

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
DE AUTOMAÇÃO E SISTEMAS**

Rodrigo Tomasi

**CONTROLE DE MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA
PARA USO EM *POWERTRAIN* DE VEÍCULO HÍBRIDO
ELÉTRICO**

Florianópolis
2015

Rodrigo Tomasi

**CONTROLE DE MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA
PARA USO EM *POWERTRAIN* DE VEÍCULO HÍBRIDO
ELÉTRICO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas para obtenção do grau de “Mestre em Engenharia de Automação e Sistemas”.

Orientador: Prof. Dr. Nestor Roqueiro.

Co-orientador: Prof. Dr. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior.

Florianópolis
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Tomasi, Rodrigo

Controle de motor a combustão interna para uso em
powertrain de veículo híbrido elétrico / Rodrigo Tomasi ;
orientador, Nestor Roqueiro ; coorientador, Amir Antônio
Martins Oliveira Júnior. - Florianópolis, SC, 2015.
145 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia de Automação e Sistemas.

Inclui referências

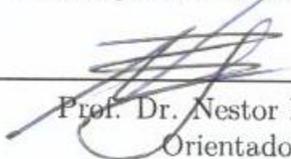
1. Engenharia de Automação e Sistemas. 2. Controle de
processos. 3. Sistemas não-lineares. 4. Motores a
combustão. I. Roqueiro, Nestor. II. Oliveira Júnior, Amir
Antônio Martins. III. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de
Automação e Sistemas. IV. Título.

Rodrigo Tomasi

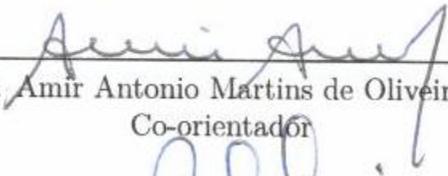
**CONTROLE DE MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA
PARA USO EM POWERTRAIN DE VEÍCULO HÍBRIDO
ELÉTRICO**

Esta dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do grau de “Mestre em Engenharia de Automação e Sistemas” e aceita em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas.

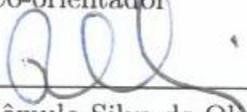
Florianópolis, 5 de Março de 2015.



Prof. Dr. Nestor Roqueiro
Orientador

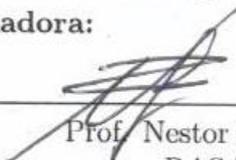


Prof. Dr. Amir Antonio Martins de Oliveira Junior
Co-orientador

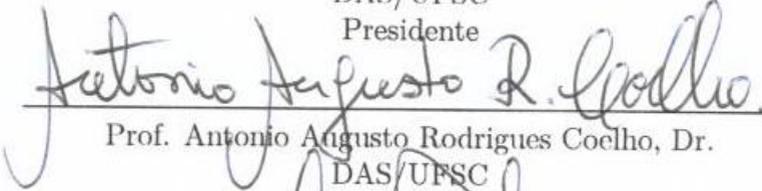


Prof. Dr. Rômulo Silva de Oliveira
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de
Automação e Sistemas

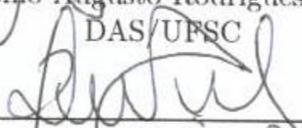
Banca Examinadora:



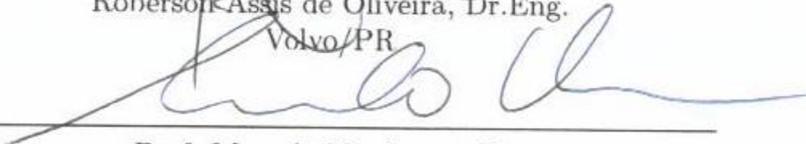
Prof. Nestor Roqueiro, Dr.
DAS/UFSC
Presidente



Prof. Antonio Augusto Rodrigues Coelho, Dr.
DAS/UFSC



Roberson Assis de Oliveira, Dr. Eng.
Volvo/PR



Prof. Marcelo Vandresen, Dr.
IFSC

Dedico este trabalho aos meus pais, Genoir e Leda, por permitirem o estudo; e à minha amada, Débora, pela compreensão, carinho e amizade durante a realização deste trabalho.

Agradecimentos

A Deus pela perseverança e paz espiritual encontrada nos momentos mais difíceis. Pelos prazerosos momentos vividos e compartilhados. A certeza da Tua presença representou a calma nos dias de tormento. A certeza da Tua ajuda me fez chegar até aqui.

Aos meus pais, Genoir e Leda, por terem permitido a minha causa; e aos meus irmãos, Vanessa e Craviano, por aceitarem minha ausência. Obrigado pelo apoio e pelas orações fundamentais em toda a minha caminhada.

À minha noiva, Débora, pelo esperar ansioso, pelos sorrisos em cada chegada e apertados abraços a cada partida. Por entender cada momento da minha ausência, ainda que presente. Pela confiança e amor sinceros, pela paciência e compreensão da importância desta conquista. Conto com o seu amor para as próximas.

Ao Seu Pedro e à Dona Luzia, pela recepção sempre agradável, pela confiança demonstrada e por terem sido minha família nestes últimos anos.

Ao amigo Prof. Nestor, orientador deste trabalho, que possibilitou, orientou e incentivou sua execução. Pela oportunidade, confiança, apoio e cobrança, possibilitando um grande crescimento profissional e pessoal. Por acreditar na inovação e incentivar o trabalho prático, fundamentais ao conhecimento. Muito obrigado.

Ao amigo e excelente profissional Daniel Fabro, pela dedicação e comprometimento com o trabalho realizado, por disponibilizar e compartilhar seu conhecimento sobre o vasto e complexo meio das injeções eletrônicas configuráveis, e por contribuir decisivamente nas soluções de problemas e escolhas para o seguimento das atividades.

Ao Prof. Amir pelas valiosas sugestões que nortearam os experimentos realizados.

Aos colegas e amigos da pós-graduação, especialmente ao Adir, Filipe, Jônatas e Rejane, meu agradecimento pela grande ajuda dada, pela amizade e pelo aprendizado durante o convívio.

Aos amigos e professores do Laboratório de Inovação, pelo intercâmbio de ideias e convivência agradável, pela companhia diária e momentos de descontração entre um chimarrão e outro.

Aos membros da banca pelo tempo dedicado e pelas contribuições ao trabalho.

A todos que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho e que não foram explicitamente acima citados.

A todos que perguntaram sobre minha Dissertação com o real interesse em saber a resposta.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

Vivemos neste mundo para nos esforçarmos a aprender sempre, para nos esclarecermos uns aos outros por meio das trocas de ideias, e para nos aplicarmos a ir sempre mais longe na ciência e nas artes.

– W. A. Mozart

RESUMO

CONTROLE DE MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA PARA USO EM *POWERTRAIN* DE VEÍCULO HÍBRIDO ELÉTRICO

Rodrigo Tomasi

Março/2015

Orientador: Prof. Dr. Nestor Roqueiro

Área de Concentração: Controle, Automação e Sistemas

Número de Páginas: xxvi + 117

O presente trabalho aborda os problemas de modelagem, simulação, projeto e implementação de uma estratégia de controle para um motor a combustão interna (MCI) do ciclo Otto, onde os objetivos de controle são manter a operação em regiões mais eficientes e reduzir o consumo de combustível, indo de encontro aos objetivos de eficiência energética de um veículo híbrido série em desenvolvimento. A estratégia de controle adotada para o MCI é baseada em modos deslizantes e foi motivada pelos bons resultados apresentados em um artigo da literatura recente, que com ações complementares sobre o ponto de ignição e injeção de combustível, aliado à operação com mistura pobre, garante tanto a robustez desejada para o controle da rotação quanto redução no consumo de combustível. Para o projeto do controlador, um modelo de valores médios foi ajustado para descrever as dinâmicas do MCI em estudo, sendo que a estimação dos parâmetros e a validação do modelo bem como o projeto do controlador se deram por simulações no ambiente Matlab/Simulink®. O controlador foi validado em um MCI de baixa cilindrada que foi completamente instrumentado e gerenciado por uma central eletrônica de código aberto, que pela possibilidade de alterações em *hardware* e *software* facilitou a realização dos testes necessários e a implementação do controlador. Os resultados experimentais foram satisfatórios e os objetivos de controle foram alcançados, demonstrando a viabilidade e o bom desempenho do controlador implementado, ambos requisitos de grande interesse para a aplicação em que o MCI está inserido.

Palavras-chave: ciclo Otto; controle por modos deslizantes; modelo de valores médios; ajuste paramétrico; eficiência energética.

ABSTRACT

CONTROL OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR USE IN POWERTRAIN OF HYBRID ELECTRIC VEHICLE

Rodrigo Tomasi

March/2015

Advisor: Prof. Dr. Nestor Roqueiro

Area of Concentration: Control, Automation and Systems

Number of Pages: xxvi + 117

This thesis presents the problems of modeling, simulation, design and experimental validation of a control strategy for a spark-ignition internal combustion engine, where the control objectives are to maintain the engine speed at a desired value and to consume the minimum mass of fuel that allows the former objective to be met, in line with the energy efficiency objectives of a series hybrid powertrain in development. The control strategy for the engine is based on sliding modes and was motivated by the good results of an article from recent literature, in which the complementary operation mode on the spark advance and fuel injection, with adequate lean burn conditions, ensures both engine speed at its desired value and reduction in the fuel consumption. For the controller design, a mean value model was fitted to describe the engine dynamics, where the parameter estimation and the model validation as well as the controller design have been made by simulations on the Matlab/Simulink[®] environment. The controller was validated in a small engine, fully instrumented and controlled by an open source fuel injection, where the experimental procedures and the controller implementation was facilitated by possibility of hardware and software modifications. Experimental results were very expressive and the controller successfully fulfilled the two control objectives, showing the feasibility and the good performance of the proposed strategy, both requirements of high interest for the application in which the engine is inserted.

