb,a} \cdot A_{eb,a} \cdot (\vartheta_{eb} - \vartheta_{amb}) \quad (4.16)$$

onde:

σ : Constante de Stefan-Boltzmann em $J/s \cdot m^2 \cdot K^4$;

$A_{eb,a}$: Área de contato entre o motor e o ambiente em m^2 ;

ϑ_{amb} : Temperatura ambiente em K ;

$\alpha_{eb,a}$: Coeficiente de transferência de calor para o caso específico em $J/s \cdot m^2 \cdot K^2$. Pode-se utilizar a equação (4.12) para obtê-lo, considerando v_g como a velocidade do veículo.

O calor devido à fricção das partes mecânicas do motor é considerado aqui no modelo como sendo transferido para o bloco do motor. Este calor pode ser calculado a partir da pressão perdida devido à fricção das partes mecânicas do motor p_{meof} como:

$$\dot{Q}_{if} = p_{meof} \cdot V_d \cdot \frac{\omega_e}{4 \cdot \pi} \quad (4.17)$$

A partir destas transferências de calor, pode-se calcular a variação da temperatura de cada elemento (parede do cilindro, líquido refrigerador, bloco do motor). Para isto, usaremos as capacidades caloríficas mássicas destes elementos. Recomenda-se pesquisar os materiais com os quais são fabricados os componentes do motor considerados neste modelo para conhecer as capacidades caloríficas a serem usadas. Porém, na modelagem de sistemas térmicos, em boa parte dos parâmetros é escolha do

pesquisador determinar se serão obtidos da geometria do motor e de tabelas de físico-química, ou se serão obtidos por métodos de identificação. Para o líquido refrigerador, recomenda-se o uso da capacidade calorífica da água $c_{agua} = c_c$. Para o óleo lubrificante, recomenda-se o uso da capacidade calorífica c_{oil} tabelada para o tipo de óleo usado em sua forma não degradada (óleo virgem), devido à capacidade calorífica do óleo degradado (óleo usado) ser próxima à capacidade calorífica do óleo virgem para todos os tipos de óleo com exceção do óleo mineral sem aditivo [97]. Na tabela 4.1, reproduzem-se as capacidades caloríficas dos vários tipos de óleo.

Logo, para a parede interna do cilindro, com o objetivo de identificar a sua massa, tem-se [12]:

$$\dot{Q}_{g,w} - \dot{Q}_{w,c} = m_w \cdot c_w \cdot \Delta \overline{\vartheta}_w \quad (4.18)$$

onde:

m_w : Valor mássico da parede do cilindro em kg ;

c_w : Capacidade calorífica mássica da parede do cilindro em $J/s \cdot kg \cdot K$.

Tabela 4.1.: Capacidade calorífica dos óleos lubrificantes não degradados.

Óleos	Cp (J g ⁻¹ °C ⁻¹)							
lubrificantes	40°C	60°C	80°C	100°C	120°C	140°C	160°C	180°C
Mineral	2,534	2,865	3,069	3,101	3,648	4,052	4,689	5,458
Mineral sem aditivo	2,329	2,661	2,832	2,867	3,345	3,724	4,297	4,986
Sintético	2,382	2,714	2,890	2,944	3,430	3,825	4,424	5,122
Semi-sintético	2,316	2,675	2,861	2,894	3,360	3,732	4,314	5,015

Fonte: [97]

Para o cálculo de $\Delta \overline{\vartheta}_w$, o leitor pode usar tanto a equação (4.10), como, a partir do uso de cálculos envolvendo o ciclo termodinâmico, fazer uso da equação (4.8) para calcular $\Delta \overline{\vartheta}_w$ usando conjuntamente a equação (4.5), atentando que:

$$\dot{Q}_{gw} = \dot{Q}_{gw} \cdot \frac{\omega_e}{4 \cdot \pi} \quad (4.19)$$

De forma a identificar a massa de líquido refrigerador interno ao cilindro, faz-se [12]:

$$\dot{Q}_{w,c} - \dot{Q}_{c,eb} - \dot{Q}_c = m_c \cdot c_c \cdot \dot{\vartheta}_c \quad (4.20)$$

onde:

m_c : Valor mássico do líquido refrigerador interno ao motor em kg ;

c_c : Capacidade calorífica mássica do líquido refrigerador em $J/s \cdot kg \cdot K$;

$\dot{Q}_c$: Porção do fluxo $\dot{Q}_{w,c}$ que sai do motor através do líquido refrigerador, em J/s .

Logo, tem-se para o fluxo $\dot{Q}_c$ o equacionamento abaixo, onde $\dot{m}_c$ é o fluxo do líquido refrigerador através do motor, o qual será modelado posteriormente [12]:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot (\vartheta_{eo} - \vartheta_{ei}) \quad (4.21)$$

De forma a identificar tanto a massa conjunta do bloco do motor, cabeçote, árvore de manivelas, cárter e volante quanto a massa do óleo lubrificante, faz-se, considerando equilíbrio térmico entre estas partes, ou seja, $\vartheta_{eb} \approx \vartheta_{oil}$ [12]:

$$\dot{Q}_{c,eb} + \dot{Q}_{lf} + \dot{Q}_{ex,eb} - \dot{Q}_{eb,a} = (m_{eb} \cdot c_{eb} + m_{oil} \cdot c_{oil}) \cdot \dot{\vartheta}_{eb} \quad (4.22)$$

onde:

m_{eb} : Soma das massas, em kg , do cabeçote, do bloco do motor, da árvore de manivelas, do cárter e do volante;

c_{eb} : Média ponderada, em $J/s \cdot kg \cdot K$, das capacidades caloríficas mássicas do cabeçote, do bloco do motor, da árvore de manivelas, do cárter e do volante, com a ponderação realizada segundo suas massas.

m_{oil} : Massa de óleo interno ao motor em kg .

Note o leitor que desta forma, na verdade, apenas se conseguirá identificar o termo $(m_{eb} \cdot c_{eb} + m_{oil} \cdot c_{oil})$. Porém, para nossos propósitos isto é suficiente. É possível apenas conseguir isoladamente m_{eb} ou m_{oil} se o leitor tiver o valor de uma delas.

4.5.2. Modelo térmico externo ao motor

No modelo térmico externo ao motor, os seguintes fenômenos termodinâmicos serão modelados:

Primeiramente, considera-se o calor perdido no radiador para o meio ambiente, calor este retirado do líquido refrigerador, conforme figura 4.6, usando a formulação abaixo, considerando $\dot{Q}_{ri}$ o calor perdido do líquido refrigerador para o radiador em J/s e $\dot{Q}_{ro}$ o calor do radiador dissipado para o meio ambiente em J/s [12]:

$$\dot{Q}_{ri} = c_c \cdot \dot{m}_r \cdot (\vartheta_{ri} - \vartheta_{ro}) \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{ro} = \alpha_r(v_v) \cdot A_r \cdot [\vartheta_r - \vartheta_a] \quad (4.24)$$

onde:

$\dot{m}_r$: Fluxo mássico do líquido refrigerador pelo radiador em kg/s , a ser identificado posteriormente;

$\alpha_r(v_v)$ é calculada segundo a equação (4.12);

v_v : Velocidade do veículo em m/s ;

A_r : Área de contato entre o radiador e o ambiente em m^2 ;

ϑ_r : Temperatura média do radiador em K ;

ϑ_a : Temperatura ambiente em K ;

ϑ_{ri} : Temperatura do líquido refrigerador entrando no radiador em K ;

ϑ_{ro} : Temperatura do líquido refrigerador saindo do radiador em K .

Considera-se que o radiador está em equilíbrio térmico com o líquido refrigerador que circula por ele [12]. Logo, aproxima-se a temperatura média do radiador da temperatura média do líquido refrigerador interno ao radiador:

$$\vartheta_r = \frac{\vartheta_{ri} + \vartheta_{ro}}{2} \quad (4.25)$$

Considera-se que o líquido refrigerador não perde calor nos dutos do circuito refrigerador. Logo, tem-se, com os devidos atrasos, as equações (4.26) e (4.27) abaixo, conforme figura 4.6. Estas equações serão explicadas a seguir.

$$\vartheta_{ri} = \vartheta_{eo}(t - \tau_{1 \rightarrow 5}) \quad (4.26)$$

$$\vartheta_{ro} = f(\vartheta_{ei}, \vartheta_{eo}, \dot{m}_r, \dot{m}_{by}) \quad (4.27)$$

onde:

$\dot{m}_{by}$: Fluxo do líquido refrigerador que circunda paralelamente ao duto do radiador no circuito de refrigeração conforme figura 4.6, em kg/s , a ser identificado posteriormente;

$\dot{m}_r$: Fluxo do líquido refrigerador que passa através do radiador, em kg/s , a ser identificado posteriormente.

Pode-se encontrar a fórmula referente à equação (4.27) modelando a temperatura do líquido refrigerador no ponto de congruência entre o duto de saída do radiador e o duto paralelo ao duto do radiador. Nota-se esta temperatura como ϑ_{mix} , conforme figura 4.6, e faz-se [12]:

$$\vartheta_{mix}(t) = \frac{1}{\dot{m}_c(t)} \cdot [\dot{m}_r(t) \cdot \vartheta_{ro}(t - \tau_{5 \rightarrow 4}) + \dot{m}_{by}(t) \cdot \vartheta_{eo}(t - \tau_{1 \rightarrow 4})] \quad (4.28)$$

Onde $\tau_{X \rightarrow Y}$ é o atraso de transporte líquido (vide seção 1.3) referente ao tempo que demora para o líquido ir do ponto X até o ponto Y. Os números X e Y são aqueles presentes na figura 4.6, indicando determinado ponto do circuito térmico externo. Para calcular este atraso, faz-se [12]:

$$\tau_{X \rightarrow Y} = \frac{l_{X \rightarrow Y}}{v_{X \rightarrow Y}} \quad (4.29)$$

onde:

$l_{X \rightarrow Y}$: Distância que o líquido refrigerador percorre entre os pontos X e Y em m ;

$v_{X \rightarrow Y}$: Velocidade do líquido refrigerador entre os pontos X e Y em m/s .

A velocidade do líquido refrigerador entre os pontos X e Y pode ser calculado como:

$$v_{X \rightarrow Y} = \frac{\dot{m}_{X \rightarrow Y}}{\rho_c \cdot A_{X \rightarrow Y}} \quad (4.30)$$

onde:

ρ_c : Densidade do líquido refrigerador em kg/m^3 (use a densidade da água);

$\dot{m}_{X \rightarrow Y}$: Fluxo mássico de líquido refrigerador entre os pontos X e Y em kg/s ;

$A_{X \rightarrow Y}$: Seção transversal do duto entre os pontos X e Y em m^2 .

Relacionando ϑ_{mix} com ϑ_{ei} de forma a se concretizar a equação (4.27):

$$\vartheta_{ei}(t) = \vartheta_{mix}(t - \tau_{4 \rightarrow 6}) \quad (4.31)$$

4.5.3. Diagramas estruturais dos modelos térmicos

Seguem nas figuras 4.7 e 4.8 os diagramas estruturais tanto do modelo térmico interno quanto do externo:

A partir destes diagramas, podem-se identificar todos os parâmetros que não foram identificados com análise físico-química ou com medidas no motor. Portanto, quaisquer áreas, capacidades caloríficas e valores mássicos faltantes poderão ser identificados com este diagrama. A escolha das grandezas a serem identificadas a partir dos diagramas é escolha do pesquisador. Portanto, grandezas difíceis de serem adquiridas podem ser obtidas através destes diagramas.

Figura 4.7.: Diagrama estrutural do modelo térmico interno

Fonte: [5]

Figura 4.8.: Diagrama estrutural do modelo térmico externo

Fonte: [5]

Repare nos diagramas que se desconsiderou o fluxo $\dot{Q}_{ex,eb}$, pois se desprezou a área de transferência de calor entre o fluxo dos gases de escape e o cabeçote. Os resultados obtidos com esta simplificação são satisfatórios [5].

Para a identificação, recomenda-se usar o sinal do sensor de temperatura do líquido refrigerador entrando no motor, conforme instalação discutida na seção 4.5.1, e o uso de um método de identificação para aproximar a curva de saída ϑ_{eo} modelada da medida pelo sensor de temperatura do líquido refrigerador saindo do motor, sensor este que já costuma estar instalado na frota comercial, conforme discutido na seção 4.5.1. Esta abordagem foi realizada em [12] com o uso do método dos mínimos quadrados.

4.6. Modelagem da bomba mecânica do líquido refrigerador

Para o caso da bomba mecânica, há uma conexão mecânica com o eixo do motor, existindo uma relação fixa entre a velocidade do motor e o fluxo do líquido refrigerador [12][98][99]. Vide figura 4.9. Logo, faz-se:

$$\dot{m}_c = K \cdot \omega_e + \dot{m}_c(0) \quad (4.32)$$

Portanto, tanto no diagrama da figura 4.7 quanto no da figura 4.8, pode-se fazer conforme equação (4.33) abaixo, identificando K no momento de se fazer a identificação discutida na seção 4.5.3:

$$u_2 = K \cdot \omega_e + u_2(0) \quad (4.33)$$

Figura 4.9.: Relação entre a velocidade do motor (em *RPM*) e a vazão volumétrica do líquido refrigerador (em *l/s*). Levantamento realizado para o uso de uma bomba mecânica.

Fonte: [12]

4.7. Modelagem da válvula termostática

A válvula termostática possui acionamento termomecânico, sendo controlada pela temperatura do líquido refrigerador saindo do motor através de expansão térmica de elementos de sua composição [12][99].

A modelagem da válvula termostática consiste em obter a relação do sinal de controle (temperatura do líquido refrigerador na saída do motor) com a fração do fluxo que passa pelo radiador. A figura 4.10 apresenta a relação entre esta temperatura e a abertura de uma válvula de atuação contínua, e a figura 4.11 apresenta a relação entre a abertura da válvula e a fração do fluxo que passa pelo radiador. Logo, uma composição das duas curvas oferece a modelagem desejada. Caso o pesquisador possua a curva referente à figura 4.11, mas não possua a curva referente à figura 4.10, pode-se aproximar esta última curva pela equação (4.34), considerando $355K$ como valor genérico de temperatura na qual a válvula termostática inicia sua atuação [98]:

Figura 4.10: Curva característica de uma válvula termostática genérica de atuação contínua, representando a abertura da secção conforme a temperatura. A válvula começa a abrir a uma temperatura de $88 \pm 2^\circ\text{C}$ e tem a abertura completa no intervalo $[101,105]^\circ\text{C}$. Observe o comportamento anômalo para temperaturas altas e a histerese.

Fonte: [99]

Figura 4.11.: Curva característica de abertura da válvula termostática. Neste gráfico, tem-se a fração do fluxo que passa pelo radiador em função da abertura da válvula.

Fonte: [12]

$$f(\vartheta_{eo}) = K \cdot (\vartheta_{eo} - 355) \quad (4.34)$$

Caso o pesquisador não possua nenhuma das duas curvas, pode-se instalar um sensor de temperatura no duto de saída do radiador, para medir a temperatura ϑ_{ro} do líquido refrigerador que sai do radiador. Desta forma, o autor recomenda usar a equação (4.28) para identificar a válvula termostática usando-se do seguinte sistema, no qual $\dot{m}_c(t)$, ϑ_{mix} , ϑ_{ro} e ϑ_{eo} são dados como conhecidos:

$$\begin{cases} \vartheta_{mix}(t) = \frac{1}{\dot{m}_c(t)} \cdot [\dot{m}_r(t) \cdot \vartheta_{ro}(t - \tau_{5 \rightarrow 4}) + \dot{m}_{by}(t) \cdot \vartheta_{eo}(t - \tau_{1 \rightarrow 4})] \\ \dot{m}_c(t) = \dot{m}_r(t) + \dot{m}_{by}(t) \end{cases} \quad (4.35)$$

Logo, a partir do sistema (4.35), pode-se obter a razão u_1 presente no diagrama da figura 4.8:

$$u_1 = \frac{\dot{m}_{by}(t)}{\dot{m}_c(t)} \quad (4.36)$$

5. Modelagem do percurso da mistura ar/combustível

Neste capítulo, modelar-se-ão as dinâmicas que ocorrem nos caminhos da mistura ar/combustível dentro do motor, desde o bico injetor até a sonda lambda pré-catalítica. Começar-se-á modelando a evaporação do combustível, estudando como os vapores de combustível migram para a mistura gasosa de ar circundante (ar admitido mais gás recirculado) presente no duto de entrada do cilindro, formando a mistura ar/combustível. Modelar-se-á, a seguir, a admistão entre a mistura de ar/combustível adentrando no cilindro com a mistura já ali presente de gases residuais. Os gases de escape advindos da combustão encontram e se misturam com os gases já presentes no sistema de exaustão. Modelar-se-á também esta admistão, considerando conjuntamente o atraso de transporte gasoso entre o bico injetor e a sonda lambda pré-catalítica. Também será modelada a dinâmica de resposta desta sonda.