Keywords: spark-ignition; sliding mode control; mean value model; parametric adjustment; energy efficiency.

Lista de Figuras

2.1	Configuração de um sistema de controle em malha fechada.	6
2.2	Atração dos estados à superfície de deslizamento e a dinâmica do modo deslizante (sistema de segunda ordem) [21].	14
2.3	Caracterização do <i>chattering</i> : chaveamento na vizinhança da superfície de comutação [21].	19
3.1	Esquema do MCI ciclo Otto [14].	22
3.2	Os quatro tempos do ciclo Otto [37].	23
3.3	Consumo específico e potência em função de λ [38].	27
3.4	Variação do torque e consumo específico em função do ponto de ignição [39].	29
3.5	Curvas típicas de potência, torque e <i>sfc</i> . MCI 3.6 litros, 6 cilindros, operando em WOT [14].	31
3.6	Exemplo de mapa de <i>sfc</i> (g/kWh). MCI 2 litros, 4 cilindros, operando em WOT [14].	32
3.7	Exemplo de mapa de eficiência de conversão do combustível η_f . MCI 3 litros e 4 cilindros [40].	33
3.8	Esquema do sensor MAF por fio quente [41].	37
3.9	Diagrama de um injetor a) restringindo a passagem e b) permitindo a passagem de combustível [42].	39
3.10	Curvas de tensão em função de λ para as sondas lambda <i>wide band</i> e <i>narrow band</i> [43].	41
3.11	Esquema de uma bobina de ignição indutiva [41].	43
3.12	Deteção da rotação através da roda fônica e sensor Hall, com respectivo sinal de medição [41].	44
3.13	Tabela típica de valores de ponto de ignição e respectivo mapa, configurados em função da carga e rotação.	46

4.1	Torque, rotação e vazão mássica do ar na admissão em ensaio para aquisição de dados com o MCI em máximo torque.	58
4.2	Condições da mistura e avanço de ignição aplicados no ensaio da Figura 4.1 para a obtenção de pontos de máximo torque.	59
4.3	Ensaio para a identificação de dinâmicas com diversas combinações das entradas.	60
4.4	Dinâmica da rotação, pressão (MAP) e vazão mássica do ar (MAF) no coletor em função da abertura da borboleta (TPS).	61
4.5	Cuvas de MAF medido nos ensaios e da equação \dot{m}_{ap} com parâmetros ajustados.	64
4.6	Torque aplicado ao MCI e torque obtido com o ajuste da equação T_e (4.6).	65
4.7	Curvas real e estimada para a função $f(\alpha)$	65
4.8	λ , θ , α e torque aplicados ao MCI no processo de validação do MVM ajustado.	67
4.9	Validação do MVM: torque, rotação e MAF medidos e simulados com o MVM ajustado.	68
5.1	Domínio de operação das entradas λ e θ	71
5.2	Curva $\dot{p}_i = f(n_d, p_i)$, para $p_i \in [0 \ 1]$ e $s(n) = 0$	74
5.3	Entrada equivalente $u_{1_{eq}}$	76
5.4	Entrada equivalente $u_{2_{eq}}$	76
5.5	Ações de controle nas entradas λ e θ para garantir seguimento de referência com perturbações de carga do tipo degrau.	77
5.6	Dinâmica da superfície $s(n)$, comutada em $s(n) = 0$	78
5.7	Ação das entradas λ e θ para o controle de rotação. MCI sem carga e com borboleta totalmente fechada.	80
5.8	Dinâmica da superfície $s(n)$ no resultado apresentado na Figura 5.7.	82
5.9	Vazão mássica de combustível nas condições de operação apresentadas na Figura 5.7.	84
5.10	Ações de controle em λ e θ para garantir seguimento de referências na presença de perturbações de carga e TPS.	85
6.1	Identificação dos pontos de máximo torque em função do avanço de ignição, para $\lambda = 1$	88

6.2	Curvas de torque (MBT), potência (P), sfc e η_f , ajustadas com dados de ensaios nas regiões definidas na Tabela 6.1, para $\lambda = 1$ e WOT.	89
6.3	Influência da entrada $\lambda_{min} \leq \lambda \leq \lambda_{max}$ nas curvas de torque, potência, sfc e η_f	90
6.4	Novos limites de θ_{max} e λ_{max} , otimizados em função da rotação do MCI.	91
6.5	Mapa com curvas de abertura da borboleta e respectivos regimes de carga e rotação, obtido com $\lambda = 1$ e θ dado na Figura 6.4.	93
6.6	Mapas de sfc (a) e η_f (b). As isolinhas mostram regiões de consumo e eficiência do MCI em todas as possíveis combinações de torque e rotação definidas pela abertura da borboleta na Figura 6.5.	94
6.7	Desempenho do MCI em operação com a ECU e com o controlador proposto, para mesma rotação e carga.	98
6.8	Comparativos de sfc entre operações mantidas pela ECU e pelo controlador implementado, nas rotações de melhor desempenho do MCI.	99
6.9	Rotação controlada à região de melhor desempenho do MCI.	102
6.10	Comparativos de sfc em cargas que mantém o MCI em alta rotação e quando a operação é levada a regimes mais eficientes pela ação do controlador.	104
I.1	ECU MegaSquirt® versão 3.0.	115
I.2	MCI utilizado para a realização do trabalho, com indicações dos instrumentos aplicados.	116

Lista de Tabelas

3.1	Condição da mistura em função de λ [14].	26
4.1	Descrição dos sensores aplicados.	56
6.1	Rotações e graus de avanço de ignição que delimitam a curva de máximo torque, para $\lambda = 1$	88

Lista de Abreviaturas e Siglas

VHS	veículo híbrido série	1
MCI	motor a combustão interna	1
SISO	uma entrada e uma saída – do inglês <i>single input and single output</i>	7
MIMO	múltiplas entradas e múltiplas saídas, do inglês <i>multiple input and multiple output</i>	7
PMS	ponto morto superior	22
PMI	ponto morto inferior	22
AFR	relação ar/combustível, do inglês <i>air-fuel ratio</i>	25
MBT	torque máximo de frenagem, do inglês <i>maximum braking torque</i>	29
WOT	borboleta totalmente aberta, do inglês <i>wide-open throttle</i>	31
PCI	poder calorífico inferior	32
ECU	unidade de controle eletrônico, do inglês <i>electronic control unit</i>	34
MAP	pressão do ar no coletor, do inglês <i>manifold air pressure</i>	36
MAF	fluxo mássico de ar, do inglês <i>mass air flow</i>	36
PWM	modulação por largura de pulso, do inglês <i>pulse width modulation</i>	38
EGO	sensor de oxigênio na exaustão, do inglês <i>exhaust gas oxygen</i>	40
UEGO	sensor universal de oxigênio na exaustão, do inglês <i>universal exhaust gas oxygen</i>	40
MVM	modelo de valor médio	48
TPS	sensor de posição da borboleta, do inglês <i>throttle position sensor</i>	55
TBI	corpo de admissão e injeção, do inglês <i>throttle body injection</i>	56

Lista de Símbolos

e	erro de seguimento de trajetória	13
s	superfície de deslizamento	14
τ	constante da superfície de deslizamento	14
u	entrada de controle	15
u_{eq}	entrada de controle equivalente	17
θ	ponto de ignição	23
\dot{m}_f	vazão mássica de combustível	25
λ	condição relativa da mistura ar/combustível	25
T_l	torque aplicado ao MCI	30
P	potência	30
n	velocidade angular do eixo	30
sfc	consumo específico de combustível	30
η_f	eficiência de conversão do combustível	32
p_i	pressão no coletor da admissão	35
T_i	temperatura no coletor da admissão	50
V_i	volume no coletor da admissão	50
R	constante universal do ar	50
\dot{m}_{at}	taxa de variação mássica do ar no coletor	50
\dot{m}_{ap}	taxa de variação mássica do ar admitido no cilindro	50
α	ângulo de abertura da borboleta	51
T_e	torque gerado pelo MCI	51
m_{ap}	massa de ar admitida no cilindro	52
J	momento de inércia do eixo	52
λ_{max}	limite de mistura pobre	70
θ_{max}	máximo avanço de ignição	70
n_d	rotação desejada	70

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Escopo da Dissertação	4
2	Fundamentos de Controle	5
2.1	Considerações Iniciais Sobre Controle de Processos . . .	5
2.2	Representação Matemática de Sistemas Dinâmicos . . .	8
2.3	Controle Robusto de Sistemas Não Lineares	10
2.4	Controle Por Modos Deslizantes	12
2.4.1	Superfície de Deslizamento	13
2.4.2	Condições Para a Existência do Modo Deslizante	15
2.4.3	Descrição Matemática do Modo Deslizante . . .	17
2.4.3.1	Método do Controle Equivalente	17
2.4.4	Lei de Controle	18
3	Motores de Combustão Interna do Ciclo Otto	21
3.1	Aspectos Funcionais do MCI Ciclo Otto	21
3.1.1	Os Quatro Tempos e a Geração de Movimento .	23
3.1.2	A Formação da Mistura e o Fenômeno da Com- bustão	24
3.1.2.1	Ignição da Mistura	28
3.1.3	Indicadores de Performance e Eficiência	30
3.1.3.1	Potência, Torque e Consumo Específico	30
3.1.3.2	Eficiência de Conversão do Combustível	32
3.2	Controle Eletrônico de Mistura e Ignição	33
3.2.1	Fluxo de Ar na Admissão	34
3.2.2	Injeção Eletrônica de Combustível	38
3.2.2.1	Controle da Mistura em Malha Fechada	40
3.2.3	Ignição Eletrônica da Mistura	42
3.2.4	Controle Eletrônico Baseado em Mapas	45
3.3	Modelagem do MCI	46
3.3.1	Modelo de Valores Médios	48

3.3.1.1	Dinâmica do Gás Admitido	50
3.3.1.2	Rotação e Torque	51
4	Ajuste Paramétrico do Modelo	53
4.1	Definição do MCI e ECU	53
4.1.1	Instrumentação do MCI	54
4.2	Metodologia de Ensaio para o Ajuste Paramétrico do Modelo	57
4.3	Estimação dos Parâmetros do Modelo	62
4.4	Validação do Modelo Ajustado	66
5	Projeto e Implementação do Controlador	69
5.1	Estratégia de Controle Por Modos Deslizantes	69
5.1.1	Definição de Entradas Complementares para a Minimização do Consumo de Combustível	70
5.1.2	Extensão do Modelo e Estrutura do Controlador	71
5.1.3	Dinâmica Zero	73
5.1.4	Projeto dos Ganhos do Controlador	75
5.2	Implementação Prática do Controlador	79
5.2.1	Resultados Preliminares	79
5.2.2	Atuação do Controlador na Presença de Perturbações e Variações na Referência	84
6	Resultados	87
6.1	Definição dos Pontos de Operação do MCI	87
6.1.1	Curvas de Performance	87
6.1.2	Mapas de Consumo e Eficiência	92
6.2	Controle do MCI nas Regiões Mais Eficientes	96
6.2.1	Comparativo de <i>sfc</i> Entre o Controlador Implementado e a Atuação da ECU	97
6.2.2	Controle da Operação do MCI à Região Mais Eficiente	101
7	Considerações Finais	105
7.1	Conclusões	105
7.2	Melhorias e Perspectivas Futuras	107
	Referências	109
	Anexo I ECU e MCI Utilizados Para o Trabalho	115

Capítulo 1

Introdução

Com o crescimento da população mundial e sua concentração em grandes centros urbanos, a demanda por veículos de transporte pessoal cresceu consideravelmente nas últimas décadas [1]. Tal fato contribuiu para o aumento no consumo de combustíveis fósseis utilizados para a propulsão dos veículos, e como consequência, aumento na emissão de gases poluentes e materiais particulados.

Como forma de amenizar esse problema, governos e entidades impõem leis cada vez mais rígidas, obrigando empresas a estarem dentro dos limites permitidos pela legislação vigente [1]. Disso se observa a busca constante por novas tecnologias que visam tanto atender as legislações quanto a aceitação no mercado consumidor. Essas condições contribuem para a pesquisa de novas topologias de veículos (elétricos, híbridos) e novas fontes de energia para propulsão veicular (biocombustível, gás natural, eletricidade).

No cenário atual de pesquisas e inovações, que concentra muitos esforços em alternativas sustentáveis e de baixo impacto ambiental, o estudo de estratégias mais eficientes para o controle de sistemas de propulsão veicular vêm buscando o uso mais racional dos combustíveis fósseis, sendo um ramo vasto e atrativo e que justifica todo o investimento em pesquisas nesta área.

Nesse contexto, Chan[1], Assadian et al.[2] e Momoh e Omoi-gui[3] citam que veículos híbridos série (VHS) são uma alternativa em potencial para a redução do consumo de combustíveis e emissão de poluentes. Agregado a esses benefícios, os VHS mantém as características atribuídas aos veículos convencionais, tais como desempenho veicular, segurança, confiabilidade e autonomia [1].

A fonte primária de energia de um VHS é um motor a combustão interna (MCI), funcionando em regime quase estacionário, acoplado a

um gerador elétrico. A tração do veículo é realizada por um motor elétrico, que recebe a energia fornecida pelo gerador e/ou de dispositivos armazenadores conectados a ele, como baterias e supercapacitores.

A operação do MCI necessita então ser otimizada em função da demanda de potência do sistema elétrico e em valores de rotação que representem o intervalo de menor consumo de combustível. Essa característica contribui significativamente para a redução no consumo e na emissão de poluentes devido à eliminação do funcionamento do MCI em regiões ineficientes. A possibilidade de modos de operação em baixa potência ou manter o MCI temporariamente inativo são outras características que reduzem o consumo e emissões nos VHS [3].

Assim, o objetivo geral relacionado à geração de energia em um VHS é manter o MCI em um regime de funcionamento que proporcione maior eficiência. Como esse regime é fator determinante para a geração de energia elétrica e eficiência do VHS, a operação do MCI em regiões de melhor desempenho combinado ao controle otimizado nessas regiões compõe papel fundamental para a obtenção de resultados satisfatórios com essa topologia de sistemas.

Os sistemas de controle de um MCI são projetados em função das condições de operação, sendo a operação definida por dinâmicas específicas e dependentes de muitas variáveis. A otimização do desempenho dos MCI depende, basicamente, do conhecimento completo dessas dinâmicas e quais as influências de cada variável no comportamento final do sistema. No entanto, controlar todas as dinâmicas torna os sistemas de controle mais complexos, que são dificultados por significativas não linearidades e interações entre variáveis manipuladas e controladas [4].

As unidades de gerenciamento eletrônico por exemplo (conhecidas como injeções eletrônicas), utilizam tabelas estáticas para o controle do MCI, ajustadas para todas as possíveis condições de operação. A configuração dessas tabelas requer boa experiência e detalhado conhecimento teórico e/ou empírico do MCI. Entretanto, controladores dinâmicos mais apurados fornecem melhores soluções ao controle dos MCI, porém projetá-los requer não apenas o conhecimento operacional do MCI mas também um modelo matemático que o descreva, para que o projeto do controlador seja efetuado com precisão.

No que diz respeito aos sistemas de controle para a redução do consumo de combustível em MCI aplicados à topologia de VHS, muitas estratégias e tipos de controladores são encontrados na literatura recente. Bons resultados e abordagens inovadoras são formuladas em [2, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13].

A estrutura de controle adotada para o MCI deve ser suficiente-

mente robusta para garantir estabilidade e desempenho, haja vista que os MCI apresentam dinâmica não linear e que sua modelagem pode apresentar certo nível de incertezas [14, 15, 16]. Um grande potencial para problemas de controle em MCI é o método de controle baseado em modos deslizantes, uma vez que isso resulta em uma estrutura de controle relativamente simples, que exige pouca computação *on-line* e sem pesquisas em tabela, além de apresentar a robustez desejada frente a erros de modelagem e perturbações externas [13, 17, 18, 19, 20, 21, 22].

Partindo-se desse princípio e considerando-se ainda que o MCI apresenta maior eficiência de conversão de combustível operando com mistura pobre adequada [14, 23], Roqueiro et al.[13] formularam uma estratégia de controle baseado em modos deslizantes para um MCI do ciclo Otto, onde a injeção de combustível e o ponto de ignição são controlados de forma complementar para garantir regime de operação e redução no consumo de combustível, priorizando a operação com mistura pobre.

Os bons resultados obtidos através de simulações em [13] impulsionaram a implementação prática do controlador nele apresentado, vindo de encontro aos objetivos de redução do consumo de combustível da fonte geradora de um VHS em desenvolvimento [24, 25]. Tal problema engloba a implementação/validação da estrutura de controle formulada por [13] em um processo real, cujo controlador precisa ser adequado ao modelo matemático do MCI em que será aplicado e, portanto, o modelo deve ser conhecido, observando-se ainda as regiões que proporcionam o maior rendimento ao MCI para que sua utilização no VHS seja viável.

A pesquisa aqui desenvolvida tem por principal objetivo projetar e implementar a estratégia de controle por modos deslizantes formulada em [13], avaliar seu desempenho e capacidade frente ao controle convencional (baseado em tabelas), considerando-se consumo de combustível e viabilidade de implementação. Para essa finalidade, necessita-se tanto obter um modelo matemático que descreva o MCI e que seja suficiente para o projeto do controlador, quanto conhecer as curvas de desempenho do MCI em função das entradas de interesse para que se possa definir as regiões de melhor desempenho.

O controlador a ser implementado no MCI faz parte de um sistema mais amplo e complexo de gerenciamento da demanda energética do VHS, em desenvolvimento no Laboratório de Inovação da UFSC. O sistema elétrico constituído de conversores e retificadores de potência e o sistema de gerenciamento energético do VHS estão em desenvolvimento até o presente momento, sendo que as discussões sobre os possí-

veis regimes de carga impostas ao MCI por parte do sistema propulsor do VHS se darão em função da potência admitida e que são possíveis de serem geradas nas regiões mais eficientes do MCI.