De forma ao leitor entender melhor como funcionam estes processos, sugere-se que se consulte o anexo A, no qual são revisados alguns conceitos importantes de físico-química para este capítulo e, a seguir, prossiga-se com o estudo da modelagem.

5.1. Modelagem da admissão de combustível

Considera-se, na nossa modelagem, que o combustível injetado no duto de admissão pode percorrer dois caminhos antes de adentrar no cilindro. O primeiro caminho é evaporar antes de entrar em contato com as paredes do duto. O segundo caminho é colidir e aderir com as paredes do duto, formando um filme de combustível, que irá se evaporando. As colisões com o filme de combustível que não resultem em aderência serão computadas no primeiro caminho.

Portanto, existem dois processos de evaporação que devem ser modelados. A evaporação do filme de combustível presente no duto de admissão e a evaporação do combustível que ocorre quando este se situa no meio gasoso circundante. Na figura 5.1 abaixo, temos ilustrado estas duas situações.

Considera-se que o combustível presente no meio gasoso circundante está em formato de gotas, que serão concebidas como perfeitamente esféricas. Assume-se também

que as gotas não interagem entre si, apenas interagindo com o meio gasoso circundante [100].

Figura 5.1: Combustível presente no meio gasoso circundante (tracejado fino) e combustível presente no filme nas paredes do duto de admissão (tracejado grosso).

Ilustração do momento da injeção.

Fonte: [32]

Logo, os problemas de evaporação que serão tratados nesta dissertação são a evaporação de gotas e a evaporação de uma camada de filme num duto cilíndrico.

5.1.1. Modelo de Locatelli

O modelo desenvolvido por Locatelli [101], modelo este denominado pelo autor de Modelo WW (do inglês *WW-Model*, *Wall-Wetting-Model*) baseia-se em modelos previamente existentes de evaporação de gotas e de evaporação de um filme num duto cilíndrico. O mérito de Locatelli foi ter trazido e adaptado estes modelos para o contexto de sistemas automotivos de admissão de combustível.

Neste modelo, há um fator κ que designa a quantidade de massa de combustível injetada que adere ao filme de combustível. Logo, considera-se que a massa de

combustível que evapora na forma de gotas é a massa injetada multiplicada pelo fator $(1 - \kappa)$. O fator κ varia conforme as condições e deve ser atualizado a cada ciclo. A dinâmica de evaporação é representada como um sistema de 1ª ordem com constante de tempo τ , que deve ser atualizada a cada ciclo por variar com as condições. Ou seja, a massa da camada de filme tem decaimento exponencial e demora τ segundos para ter 63,2% de fração mássica evaporada. Para mais informações sobre sistemas de 1ª ordem, vide [102]. O equacionamento deste descritivo segue abaixo [5]:

$$\frac{d}{dt}m_f(t) = -\frac{m_f(t)}{\tau(.)} + \kappa(.) \cdot \dot{m}_\psi(t) \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_\varphi(t) = (1 - \kappa(.)) \cdot \dot{m}_\psi(t) + \frac{m_f(t)}{\tau(.)} \quad (5.2)$$

onde:

$m_f(t)$: Massa de combustível presente no filme em kg ;

$\dot{m}_\psi(t)$: Fluxo de massa pelo bico injetor em kg/s .

Logo, ao fazer a programação, para um valor desejado $\dot{m}_{\varphi,des}(t)$, deve-se enviar um sinal para o bico injetor de forma a se ter:

$$\dot{m}_\psi(t) = \frac{1}{1 - \kappa(.)} \cdot (\dot{m}_{\varphi,des}(t) - \frac{m_f(t)}{\tau(.)}) \quad (5.3)$$

O comprimento característico da modelagem da evaporação do filme de combustível é o diâmetro da válvula de admissão d_F e da modelagem da evaporação das gotas de combustível é o diâmetro da gota d_D (vide equações (A.16) e (A.21) do anexo A) [5].

Os parâmetros da equação (A.22) do anexo A para a evaporação do filme de combustível são $c_r = 0.023$, $m_r = 0.83$ e $n_r = 0.44$ [103]. Para a evaporação das gotas de combustível, os parâmetros são $c_r = 0.552$, $m_r = 0.50$ e $n_r = 0.33$ [104][105]. Logo, tem-se, para a evaporação do filme de combustível e a evaporação das gotas, respectivamente:

$$Sh = 0.023 \cdot Re^{0.83} \cdot Sc^{0.44} \quad (5.4)$$

$$Sh = 0.552 \cdot Re^{0.50} \cdot Sc^{0.33} \quad (5.5)$$

O equacionamento da taxa de vaporização, tanto para o caso das gotas como para o caso do filme, segue conforme equação (5.6) [101][5][106][103]. Esta equação,

inicialmente desenvolvida para uma superfície plana, pode ser usada tanto para o caso do filme na superfície cilíndrica quanto para o caso da superfície esférica (gota), pois se pode considerar que estas superfícies são constituídas por uma união de superfícies planas infinitesimais. Obviamente, para as três situações serem de fato equivalentes, considera-se que a dinâmica da evaporação é influenciada apenas pelos fatores perpendiculares à superfície, de forma que o formato das superfícies arredores não influa. Em outras palavras, desconsidera-se a influência das superfícies infinitesimais entre si. Ao analisar a evaporação de uma superfície infinitesimal, desprezam-se eventuais interferências elétricas ou mássicas advindas do restante da superfície.

$$\dot{m}_{EV} = \frac{\rho_{vs} \cdot D_{AB} \cdot A_f}{d_x} \cdot Sh \cdot \ln(1 + B) \quad (5.6)$$

onde:

$\dot{m}_{EV}$: Taxa mássica de vaporização em kg/s ;

ρ_{vs} : Densidade dos vapores de combustível na superfície da mistura de combustível, aproximado como metade da densidade do combustível líquido [5]. Pode-se considerar a densidade da gasolina líquida como $747 \text{ kg}/\text{m}^3$ e do etanol líquido $789 \text{ kg}/\text{m}^3$ [105].

A_f : Área de contato da mistura de combustível com o meio gasoso circundante, através da qual ocorre a vaporização, em m^2 .

Alguns aspectos desta equação são discutidos no anexo A. O fator $\ln(1 + B)$ computa a facilidade com que as moléculas do combustível conseguem se desprender da mistura líquida para a superfície do combustível. D_{AB} computa a facilidade com que as moléculas saem da superfície da mistura de combustível para a mistura gasosa circundante. A taxa mássica de vaporização é proporcional à área de contato e a densidade dos vapores de combustível na superfície do filme ou da gota.

Observe o leitor que se poderia usar a equação (5.7) (vide seção A.11 do anexo A). Entretanto, por razões de identificação, usa-se a equação (5.6), pois o coeficiente de difusão binária pode ser encontrado em tabelas e o número de Sherwood pode ser identificado conforme equações (A.22) do anexo A, (5.4) e (5.5).

$$\dot{m}_{EV} = \rho_{vs} \cdot h_m \cdot A_f \cdot \ln(1 + B) \quad (5.7)$$

Um conceito importante no Modelo de Locatelli é a taxa de decaimento do número de gotas. Considerando que o combustível é injetado na forma de gotas, conforme já estabelecido anteriormente, tem-se que inicialmente o número de gotas é conforme equação (5.8) [101][5]:

$$N_{tot} = \frac{m_{\psi}}{\frac{\pi}{6} \cdot d_0^3 \cdot \rho_f} \quad (5.8)$$

onde:

N_{tot} : Número inicial de gotas (adimensional);

ρ_f : Densidade do combustível líquido em kg/m^3 ;

d_0 : Diâmetro inicial da gota em m . Podem-se adotar valores como $100\mu m$ [5] ou $600\mu m$ [105].

O número de gotas decai exponencialmente, segundo uma taxa de decaimento τ_{DA} , conforme equação abaixo (5.9) [5]. Esta equação descreve a deposição das gotas na camada de filme.

$$N_{dp}(t) = N_{tot} \cdot e^{-t/\tau_{DA}} \quad (5.9)$$

Pode-se considerar que τ_{DA} varia apenas com a geometria do motor, sendo constante para um motor específico [101][5].

De forma a identificar o número de Reynolds, segundo a equação (A.16) do anexo A, faz-se uso do fluxo mássico através do cilindro, conforme seção 2.3, e tem-se, sendo ρ a densidade do gás circundante [105]:

$$v = \frac{4 \cdot \dot{m}(t)}{\rho \cdot \pi \cdot d_F^2} \quad (5.10)$$

5.1.1.1. Constante de tempo de vaporização τ e fator κ

Pode-se conhecer a constante de tempo da vaporização do filme de combustível a partir da equação (5.10), onde δ_{esp} é o único parâmetro ainda desconhecido [101]:

$$\frac{1}{\tau(.)} = \frac{D_{AB,F} \cdot Sh_F \cdot \ln(1 + B)}{2 \cdot d_F \cdot \delta_{esp}} \quad (5.10)$$

onde:

Sh_F : Número de Sherwood para o caso da vaporização do filme de combustível (adimensional);

δ_{esp} : Diâmetro do filme de combustível em m , cuja identificação será discutida na seção 5.1.1.2.

$D_{AB,F}$: Coeficiente de difusão binária para o caso do filme em m^2/s .

Pode-se conhecer o fator κ a partir da equação abaixo, onde τ_{DA} e $D_{AB,G}$ são os únicos fatores desconhecidos [5]:

$$1 - \kappa(.) = \frac{3}{d_0^3} \cdot C_G \cdot \int_0^{t_{FVA} - t_{ii}} e^{-t/\tau_{DA}} \cdot \sqrt{d_0^2 - 2 \cdot C_G \cdot t} \cdot dt \quad (5.11)$$

Com,

$$C_G = D_{AB,G} \cdot \ln(1 + B) \cdot Sh_G$$

onde:

t_{FVA} : Tempo de fechamento da válvula de admissão em s ;

t_{ii} : Tempo de início da injeção em s ;

Sh_G : Número de Sherwood para o caso da gota (adimensional);

$D_{AB,G}$: Coeficiente de difusão binária para o caso da gota em m^2/s .

Desconhece-se o fator $D_{AB,G}$, pois a temperatura das gotas ϑ_G é desconhecida (vide equação (A.12) do anexo A). Já o fator $D_{AB,F}$ é conhecido, pois a temperatura do filme ϑ_F é aproximada, conforme discutido na seção A.5 do anexo A, como a temperatura da parede do cilindro do motor [107], a qual foi modelada no capítulo 4. Logo, os fatores ainda desconhecidos, cuja identificação será tratada na seção 5.1.1.3, são a constante de tempo do decaimento do número de gotas τ_{DA} , a espessura do filme de combustível δ_{esp} e a temperatura das gotas ϑ_G .

Quando o motor está plenamente aquecido, o tempo requerido para a gota evaporar é menor que o intervalo $t_{FVA} - t_{ii}$, sendo suficiente que se integre no intervalo t_{ev} [5]:

$$t_{ev} = \frac{d_0^2}{2 \cdot C_G} \quad (5.12)$$

Logo, para motores em aquecimento, recomenda-se o uso da equação (5.11). Para motores plenamente aquecidos, recomenda-se o uso da equação (5.13) abaixo [5]:

$$1 - \kappa(.) = \frac{3}{d_0^3} \cdot C_G \cdot \int_0^{t_{ev}} e^{-t/\tau_{DA}} \cdot \sqrt{d_0^2 - 2 \cdot C_G \cdot t} \cdot dt \quad (5.13)$$

Repare que, com esta teoria, pode-se definir o limiar entre a fase de aquecimento e a fase na qual o motor está plenamente aquecido. Como a constante de tempo do decaimento do número de gotas τ_{DA} depende unicamente da geometria do motor, tem-se que este decaimento é igual para motor frio e motor aquecido. Logo, a quantidade de combustível a ser vaporizado advindo das gotas de combustível para uma dada injeção de massa é igual para o motor em aquecimento e plenamente aquecido. Portanto, identificada a citada constante de tempo em ensaios com o motor aquecido, pode-se usá-la para o motor frio. Em seguida, calcula-se $\dot{m}_{EV,G}$ necessário para se ter a completa vaporização das gotas de combustível exatamente no intervalo $t_{FVA} - t_{ii}$. A temperatura do motor na qual isso ocorre pode ser considerada como o limiar citado.

5.1.1.2. Diagrama esquemático do Modelo de Locatelli

Diagrama-se o Modelo de Locatelli conforme figura 5.2. A entrada do sistema u_k é a massa injetada pelo bico injetor. Parte dessa massa, quantificada como $(1 - \kappa) \cdot u_k$, é admitida pelo cilindro antes de aderir ao filme de combustível.

Figura 5.2.: Diagrama do Modelo de Locatelli em tempo discreto **Fonte:** [5]

A outra parcela, $\kappa \cdot u_k$, que adere ao filme de combustível, soma-se, no somatório do diagrama, à massa de combustível que já estava presente no filme. Para um motor de 4 cilindros tem-se 4 blocos de atrasos, pois se considera que o tempo de amostragem é de um segmento (vide capítulo 1).

A cada ciclo é admitido no cilindro, somada à massa advinda das gotas, a massa de combustível evaporada do filme de combustível no período de um ciclo. Esta massa é equacionada como (vide equação 5.23):

$$m_{ADM,F} = \left(1 - e^{-\frac{n_{cyl} \cdot \tau_{seg}}{\tau(\cdot)}}\right) \cdot m_f(t) \quad (5.14)$$

onde:

$m_{ADM,F}$: Massa de combustível admitida pelo cilindro advinda do filme de combustível em um determinado ciclo em kg ;

n_{cyl} : Número de cilindros;

τ_{seg} : Duração de um segmento em s .

Logo, sendo a saída do sistema y_k a massa de combustível total admitida pelo cilindro, tem-se que ela é uma soma de $m_{ADM,F}$ com $(1 - \kappa) \cdot u_k$. A parcela da massa m_f do filme de combustível que não se vaporizou soma-se novamente à $\kappa \cdot u_k$ e o ciclo se repete.

5.1.1.3. Identificação de parâmetros desconhecidos do Modelo de Locatelli

De forma a identificar os parâmetros do Modelo de Locatelli, deve-se instalar uma sonda lambda logo após a válvula de escape (mais detalhes sobre este processo de identificação serão vistos na seção 5.2). Mantendo constantes os parâmetros do sistema de admissão de ar, ou seja, mantendo-se constante o valor médio de fluxo de ar, pode-se relacionar facilmente a razão equivalente ar/combustível λ_k da mistura gasosa admitida com y_k do sistema da figura 5.2, obtendo-se uma razão λ_k simulada. O λ_k simulado estará em função dos parâmetros desconhecidos do Modelo de Locatelli, como τ_{DA} , ϑ_G e δ_{esp} . Logo, através de mínimos quadrados, comparando-se λ_k simulado e λ_k medido pela sonda lambda imediatamente após a válvula de escape, encontram-se os valores τ_{DA} , ϑ_G e δ_{esp} que minimizam o erro quadrático [101]. Porém, na curva λ_k medida, também estarão presentes a dinâmica dos gases residuais e a dinâmica da resposta da sonda lambda (vide seções 5.2 e 5.5). Abaixo, na tabela 5.1 e na figura 5.4, expõem-se os resultados da identificação realizada por Locatelli.

Tabela 5.1: Condições dos experimentos referentes ao levantamento da figura 5.4. Aumenta-se a carga de 0,1g/cyl até 0,3g/cyl gradualmente.

EXPERIMENTO	BAIXA CARGA	ALTA CARGA	ROTAÇÃO
1–5	0.1 g/cyl	0.3 g/cyl	1000 rpm
6–10	0.1 g/cyl	0.3 g/cyl	1500 rpm
11–15	0.1 g/cyl	0.3 g/cyl	2000 rpm
16–20	0.1 g/cyl	0.3 g/cyl	2500 rpm
21–25	0.1 g/cyl	0.3 g/cyl	3000 rpm

Fonte: [101]

Observe na figura 5.4 que a taxa de decaimento τ_{DA} é de fato uma constante, conforme já argumentado. A temperatura das gotas ϑ_G também pode ser aproximada como uma constante. A espessura do filme de combustível δ_{esp} , para partida a frio, pode ser considerada função apenas da rotação e para motor aquecido, pode ser considerada função apenas da carga. Verifique se para o motor de estudo todas estas condições também se aplicam.

Figura 5.4.: Resultados dos experimentos de identificação realizados por Locatelli para gasolina. τ_{DA} é a constante de tempo de decaimento do número de gotas, T_D é a temperatura das gotas e δ_{WF} é a espessura do filme de combustível.

Fonte: [101]

Para o caso do uso de composição variada gasolina/etanol, pode-se fazer todo o processo de identificação apenas para gasolina de forma a encontrar o valor τ_{DA} , que varia apenas com a geometria do motor, e o valor ϑ_G , que deve ter pouca variação com a adição de etanol, devido à temperatura de equilíbrio térmico do sistema de injeção próximo ao bico injetor ter pouca influência da composição gasolina/etanol. Obviamente, isto depende da estratégia de controle do sistema térmico do motor pois, de fato, a temperatura do motor é uma variável controlada. Já para δ_{esp} , podem-se levantar dados de forma a avaliar como a composição variada interfere nesta espessura.

Encontra-se também na literatura o uso dos três parâmetros δ_{esp} , τ_{DA} e ϑ_G como constantes independentemente das condições de carga, rotação e composição utilizadas, conforme feito por Kyung Ho Ahn em [105]. Baseado neste estudo, portanto, o leitor pode desprezar os efeitos da composição variada em δ_{esp} , τ_{DA} e ϑ_G .

5.1.2. Modelo de Aquino

No Modelo de Aquino, apresentado em [108], usam-se exatamente os mesmos conceitos de fator $\kappa(.)$ e constante de tempo de evaporação do filme de combustível $\tau(.)$

que no Modelo de Locatelli. A diferença é que tais fatores podem ser mapeados em função da carga e da rotação [107][109].

Em [5], encontra-se a reprodução de um levantamento realizado com a intenção de justamente obter $\tau(\cdot)$ e $\kappa(\cdot)$ mapeados segundo a carga e a rotação (vide figura 5.5). Porém, um levantamento de tais mapas é trabalhoso, pois deve-se checar a resposta da sonda lambda para cada uma das condições. Com o uso de composição variada, ter-se-ia ainda uma variável a mais.

Figura 5.5.: Mapas dos parâmetros $\tau(\cdot)$ e $\kappa(\cdot)$ em função da carga e da velocidade do motor para gasolina.

Fonte: [5]

5.1.3. Modelo de Onder

Christopher Onder em [110] expôs um modelo no qual desenvolve duas dinâmicas paralelas de evaporação, como se dois processos distintos de evaporação ocorressem conjuntamente. O modelo, portanto, possui dois fatores $\kappa(\cdot)$ e dois fatores $\tau(\cdot)$, todos distintos. Recomenda-se o uso deste modelo, pois ele descreve melhor a dinâmica de partida a frio, a dinâmica de *back-flow* e a dinâmica dos gases residuais (gases que permanecem no cilindro mesmo após a exaustão) [5] e consegue responder melhor a variações rápidas e vagarosas de frequência [111]. Vide figura 5.6.

Pode-se identificar $\kappa_1(\cdot)$, $\kappa_2(\cdot)$, $\tau_1(\cdot)$ e $\tau_2(\cdot)$ usando tanto a metodologia exposta na seção 5.1.1 quanto a exposta na seção 5.1.2. No caso da seção 5.1.1, pode-se considerar como se tivéssemos duas evaporações simultâneas ocorrendo, com duas temperaturas de gota distintas e duas espessuras de filme de combustível distintas.

Figura 5.6.: Diagrama para motor monocilindro do modelo de caminho paralelo de Onder. Existem dois fatores de aderência ao filme da massa de combustível injetada (no caso desta figura, B1 e B2) e dois fatores relacionados às constantes de tempo de evaporação distintas (no caso desta figura, A1 e A2). Note que este diagrama seria como dois diagramas da figura 5.2 paralelos. O fator C neste diagrama serve para corrigir eventuais erros no valor de ganho.

Fonte: [111]

5.2. Modelagem da dinâmica dos gases residuais

Ao ser admitida pelo cilindro, a mistura gasosa sofre admistão com os gases presentes internamente ao cilindro, os quais não foram expelidos no processo de exaustão. Nomeia-se C_r a fração da mistura gasosa interna ao cilindro que permanece dentro dele mesmo após a exaustão. Logo, o valor de λ_{cyl} da mistura interna ao cilindro é identificado conforme equação abaixo, sendo $\lambda_{adm}(k)$ a razão equivalente ar/combustível da mistura admitida no tempo discreto k [109]:

$$\lambda_{cyl}(k) = C_r \cdot \lambda_{cyl}(k-1) + (1 - C_r) \cdot \lambda_{adm}(k) \quad (5.15)$$

Observe que, nesta equação, considera-se que há uma admistão perfeita interna ao cilindro.

De forma a ilustrar ao leitor, apresenta-se na figura 5.7 o diagrama para motor monocilindro da dinâmica dos gases residuais em série com o diagrama do Modelo de Aquino:

Figura 5.7.: Diagrama para motor monocilindro da dinâmica do gás residual em série com a dinâmica da admissão de combustível, aqui representada pelo Modelo de Aquino. C_f é a fração de gás residual. Como entrada, tem-se o sinal lambda de referência (vide seção 5.6) e como saída λ_{cyl} conforme equação (5.15).

Fonte: [109]

De forma a identificar os parâmetros da admissão de combustível, conforme seção 5.1.1.3, e o parâmetro C_r da dinâmica de gás residual, a literatura ([5][109][112]) recomenda fazer o aparato experimental da figura 5.8. Repare que se recomenda ter uma sonda lambda imediatamente após a válvula de escape para isolar os efeitos da admissão da massa de combustível e da dinâmica dos gases residuais, de forma que a identificação destes dois fenômenos possa ser realizada de forma isolada. Com a sonda lambda pré-

catalítica, comumente presente na frota comercial, podem-se identificar as dinâmicas do sistema de exaustão, conforme será visto em seções posteriores.

Na figura 5.9, tem-se os resultados de identificação para C_r realizados por Michael Simons em [109]. Repare que é suficiente aproximar C_r como função da carga. Para esta identificação basta usar a curva medida da sonda lambda após a válvula de escape e comparar com a curva de saída modelada do sistema usado (por exemplo, o da figura 5.7). Pode-se usar método dos mínimos quadrados, por exemplo, para aproximar as duas curvas.

Figura 5.8.: Aparato experimental para a identificação dos parâmetros do percurso da mistura ar/combustível.

Fonte: [109]

Figura 5.9: Resultado do experimento de identificação para obter C_r , no qual se variou a carga (gramas por cilindro por ciclo de massa de ar) e a rotação do motor em *RPM*.

Fonte: [109]

5.3. Modelagem da dinâmica da admistão de gases no sistema de exaustão

Um efeito que ocorre quando o gás sai do cilindro e percorre o sistema de exaustão é a admistão com os gases que ali já estavam presentes. Isto causa um efeito dinâmico que suaviza as variações nos gases de exaustão [32]. O modelo da dinâmica de admistão deve englobar tanto a situação onde o fluxo gasoso se move laminarmente quanto a situação onde a dispersão do fluxo gasoso é complexa por depender da deformação do gás que já estava presente no sistema de exaustão [5][113].

Existem várias abordagens de modelagem da admistão dos gases no sistema de exaustão, como em [32] e [109]. Apresentar-se-á, nesta dissertação, uma abordagem adaptada da presente em [5]. Repare na figura 5.10 que se consideram, separadamente, a admistão nos dutos de saída do cilindro da admistão no coletor de escape. Como foram isoladas a dinâmica da admissão de combustível e dos gases residuais através da sonda presente após a válvula de escape, consegue-se isolar a dinâmica da admistão dos gases, de forma que esta pode ser identificada apenas com uma comparação das curvas dos dois

sensores, computando devidos atrasos e dinâmica da sonda lambda (discorrer-se-ão sobre os atrasos no sistema de exaustão e a dinâmica da resposta da sonda lambda nas seções 5.4 e 5.5). Repare que neste diagrama se computa a dinâmica dos gases residuais dentro da dinâmica da admissão de combustível pois, conforme dito na seção 5.1.3, o uso do Modelo de Onder permite representar estes dois fenômenos conjuntamente. Repare que também existe admistão no duto do catalisador, porém, para os fins desta dissertação, não existe interesse em modelá-la.

De forma à sonda lambda após a válvula de escape não ter interferência da dinâmica de admistão, deve-se colocá-la o mais próximo possível da válvula. Caso o volume entre a válvula de escape e o sensor seja menor que o volume ocupado pelo gás no cilindro nas condições de temperatura e pressão do duto de saída, pode-se desprezar a interferência da dinâmica de admistão na resposta deste sensor [112].

Como a sonda que irá identificar toda a admistão do sistema de exaustão até o coletor de escape está situada no coletor de escape, modela-se tanto a influência periódica dos fenômenos de admistão dos dutos de saída no coletor de escape quanto os fenômenos contínuos e não-periódicos de admistão que ocorrem no coletor.

Figura 5.10.: Percurso da mistura ar/combustível para motor de 4 cilindros. Por ponto de confluência principal entenda-se o coletor de escape. A entrada do sistema é tida como o sinal de referência da razão equivalente ar/combustível e a saída o sinal da sonda lambda, uma situada após a válvula de escape e outra no coletor de escape.

Fonte: Adaptado de [5]

A admistão que ocorre em um duto de saída pode ser modelado como um sistema de 2ª ordem, pois tal sistema engloba melhor que um sistema de 1ª ordem efeitos como a suavização na variação nos gases de escape [5]. Logo:

$$G_{mix,duros}(s) = \left(\frac{z \cdot (b_1 \cdot z + b_2)}{z^2 - a_1 \cdot z - a_2} \right) \Big|_{z=e^{4 \cdot \tau_{seg} \cdot s}} \quad (5.16)$$

Onde a_1 , a_2 , b_1 e b_2 são constantes a serem identificadas.

No coletor de escape, isto é sentido a cada tempo de 1 segmento, pois a cada 1 segmento chega no coletor de escape gases de um dos dutos de saída. Logo, reescrevendo a equação (5.16) para o coletor de escape, considerando que o fenômeno é de mesma natureza e quatro vezes mais frequente que o modelado em (5.16), tem-se [5]:

$$G_{mix,coletor_{duros}}(s) = \left(\frac{z^4 \cdot (b_1 \cdot z^4 + b_2)}{z^8 - a_1 \cdot z^4 - a_2} \right) \Big|_{z=e^{\tau_{seg} \cdot s}} \quad (5.17)$$

Os fenômenos contínuos e não periódicos que ocorrem no coletor de escape são justamente os fenômenos de deformação e dispersão da mistura gasosa durante o processo de admistão, que podem ter efeitos (como histerese e efeitos cumulativos, por exemplo) que duram mais de um segmento. Para modelar estes efeitos, pode-se fazer uso de mais um fator de segunda ordem, conforme equação (5.18) [5], para finalmente ter-se a modelagem final da dinâmica de admistão, conforme equação (5.19).

$$G_{mix,coletor_{deformacao}}(s) = \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot s + \omega_0^2} \quad (5.18)$$

$$G_{mix}(s) = G_{mix,coletor_{duros}}(s) \cdot G_{mix,coletor_{deformacao}}(s) \quad (5.19)$$

5.4. Modelagem dos atrasos de transporte gasoso

O atraso devido ao transporte gasoso (vide capítulo 1) do bico injetor até à sonda lambda pré-catalítica pode ser modelado como uma função atraso conforme equação (5.20).

$$G_{Tr,g}(s) = e^{-\tau_{delay} \cdot s} \quad (5.20)$$

O atraso de transporte τ_{delay} varia com a carga e a com rotação do motor [109], porém comumente ele é identificado apenas como função da rotação do motor [32]. Todavia, existe na literatura o uso dele como uma constante [5]. A seguir, na figura 5.11, reproduz-se um levantamento realizado para τ_{delay} sob diversas condições de carga e rotação do motor.

5.5. Modelagem da dinâmica da sonda lambda

A resposta da sonda lambda pode ser modelada como um sistema de 1ª ordem, cuja constante de tempo costuma ser fornecida pelo fabricante [32]. Logo:

$$G_{LSU}(s) = \frac{1}{1 + \tau_{LSU} \cdot s} \quad (5.21)$$

Figura 5.11.: Atraso de transporte em s, aqui designado por T_{tr} , em função da carga (gramas por cilindro por ciclo de massa de ar) e da rotação do motor em *RPM*.

Fonte: [109]

5.6. Formulação final da modelagem do percurso da mistura ar/combustível

Nesta formulação final, pretende-se equacionar o sinal da sonda lambda pré-catalítica em função apenas da entrada do sistema, representado na figura 5.10 como o sinal de referência da razão equivalente ar/combustível. Logo, após identificar os parâmetros do modelo de admissão de combustível e da dinâmica de gases residuais, usar-se-á a resposta da sonda lambda pré-catalítica para, a partir de métodos de identificação como o método dos mínimos quadrados, identificar os parâmetros das dinâmicas de admistão e transporte gasoso. Vide figura 5.12.

O Modelo de Onder para a admissão de combustível, considerando $C = 1$ (vide figura 5.6), pode ser equacionado para a sonda lambda após a válvula de escape conforme equação (5.22) [5].

$$\hat{G}_w(s) = \left((1 - k_1 - k_2) + k_1 \cdot \frac{1 - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_1}}}{z - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_1}}} + k_2 \cdot \frac{1 - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_2}}}{z - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_2}}} \right) \Bigg|_{z=e^{n_{cyl} \tau_{seg} s}} \quad (5.22)$$

Como no coletor de escape tem-se a multiplexação dos efeitos dos n_{cyl} dutos de saída do cilindro, devido a cada tempo de segmento ter um duto interferindo na dinâmica do coletor de escape, tem-se que para a sonda lambda no coletor de escape [5]:

$$G_w(s) = \left((1 - k_1 - k_2) + k_1 \cdot \frac{1 - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_1}}}{z^{n_{cyl}} - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_1}}} + k_2 \cdot \frac{1 - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_2}}}{z^{n_{cyl}} - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau_2}}} \right) \Bigg|_{z=e^{\tau_{seg} s}} \quad (5.23)$$

Figura 5.12.: Curvas usadas para a identificação da dinâmica de admistão e do transporte gasoso. t_{inj} é a duração da injeção e λ_{bc} é a resposta da sonda lambda pré-catalítica. O tracejado na terceira figura é a relação equivalente ar/combustível de referência. Curvas levantadas para fluxo de ar constante e para rotação do motor constante em 1500RPM.