1.1 Escopo da Dissertação

Esta dissertação está estruturada da seguinte maneira:

- a fundamentação teórica de sistemas de controle sob a perspectiva de sistemas não lineares e a técnica por modos deslizantes é apresentada no capítulo 2;
- no capítulo 3 é feita uma revisão bibliográfica sobre os MCI do ciclo Otto, abordando desde questões operacionais fundamentais e de instrumentação para o controle eletrônico, até a apresentação de um modelo matemático encontrado na literatura e que será parametrizado para o MCI aqui estudado;
- o capítulo 4 apresenta a metodologia de ensaios realizada para a obtenção dos parâmetros do modelo matemático que descreve o MCI, com discussões sobre a convergência dos resultados e a validação do modelo;
- o capítulo 5 traz a formulação da estratégia de controle proposta em [13], o projeto do controlador para o modelo ajustado, a implementação prática no MCI e alguns resultados preliminares que descrevem aspectos relevantes do controle implementado;
- os resultados obtidos com o trabalho são apresentados no capítulo 6. Inicialmente o capítulo trata das curvas de desempenho do MCI e da identificação das regiões de melhor eficiência para a operação; o texto segue com a apresentação dos resultados conseguidos com o controlador implementado, seja para manter ou conduzir a operação do MCI para as regiões mais eficientes, com discussões sobre a sua real eficácia no seguimento de trajetória e redução no consumo de combustível;
- por fim, no capítulo 7 são dadas as conclusões gerais sobre os resultados obtidos com o trabalho e algumas sugestões de continuidade e melhorias.

Capítulo 2

Fundamentos de Controle

Neste capítulo serão apresentados alguns conceitos fundamentais relacionados aos sistemas de controle, conduzindo o texto para a descrição da técnica adotada para o problema de controle deste trabalho, conhecida na literatura como controle por modos deslizantes. O objetivo é contextualizar o leitor em relação às propriedades, características e ferramentas utilizadas para a síntese de controladores com a técnica citada, apresentando condições pertinentes para o projeto adequado do controlador.

Inicialmente serão vistas as características de sistemas de controle e como são representados os sistemas dinâmicos, trazendo também justificativas para a abordagem não linear. O texto segue com a explanação da necessidade de se ter um controle robusto quando há incertezas no modelo do processo. Por fim, a teoria de controle por modos deslizantes é apresentada, onde descreve-se os aspectos relevantes e conformes ao contexto deste trabalho.

2.1 Considerações Iniciais Sobre Controle de Processos

A ideia básica por trás das estruturas de controle consiste em manipular certo número de variáveis em um processo, de forma a obter uma resposta desejada. As variáveis são grandezas que descrevem o processo a ser controlado e a resposta desejada é objetivo do sistema de controle, ou a variável que se quer controlar. Conhecendo-se os modos de operação do processo, um controlador é projetado para que a saída atenda a requisitos de desempenho, introduzindo na entrada do processo uma ação de controle automática, capaz de garantir a operação nas mais diversas condições, como seguimento de trajetórias e rejeição

às perturbações.

Um importante conceito na teoria de controle é a realimentação (*feedback*), ou controle em malha fechada. A Figura 2.1 representa o diagrama de blocos de um sistema de controle genérico em malha fechada. Na malha fechada, a diferença entre o sinal desejado (referência ou *set point*) e o sinal real na saída (medido pelo sensor) é enviada ao controlador como um sinal de erro. O erro "informa" ao controlador a necessidade de atuação de modo a minimizar a diferença entre a referência e o sinal real na saída do processo. O sinal do controlador é então aplicado ao atuador, e o atuador altera o sinal de entrada do processo para que a saída apresente a condição desejada, mesmo na presença de perturbações externas [26].

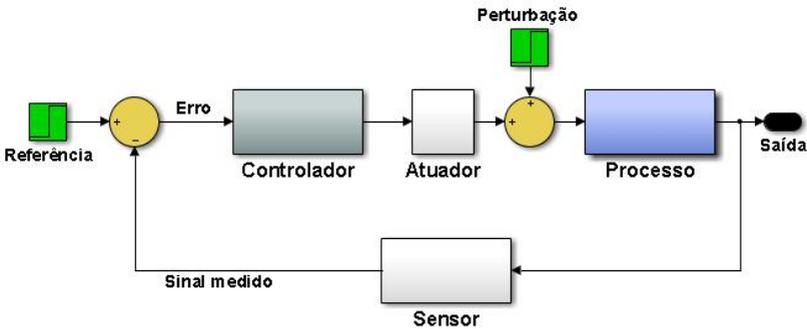


Figura 2.1: Configuração de um sistema de controle em malha fechada.

A análise e o projeto de sistemas para o controle dos mais diversos processos alavancaram o estudo e o desenvolvimento de muitas teorias e estratégias de controle. Em parte, tais estratégias se devem às diferentes formas de representação matemática dos sistemas, onde os modelos matemáticos buscam representar de forma adequada ao que se referem e servem de base para a síntese de controladores.

A representação matemática busca estabelecer um compromisso entre simplicidade e precisão, sem perder a capacidade de traduzir os efeitos dinâmicos correspondentes a cada sistema. A simplicidade está limitada à representação minimamente aceitável do sistema para os objetivos pretendidos, maior precisão pode representar um modelo mais complexo e maior dificuldade em tratá-lo matematicamente.

De maneira geral, o caráter dinâmico dos sistemas é incorporado aos modelos matemáticos na forma de equações diferenciais (modelos de

tempo contínuo) ou equações a diferenças (modelos de tempo discreto). A formulação de tais equações busca descrever as dinâmicas de interesse em função da condição do sistema em cada instante, como variações aplicadas à entrada e condições iniciais, por exemplo.

Equações que descrevem um determinado processo podem ser obtidas pela modelagem baseada em conceitos físicos (modelagem fenomenológica) ou através da aplicação de sinais na entrada e observação da respectiva resposta da saída e utilização das informações entrada/saída em algoritmos para a estimação do modelo (identificação paramétrica). A estrutura do modelo que melhor representa um processo deve ser tal que descreva todas as dinâmicas de interesse ou, ao menos, forneça informações aproximadas dos modos de operação [26, 27].

Modelos descritos por equações diferenciais (e a diferenças) lineares¹, com única entrada e única saída (SISO, do inglês *single input and single output*), podem ser representadas por funções de transferência, que relacionam saída e entrada em um domínio de variáveis complexas. A vasta e consolidada teoria para análise e projeto de controladores para essa classe de sistemas tornam a representação por funções de transferência bastante adequada e compõe a teoria de controle clássico.

Sistemas complexos, com mais de uma entrada e/ou saída (MIMO, do inglês *multiple input and multiple output*), relacionadas entre si ou não, dificultam a análise e o projeto adequado de controladores por funções de transferência. Esses sistemas podem ser representados por um conjunto de equações diferenciais de primeira ordem, através de uma notação vetorial/matricial. Essa notação é conhecida como representação no espaço de estados e é o fundamento da teoria de controle moderno.

Além de facilitar a análise e o projeto quando o sistema for MIMO, a representação no espaço de estados permite analisar as dinâmicas não lineares presentes em grande parte dos processos reais. A crescente capacidade de análise computacional e de implementação digital em microprocessadores facilitam a abordagem matricial, tanto para sistemas SISO quanto MIMO. A seção seguinte apresenta a representação matemática de sistemas dinâmicos em variáveis de estado e aborda alguns pontos referentes aos modelos não lineares.

¹Uma equação é dita linear se e somente se obedecer ao princípio da superposição [26].

2.2 Representação Matemática de Sistemas Dinâmicos

Considere-se sistemas dinâmicos modelados por um número finito de n equações diferenciais ordinárias de primeira ordem, da seguinte forma [27]

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= f_1(t, x_1, \dots, x_n, u_1, \dots, u_m) \\ \dot{x}_2 &= f_2(t, x_1, \dots, x_n, u_1, \dots, u_m) \\ &\vdots \\ \dot{x}_n &= f_n(t, x_1, \dots, x_n, u_1, \dots, u_m)\end{aligned}$$

onde \dot{x}_n representa a derivada de x_n com respeito ao tempo t e com u_1, \dots, u_m sendo as variáveis de entrada. x_1, \dots, x_n são chamadas variáveis de estado que compõe as $f_n(\cdot)$ funções dinâmicas do sistema de equações diferenciais.

Um forma usual de representação em variáveis de estado é por notação vetorial

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_m \end{bmatrix}, \quad f(t, x, u) = \begin{bmatrix} f_1(t, x, u) \\ f_2(t, x, u) \\ \vdots \\ f_n(t, x, u) \end{bmatrix}$$

com $m \leq n$ (causalidade), sendo x o vetor de estados e u o vetor de entrada. Tal representação pode ser expressa como

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(t, x, u) \\ y &= h(t, x, u)\end{aligned}\tag{2.1}$$

onde \dot{x} é formado por n equações diferenciais de primeira ordem e dita equação de estado em $x \in \mathbb{R}^n$, $y \in \mathbb{R}^q$ é o vetor de saída que compreende as respostas de interesse do sistema associadas às variáveis de estado e $u \in \mathbb{R}^m$ representa as entradas do sistema. As equações em (2.1) compõe a representação em espaço de estados (ou equações de estado) de um sistema dinâmico. O sistema é SISO para $m = q = 1$, e MIMO caso $m \vee q \neq 1$.

O objetivo do modelo matemático em (2.1) é que represente um processo real e tenha solução. Assim, assume-se que a equação de estados $f(t, x, u)$ possui única solução (para qualquer condição inicial $x(t_0) = x_0$), com derivada contínua e limitada com respeito a x . A

existência e unicidade de soluções é definida pela condição de Lipschitz² [27].

As soluções gerais de uma equação diferencial levam a resultados capazes de traduzir a resposta do sistema ao longo do tempo. Um importante conceito na teoria de sistemas é a solução estacionária para o sistema apresentado em (2.1). Em regime estacionário (ou regime permanente), todas as variáveis de estado do sistema se mantêm constantes com o passar do tempo. Essas soluções são constituídas por pontos onde o vetor de derivadas \dot{x} é nulo e a esses pontos denomina-se pontos de equilíbrio [27]. Se, partindo de qualquer ponto próximo ao equilíbrio, o sistema retorna ao mesmo equilíbrio sem o auxílio de sinais externos, então o ponto de equilíbrio em questão é estável. Caso essa propriedade não se verifique, o projeto adequado da entrada u pode tornar o equilíbrio estável e atender, ainda, outros objetivos de controle.

Para os sistemas lineares, as equações de estado em (2.1) tomam a seguinte forma especial para representá-los

$$\begin{aligned}\dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx\end{aligned}\tag{2.2}$$

sendo A , B , C matrizes constantes com dimensões apropriadas e que descrevem a dinâmica do sistema.

A simplicidade e a consolidação de técnicas de controle amplamente difundidas tornam a representação linear mais atrativa e a análise das dinâmicas envolvidas pode ser tratada em todo o espaço de estados (globalmente). Modelos dinâmicos mais complexos podem ser simplificados através de linearizações, que facilitam a fase de projeto de controladores, além de possibilitar a análise de estabilidade e desempenho utilizando métodos mais eficientes numericamente. No entanto, isto conduz a uma deficiência potencial pois tais modelos são, muitas vezes, inadequados quando se faz necessária uma melhor aproximação da realidade.

Khalil[27] cita que devido à vasta quantidade de consolidadas ferramentas e técnicas aplicáveis ao controle de sistemas lineares, linearizar o modelo não linear em torno de um ponto desejado de operação

²Para que $f(t, x)$ seja globalmente Lipschitz, para $t \in [t_0, \infty]$, tem-se:

Teorema 2.1 [27] *Seja $f(t, x)$ uma função seccionalmente contínua em t e que satisfaz a condição de Lipschitz com algum $L > 0$*

$$\| f(t, x) - f(t, y) \| \leq L \| x - y \|$$

$\forall x, y \in \mathbb{R}^n, \forall t \in [t_0, \infty]$. Então, a equação de estado $\dot{x} = f(t, x)$, com $x(t_0) = x_0$, tem única solução para todo $t > t_0$.

e analisar o modelo linear resultante é uma prática comum e pode ser o primeiro passo para o projeto de controle. Afirma, porém, que sendo a linearização uma aproximação do sistema em um ponto de operação, o sistema linearizado só representa o comportamento do sistema não linear em uma vizinhança desse ponto. Assim, o modelo linearizado não consegue traduzir com precisão o comportamento em regiões afastadas do ponto de operação e certamente o comportamento global do sistema ($\forall x \in \mathbb{R}^n$) não será condizente com o sistema não linear original.

A possibilidade de um retrato mais fiel de determinado sistema é conseguida com representações não lineares das dinâmicas que o constituem³. Assim, descrever sistemas dinâmicos por equações diferenciais não lineares (quando possível) permite analisar qualitativamente os aspectos específicos a cada sistema em particular e avaliar suas propriedades dinâmicas de forma mais realista.

Embora a descrição não linear torna o modelo complexo e elimina a simplicidade associada às técnicas lineares, apenas tal representação permite a análise mais detalhada do comportamento global e de características somente associadas a sistemas não lineares, como ciclos limites, bifurcações e fenômenos caóticos. Tais comportamentos não serão abordados neste trabalho, embora sabe-se que são condições possíveis e que ações de controle podem induzir tais fenômenos aos sistemas. Leitores interessados no assunto podem dirigir-se às referências [28, 29, 30] para detalhes relacionados.

2.3 Controle Robusto de Sistemas Não Lineares

Sob a perspectiva de engenharia, o projeto de sistemas de controle necessita não somente conhecer os fenômenos não lineares mas também controlá-los. Essas tarefas se traduzem em modelagem e síntese de sistemas dinâmicos, onde o projetista deve conhecer o sistema e avaliar a qualidade do modelo matemático a fim de adequá-lo ao projeto de controle.

Em geral, os sistemas de controle devem considerar as não linearidades e admitir que os modelos sejam incertos [18, 27, 31]. As não linearidades podem ser decorrentes da dinâmica própria do sistema ou não linearidades ditas estáticas, como saturações, chaveamentos, zona morta, histerese, por exemplo [27]. As incertezas constituem um grupo de situações não observadas e/ou negligenciadas no levantamento do mo-

³Quando a dinâmica não linear for observada, pois há, contudo, um grande número de sistemas com características lineares, onde a modelagem não conduz a modelos não lineares.

delo, observando-se que em muitas situações práticas não é possível ou necessário representar com precisão todas as dinâmicas de um sistema [31].

Segundo Slotine e Li[31], do ponto de vista de controle, imprecisões de modelagem podem ser classificadas em dois tipos principais:

- incertezas paramétricas (estruturais);
- dinâmicas não modeladas (não estruturais).

O primeiro tipo corresponde à incerteza real sobre o modelo (parâmetros incertos/imprecisos), enquanto o segundo tipo corresponde à incerteza em sua ordem (dinâmicas negligenciadas) a partir da escolha de uma representação simplificada da dinâmica do sistema ou de dinâmicas rápidas não observadas na modelagem.

O problema de modelagem implica efeitos adversos sobre os sistemas de controle (instabilidade e respostas indesejadas, por exemplo), sendo que o projeto prático deve prever e incorporar condições para que o sistema opere adequadamente frente a tais condições. Slotine e Li[31] e Khalil[27] descrevem que dentre as principais abordagens para lidar com a incerteza do modelo está o controle robusto⁴. Khalil[27] acrescenta que a incerteza é caracterizada como uma perturbação nominal no modelo e um projeto robusto visa atender os objetivos de controle mesmo quando o modelo é incerto e não representa precisamente a realidade.

Logo, além de minimizar a influência das incertezas, o controle robusto busca também minimizar o efeito sobre certas variáveis devido à perturbações externas ao sistema. Disso constituem-se os problemas de estabilização robusta, onde busca-se manter o sistema estável perante um conjunto de incertezas, e desempenho robusto, que visa reduzir a influência de perturbações na dinâmica do sistema e no resultado desejado.

No contexto deste trabalho e sendo que os MCIs apresentam dinâmica não linear e que sua modelagem pode apresentar certo nível de incertezas [14, 15, 16], a estrutura de controle adotada deve ser suficientemente robusta para garantir estabilidade e desempenho desejados.

Uma das principais técnicas de controle robusto não linear e com forte embasamento teórico é o controle por modos deslizantes (*sliding mode control*) [21, 22, 31, 32]. Segundo Utkin et al.[21], essa técnica de controle provou ser uma eficiente ferramenta para o controle de complexos sistemas não lineares sujeitos a incertezas, conduzindo a um

⁴Outra abordagem citada em [27] e [31] é o controle adaptativo, onde os parâmetros do controlador são obtidos em tempo real através de informações provenientes de sinais mensuráveis do processo.

grande número de pesquisas e publicações na área nas últimas décadas.

Resultados produzidos pelo Laboratório de Inovação da UFSC em aplicações em desenvolvimento [24, 25] mostram resultados satisfatórios em simulações e conduzem para a verificação prática de controladores projetados com a estrutura de modos deslizantes. Em [33], uma abordagem MIMO (através do controle vetorial unitário) é utilizada no controle de inclinação de um veículo de três rodas, onde as leis de controle foram validadas em simulação e a abordagem mostrou-se eficiente e com bons resultados na presença de perturbações externas ao sistema.

Roqueiro et al.[34] abordam o problema de controle de inclinação de um veículo estreito de três rodas para dois passageiros, onde o sistema dinâmico completo (ordem dezoito) é controlado por duas entradas, cada qual com uma lei de controle por modos deslizantes. Os resultados foram validados por simulações e os autores obtiveram um conjunto de parâmetros que permite atingir desempenho aceitável na presença de perturbações e incertezas.

Em recente publicação, Roqueiro et al.[13] apresentaram uma proposta de controle por modos deslizantes para o MCI do VHS, onde uma estrutura através de entradas complementares é projetada para garantir regime de operação e reduzir o consumo de combustível. Os bons resultados desse trabalho impulsionaram a implementação prática do controlador nele apresentado e a adoção da teoria de controle por modos deslizantes como estratégia de controle para o MCI, sabendo-se das não linearidades e possíveis incertezas quanto ao seu modelo matemático.

2.4 Controle Por Modos Deslizantes

Modos deslizantes são comportamentos típicos e exclusivos de sistemas regidos por equações diferenciais ordinárias com descontinuidades (sistemas de estrutura variável). Esse comportamento é caracterizado pelo surgimento de uma dinâmica que conduz os estados para um ponto de operação sem que sigam as dinâmicas individuais do sistema [22].