Fonte: [32]

Caso o leitor prefira usar um modelo de 1ª ordem para a dinâmica da admissão da mistura de combustível, deve usar, conforme discutido, uma formulação a parte para representar a dinâmica dos gases residuais conforme seção 5.3. Logo, tem-se, para este caso, para a modelagem referente à sonda lambda após a válvula de escape [5][109]:

$$\hat{G}_{ad,c}(s) = \left((1 - \kappa) + \kappa \cdot \frac{1 - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau}}}{z - e^{-\frac{n_{cyl} \tau_{seg}}{\tau}}} \right) \Bigg|_{z=e^{n_{cyl} \tau_{seg} s}} \quad (5.24)$$

$$\hat{G}_r(s) = \left(\frac{1 - C_r}{1 - z^{-1} \cdot C_r} \right) \Bigg|_{z=e^{n_{cyl} \tau_{seg} s}} \quad (5.25)$$

$$\hat{G}_w(s) = \hat{G}_{ad,c}(s) \cdot \hat{G}_r(s) \quad (5.26)$$

Para a modelagem referente à sonda lambda pré-catalítica, tem-se, neste caso:

$$G_{ad,c}(s) = \left((1 - \kappa) + \kappa \cdot \frac{1 - e^{-\frac{n_{cyl} \cdot \tau_{seg}}{\tau}}}{z^{n_{cyl}} - e^{-\frac{n_{cyl} \cdot \tau_{seg}}{\tau}}} \right) \Bigg|_{z=e^{\tau_{seg} \cdot s}} \quad (5.27)$$

$$G_r(s) = \left(\frac{1 - C_r}{1 - z^{-n_{cyl}} \cdot C_r} \right) \Bigg|_{z=e^{\tau_{seg} \cdot s}} \quad (5.28)$$

$$G_w(s) = G_{ad,c}(s) \cdot G_r(s) \quad (5.29)$$

Implementa-se também o segurador de ordem zero conforme abaixo, caso a entrada seja amostrada [5][112]:

$$G_{ZOH}(s) = \frac{1 - e^{-\tau_{seg} \cdot s}}{\tau_{seg} \cdot s} \quad (5.30)$$

Logo, tem-se a formulação final da modelagem do percurso da mistura ar/combustível, considerando a resposta da sonda lambda pré-catalítica:

$$G(s) = G_{ZOH}(s) \cdot G_w(s) \cdot G_{Tr,g}(s) \cdot G_{mix}(s) \cdot G_{LSU}(s) \quad (5.32)$$

Caso o pesquisador não tenha meios de instalar uma sonda lambda logo após a válvula de escape, o autor recomenda simplificar o modelo de forma a facilitar a identificação, considerando $G_{mix}(s)$ como um sistema de 1ª ordem conforme abaixo, sendo τ_{mix} a constante de tempo do processo de admistão:

$$G_{mix}(s) = \left(\frac{1 - e^{-\frac{n_{cyl} \cdot \tau_{seg}}{\tau_{mix}}}}{z^{n_{cyl}} - e^{-\frac{n_{cyl} \cdot \tau_{seg}}{\tau_{mix}}}} \right) \Bigg|_{z=e^{\tau_{seg} \cdot s}} \quad (5.33)$$

Pode-se realizar a identificação de τ_{mix} como função apenas da velocidade angular do motor, conforme realizado em [109]. Vide tabela 5.2.

Tabela 5.2.: Constante de tempo do processo de admistão τ_{mix} em função da rotação n em *RPM*.

n	1000	1500	2000	2500	3000
τ_{mix}	0.0162	0.0037	0.0046	0.0025	0.0047

Fonte: [109]

Repare que, nas modelagens da dinâmica dos gases residuais e dos fenômenos do sistema de exaustão, desprezou-se a influência da composição variada, por assumir que os gases queimados têm comportamento parecido mesmo com o uso de composição variada. Apenas em mistura altamente enriquecida serão observadas variações, devido à presença significativa de vapores de combustível, porém como se pretende gastar pouco tempo em excursões da razão ar/combustível longes da estequiometria, desprezaram-se estes casos.

6. Validação dos modelos

Neste capítulo, serão expostos os resultados da modelagem para motores flex exposta nesta dissertação. Será usado o motor referido na seção 1.4.

A instrumentação utilizada foi a seguinte: Sensor lambda após a válvula de escape do cilindro 1, sensor lambda pré-catalítico, sensor da temperatura da água saindo do motor, sensor da temperatura da água entrando no motor, sensor da temperatura do óleo, sensor de pressão do óleo, sensor da pressão no coletor de admissão, sensor da pressão no coletor de escape, sensor da temperatura dos gases no coletor de admissão, sensor da temperatura dos gases no coletor de escape, sensor da pressão ambiente, sensor da temperatura ambiente, dinamômetro de bancada, sensor de rotação do motor, detecção de *knock* feito através de alto-falante ligado ao sensor acústico, sensor de composição do combustível. Vide anexo B.

Figura 6.1: Motor na sala de ensaios do IPT.

Fonte: Autor.

6.1. Validação da modelagem dos sistemas de admissão de ar

Para prever a massa de ar, usa-se da seguinte relação:

$$m_{ar} = \eta_{cyl} \cdot t_{INJ} \cdot k_{INJ} \cdot \rho_{H0} \cdot \frac{\rho_{HX}}{\rho_{H0}} \cdot \lambda \cdot \sigma_{0,HX} \quad (6.1)$$

onde:

m_{ar} : Massa de ar admitida pelo motor em um ciclo em kg ;

η_{cyl} : Número de cilindros (adimensional);

t_{INJ} : Tempo de injeção em s ;

k_{INJ} : Vazão volumétrica do bico injetor em m^3/s ;

ρ_{H0} : Densidade do H0 em kg/m^3 ;

ρ_{HX} : Densidade do combustível em uso em kg/m^3 ;

λ : Relação equivalente ar/combustível (adimensional);

$\sigma_{0,HX}$: Relação estequiométrica ar/combustível do combustível em uso (adimensional).

Para prever o fluxo médio de massa de ar, usa-se a seguinte relação:

$$\dot{m}_{ar}(t) = \eta_{cyl} \cdot t_{INJ} \cdot k_{INJ} \cdot \rho_{H0} \cdot \frac{\rho_{HX}}{\rho_{H0}} \cdot \lambda \cdot \sigma_{0,HX} \cdot \frac{\omega_e}{4 \cdot \pi} \quad (6.2)$$

onde:

$\dot{m}_{ar}$: Fluxo mássico de ar em kg/s ;

ω_e : Rotação do motor em rad/s .

Para encontrar a constante do bico injetor utilizado, aplicaram-se pulsos de diferentes comprimentos, conforme figura 6.2, e se observou como a vazão volumétrica variava conforme se aumentava o tempo de injeção. Observou-se pouca variação do valor de vazão volumétrica com excursões na composição variada gasolina/etanol do combustível. Portanto, a mesma curva é adotada para todo HX.

Figura 6.2: Vazão volumétrica do bico injetor.

Fonte: Autor.

6.1.1. Validação da modelagem do fluxo de ar através da válvula borboleta

Para a modelagem do fluxo através da válvula borboleta, usaram-se os valores teóricos de função fluxo conforme equação (2.15) e figura 6.3.

A seguir, levantou-se, na figura 6.4, a curva $CV(\theta, \omega_e)$ usando-se da relação (6.3) abaixo. Vide equações (2.9), (2.12) e figura 2.4. Para identificar a curva, usaram-se pontos referentes às composições H0, H53, H56 e H100.

$$CV(\theta, \omega_e) = \frac{\dot{m}_{ar}(t) \cdot \sqrt{R \cdot \vartheta_E(t)}}{\Psi\left(\frac{p_s(t)}{p_E(t)}\right) \cdot p_E(t)} \quad (6.3)$$

Figura 6.3: Função fluxo conforme equação (2.15).

Fonte: Autor.

Figura 6.4: Função característica da válvula.

Fonte: Autor.

A seguir, usaram-se as composições H34 e H71 para validar a curva da figura 6.4 e se obteve o resultado conforme figura 6.5 e tabela 6.1.

Figura 6.5: Mapa do erro para a função característica da válvula borboleta.

Fonte: Autor.

Tabela 6.1: Estatísticas do erro para a função característica da válvula borboleta.

Pontos testados	45
Erros acima de 10%	4
Erros acima de 15%	3
Erro médio	4,2843%
Mediana do erro	2,8941%
Desvio padrão do erro	5,1918%
Erro máximo	27,3936%

Fonte: Autor.

6.1.2. Validação da modelagem do fluxo de ar através do cilindro

Identificar-se-á a eficiência volumétrica conforme equação (6.4) abaixo. Vide fórmula (2.26). Para a identificação, usaram-se as composições H0, H56 e H100, conforme figuras 6.6, 6.7 e 6.8:

$$\lambda_l = \frac{\dot{m}_{ar}(t) \cdot 4 \cdot \pi}{\rho \cdot V_d \cdot \omega_e(t)} \quad (6.4)$$

Figura 6.6: Eficiência volumétrica para H0.

Fonte: Autor.

Figura 6.7: Eficiência volumétrica para H56. **Fonte:** Autor.**Figura 6.8:** Eficiência volumétrica para H100. **Fonte:** Autor.

A seguir, usaram-se as composições H34, H53 e H71 para validar as curvas das figuras 6.6, 6.7 e 6.8, e se obteve o resultado conforme figura 6.9 e tabela 6.2. Realizou-se a média ponderada dos valores das duas curvas mais próximas da composição em uso, conforme abordagem da equação (3.37).

Figura 6.9: Mapa do erro para a eficiência volumétrica.

Fonte: Autor.

Tabela 6.2: Estatísticas do erro para a eficiência volumétrica.

Pontos testados	69
Erros acima de 10%	0
Erros acima de 15%	0
Erro médio	2,8583%
Mediana do erro	2,2825%
Desvio padrão do erro	2,4558%
Erro máximo	8,9037%

Fonte: Autor.

A seguir, integraram-se os dois blocos para a modelagem completa dos sistemas de admissão de ar conforme diagrama da figura 2.8. Vide figura 6.11.

6.1.3. Validação da modelagem da pressão no coletor de admissão

A pressão no coletor de admissão é modelada a partir do diagrama da figura 2.8, obtendo-se seu sinal a partir do ponto abaixo:

Figura 6.10: Sinal da pressão no coletor de admissão.

Fonte: [5]

A seguir, usando-se H0, compara-se o sinal modelado de pressão no coletor de admissão com o sinal medido para diferentes rotações, conforme figuras 6.12, 6.13, 6.14, 6.15, 6.16 e 6.17

Figura 6.11: Diagrama dos sistemas de admissão de ar elaborado no *Simulink*.

Fonte: Autor.

Figura 6.12: Sinal medido e simulado da pressão no coletor de admissão para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.13: Sinal medido e simulado da pressão no coletor de admissão para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.14: Sinal medido e simulado da pressão no coletor de admissão para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.15: Sinal medido e simulado da pressão no coletor de admissão para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.16: Sinal medido e simulado da pressão no coletor de admissão para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.17: Sinal medido e simulado da pressão no coletor de admissão para H0.

Fonte: Autor

6.2. Validação da modelagem da produção de torque

Primeiramente, levantou-se a curva de fricção a partir do uso do dinamômetro ativo conforme discutido na seção 3.3.3. Para esta curva, considerou-se a pressão no coletor de admissão como em torno de $p_{adm} \approx 30kPa$, devido à válvula borboleta não permanecer completamente fechada neste ensaio e haver fluxo. Logo, foi obtida uma curva com valores menores do que seriam obtidos para $p_{adm} \approx 0kPa$. Porém, pode-se usar a curva desde que isto seja levado em consideração.

Logo, o torque perdido devido á fricção, conforme figura 6.18, é o torque conforme equação (6.5) abaixo:

$$T_{friccao} = \frac{p_{meof} \cdot V_d}{4 \cdot \pi} - \frac{(p_{meog}(0) - p_{meog}(30kPa)) \cdot V_d}{4 \cdot \pi} \quad (6.5)$$

Figura 6.18: Torque perdido devido às perdas por fricção em função da rotação do motor e da temperatura do óleo.

Fonte: Autor

O torque perdido devido ao bombeamento gasoso, conforme figura 6.19, é o torque conforme equação (6.6) abaixo:

$$T_{bomb} = \frac{p_{meog} \cdot V_d}{4 \cdot \pi} \quad (6.6)$$

Figura 6.19: Torque perdido devido ao bombeamento gasoso.

Fonte: Autor

De forma a encontrar $e_\zeta(\zeta, Y)$ para o motor de estudo, para cada par (p_{adm}, ω_e) levantou-se a curva $e_\zeta(\zeta, Y)$ conforme equação (6.7) abaixo, mantendo-se em cada curva tanto o tempo de injeção quanto a relação equivalente ar/combustível constantes. Com isto, se encontrou o mapa de k_ζ e do ângulo ótimo de ignição (mapa do MBT), conforme equação (3.49). Os mapas de k_ζ e MBT foram levantados para as composições H0, H22, H47, H59 e H100.

$$e_\zeta(\zeta, Y) = [T_e + T_{friccao} + (T_{bomb}(p_{adm}) - T_{bomb}(30kPa))]\bigg|_{normalizado} \quad (6.7)$$

Figura 6.20: Mapa k_z para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.21: Mapa MBT para H0

Fonte: Autor

Figura 6.22: Mapa k_z para H22

Fonte: Autor

Figura 6.23: Mapa MBT para H22

Fonte: Autor

Figura 6.24: Mapa k_z para H47.

Fonte: Autor

Figura 6.25: Mapa MBT para H47.

Fonte: Autor

Figura 6.26: Mapa k_z para H59.

Fonte: Autor

Figura 6.27: Mapa MBT para H59.

Fonte: Autor

Figura 6.28: Mapa k_z para H100. **Fonte:** Autor**Figura 6.29:** Mapa MBT para H100. **Fonte:** Autor

A curva $e_\lambda(\lambda, Y)$ foi feita com base na curva presente na figura 3.5 sem a suavização em $\lambda \approx 1$ devido a não termos a instrumentação necessária para levantar esta curva. Segue $e_\lambda(\lambda, Y)$ na figura 6.30 abaixo. Adotou-se a mesma curva para todas as composições.

Figura 6.30: Curva $e_\lambda(\lambda, Y)$

Fonte: Autor

A seguir, baseado na equação (6.8), levantaram-se as curvas $e_{\omega_e}(T_\phi, \omega_e, Y)$ para as composições H0, H22, H47, H59 e H100, conforme figuras 6.31, 6.32, 6.33, 6.34 e 6.35, respectivamente.

$$e_{\omega_e}(T_\phi, \omega_e, Y) = \frac{T_e + T_{friccao} + (T_{bomb}(p_{adm}) - T_{bomb}(30kPa))}{e_\lambda(\lambda, Y) \cdot e_\zeta(\zeta, Y) \cdot \frac{m_\phi \cdot H_l}{4 \cdot \pi}} \quad (6.8)$$

A seguir, na figura 6.36, mostra-se o erro para cada um dos pontos testados. Na tabela 6.3 abaixo, mostram-se as estatísticas do erro para o modelo do torque, comparando o valor de torque medido com o de torque simulado. O valor de torque medido é o obtido pelo dinamômetro e o modelado é o obtido através da equação (3.32).

Figura 6.31: Curva $e_{\omega_e}(T_\varphi, \omega_e, Y)$ para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.32: Curva $e_{\omega_e}(T_\varphi, \omega_e, Y)$ para H22.

Fonte: Autor

Figura 6.33: Curva $e_{\omega_e}(T_\varphi, \omega_e, Y)$ para H47.

Fonte: Autor

Figura 6.34: Curva $e_{\omega_e}(T_\varphi, \omega_e, Y)$ para H59.

Fonte: Autor

Figura 6.35: Curva $e_{\omega_e}(T_{\varphi}, \omega_e, Y)$ para H100.

Fonte: Autor

Figura 6.36: Erros para cada ponto testado.

Fonte: Autor

Tabela 6.3.: Estatísticas do erro para o modelo do torque.

Pontos testados	214
Erros acima de 10%	49
Erros acima de 15%	19
Erros acima de 20%	6
Erro médio	6,3020%
Mediana do erro	4,3858%
Desvio padrão do erro	6,0396%
Erro máximo	34,2375%

Fonte: Autor

6.3. Validação da modelagem dos percursos da mistura ar/combustível

Modelaram-se os percursos da mistura ar/combustível conforme diagrama da figura 6.37. A função de transferência $G(s)$ (presente no diagrama da figura 6.37 como Transfer Fcn, Transfer Fcn1, Transfer Fcn2 e Transfer Fcn3) modela a vaporização e a dinâmica de gases residuais e deve levar em consideração a composição variada. Identificou-se $G(s)$ para H0 e H100, para cada par de rotação do motor e pressão no coletor de admissão, e, para composição intermediária, realiza-se média ponderada dos seus coeficientes nos moldes da equação (3.37). A função de transferência $H(s)$ (presente no diagrama da figura 6.37 como Transfer Fcn4) modela a admistão e a dinâmica de resposta da sonda lambda. Identificou-se $H(s)$ para H0, para cada par de rotação do motor e pressão no coletor de admissão, e se lhe utiliza para todas as composições. Tanto $G(s)$ quanto $H(s)$ foram modelados como sistemas de 3ª ordem, sendo que o numerador de ambas funções de transferência é um polinômio de segundo grau. Em cascata com a função $H(s)$, há o bloco de atraso de transporte, que foi identificado para H0 e é utilizado, também, para todas as composições.