A descontinuidade pode ser oriunda de algum processo cujo modelo matemático que o representa é descontínuo por natureza, ou quando for introduzida ao sistema pela ação de controle para atingir um objetivo específico. Se a descontinuidade for uma opção do projetista, os objetivos de controle são tais que, no espaço de estados, se introduza uma superfície de comutação capaz de atrair (alcançabilidade) e manter

(atratividade) o sistema em modo deslizante até um ponto de operação [27]. Essa lei de controle chaveada, conhecida na literatura como controle por modos deslizantes, fornece meios eficazes e consistentes para o controle de sistemas não lineares [32].

Por ser descontínua, a estrutura do controle impõe ao sistema a característica não linear, mesmo se ele não o for, e divide o espaço de estados em subsistemas, cada qual em função da superfície onde ocorre o chaveamento (ou combinação de superfícies). A lei de controle conduz a dinâmica do sistema para a superfície definida e o modo deslizante ocorre quando a trajetória dos estados atinge a superfície e nela permanece. Na condição de deslizamento, o comportamento do sistema sofre menor influência na presença de incertezas ou de perturbações externas, o que dá a característica robusta ao sistema controlado [31, 32].

2.4.1 Superfície de Deslizamento

Considera-se que a equação de estados em (2.1) seja representada na forma afim no controle⁵

$$\dot{x} = f(x) + b(x)u \quad (2.3)$$

onde $x \in \mathbb{R}^n$ é o vetor de estados, $f(x)$ e $b(x)$ são funções contínuas (no sentido de Lipschitz), com $b \in \mathbb{R}^{n \times m}$ sendo o vetor de controle e o escalar $u \in \mathbb{R}^m$ uma lei de controle descontínua. A função $f(x)$ (em geral não linear) e o ganho de controle $b(x)$ podem não ser conhecidos com exatidão, mas a extensão da imprecisão é limitada superiormente por uma função contínua conhecida de x .

O problema de controle é fazer com que o estado x acompanhe uma trajetória desejada no espaço de estados, representada por $x_d = [x_d, \dot{x}_d, \dots, x^{(n-1)}]'$, mesmo na presença de imprecisões no modelo em $f(x)$ e $b(x)$ [31]. A diferença entre a posição do estado x e a posição desejada x_d define o erro de seguimento da trajetória (*tracking*), desta forma

$$e = x - x_d = [e, \dot{e}, \dots, e^{(n-1)}]'$$

O princípio básico da teoria de controle por modos deslizantes está no fato de que é muito mais fácil controlar sistemas de primeira ordem, sejam eles não lineares ou incertos, do que controlar sistemas gerais de ordem n . Por conseguinte, se introduz uma notação simplificada que permite que os problemas de seguimento de trajetória em sistemas

⁵Por simplicidade, doravante se suprimiu a dependência temporal nas representações matemáticas.

de ordem elevada sejam substituídos por problemas de primeira ordem equivalentes [31]. Assim, define-se uma superfície no espaço de estados capaz de impor uma dinâmica simplificada ao sistema, dada por [21]

$$s(x) = \left(\frac{d}{dt} + \tau \right)^{n-1} e \quad (2.4)$$

onde n é a ordem do sistema que se deseja controlar e τ é uma constante estritamente positiva, cujo valor é definido pelo projetista e está relacionado com a largura de banda em malha fechada [31].

Desse modo, o problema de ordem elevada se reduz a uma superfície, que uma vez atingida, as dinâmicas dos estados se tornam completamente independentes da dinâmica do sistema e as trajetórias "deslizam" sobre ela para um ponto desejado, como exemplifica a Figura 2.2. Isso significa que o problema de controlar $x = x_d$ é equivalente a se manter sobre a superfície, ou seja, $s(x)$ deve convergir para zero em tempo finito e $s(x) = 0$ representa uma equação diferencial de primeira ordem cuja única solução é $e = 0$, para condições iniciais $x(0) = x_d(0)$.

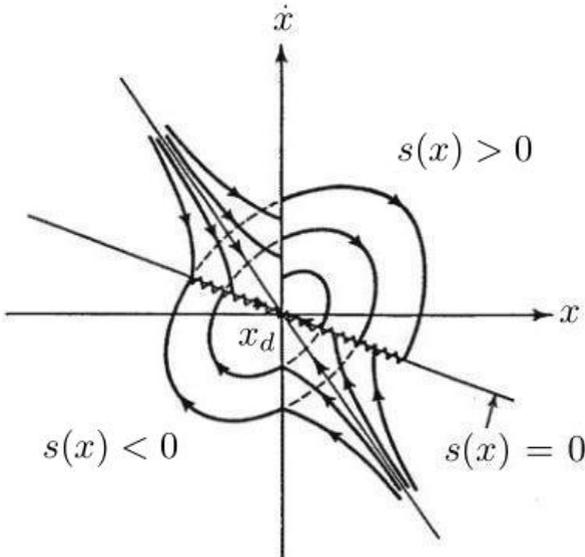


Figura 2.2: Atração dos estados à superfície de deslizamento e a dinâmica do modo deslizante (sistema de segunda ordem) [21].

A condição $s(x) = 0$ se torna possível devido à introdução de uma

ação de controle chaveada de alta frequência que orienta os campos vetoriais dos estados à superfície, mantendo a dinâmica imposta por ela até o ponto de operação [21, 22]. A entrada descontínua é assim definida

$$u(x) = \begin{cases} u^+(x), & \text{se } s(x) > 0 \\ u^-(x), & \text{se } s(x) < 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

onde $u^+(x)$ e $u^-(x)$ são funções localmente Lipschitz e $u(x)$ não é definido em $s(x) = 0$.

Como $u(x)$ está em função da superfície $s(x)$, o sistema em (2.3), sujeito às condições de entrada em (2.5), fica

$$\dot{x} = \begin{cases} f^+(x), & \text{se } u(x) = u^+(x) \\ f^-(x), & \text{se } u(x) = u^-(x) \end{cases} \quad (2.6)$$

dividindo o espaço de estados em duas regiões: $R^+ = \{x \in \mathbb{R}^n : s(x) > 0\}$ e $R^- = \{x \in \mathbb{R}^n : s(x) < 0\}$.

A superfície $s(x)$ define, então, uma fronteira de comutação entre os campos vetoriais f^+ e f^- . A região de deslizamento é definida pela orientação dos campos vetoriais na vizinhança da fronteira de comutação, sendo que a região de deslizamento atrativo ocorre quando os campos f^\pm apontam para a fronteira em ambos os lados. As condições para que o modo deslizante ocorra são descritas na sequência.

2.4.2 Condições Para a Existência do Modo Deslizante

O modo deslizante existe se na vizinhança da superfície de deslizamento a tangente (ou vetor velocidade) da trajetória do estado está sempre direcionado para a superfície. Ou seja, deve existir um domínio envolvendo a superfície no qual as trajetórias do sistema apontem na sua direção [22].

Seja o sistema descontínuo descrito por (2.3) e (2.5). A orientação (tendência de evolução) da superfície s em (2.4) é definida pela sua derivada temporal ao longo das trajetórias do sistema. Para que o sistema entre em modo deslizante, \dot{s} deve ser tal que $s \rightarrow 0$. Esse fato pode ser matematicamente expresso por [22]

$$\lim_{s \rightarrow 0^-} \dot{s} > 0; \quad \lim_{s \rightarrow 0^+} \dot{s} < 0 \quad (2.7)$$

onde $\dot{s} = \langle \nabla s; \dot{x} \rangle$. Uma condição equivalente é

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \dot{s} < 0 \quad \Rightarrow \quad \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 < 0. \quad (2.8)$$

Então, para que a condição (2.8) seja globalmente satisfeita, deve existir uma lei de controle tal que

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (2.9)$$

seja uma função de Lyapunov, uma vez que $\dot{V} = s\dot{s} < 0$, garantindo que a superfície de deslizamento seja alcançada assintoticamente [22, 31].

Como deseja-se que o estado x atinja um determinado conjunto de valores definido por $s(x) = 0$ no espaço de estados, a função de Lyapunov em (2.9) é análoga à existência de uma função de Lyapunov para estabilidade de sistemas dinâmicos. A formulação do teorema que estabelece essas condições e a prova desse teorema fogem ao escopo deste trabalho e podem ser encontradas em [22].

As condições em (2.7) e (2.8) são suficientes para que a superfície de deslizamento seja alcançada assintoticamente (estabilidade do modo deslizante). Para estimar a razão de convergência dos estados à superfície $s(x) = 0$, a literatura apresenta uma condição mais restritiva, expressa por [21, 22, 31]

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta |s| \quad (2.10)$$

onde η é uma constante estritamente positiva.

Seja $s(0) > 0$ e t_r o tempo necessário para o sistema atingir a superfície. Integrando-se (2.10) de $t = 0$ a $t = t_r$, resulta que

$$s(t_r) - s(0) \leq -\eta t_r$$

sendo que o tempo t_r necessário para os estados atingirem a superfície $s = 0$ é

$$t_r \leq \frac{s(0)}{\eta}.$$

Assim, mesmo se a condição $x_d(0) = x(0)$ não for verificada, a superfície $s = 0$ irá, contudo, ser alcançada em tempo finito menor que $s(0)/\eta$. Além disso, a definição em (2.4) implica que, uma vez na superfície, o erro de seguimento tende exponencialmente para zero, com uma constante de tempo $(n - 1)/\tau$.

A condição de deslizamento (2.10) faz com que a superfície (2.4) seja um conjunto invariante. A invariância e a ordem reduzida oferecidas pela técnica de controle por modos deslizantes são propriedades importantes e de interesse para o desenvolvimento de um controle robusto [27].

2.4.3 Descrição Matemática do Modo Deslizante

Tanto a descontinuidade imposta pela entrada de controle (2.5) quanto o sistema correspondente (2.3) ficam indefinidos sobre a superfície de deslizamento ($s(x) = 0$). Com isso, a condição de Lipschitz para a existência e unicidade de solução de equações diferenciais não é satisfeita na vizinhança da superfície de deslizamento. Contudo, nos pontos onde o lado direito da equação não for analítico, a solução não deixa de existir apesar dessa indefinição.

A literatura apresenta duas consolidadas técnicas para a determinação da dinâmica do sistema quando em modo deslizante, a saber: método de Filippov e método do controle equivalente (ou de Utkin). Para sistemas monovariáveis e afins no controle, os métodos de Filippov e controle equivalente levam a resultados idênticos [22]. Por essa razão e sendo a abordagem pelo controle equivalente mais direta [22], apresenta-se neste trabalho apenas o método do controle equivalente para descrever a dinâmica do sistema quando em deslizamento.

2.4.3.1 Método do Controle Equivalente

A dinâmica enquanto em modo de deslizamento implica $\dot{s}(x) = 0$ e $s(x) = 0$, para todo $t \geq t_0$. Considerando-se a equação de estado em (2.3) e a condição $\dot{s}(x) = 0$ em (2.4), tem-se que

$$\dot{s}(x) = \frac{\partial s}{\partial x} \dot{x} = \frac{\partial s}{\partial x} [f(x) + b(x)u] = 0.$$

Resolvendo formalmente para a entrada de controle, obtém-se uma expressão para u , chamada de controle equivalente (u_{eq})

$$u_{eq}(x) = - \left[\frac{\partial s}{\partial x} b(x) \right]^{-1} \frac{\partial s}{\partial x} f(x) \quad (2.11)$$

que pode ser interpretada como uma lei de controle "contínua" que mantém $s(x) = 0$, onde $\left[\frac{\partial s}{\partial x} b(x) \right]^{-1}$ necessita ser diferente de zero (não singular para todo t e x). Para que a entrada de controle apareça explicitamente na primeira derivada de $s(x)$, a superfície necessita ter grau relativo⁶ um.

Substituindo-se $u = u_{eq}$ na equação de estado (2.3), resulta em

$$\dot{x} = f(x) - b(x) \left[\frac{\partial s}{\partial x} b(x) \right]^{-1} \frac{\partial s}{\partial x} f(x) \quad (2.12)$$

⁶Grau relativo da superfície $s(x)$ significa quantas vezes é preciso derivar $s(x)$ para que a entrada de controle apareça [31].

que não depende explicitamente da função descontínua $u(x)$ e, portanto, é uma equação diferencial contínua. Observa-se que a restrição $s(x) = 0$ em conjunto com (2.12) determinam o movimento do sistema quando em deslizamento, regido por um conjunto de equações de ordem reduzida. Em outras palavras, u_{eq} expressa a amplitude da entrada de controle a ser aplicada no sistema para manter $s(x) = 0$ e é, em conjunto com a condição (2.10), utilizado para a verificação da convergência do modo deslizante ideal.

2.4.4 Lei de Controle

Como visto, a existência do modo deslizante requer a estabilidade da trajetória de estado para a superfície de deslizamento. A lei de controle chaveada deve então ser projetada para assegurar que a trajetória de estados se dirija à superfície de deslizamento (alcançabilidade) e nela permaneça durante todo o tempo subsequente (atratividade) [22].

Então, a entrada descontínua deve ser capaz de direcionar o sistema à superfície de deslizamento a partir de um ponto de operação arbitrário. Isso torna-se possível através da escolha de uma lei de controle que atenda $s\dot{s} \leq \eta|s|$, onde a região de atração no espaço de estados fica definida por

$$s \frac{\partial s}{\partial x} [f(x) + b(x)u] = -\eta|s|. \quad (2.13)$$

Admitindo-se que

$$\dot{s} = h(x) + g(x)$$

onde $h(x)$ e $g(x)$ podem ser desconhecidas ou incertas, porém com limites conhecidos em x , tais que

$$\begin{cases} |h(x)| \leq H(x) \\ 0 < |g(x)| \leq G(x) \end{cases}$$

a equação (2.13) pode ser resolvida para a entrada u como

$$u = -\frac{H + \eta}{G} \text{sign}(s)$$

com $\text{sign}(s)$ dado por

$$\text{sign}(s) = \begin{cases} +1, & \text{se } s(x) > 0 \\ -1, & \text{se } s(x) < 0. \end{cases}$$

Assim, a garantia de alcançabilidade e atratividade é conseguida com uma lei de controle descontínua em função da superfície de deslizamento

$$u = -k \text{sign}(s) \quad (2.14)$$

onde o ganho k é responsável, além de garantir a condição em (2.10), por suprimir as incertezas do modelo e, quanto maior forem as incertezas, maior deverá ser o valor de k . Como resultado, $s(x)$ será globalmente conduzida para zero em algum tempo finito, independentemente do crescimento não linear das incertezas.

Como o sinal da entrada de controle é alterado em função da superfície, manter o deslizamento ideal ($s(x) = 0$) requer chaveamentos infinitamente rápidos. Em sistemas reais no entanto, todas as funções com controle chaveados tem imperfeições (retardo, histerese, etc.) e há limitações quanto a frequência de chaveamento, que forçam o modo deslizante a ocorrer em frequência finita. A trajetória de estado então oscila em uma certa vizinhança da superfície de deslizamento, causando o fenômeno conhecido como *chattering* [21]. Portanto, o modo deslizante real não ocorre sobre a superfície de chaveamento, mas fica confinado a uma camada limite ($-\Delta < s(x) < +\Delta$), como mostra a Figura 2.3.

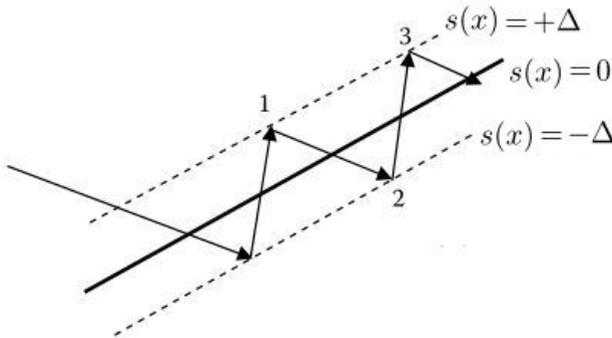


Figura 2.3: Caracterização do *chattering*: chaveamento na vizinhança da superfície de comutação [21].

O *chattering* consiste em oscilações de amplitude e frequência limitadas, que se propagam pelas variáveis de estado do sistema, diminuindo a exatidão de controle e excitando dinâmicas de alta frequência não modeladas do processo. Essas condições causam desgaste em partes mecânicas móveis e funcionamento inadequado não previstos.

Muitas técnicas para a redução do *chattering* são encontradas na literatura, com destaque para a técnica de ganho variável, a técnica baseada em observador e a técnica da camada limite (*boundary layer*). A técnica de camada limite é uma das soluções mais aplicadas, e consiste em gerar leis de controle contínuas que forcem as trajetórias do sistema para uma camada em torno da superfície de deslizamento [21, 22, 35]. Embora essas técnicas não serão aqui utilizadas, elas compõem importante papel na implementação prática de controladores por modos deslizantes. Neste trabalho, a redução do *chattering* está baseada na extensão do modelo do MCI com a criação de novos estados [13], que será detalhada quando a estratégia de controle for apresentada.

Todos os pontos abordados e apresentados neste capítulo são relevantes ao projeto de um controlador por modos deslizantes, embora outras abordagens e metodologias de projeto possam ser encontradas. Os leitores podem encontrar vasto conteúdo e ferramental matemático com explanação mais detalhada para o projeto e soluções de problemas de controle com a técnica de modos deslizantes em [21, 22, 27, 31, 32, 35, 36]. Outros aspectos serão discutidos ao longo deste trabalho e de acordo com a necessidade, quando a estratégia de controle para o MCI for apresentada, simulada e validada no sistema real.

Capítulo 3

Motores de Combustão Interna do Ciclo Otto

Este capítulo traz uma revisão bibliográfica sobre os MCI do ciclo Otto, onde apresenta-se a fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do trabalho aqui proposto. A revisão busca esclarecer ao leitor as principais características de funcionamento do MCI ciclo Otto, como se dá a geração de movimento e trabalho e como as entradas influenciam a dinâmica de operação do MCI.

Apresenta-se também princípios básicos de controle eletrônico para os MCI ciclo Otto e suas principais vantagens. O capítulo finaliza com uma revisão de como a dinâmica do MCI pode ser representada matematicamente, concluindo com a descrição de uma estrutura de modelo de valores médios encontrada na literatura e adotada para a sequência deste trabalho.