A seguir, nas figuras 6.38 e 6.39, 6.40 e 6.41, 6.42 e 6.43, 6.44 e 6.45, 6.46 e 6.47, para as composições H0, H37, H53, H71 e H100, respectivamente, mostra-se a aplicação de degraú no bico injetor (ocasionando em degraú na relação equivalente ar/combustível de referência) e plota-se tanto a curva da sonda lambda pré-catalítica medida quanto a simulada.

Figura 6.37: Diagrama, em *Simulink*, dos percursos da mistura ar/combustível.

Fonte: Autor

Figura 6.38: Sinais para H0, 1500RPM e 45kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.39: Sinais para H0, 4000RPM e 60kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.40: Sinais para H37, 3250RPM e 90kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.41: Sinais para H37, 2250RPM e 68kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.42: Sinais para H53, 3000RPM e 90kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.43: Sinais para H53, 2000RPM e 60kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.44: Sinais para H71, 3250RPM e 68kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.45: Sinais para H71, 2250RPM e 45kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.46: Sinais para H100, 1500RPM e 90kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

Figura 6.47: Sinais para H100, 2500RPM e 45kPa em função do tempo em s.

Fonte: Autor

6.4. Validação da modelagem do sistema térmico interno

Iniciou-se modelando a temperatura dos gases de escape, levantando uma curva nos moldes da figura 4.1, conforme figura 6.48. A seguir, levantaram-se as entalpias dos gases de combustão conforme figura 6.49, para obtermos o diagrama energético nos moldes da equação (4.4). Os dados do motor relevantes para a modelagem do sistema térmico constam na tabela 6.4 abaixo.

Tabela 6.4: Dados do motor.

Volume de líquido refrigerador interno ao cabeçote	1,2l
Volume de líquido refrigerador interno ao bloco	2,2l
Material com o qual é feito o cabeçote	Alumínio
Material com o qual é feito o bloco	Ferro fundido
Massa do cabeçote	12,5kg
Massa do bloco	59,7kg
Diâmetro do pistão	76,5mm
Curso do pistão	86,9mm
Quantidade mássica de óleo interna ao motor	3,5kg
Densidade do óleo	0,8492kg/l
Área A_{eb}	$0,032m^2$
Área A_c	$0,025m^2$
Área $A_{eb,a}$	$0,67m^2$

Fonte: Autor

A seguir, na figura 6.50 reproduz-se o diagrama em Simulink do sistema térmico interno. Nas figuras 6.51, 6.52, 6.53, 6.54 e 6.55 mostra-se a validação da modelagem, comparando a temperatura medida do líquido refrigerador saindo do motor com a modelada para as composições H0, H22, H37, H71 e H100, respectivamente.

Figura 6.48: Mapa da temperatura dos gases de escape.

Fonte: Autor

Figura 6.49: Entalpia dos gases de combustão.

Fonte: Autor

Figura 6.50: Diagrama do sistema térmico interno em *Simulink*.

Fonte: Autor

Figura 6.51: Temperatura do líquido arrefecedor saindo do motor para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.52: Temperatura do líquido arrefecedor saindo do motor para H22.

Fonte: Autor

Figura 6.53: Temperatura do líquido arrefecedor saindo do motor para H37.

Fonte: Autor

Figura 6.54: Temperatura do líquido arrefecedor saindo do motor para H71.

Fonte: Autor

Figura 6.55: Temperatura do líquido arrefecedor saindo do motor para H100.

Fonte: Autor

A seguir, de forma a ilustrar ao leitor a comunicação entre o sistema térmico interno e externo, modelou-se o trocador de calor à água controlado por válvula utilizado em nossa bancada de ensaios. Neste trocador, circula-se água em temperatura ambiente que refrigera o líquido arrefecedor que circula pelo motor, podendo-se ainda setar uma temperatura de referência, que é a temperatura a qual se deseja que a temperatura da água saindo do motor não seja maior. Na figura 6.56, mostra-se, em *Simulink*, a modelagem do controle realizado por este trocador. De forma a identificar a função de transferência $G(s)$, utilizou-se como entrada desta função a diferença entre a temperatura de referência e do líquido refrigerador entrando no radiador e como saída o fluxo de água do trocador de calor. Na figura 6.57, mostra-se a validação do sistema térmico externo utilizado a partir da temperatura do líquido refrigerador saindo do trocador de calor. Na figura 6.58, reproduz-se, em *Simulink*, o sistema térmico interno integrado ao externo. Na figura 6.59 e 6.60, mostra-se a validação da integração entre os dois sistemas a partir da temperatura do líquido refrigerador do motor entrando no motor e saindo do motor, respectivamente.

Figura 6.56: Modelagem, em *Simulink*, do trocador de calor utilizado.

Fonte: Autor

Figura 6.57: Temperatura do líquido arrefecedor saindo do trocador para H0.

Fonte: Autor

Figura 6.58: Sistema térmico interno integrado ao externo, em *Simulink*.

Fonte: Autor

Figura 6.59: Temperatura do líquido arrefecedor entrando no motor para H0

Fonte: Autor

Figura 6.60: Temperatura do líquido arrefecedor saindo do motor para H0.

Fonte: Autor

7. Conclusões e trabalhos futuros

Na modelagem do sistema de admissão de ar, buscou-se modelar o fluxo médio de ar através do cilindro. Outra variável de saída deste bloco é a pressão no coletor de admissão, que também foi modelada. Os erros referentes a estas duas modelagens foram expostos no capítulo 6. Como sugestão de melhora, sugere-se o uso de uma rotina de controle da válvula borboleta, a ser implementada exclusivamente para o experimento, que busca deixar a válvula borboleta num ângulo desejado, deixando-a o mais estável possível.

Na modelagem da produção de torque, buscou-se modelar o valor de torque médio produzido. Os erros referentes a esta modelagem foram expostos no capítulo 6. Como sugestão de melhora, sugere-se modificar o modelo de forma a incluir como a relação equivalente ar/combustível influencia a velocidade laminar de chama.

Na modelagem dos sistemas térmicos, buscou-se modelar a evolução térmica dos diferentes componentes do motor. Os erros referentes a esta modelagem foram expostos no capítulo 6. Como sugestão de melhora, pode-se instalar diversos termopares em diferentes regiões do motor de forma a se modelar a temperatura espacialmente.

Na modelagem dos percursos da mistura ar/combustível, buscou-se modelar a resposta no sinal da sonda lambda. Os erros referentes a esta modelagem foram expostos no capítulo 6. Como sugestão de melhora, pode-se modelar $G(s)$ diferente para cada cilindro. Outra sugestão é, ao invés de usar um multiplexador, usar um somador que compute a influência de cada cilindro na resposta do sinal da sonda lambda, ou seja, que realize uma soma ponderada, cujas constantes de ponderação variam com o tempo.

Considero, portanto, que os resultados obtidos foram expressivos dados a instrumentação, a rotina experimental e os modelos utilizados, podendo-se obter resultados melhores caso se aperfeiçoe um destes três aspectos. É objetivo do Grupo de Eletrônica Automotiva da POLI-USP melhorar tanto a instrumentação quanto a forma como se executam os ensaios, assim como sofisticar os modelos.

O grupo de Eletrônica Automotiva já está desenvolvendo trabalhos baseados na presente pesquisa. Existem dois em andamento neste sentido: um sendo executado pelo mestrando André Vinícius Oliveira Maggio, que implementará os modelos aqui desenvolvidos em um *hardware-in-the-loop*, e outro sendo executado pelo mestrando

Ângelo Maggio Neto, que adaptará alguns dos modelos para motores com taxa de compressão variável.

Como outras sugestões de trabalhos futuros assentados no presente estudo, pode-se sugerir desenvolvimento de controle e gerenciamento baseado nos modelos expostos e um trabalho no qual se desenvolvem rotinas automáticas de ensaios para levantamento dos modelos.

Ademais, pode-se adaptar os modelos aqui presentes para motores com outras tecnologias. Conforme mencionado, os modelos estão sendo adaptados em nosso grupo de pesquisa para um motor com taxa de compressão variável, porém pode-se, igualmente, adaptar os modelos para motores com turbocompressores, com injeção direta e com comando variável de válvulas.

ANEXOS

A. Revisão de conceitos

A.1. Pressão de vapor

Entende-se pressão de vapor como a pressão exercida por um vapor, advindo de sua fase líquida, no equilíbrio termodinâmico com esta. Nesta situação, a taxa de moléculas que adentram na fase gasosa advindas da fase líquida é a mesma taxa de moléculas que adentram na fase líquida advindas da fase gasosa [13].

A pressão de vapor depende apenas da temperatura e da natureza do líquido, não dependendo da pressão do meio no qual o líquido esteja submetido [13]. Ou seja, se submeter-se diferentes amostras de água líquida em meios gasosos voláteis ideais (digamos: hélio), mesmo que nos dois meios a pressão da mistura gasosa volátil ideal sobre a água seja bastante diferente, isto não irá interferir sobre a pressão de vapor da água. Em outras palavras, se em dois espaços fechados distintos com volume V adicionarmos quantidade volumétrica $V/2$ de água líquida e quantidade volumétrica $V/2$ de mistura gasosa volátil ideal, no primeiro com pressão P e no segundo com pressão $100 \cdot P$, a quantidade de água na forma de vapor no equilíbrio químico será a mesma. A diferença de pressões da mistura gasosa volátil ideal irá apenas interferir na taxa de vaporização, conforme será visto adiante.

A.2. Vaporização

Vaporização é o nome do processo de transformação do estado líquido para o estado gasoso de uma determinada substância.

Existem três tipos de vaporização: a evaporação, a ebulição e a calefação, ambos com modelagens distintas.

evaporação ocorre sob qualquer temperatura e pressão, devido às várias moléculas constituintes do líquido possuírem diferentes níveis de energia, apesar do nível médio de energia das moléculas do líquido. Para misturas líquidas, podem-se citar também diferentes interações elétricas entre as moléculas. As moléculas que possuem energia suficiente para vencer a tensão elétrica escapam e adentram na mistura gasosa circundante.

A ebulição ocorre quando a pressão de vapor supera a pressão da mistura gasosa circundante. Há a formação de bolhas de vapor na estrutura interna da mistura líquida que sobem para o meio gasoso circundante [13].

A calefação, ou Efeito de Leidenfrost, ocorre quando se coloca o líquido em contato com uma superfície cuja temperatura está muito acima da sua temperatura de ebulição. Neste processo, o líquido se divide em esferoides que, sustentados por uma camada de vapor abaixo que os separa da superfície quente, adquirem movimento rápido e desordenado conforme vaporizam.

Repare o leitor que a dinâmica de cada processo de vaporização é distinta, possuindo, portanto, modelagem diferente. Como no percurso da mistura ar/combustível ocorre apenas a evaporação dentre estes três, estaremos apenas interessados na modelagem deste processo, que será realizada mais adiante.

A.3. Lei de François-Marie Raoult (Lei de Raoult)

Se a ligação entre moléculas de diferentes líquidos em uma mistura for qualitativamente igual à ligação entre moléculas dos próprios líquidos individualmente, ou seja, se a mistura for ideal ($\Delta H_{MISTURA} = 0$), tem-se, alcançado o equilíbrio [114]:

$$P_{SOLUCAO} = (P_1)_{PURO} \cdot X_1 + (P_2)_{PURO} \cdot X_2 + \dots \quad (A.1)$$

onde:

$P_i = (P_i)_{PURO} \cdot X_i$ é a pressão parcial de vapor do componente i na mistura gasosa em Pa ;

$(P_i)_{PURO}$ é a pressão de vapor do componente i em Pa ;

X_i é a fração molar do componente i na mistura líquida (adimensional).

Pela Lei de Raoult acima, tem-se de fato que a pressão de uma mistura gasosa volátil ideal não interfere na pressão de vapor da solução líquida. Apenas interferem na pressão de vapor da mistura líquida a pressão de vapor de seus componentes ponderados segundo a fração molar de tal componente na mistura.

A presença de um soluto não-volátil ideal (ou seja, pressão de vapor nula) interfere na pressão de vapor da mistura pois, na Lei de Raoult, a fração molar que ele ocupa na solução deve ser considerada.

A.4. Pressão de vapor da composição variada gasolina/etanol

Para se dialogar sobre a pressão de vapor da gasolina, precisa-se antes tecer sobre sua composição, conforme linha de raciocínio seguida na seção A.3.

A gasolina é uma mistura altamente complexa de hidrocarbonetos. A fração constituinte de cada hidrocarboneto na mistura gasolina é desconhecida, pois estas frações variam com o exato local de extração, processos na refinaria, etc. Na tabela A.1 abaixo, vemos a composição aproximada de uma gasolina específica analisada.

Deve-se destacar que, mesmo com o conhecimento da fração aproximada de cada substância na gasolina, modelar segundo esta composição não é recomendável, pois a fração de cada constituinte da gasolina, mesmo para um mesmo posto de abastecimento, pode variar com o tempo. Portanto, deve-se, na modelagem, atentar que mudanças nestas frações ocorrem.

Para o cálculo da pressão de vapor da gasolina, mesmo que se assumisse no modelo uma composição pouco variante, o uso da Lei de Raoult é problemático por dois motivos: o primeiro, a gasolina não é uma mistura ideal, devido à grandes variações de características elétricas de seus componentes, possuindo entre si as mais diversas ligações dipolo-dipolo. Segundo, mesmo que se desprezasse tais características e se assumisse a mistura da gasolina como ideal para efeitos de modelagem, o cálculo pela Lei de Raoult seria altamente complexo, devido não só à enorme quantidade de constituintes (podendo ter até 200 hidrocarbonetos na composição da gasolina [115]), conforme tabela A.1, mas também ao fato de cada componente da gasolina ter uma relação própria entre pressão de vapor e temperatura, conforme figura A.1 abaixo. Portanto, outro método para estimar a pressão de vapor da gasolina deve ser priorizado.

Tabela A.1.: Composição aproximada de uma gasolina com as respectivas massa molar e frações mássicas da mistura fresca e da mistura submetida ao contato com o ambiente.

Compound name	MW, g	Gasoline*	
		Fresh	Weathered
Propane	44.1	0.0001	0.0000
Isobutane	58.1	0.0122	0.0000
<i>n</i> -Butane	58.1	0.0629	0.0000
<i>trans</i> -2-Butene	56.1	0.0007	0.0000
<i>cis</i> -2-Butene	56.1	0.0000	0.0000
3-Methyl-1-butene	70.1	0.0006	0.0000
Isopentane	72.2	0.1049	0.0069
1-Pentene	70.1	0.0000	0.0005
2-Methyl-1-butene	70.1	0.0000	0.0008
2-Methyl-1,3-butadiene	68.1	0.0000	0.0000
<i>n</i> -Pentane	72.2	0.0586	0.0095
<i>trans</i> -2-Pentene	70.1	0.0000	0.0017
2-Methyl-2-butene	70.1	0.0044	0.0021
2-Methyl-1,2-butadiene	68.1	0.0000	0.0010
3,3-Dimethyl-1-butene	84.2	0.0049	0.0000
Cyclopentane	70.1	0.0000	0.0046
3-Methyl-1-pentene	84.2	0.0000	0.0000
2,3-Dimethylbutane	86.2	0.0730	0.0044
2-Methylpentane	86.2	0.0273	0.0207
3-Methylpentane	86.2	0.0000	0.0186
<i>n</i> -Hexane	86.2	0.0283	0.0207
Methylcyclopentane	84.2	0.0083	0.0234
2,2-Dimethylpentane	100.2	0.0076	0.0064
Benzene	78.1	0.0076	0.0021
Cyclohexane	84.2	0.0000	0.0137
2,3-Dimethylpentane	100.2	0.0390	0.0000
3-Methylhexane	100.2	0.0000	0.0355
3-Ethylpentane	100.2	0.0000	0.0000
<i>n</i> -Heptane	100.2	0.0063	0.0447
2,2,4-Trimethylpentane	111.4	0.0121	0.0503
Methylcyclohexane	98.2	0.0000	0.0393
2,2,-Dimethylhexane	114.2	0.0055	0.0207
Toluene	92.1	0.0550	0.0359
2,3,4-Trimethylpentane	114.2	0.0121	0.0000
3-Methylheptane	114.2	0.0000	0.0343
2-Methylheptane	114.2	0.0155	0.0324
<i>n</i> -Octane	114.2	0.0013	0.3000
2,4,4-Trimethylhexane	128.3	0.0087	0.0034
2,2-Dimethylheptane	128.3	0.0000	0.0226
Ethylbenzene	106.2	0.0000	0.0130
<i>p</i> -Xylene	106.2	0.0957	0.0151
<i>m</i> -Xylene	106.2	0.0000	0.0376
3,3,4-Trimethylhexane	128.3	0.0281	0.0056
<i>o</i> -Xylene	106.2	0.0000	0.0274
2,2,4-Trimethylheptane	142.3	0.0105	0.0012
<i>n</i> -Nonane	128.3	0.0000	0.0000
3,3,5-Trimethylheptane	142.3	0.0000	0.0000
<i>n</i> -Propylbenzene	120.2	0.0841	0.0117
2,3,4-Trimethylheptane	142.3	0.0000	0.0000
1,3,5-Trimethylbenzene	120.2	0.0411	0.0493
1,2,4-Trimethylbenzene	120.2	0.0213	0.0140
<i>n</i> -Decane	142.3	0.0000	0.0140
Methylpropylbenzene	134.2	0.0351	0.0170
Dimethylethylbenzene	134.2	0.0307	0.0289
<i>n</i> -Undecane	156.3	0.0000	0.0075
1,2,4,5-Tetramethylbenzene	143.2	0.0133	0.0056
1,2,3,4-Tetramethylbenzene	143.2	0.0129	0.0704
1,2,4-Trimethyl-5-ethylbenzene	148.2	0.0405	0.0651
<i>n</i> -Dodecane	170.3	0.0230	0.0000
Naphthalene	128.2	0.0045	0.0076
Methylnaphthalene	142.3	0.0023	0.0134
Total		1.0000	1.0000

Fonte: [89]

Figura A.1.: Pressão de vapor (em *psia*) de vários compostos orgânicos parafínicos em função da temperatura (em °F).

Fonte: [116]

Começar-se-á a descrever a composição da gasolina em termos de conjunto de substâncias que abrigam hidrocarbonetos de propriedades similares. Descreve-se a composição da gasolina em frações de hidrocarbonetos saturados, hidrocarbonetos olefínicos e hidrocarbonetos aromáticos. Hidrocarbonetos saturados são hidrocarbonetos cuja cadeia possui apenas ligações simples entre os átomos de carbono, hidrocarbonetos aromáticos são hidrocarbonetos que possuem anel benzênico e hidrocarbonetos olefínicos são hidrocarbonetos que não possuem em sua cadeia anel benzênico, mas possuem alguma ligação insaturada. Na tabela A.2, está descrita a fração destes conjuntos em frações volumétricas na gasolina tipo A sem aditivos vendida pela Petrobrás em 2007.

Existem métodos de teste padrões para a determinação da pressão de vapor de produtos do petróleo, hidrocarbonetos e misturas de hidrocarbonetos oxigenados. Um dos métodos é o Método Reid ASTM D6378. Maria Cruz, em [44], levantou a pressão de vapor para gasolina, através do citado método, para uma gasolina cuja composição segue abaixo

na tabela A.3. A seguir, realizou levantamentos para composição variada gasolina/etanol utilizando-se da gasolina tabelada.

Tabela A.2.: Composição em frações volumétricas dos conjuntos citados da gasolina tipo A vendida pela BR Distribuidora (nome comercial: gasolina Premium) em 2007. Número de registro CAS 86290-81-95.

2 - COMPOSIÇÃO E INFORMAÇÃO SOBRE OS INGREDIENTES	
>>>PREPARADO	
Natureza química:	Hidrocarbonetos.
Sinônimos:	Gasolina premium
Ingredientes ou impurezas que contribuam para o perigo:	Hidrocarbonetos saturados: 20 - 53 % (v/v);
	Hidrocarbonetos olefínicos: 19 - 32 % (v/v)
	Hidrocarbonetos aromáticos: 28 - 48 % (v/v);
	Benzeno (CAS 71-43-2): < 2 % (v/v).

Fonte: [115]

Tabela A.3.: Composição da gasolina após análise cromatográfica. Gasolina proveniente da BRASKEM do Pólo Petroquímico de Camaçari no Estado da Bahia.

Classe	Concentração volumétrica (%)
Parafinas	3,13
Isoparafinas	36,30
Aromáticos	12,93
Naftênicos	19,55
Olefinas	28,08
Total	100,00

Fonte: [44]

Analisando a tabela A.3, as parafinas e as isoparafinas fazem parte do conjunto de hidrocarbonetos saturados (somados, tem-se 39,43%), os aromáticos e os naftalênicos fazem parte do grupo de hidrocarbonetos aromáticos (somados, tem-se 32,48%) e as olefinas fazem parte do grupo de hidrocarbonetos olefínicos (28,08%). Repare o leitor que a fração de cada conjunto é consoante com as especificações da tabela A.2. Logo, podem-se usar os dados levantados em [44] para a gasolina tabelada em [115]. Recomenda-se, ao pesquisador, conhecer as frações da gasolina de sua região/país e analisar se são coerentes com as frações da gasolina em questão da tabela A.3.

Na figura A.2, há uma comparação entre o levantamento utilizado com a gasolina usada por [44] (tipo A proveniente da BRASKEM do Pólo Petroquímico de Camaçari no Estado da Bahia, provavelmente ano 2002) com a gasolina usada por [117] (gasolina regular sem adição de etanol anidro, ano 1995, provavelmente de um posto em Nebraska) conforme se adiciona etanol. Observe que, mesmo para frações provavelmente distintas, os resultados são semelhantes. Logo, o pesquisador só deve ponderar em não usar os dados levantados por [44] se os desvios das frações da gasolina utilizada forem consideravelmente destoantes da gasolina usada em [44].

Figura A.2.: Efeito da concentração de etanol na pressão de vapor das misturas de gasolina e etanol analisadas na temperatura de 37,8°C. Dados do estudo [44] (*ipsis litteris*: Este trabalho) plotados conjuntamente com dados do estudo [117].

Fonte: [44]

Existem vários dados importantes em [44] que o autor recomenda o uso, cumpridas as condições citadas nesta mesma seção, como tabelas da pressão de vapor para composição variada gasolina/etanol em diversas temperaturas e curvas de destilação. Nas figuras A.3 e A.4 encontram-se curvas levantadas em [44]. Saiba leitor que os valores de todos pontos levantados destas curvas se encontram na dita referência no anexo dela.

Figura A.3.: Efeito da concentração de etanol na pressão relativa de vapor das misturas de gasolina e etanol a temperatura constante

Fonte: [44]

Caso o leitor deseje valores para outras temperaturas diferentes das tabeladas, na figura A.5 é apresentado uma relação linear entre $\ln P$ e $1000/\vartheta$.

Figura A.4.: Efeito da temperatura na pressão relativa de vapor das misturas de gasolina e etanol com concentração de etanol constante.

Fonte: [44]

Figura A.5.: Efeito da temperatura na pressão relativa de vapor das misturas de gasolina e etanol com concentração de etanol constante (vide equação de Clausius-Clapeyron [118]).

Fonte: [44]

Caso o leitor use a composição variada HX, o autor recomenda o uso da Lei de Raoult como aproximação, conforme seção A.3. Primeiramente, obtenha o valor da pressão de vapor para a proporção gasolina/etanol presente em HX e a fração desta proporção gasolina/etanol em HX. A seguir, faça:

$$P_{SOLUCAO} = \left(P_{\frac{GASOLINA}{ETANOL}} \right)_{MISTURA} \cdot X_{\frac{GASOLINA}{ETANOL}} + (P_{AGUA})_{PURO} \cdot \left(1 - X_{\frac{GASOLINA}{ETANOL}} \right) \quad (A.2)$$

A.5. Número de Spalding

O número de Spalding é uma grandeza presente em diversas modelagens de vaporização por caracterizar a intensidade de transferência de massa por convecção entre uma porção líquida e outra porção gasosa separadas por uma superfície completamente desenvolvida.

Comumente, nas modelagens de diversos casos de vaporização, encontra-se que o fluxo de massa vaporizada é proporcional a alguma função dependente do número de Spalding B , ou seja:

$$\dot{m}_{EV} \propto f(B) \quad (A.3)$$

O número de Spalding possui duas formulações conhecidas, que devem ser numericamente iguais: o número Spalding de transferência de massa, equação (A.4), e o número de Spalding de transferência de calor, equação (A.5), [119][120]. Ambos podem ser usados, devendo o pesquisador escolher aquele que conseguir calcular mais facilmente.

$$B = \frac{Y_{Ds}}{1 - Y_{Ds}} \quad (A.4)$$

$$B = \frac{c_{pg} \cdot (\vartheta_g - \vartheta_s)}{L} \quad (A.5)$$

onde:

Y_{Ds} : Fração mássica do vapor da mistura de combustível na superfície do filme (adimensional);

c_{pg} : Calor específico a pressão constante do meio gasoso em $J/kg \cdot K$;

ϑ_g : Temperatura do meio gasoso em K ;

ϑ_s : Temperatura do filme de combustível em K ;

L : Energia de vaporização na temperatura do filme de combustível em J/kg (consultar [91]).

Esta energia pode ser aproximada, caso se desconsiderem outros fluxos de energia, como a soma da entalpia sensível para se chegar na temperatura de ebulição com a entalpia de vaporização nesta temperatura [119]. Entalpia de vaporização para composição EX pode ser encontrada em [45].

Outra forma de se calcular o número de Spalding é através da curva de destilação da mistura de combustível, usando a seguinte formulação [5][121]:

$$B = \frac{x_{vf}(\vartheta_f)}{1 - x_{vf}(\vartheta_f)} \quad (\text{A.6})$$

Onde $x_{vf}(\vartheta_f)$ é a fração de massa de combustível que vaporizou na dada temperatura do filme. Esta fração é justamente a porcentagem de massa evaporada na temperatura em questão, relação que é obtida da curva de destilação do combustível utilizado. Pode-se aproximar a temperatura do filme de combustível pela temperatura da parede do cilindro do motor [107], temperatura que foi modelada no capítulo 4. Seguem, nas figuras A.6 e A.7, as curvas de destilação para composições HX e EX, respectivamente.

Figura A.6: Curva de destilação para composição HX.

Fonte: [122]

Figura A.7.: Curva de destilação para composição EX. Os valores numéricos de todos os pontos levantados podem ser encontrados tabelados na referida fonte.

Fonte: [44]

Nos problemas de vaporização tratados nesta dissertação, a relação entre o fluxo de massa evaporada e o número de Spalding será dada pela equação (A.7), conforme [101][5][106]. A seguir, na figura A.8, reproduz-se a relação entre $\ln(1 + B)$ e Y_{D_S} , de forma a dar ao leitor uma visão qualitativa de como Y_{D_S} afeta a vaporização. Para o cálculo de Y_{D_S} pode-se usar a equação (A.8), retirada de [120].

$$\dot{m}_{EV} \propto \ln(1 + B) \quad (\text{A.7})$$

$$Y_{D_S} = \left[1 + \left(\frac{P}{P_{F_S}} - 1 \right) \cdot \frac{M_A}{M_F} \right]^{-1} \quad (\text{A.8})$$

onde:,

P : Pressão da mistura gasosa circundante em Pa ;

P_{F_S} : Pressão de vapor do combustível na temperatura do filme em Pa ;

M_A : Massa molar da mistura gasosa circundante em kg/mol ;

M_F : Massa molar do combustível em kg/mol .

Figura A.8: Relação entre $\ln(1 + B)$ e Y_{D_S} .

Fonte: Desconhecida

A.6. Coeficiente de difusão binário

O coeficiente de difusão binário, ou difusividade de massa, ou coeficiente de difusão, é uma grandeza que procura medir a facilidade de dissolução de um soluto estando este em contato com o solvente. Pode-se equacioná-lo da seguinte forma:

$$D_{AB} = - \frac{\dot{N}_A}{\frac{\partial C_A}{\partial x}} \quad (\text{A.9})$$

onde:

D_{AB} : Coeficiente de difusão binário da espécie A (soluto) na espécie B (solvente) em m^2/s ;

$\dot{N}_A$: Fluxo molar do soluto em $mol/m^2 \cdot s$;

$\frac{\partial C_A}{\partial x}$: Diferencial da concentração do soluto em mol/m^4 .

Ou seja, através da equação (A.9), tem-se que para um mesmo diferencial de concentração de soluto num solvente durante o processo de dissolução, mais rápido será o fluxo do soluto no solvente (ou seja, mais rápida será a dissolução) quanto maior for o coeficiente de difusão binário. Para um mesmo valor de diferencial, temos que o fluxo do soluto e o coeficiente de difusão binária possuem relação proporcional entre seus módulos.

Considera-se, no modelo de Locatelli, que o fluxo de combustível evaporado é proporcional ao coeficiente de difusão binário, conforme equação (A.10). Repare, leitor, na ponderação neste modelo de dois fenômenos: o primeiro, a facilidade com que as moléculas de combustível se desprendem do filme (computado pelo número de Spalding) e o segundo, a facilidade com que as moléculas de combustível adentram na mistura gasosa circundante (computado pelo coeficiente de difusão binário).

$$\dot{m}_{EV} \propto D_{AB} \quad (\text{A.10})$$

Rigorosamente, o coeficiente de difusão binário é calculado apenas para quantificar a dissolução de uma espécie química A em um solvente B qualquer, não servindo para quantificar difusão de misturas, pois cada soluto da mistura tem seu próprio coeficiente [123]. Entretanto, como simplificação, pode-se adotar a existência de coeficientes de misturas, que procuram computar o fluxo molar médio a partir da ponderação dos fluxos

dos diversos solutos. Um dos métodos usados para obter o coeficiente de difusão binário D_{AB} para misturas A e B é o método de Winklemann [124].

Não existe um valor aproximado de coeficiente de difusão binário que sirva para todas as gasolinas, pois ele é muito sensível à composição de cada gasolina (frações de hidrocarbonetos olefínicos, aromáticos e saturados) [124]. Na referência [124], encontra-se o coeficiente de difusão binário para algumas composições de gasolina, porém adiantamos que nenhuma das composições é próxima da presente na tabela A.3. Logo, recomenda-se que o pesquisador, caso não encontre o coeficiente de difusão binário para uma gasolina com composição próxima à estudada, requeira a um laboratório química o levantamento deste coeficiente.

Para as misturas de gasolina e etanol para composição EX, ou gasolina, etanol e água para composição HX, deve-se obter primeiramente o coeficiente de difusão binário para gasolina, etanol e água, adotando como solvente o ar (representando a mistura gasosa circundante no duto de entrada do motor). Pode-se simplificar o coeficiente de difusão binário de uma mistura como a soma ponderada segundo a fração mássica de seus componentes [100]. Logo, por exemplo, para composição EX, tem-se, sendo F_{ETANOL} a fração mássica de etanol na mistura:

$$D_{\frac{GASOLINA}{ETANOL},AR} = F_{ETANOL} \cdot D_{ETANOL,AR} + (1 - F_{ETANOL}) \cdot D_{GASOLINA,AR} \quad (A.11)$$

O coeficiente de difusão binário $D_{GASOLINA,AR}$ já foi discutido. $D_{ETANOL,AR}$ e $D_{ÁGUA,AR}$ estão tabelados para $\vartheta = 300K$ e pressão ambiente em [125]. Para se ter um valor de D_{AB} para pressões e temperaturas diferentes da tabelada, basta considerar que [5][125]:

$$D_{AB} \propto \frac{\vartheta_f^{3/2}}{p_{adm}} \quad (A.12)$$

Entenda, leitor, que a soma ponderada acima descrita é uma aproximação até pelo fato de um soluto influir no coeficiente de difusividade de outro, a partir das suas características elétricas. Ao fazer esta aproximação, desconsidera-se o comportamento elétrico dos componentes da mistura de combustível neste contexto. Veja, na figura A.9, como o coeficiente de difusão do etanol em uma mistura de gasolina/etanol $D_{ETANOL, \frac{GASOLINA}{ETANOL}}$ varia segundo a fração de gasolina:

Figura A.9.: $D_{ETANOL, \frac{GASOLINA}{ETANOL}}$ em função da concentração de etanol.

Fonte: [126]

A.7. Viscosidade

A viscosidade de um fluido é uma medida da sua resistência à deformação [127]. Nosso objetivo, nesta seção, é calcular a viscosidade para a mistura gasosa circundante no duto de admissão, grandeza que será necessária nas seções A.9 e A.10.

Aproximando a composição da mistura gasosa circundante da composição do ar (ou seja, desprezando vapores de combustível e excursões de composição causados pelos gases recirculados), pode-se extrair a viscosidade do ar em função da temperatura, como tabelado em [128], e considerar que estes valores valem para a mistura gasosa circundante.

Caso o leitor deseje calcular a viscosidade da mistura gasosa circundante a partir de seus constituintes, o autor recomenda consultar [129] e usar o modelo de Brokaw para mistura gasosa de componentes polares.

A.8. Viscosidade cinemática

A viscosidade cinemática de um fluido é uma medida da sua resistência a adquirir e transportar momento [130]. É definida segundo a equação (A.13):

$$\Gamma = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{A.13})$$

onde:

Γ : Viscosidade cinemática em m^2/s ;

μ : Viscosidade em $Pa \cdot s$;

ρ : Densidade do fluido em kg/m^3 .

A.9. Número de Reynolds

O número de Reynolds é uma importante variável usada para ajudar a prever as características de um fluxo segundo suas condições. É usado como uma medida do nível de turbulência do fluxo.

Dependendo da situação de estudo, pode existir uma formulação específica do número de Reynolds. Para o caso de dutos, tem-se o seguinte equacionamento [127]:

$$Re = \frac{D \cdot \rho \cdot v}{\mu} = \frac{D \cdot v}{\Gamma} \quad (\text{A.14})$$

onde:

Re : Número de Reynolds (adimensional);

D : Diâmetro do duto em m ;

ρ : Densidade do fluido em kg/m^3 ;

v : Velocidade do fluxo em m/s ;

μ : Viscosidade em $Pa \cdot s$;

Γ : Viscosidade cinemática em m^2/s .

O número crítico de Reynolds para a formulação em dutos é 2300. Ou seja, até $Re = 2300$ o fluxo no duto é considerado laminar. Acima deste valor, o fluxo é considerado turbulento [128].

Para o problema de um fluxo paralelo a uma superfície plana, conforme figura A.10, o número de Reynolds é dado pela equação (A.15).

$$Re = \frac{v_{\infty} \cdot x}{\Gamma} \quad (\text{A.15})$$

onde:

v_{∞} : Velocidade do fluido em um ponto distante da superfície plana em m/s ;

x : Distância percorrida pelo fluido em m .

Observe que, nesta situação de estudo, o número de Reynolds é proporcional à distância percorrida pelo fluxo, e que para cada traçado perpendicular ao fluxo temos um valor diferente de Reynolds. Ou seja, não há um único valor de número de Reynolds para designar o fluxo. Deve-se, neste caso, saber antes a distância percorrida pelo fluxo para emitir algum julgamento sobre seu comportamento turbulento. O número crítico de Reynolds nesse caso é conhecido por estar entre 10^5 e $3 \cdot 10^6$ [130].

Figura A.10.: Aumento do comportamento turbulento de um fluxo conforme flui sobre uma superfície plana.

Fonte: [130]

Uma formulação genérica para o número de Reynolds é a equação (A.16), onde d_x é o comprimento característico do problema, que varia para cada caso estudado [101].

$$Re = \frac{v \cdot d_x}{\Gamma} \quad (\text{A.16})$$

A.10. Número de Schmidt

O número de Schmidt é uma medida para caracterizar fluxos que simultaneamente tem processos convectivos de transporte de momento e de difusão de massa. Serve como uma medida relativa da dificuldade do processo de transporte de momento sobre a facilidade da difusão de massa [130]. O número de Schmidt S_c é formulado conforme abaixo:

$$S_c = \frac{\Gamma}{D_{AB}} \quad (\text{A.17})$$

A.11. Número de Sherwood

Vimos anteriormente que a evaporação foi modelada dividindo-a em dois processos: o primeiro, analisando o desprendimento das moléculas do líquido para a superfície do filme de combustível, e o segundo, a difusão das moléculas desta superfície no meio gasoso circundante.

Há duas formas de se modelar esta difusão: a primeira que considera o gradiente da concentração na superfície e a segunda que considera a diferença total da concentração. Na primeira, a proporção entre fluxo e gradiente de concentração na superfície é dada pelo coeficiente de difusão binária, conforme visto na seção A.6, e na segunda a proporção entre fluxo e diferença total da concentração é dada pelo coeficiente de transferência convectiva de massa:

$$\dot{N}_A = -D_{AB} \cdot \left. \frac{\partial C_A}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{A.18})$$

$$\dot{N}_A = h_m \cdot (C_{A,s} - C_{A,\infty}) \quad (\text{A.19})$$

onde:

$\dot{N}_A$: Fluxo de espécies A do filme para o meio gasoso de espécies B em $\text{mol}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$;

D_{AB} : Coeficiente de difusão binária da espécie A (soluto) na espécie B (solvente) em m^2/s ;

$\left. \frac{\partial C_A}{\partial y} \right|_{y=0}$: Derivada da concentração da espécie A na superfície do filme, calculada na direção perpendicular ao filme em mol/m^4 ;

h_m : Coeficiente de transferência convectiva de massa em m/s ;

$C_{A,s}$: Concentração da espécie A na superfície do filme em mol/m^3 ;

$C_{A,\infty}$: Concentração de espécies A em um ponto distante do filme em mol/m^3 .

Igualando as duas formulações, dividindo pelo comprimento característico do caso estudado e depois reorganizando, tem-se:

$$\begin{aligned} -D_{AB} \cdot \left. \frac{\partial C_A}{\partial y} \right|_{y=0} &= h_m \cdot (C_{A,s} - C_{A,\infty}) \\ -\frac{D_{AB}}{d_x} \cdot \left. \frac{\partial C_A}{\partial y} \right|_{y=0} &= h_m \cdot \frac{(C_{A,s} - C_{A,\infty})}{d_x} \\ -\frac{\left. \frac{\partial C_A}{\partial y} \right|_{y=0}}{\frac{(C_{A,s} - C_{A,\infty})}{d_x}} &= \frac{h_m \cdot d_x}{D_{AB}} \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

Logo, a grandeza $\frac{h_m \cdot d_x}{D_{AB}}$ quantifica a comparação relativa entre o gradiente da concentração da espécie A na superfície do filme e a concentração média da espécie A sobre o comprimento característico. Esta grandeza é nomeada como número de Sherwood Sh e equacionada, portanto, conforme abaixo:

$$Sh = \frac{h_m \cdot d_x}{D_{AB}} \quad (\text{A.21})$$

Para alguns problemas de vaporização, pode-se identificar o número de Sherwood através do número de Reynolds e do número de Schmidt conforme equação (A.22). Adianta-se ao leitor que os problemas de vaporização tratados nesta dissertação podem usar esta equação.

$$Sh = c_r \cdot Re^{m_r} \cdot Sc^{n_r} \quad (\text{A.22})$$

Onde c_r , m_r e n_r são parâmetros a serem identificados para cada problema de vaporização.

B. Especificações da instrumentação utilizada

Sensor lambda após a válvula de escape: LSU 4.9

Sensor lambda pré-catalítico: LSU4.9

Sensores de temperatura do líquido refrigerador: Termopar tipo J

Sensor de temperatura do óleo: Termopar tipo J

Sensor de temperatura dos gases de exaustão: Termopar tipo K

Dinamômetro de bancada passivo: Hidráulico Schenck Tipo D 360 1E

Dinamômetro de bancada ativo: Antriebstechnik INDY 33/4P

Analizador de medição lambda: ETAS LA4

Leitor de entradas analógicas: ETAS ES650

Sensor de pressão do óleo: P# 9013547

Sensor de pressão no coletor de escape: P# 9013512

Sensor de pressão ambiente: Contida na Gasoline FLEX ECU

Gasoline FLEX ECU: BOSCH MED17ETAS-2.41

Sensor de composição do combustível: Continental brazilian flex-fuel sensor generation II

Software de calibração e aquisição: INCA v7.1

Referências

- [1] HEYWOOD, J. B.; WELLING, O. Z. Trends in performance characteristics of modern automobile SI and diesel engines. **SAE International Journal of Engines**, v. 2, n. 2009-01-1892, p. 1650-1662, 2009.
- [2] ZHAO, F.; HARRINGTON, D. L.; LAI, M.-C. **Automotive gasoline direct-injection engines**. Warrendale, Pa., Society of Automotive Engineers, 2002, 352 p.
- [3] HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, McGraw-Hill, c1988. McGraw-Hill, Series in mechanical engineering.
- [4] WU, X. et al. Dual-injection: The flexible, bi-fuel concept for spark-ignition engines fuelled with various gasoline and biofuel blends. **Applied Energy**, v. 88, n. 7, p. 2305-2314, 2011.
- [5] GUZZELLA, L.; ONDER, C. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. 2. ed. Springer Science & Business Media, 2010.
- [6] ISERMANN, R. **Engine Modeling and Control**; Springer. First Edition. 2014. 637p.
- [7] HAYKIN, S.. ENGEL, P. M. (trad). **Redes neurais: princípios e prática**. 2. ed. São Paulo, Artmed, 2007. 900 p. Título original: Neural networks: a comprehensive foundation.
- [8] NILSSON, Y. **Modelling for fuel optimal control of a variable compression engine**. 2007. Thesis (PhD). Institutionen för systemteknik. Linköpings Universitet.
- [9] MOSKWA, J. J. **Automotive engine modeling for real time control**. 1988. Thesis (PhD). Massachusetts Institute of Technology.
- [10] WAELTERMANN, P. **Hardware-in-the-loop: The technology for testing electronic controls in vehicle engineering**. dSPACE Inc. Germany. 2016.
- [11] NATIONAL GEOGRAPHIC (documentário). **Mega Máquinas: Bugatti Veyron**. Dirigido por: Dylan Weiss. Produzido por: Milt Weiss. Disponível em:<<http://www.youtube.com/watch?v=6AFIW6sWL1s>>. Acesso em: 15 abril 2017.
- [12] KANNE, E. C. **Engine thermomanagement for fuel consumption reduction**. 2000. Thesis (PhD). ETH Zurich.

- [13] ATKINS, P. W.; JONES, L.; ALENCASTRO, R. B. (trad). **Princípios de química: questionando a vida moderna e o meio ambiente**. 5. ed. reimpr. Porto Alegre, Bookman, 2014. 922 p. Título original: Chemical principles 5th edition.
- [14] BAUKAL Jr, Charles E (ed). **The John Zink Hamworthy combustion handbook**. 2nd ed. Boca Raton, CRC Press, c2013. Industrial combustion series.
- [15] BARIN, I. **Thermochemical Data of Pure Substances**; 3. ed.; VCH Publishers. 1995.
- [16] BERRY, R. S.; RICE, S. A.; ROSS, J. **Physical chemistry**. New York, Wiley, c1980. 1264p.
- [17] AHOLMGREN, A. **Mean Value Modelling of the intake manifold temperature**. 2005. Master Thesis. Linkopings Universitet.
- [18] DUFFY, O.; WRIGHT, G. **Fundamentals of medium/heavy duty commercial vehicle systems**. 2015. 1980p. Jones & Bartlett Publishers.
- [19] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T. **Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine**. Springer-Verlag, 2009.
- [20] AGARWAL, D.; SINGH, S. K.; AGARWAL, A. K. Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine. **Appl.ed Energy**, v. 88, n. 8, p. 2900-2907, 2011.
- [21] GINGRICH, J; ALGER, T.; SULLIVAN, B. Ethanol flex-fuel engine improvements with exhaust gas recirculation and hydrogen enrichment. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, v. 2, n. 2009-01-0140, p. 58-65, 2009.
- [22] NÜESCH, S. P. **Analysis and control of multimode combustion switching sequence**. 2015. Thesis (PhD). The University of Michigan.
- [23] ALRAYYES, T. **The effect of ethanol-gasoline blends on SI engine energy balance and heat transfer characteristics**. 2011. Thesis (PhD). University of Nottingham.
- [24] HEDINGER, R.; ZSIGA, N. **Exercise .Topic: Addendum. Solution. Engine Systems (HS 2015)**. ETH Zurich. Institute for Dynamic Systems and Control. Dezembro 2015.

- [25] LIMA, D. F. B. et al. **Modeling and simulation of water gas shift reactor**: an industrial case. INTECH Open Access Publisher, 2012.
- [26] IORDANIDIS, A. A.; **Mathematical modeling of catalytic fixed bed reactors**. 2002. PhD Thesis. University of Twente.
- [27] DE MELO, T. C. C. et al. Computer simulation of a flex-fuel engine at stoichiometric condition: combustion and emission results with different ethanol blends on gasoline. **SAE Technical Papers**, v. 2, 2012.
- [28] WU, C-h. **Tables of thermodynamic properties of combustion gases**. 2nd ed. Peking, Science Press, 1959. 122 p.
- [29] LIU, P-y. **A graphical method of estimating heat capacities of hydrocarbons**. 1965. Master Thesis. University of Missouri at Rolla.
- [30] HENDRICKS, E.; SORENSON, S. **Mean value SI engine model for control studies**. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 1990. **Proceedings...** IEEE, 1990. p. 1882-1887.
- [31] HARRINGTON, D. L.; BOLT, J. A. Analysis and digital simulation of carburetor metering. **SAE Technical Paper**, 1970.
- [32] ERIKSSON, L.; NIELSEN, L. **Modeling and control of engines and drivelines**. John Wiley & Sons, 2014.
- [33] MORAN, M. J et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7 ed. Rio de Janeiro, LTC, 2013. 819 p.
- [34] MULLER, N. **Adaptive motorregelung beim ottomotor unter verwendung von brennraumdruck-sensoren**. Universidade Técnica de Darmstadt. Düsseldorf. 2003.
- [35] MANAVELLA, H. J. **Controle integrado do motor**: sistemas de injeção/ignição eletrônica. São Paulo, MTE-Thomson, 2003. 184 p.
- [36] VIDYASAGAR, M. **Nonlinear systems analysis**. 2nd ed. Philadelphia, Society for Industrial and Applied Mathematics, c2002. 498 p. Classics in applied mathematics.

- [37] BARAN, N.; ZAID, A.; BESNEA, D.; DUMINICA, D. Theoretical and experimental research of a new type of rotating volumetric pump; **The Romanian Review Precision Mechanics, Optics & Mechatronics**, 2006 (16), No. 29.
- [38] FERGUSON, Colin R; KIRKPATRICK, Allan Thomson; **Internal combustion engines: applied thermosciences**. 2nd ed. New York, John Wiley & Sons, 2001. 369 p.
- [39] NITSCHKE, Ronald Garrett. **The effects of spark-ignition engine design parameters on performance and economy: a modelling study**. 1987. Thesis (PhD). Massachusetts Institute of Technology.
- [40] ANDERSSON, P.; ERIKSSON, L. Cylinder Air Charge Estimator in Turbocharged SI-Engines **SAE Technical Paper** 2004-01-1366, 2004.
- [41] GHAZIKHANI, M.; FEYZ, M. E.; JOHARCHI, A. Experimental investigation of the exhaust gas recirculation effects on irreversibility and brake specific fuel consumption of indirect injection diesel engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 13, p. 1711-1718, 2010.
- [42] BENGTSSON, H. **Modelling of volumetric efficiency on a diesel engine with variable geometry turbine**. Master's thesis LiTH-ISYEX-3379, Department of Electrical Engineering, Linkopings Universitet, Linkoping, Sweden, 2002.
- [43] SUN, J. et al. Modeling and control of gasoline direct injection stratified charge (DISC) engines. In: CONTROL APPLICATIONS, 1999. IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON. IEEE, **Proceedings...** 1999. p. 471-477.
- [44] CRUZ, M. J. F. **Determinação experimental e predição da pressão de vapor de gasolinas com aditivos oxigenados**. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Pernambuco. 2003.
- [45] THEISS, T. J. et al. **Summary of High-Octane Mid-Level Ethanol Blends Study**. Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Oak Ridge, TN (United States). Fuels, Engines and Emissions Research Center; National Transportation Research Center (NTRC), 2016.
- [46] OWEN, K.; COLEY, Trevor. WEAVER, Christopher S.; OWEN, K. **Automotive fuels reference book**. 2nd ed. Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, c1995. 963 p.: Rev. ed. of: Automotive fuels handbook. c1990.

- [47] KAR, K.; LAST, T.; HAYWOOD, C.; RAINE, R. Measurement of Vapor Pressures and Enthalpies of Vaporization of Gasoline and Ethanol Blends and Their Effects on Mixture Preparation in an SI Engine. **SAE Int. J. Fuels Lubr.** doi:10.4271/2008-01-0317.
- [48] ENGLER-PINTO, C.; NADAI, L. Volumetric Efficiency and Air-Fuel Ratio Analysis For Flex Fuel Engines, **SAE Technical Paper**, doi:10.4271/2008-36-0223.
- [49] SIMIO, L.; GAMBINO, M.; IANNACCONE, S. Effect of ethanol content on thermal efficiency of a spark-ignition light-duty engine. **ISRN Renewable Energy**, v. 2012, 2012.
- [50] COPPIN, T. **Analyse et modélisation des moteurs Flexfuel pour leur contrôle.** 2012.Thèse. École nationale supérieure d'ingénieurs (Poitiers).
- [51] HENDRICKS, E. et al. Modelling of the intake manifold filling dynamics. **SAE Technical Paper**, 1996.
- [52] CARVALHO, M. A. S. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo otto utilizando diferentes tipos de combustíveis.** 2016. Universidade Federal da Bahia. Dissertação (Mestrado).
- [53] DE MELO, T.; MACHADO, G.; CARVALHO, L. O.; BELCHIOR, C. et al. In Cylinder Pressure Curve and Combustion Parameters Variability with Ethanol Addition, **SAE Technical Paper**, doi:10.4271/2012-36-0486
- [54] WARD, M. C. et al. **Bayesian statistics in engine mapping.** In: Statistics and analytical methods in automotive engineering: IMechE conference transactions. 2002. p. 3-16.
- [55] MAGNUSSON, J. **An investigation of maximum brake torque timing based on ionization current feedback.** 2007. Master's Thesis. Linkopings Universitet.
- [56] LORUSSO, J. A. **Combustion and emissions characteristics of methanol, methanol-water, and gasoline-methanol blends in a spark ignition engine.** 1976. Thesis (PhD). Massachusetts Institute of Technology.
- [57] METGHALCHI, M. A. K. J.; KECK, J. C. Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature and pressure. **Combustion and flame**, v. 38, p. 143-154, 1980.

- [58] SYED, I.; YELIANA, Y.; MUKHERJEE, A.; NABER, J. et al., Numerical Investigation of Laminar Flame Speed of Gasoline - Ethanol/Air Mixtures with Varying Pressure, Temperature and Dilution, **SAE Int. J. Engines**, doi:10.4271/2010-01-0620.
- [59] KANDYLAS, I. P.; STAMATELOS, A. M. Engine exhaust system design based on heat transfer computation. **Energy Conversion and Management**, v. 40, n. 10, p. 1057-1072, 1999.
- [60] ANDERSSON, P. Comparison of two exhaust manifold pressure estimation methods. In: THE THIRD COMPUTER SCIENCE AND ENGINEERING SYSTEM CONFERENCE. **Proceedings...** 2001.
- [61] ANDERSSON, P.; ERIKSSON, L. Exhaust manifold pressure estimation on a turbocharged SI-engine with wastegate. In: IFAC WORKSHOP-ADVANCES IN AUTOMOTIVE CONTROL. **Proceedings...** 2001.
- [62] PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. Prentice Hall, 2004.
- [63] STÖCKLI, M. **Reibleistung von 4-Takt Verbrennungsmotoren**. Internal report of the Laboratory of Internal Combustion Engines, ETH Zürich, 1989.
- [64] HEDINGER, R.; ZSIGA, N. **Exercise 3**. Topic: Lectures 3+4. Solution. Engine Systems (HS 2015). ETH Zurich. Institute for Dynamic Systems and Control. October 2015.
- [65] INHELDER, J. **Verbrauchs-und Schadstoffoptimiertes Ottomotor-Aufladekonzept**. 1996. Doktorarbeit. ETH Zurich.
- [66] BOTTAZZI, D.; FRANZONI, F.; MILANI, M.; MONTORSI, L. Influence of Gasoline - Ethanol Blends on Engine Torque Variation, **SAE Technical Paper** doi:10.4271/2009-01-0234.
- [67] SCHMUCKER, A. **#OneLapGSR // Part 7: The Long Road (to Michigan)**. Disponível em: <<http://www.tracktuned.com/feed/2017/2/19/onelapg-sr-part-7-the-long-road>>. Acesso em: 28 de abril de 2017.
- [68] SCHMUCKER, A. **2013 Evo X with CBRD RBX EFR7163 kit on the dyno**. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=EjtP1-scZnA>>. Acesso em: 28 de abril de 2017.

- [69] ESTRADA, J. S. et al. Performance of an agricultural engine using blends of diesel and ethanol. **Ciência Rural**, v. 46, n. 7, p. 1200-1205, 2016.
- [70] RAMADHAS, A. et al. Effect of Ethanol-Gasoline Blends on Combustion and Emissions of a Passenger Car Engine at Part Load Operations, **SAE Technical Paper** doi:10.4271/2016-28-0152.
- [71] BRUNETTI, F.; GARCIA, O. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher. v.1, 2012.
- [72] GERHARDT, J.; HÖNNINGER, H.; BISCHOF, H. A new approach to functional and software structure for engine management systems-Bosch ME7. **SAE technical paper**, 1998.
- [73] PHUANGWONGTRAKUL, S.; WANNATONG, K.; LAUNGNARUTAI, T.; WECHSATOL, W. Suitable Ignition Timing and Fuel Injection Duration for Ethanol-Gasoline Blended Fuels in a Spark Ignition Internal Combustion Engine. In: THE INTL. CONF. ON FUTURE TRENDS IN STRUCTURAL, CIVIL, ENVIRONMENTAL AND MECHANICAL ENGINEERING; FTSCM, **Proceedings...** 2013.
- [74] YELIANA. **Parametric Combustion Modeling for Ethanol-Gasoline Fuelled Spark Ignition Engines**. 2010. Thesis (PhD). Michigan Technological University.
- [75] MICKLOW, G. J. An Enhanced Correlation Thermodynamic Model For Fuel Inducted Spark-Ignition Engine Cycle Optimization; **Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology (JMEST)**; v. 2, n. 12, December-2015;
- [76] MICKLOW, G.; MURPHY, B.; ABDEL-SALAM, T. An Efficient Thermodynamic Cycle Analysis for the Performance Prediction of Fuel Inducted Spark Ignition Engines. **SAE Technical Paper**, doi:10.4271/2008-01-0289.
- [77] MICKLOW, G. J.; MURPHY, B.; ABDEL-SALAM, T. An Efficient Thermodynamic Cycle Analysis for the Performance Prediction of Fuel Inducted Spark Ignition Engines. **SAE Technical Paper**, 2008.
- [78] AMORIM, R. J. et al. Analysis of an Otto cycle engine performance regarding alcohol concentration in gasoline and CNG usage. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 18. **Proceedings...** Ouro Preto, MG, 2005.

- [79] AMORIM, R. et al. Experimental Analyses of Flexible Fuel Systems in Spark Ignition Engine. **SAE Technical Paper**, doi:10.4271/2005-01-2183.
- [80] BROUSTAIL, G. et al. Experimental determination of laminar burning velocity for butanol and ethanol iso-octane blends. **Fuel**, v. 90, n. 1, p. 1-6, 2011.
- [81] KAR, K.; CHENG, W.; ISHII, K. Effects of Ethanol Content on Gasohol PFI Engine Wide-Open-Throttle Operation. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, v. 2, n. 1, p. 895-901, 2009.
- [82] RHODES, D. B.; KECK, J. C. Laminar burning speed measurements of indolene-air-diluent mixtures at high pressures and temperatures. **SAE Technical Paper**, 1985.
- [83] CHA, J. et al. The effect of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion stability, engine performance and exhaust emissions in a gasoline engine. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 15, n. 10, p. 1442-1450, 2001.
- [84] SHER, E. **Handbook of air pollution from internal combustion engines: pollutant formation and control**. Academic Press, 1998.
- [85] HEDINGER, R.; ZSIGA, N. **Exercise 6. Topic: Optional Exercises. Solution**. Engine Systems (HS 2016). ETH Zurich. Institute for Dynamic Systems and Control. November 2016.
- [86] SKOGTJÄRN, P. **Modelling of the exhaust gas temperature for diesel engines**. Master Thesis. Linkopings Universitet. 2002.
- [87] TOPGÜL, T. et al. The effects of ethanol–unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions. **Renewable energy**, v. 31, n. 15, p. 2534-2542, 2006.
- [88] YANG, C-S. et al. Variation of Exhaust Gas Temperature with the Change of Spark Timing and Exhaust Valve Timing during Cold Start Operation of an SI Engine. **Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B**, v. 29, n. 3, p. 384-389, 2005.
- [89] GAILIS, M. et al. Effect of ignition timing on emissions of spark ignition engine using E85 fuel. **RESEARCH FOR RURAL DEVELOPMENT**, v. 1, 2014.

- [90] OHIO UNIVERSITY. **Thermodynamics. Property tables. Combustion.** Disponível em: <https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property_tables/combustion/>. Acesso em: 08 de maio de 2017.
- [91] ALIBAKHSHI, A. Enthalpy of vaporization, its temperature dependence and correlation with surface tension: a theoretical approach. **Fluid Phase Equilibria**, v. 432, p. 62-69, 2017.
- [92] LINSTROM, P. J.; MALLARD, W. G. **NIST chemistry webbook, NIST standard reference database number 69.** National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg MD, 20899. 2010.
- [93] SHUDO, T.; SUZUKI, H. Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion. **Jsaе Review**, v. 23, n. 3, p. 303-308, 2002.
- [94] HOHENBERG, G. **Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren**, Habilitation. Technische Universität Graz, 1980
- [95] ISERMANN, R. **Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe.** Springer Fachmedien, 2010.
- [96] MÜLLER, H.; BERTLING, H. **Programmierte Auswertung von Druckverläufen in Ottomotoren.** VDI-Verlag, 1971.
- [97] SANTOS, J. C. O. et al. Estimativa da capacidade calorífica de óleos lubrificantes automotivos por DSC. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO E GÁS, 3. **Anais...** 2004.
- [98] VDOVIN, A. **Cooling performance simulations in GT-Suite.** Master's Thesis. Department of Applied Mechanics. Chalmers University of Tecnology. Sweden. 2010.
- [99] SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA. **Engine Vehicle Integration – Exhaust system.** 2010. Disponível em: <http://slideplayer.com/slide/614650/>. Acesso em: Maio de 2017.
- [100] OLIVERIO, N. H. et al. Modeling the effect of fuel ethanol concentration on cylinder pressure evolution in direct-injection flex-fuel engines. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 2009. ACC'09. **Proceedings...** IEEE, 2009. p. 2037-2044.

- [101] LOCATELLI, M. A. **Modeling and Compensation of the Fuel Path Dynamics of a Spark Ignited Engine**. 2004. Tese (Doutorado). ETH Zurich.
- [102] CASTRUCCI, P. B. L.; BITTAR, A.; SALES, R. M. **Controle automático**. Rio de Janeiro, Livros Tecnicos e Cientificos, c2011. 476 p.
- [103] TREYBAL, R. E. **Mass transfer operations**. 3rd ed. New York: McGraw-Hill Book, 1980.
- [104] SÁNCHEZ, P. S. **Modeling the dispersion and evaporation of sprays in aeronautical combustion chambers**. 2012. Thesis (PhD). INPT.
- [105] AHN, K. H. **Estimation of ethanol content and control of air-to-fuel ratio in flex fuel vehicles**. 2011. Thesis (PhD). University of Michigan.
- [106] KUO, K. K.; **Principles of combustion**. 2nd ed. Hoboken, NJ, John Wiley, 2005. 732 p.
- [107] MALONEY, P. J. An event-based transient fuel compensator with physically based parameters. **SAE Technical Paper**, 1999.
- [108] AQUINO, C. F. Transient A/F control characteristics of the 5 liter central fuel injection engine. **SAE Technical Paper**, 1981.
- [109] SIMONS, M. R. **Modellbildung und Parameteridentifikation für die Wandfilmdynamik eines Otto-Motors**. 2001. Doktorarbeit. ETH Zurich.
- [110] ONDER, C. H. **Modellbasierte Optimierung der Steuerung und Regelung eines Automobilmotors**. 1993. Doktorarbeit. ETH Zurich.
- [111] SIMONS, M. R.; SHAFAI, E.; GEERING, H. P. **On-line identification scheme for various wall-wetting models**. SAE Technical Paper, 1998.
- [112] LOCATELLI, M.; ONDER, C. H.; GEERING, H. P. Exhaust-gas dynamics model for identification purposes. **SAE Technical Paper**, 2003.
- [113] JAKOBSEN, H. A. **Chemical reactor modeling. Multiphase Reactive Flows**. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 2008.

- [114] ROCK, P. A. **Chemical thermodynamics**. University Science Books, 2013.
- [115] MAGNANELLI, N. P. **Composição da gasolina**. Vigilância Sanitária. Coordenadoria de controle de doenças da secretaria de saúde do governo do estado de São Paulo. São José dos Campos. Setembro de 2012.
- [116] MARKS, L. S.; BAUMEISTER, T. **Mechanical engineers' handbook**. 4th ed. Nova York: McGraw-Hill, 1941.
- [117] PUMPHREY, J. A.; BRAND, J. I.; SCHELLER, W. A. Vapour pressure measurements and predictions for alcohol–gasoline blends. **Fuel**, v. 79, n. 11, p. 1405-1411, 2000.
- [118] MAHAN, B. H.; KATZ, J. L. Elementary chemical thermodynamics. **Physics Today**, v. 17, p. 64, 1964.
- [119] SPALDING, D. B. The combustion of liquid fuels. In: SYMPOSIUM (INTERNATIONAL) ON COMBUSTION. **Proceedings...** Elsevier, 1953. p. 847-864.
- [120] LEFEBVRE, A. **Atomization and sprays**. CRC press, 2nd ed. 2017.
- [121] LOCATELLI, M.; ONDER, C. H.; GEERING, H. P. A Rapidly Tunable Model of the Droplet Evaporation for the Study of the Wall-Wetting Dynamics. **JSAE Annual Congress Proceedings**. 2003.
- [122] MELO, T. C. C. et al. Hydrous ethanol–gasoline blends–Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine. **Fuel**, v. 97, p. 796-804, 2012.
- [123] LAM, S. H. Multicomponent diffusion revisited. **Physics of fluids**, v. 18, n. 7, p. 073101, 2006.
- [124] AL ZUBAIDY, I. et al. Diffusion coefficients of UAE gasoline as inputs to some environmental transport or risk assessment. **Journal of Clean Energy Technologies**, v. 1, n. 1, 2013.
- [125] MARTÍNEZ, I. **Mass Diffusivity Data**. Thermal Data. Departamento de moto-propulsão e termo-fluido-dinâmica da Universidade Politécnica de Madri. Disponível em: <<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/dat1/Mass%20diffusivity%20data.pdf>>. Acesso em: Maio de 2017.

- [126] TURANOV, A.; KHITRIN, A. K. Ethanol clusters in gasoline-ethanol blends. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 55, n. 37, p. 9952-9955, 2016.
- [127] WELTY, J. R. et al. **Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer**. John Wiley & Sons, 2009.
- [128] SPITZER, D. W.; **Flow Measurement**; 2nd. ed., ISO, 2001.
- [129] WILLIAMS, J. D. **The Prediction of Viscosity for Mixtures Using a Modified Square**. University of Calgary. Master Thesis. 1999.
- [130] BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7th. ed. John Wiley & Sons, 2011.