3.1 Aspectos Funcionais do MCI Ciclo Otto

Os MCI utilizam a energia química de combustíveis para a geração de trabalho mecânico. O trabalho mecânico é conseguido através da combustão de misturas adequadas de combustível com comburente (ar), que converte a energia química concentrada em uma cilindro (câmara de combustão) em calor, causando a expansão dos gases presentes no processo e aumentando assim a pressão. A expansão desloca um êmbolo (pistão) envolto pelo cilindro, fornecendo energia para o movimento das peças mecânicas que compõe o MCI [14, 37].

Em MCI do ciclo Otto¹ (ou de quatro tempos), a combustão é iniciada por uma centelha e a energia imposta ao pistão o desloca line-

¹Ciclo teórico determinado por Nikolaus Otto e construído em 1876, a partir de formulações de Alphonse Beau de Rochas em 1862 [14].

armente dentro do cilindro. O curso total do pistão, do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI), é convertido em movimento rotativo do eixo através de um sistema biela (L) e manivela (r), como mostra a Figura 3.1.

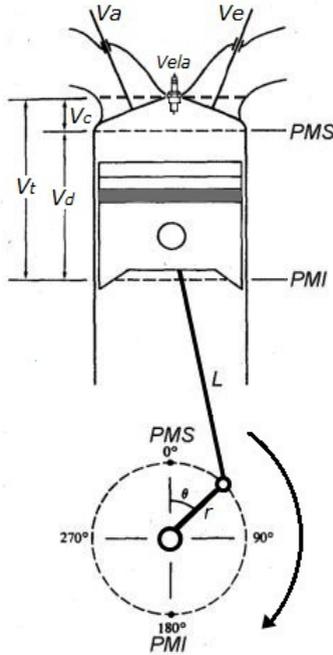


Figura 3.1: Esquema do MCI ciclo Otto [14].

O tamanho do MCI, geralmente expresso em cilindradas (cc) ou litros, é uma referência ao volume V_d deslocado pelo movimento do pistão em seu curso total. Em MCI com mais de um cilindro, o volume total é a soma dos volumes de cada um.

Para o evento da combustão, o volume admitido é comprimido em V_c , espaço delimitado entre o pistão em PMS e o cabeçote, reduzindo o volume no interior da câmara. A redução no volume é definida como relação volumétrica de compressão ou taxa de compressão (r_c), expressa por [14]

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} = \frac{V_t}{V_c}. \quad (3.1)$$

A cada ciclo, a mistura ar/combustível é admitida² para dentro do cilindro pela válvula de admissão (V_a) e ignitada através de uma centelha pela vela de ignição, com o ângulo de manivelas a θ graus de PMS. Os gases resultantes da queima são eliminados pela válvula de escape (V_e) e inicia-se um novo ciclo.

Um ciclo de trabalho completo corresponde a duas voltas do eixo de manivelas e a quatro tempos do MCI. Esses quatro tempos caracterizam o ciclo Otto e são discutidos com maiores detalhes na seção seguinte.

3.1.1 Os Quatro Tempos e a Geração de Movimento

Em um ciclo completo o pistão faz dois movimentos de subida e descida, que ao todo completam duas voltas sobre o eixo de manivelas. Cada subida ou descida do pistão compõem um tempo dos quatro necessários para completar o ciclo, compreendendo o princípio de funcionamento dos MCIs de ignição por centelha do ciclo Otto. O movimento ordenado do pistão e das válvulas definem os quatro tempos do MCI, apresentados na Figura 3.2.

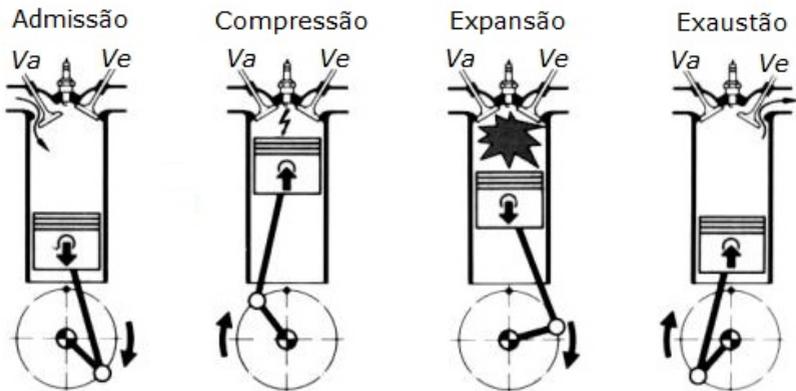


Figura 3.2: Os quatro tempos do ciclo Otto [37].

No tempo de admissão, o pistão move-se de PMS para PMI e mantém-se V_a aberta e V_e fechada. Devido à queda de pressão gerada pelo aumento do volume no cilindro durante o movimento do pistão, a mistura ar/combustível é introduzida no cilindro.

²Para o combustível injetado eletronicamente fora da câmara de admissão. Denomina-se injeção indireta de combustível.

Quando o pistão atinge a posição PMI, a válvula de admissão fecha e o pistão move-se para PMS. Com as válvulas fechadas, a mistura ar/combustível é comprimida, iniciando o tempo de compressão. Com a mistura comprimida, o sistema de ignição produz uma centelha elétrica através da vela de ignição, iniciando a combustão da mistura dentro do cilindro.

Mantendo-se as válvulas fechadas, a combustão eleva a pressão dentro da câmara de combustão, exercendo assim uma força sobre o pistão capaz de movimentá-lo de PMS a PMI. Nesse tempo, denominado expansão, é que se converte efetivamente a energia do combustível em movimento (torque) ao eixo de manivelas. Quando o pistão chega em PMI a válvula de escape abre e a expansão está concluída.

A abertura de V_e inicia a exaustão e o pistão se movimenta de PMI para PMS. Com isso, os gases provenientes da combustão são comprimidos para a atmosfera. Com o pistão em PMS ocorre o fechamento de V_e e a abertura de V_a , finalizando os quatro tempos e dando início a um novo ciclo.

3.1.2 A Formação da Mistura e o Fenômeno da Combustão

O sistema de admissão de ar dos MCIs do ciclo Otto é composto basicamente por um filtro de ar, pelo carburador ou por componentes do sistema de injeção eletrônica de combustível, pela válvula borboleta (ou simplesmente borboleta) e pelo coletor até a válvula de admissão. Com o movimento do pistão de PMS para PMI no período de admissão, a mistura ar/combustível é admitida, por diferença de pressão, para dentro do cilindro. A quantidade mássica do ar admitido é controlada pela posição angular da borboleta, que restringe a passagem do ar e assim a mistura ar/combustível passível de combustão que é fornecida ao cilindro.

A restrição do fluxo pela borboleta (e pelos demais componentes, em menor intensidade) geram perdas de carga do sistema de admissão e induzem uma queda de pressão que altera significativamente a pressão de admissão do MCI desde o filtro de ar até o interior do cilindro. Essas perdas definem a carga de ar admitida e, conseqüentemente, o torque e a potência de saída, sendo possível, então, controlar a operação do MCI. Assim, quando totalmente fechada, a borboleta impede que a rotação do MCI aumente pois limita a carga para a combustão. Quando aberta, proporciona plena carga para o cilindro e aumento na rotação.

Para que ocorra a combustão e para que ela progrida, o vo-

lume de mistura admitida deve estar em condições favoráveis. Segundo Bosch[37], boas condições para a combustão são:

- admissão precisa de ar e combustível;
- atomização³ do combustível em pequenas gotas, antes da ignição;
- a relação de massas ar/combustível deve propocionar o início da queima através da centelha no interior da câmara.

A relação ar/combustível é expressa em função das massas de ar e de combustível admitidas. Segundo Heywood[14], conhecer as massas de ar e de combustível necessárias para o processo de combustão compõe importante papel para a análise de indicadores bem como para o controle adequado da mistura. Essa relação, encontrada na literatura como AFR (do inglês *air-fuel ratio*), é expressa por

$$AFR = \frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_{ap}}{\dot{m}_f} \quad (3.2)$$

onde \dot{m}_{ap} (g/s) é a vazão mássica de ar e \dot{m}_f (g/s) a vazão mássica de combustível. Pode, também, ser a relação de massas admitida no cilindro durante o tempo de admissão.

O combustível precisa reagir com o ar para a queima. Na combustão, o componente reagente do ar é o oxigênio (nitrogênio e argônio também são gases existentes no ar porém considerados inertes), que reage com o carbono e hidrogênio dos combustíveis liberando os gases da exaustão. Quando o oxigênio disponível for suficiente, o combustível hidrocarboneto pode ser completamente oxidado e diz-se que a mistura é estequiométrica [14].

A estequiometria caracteriza-se pela queima total (teoricamente ideal) do oxigênio com o combustível. Para a gasolina pura, a relação estequiométrica é 14,7:1⁴, já para o álcool combustível (etanol), esse valor é de aproximadamente 9:1. Isso significa que, para o caso do etanol, a queima total de 1 kg de combustível necessita de 9 kg de ar. Heywood[14] descreve que os limites de AFR, para a maioria dos MCIs convencionais, está entre 18:1 e 12:1 para a gasolina. Esses valores podem variar de acordo com a composição final de cada combustível e com a forma construtiva do MCI utilizado [14, 37].

A condição estequiométrica ideal da mistura é relacionada com a queima real (efetivamente disponível) pelo fator *Lambda* (λ). Essa relação fornece a informação da condição relativa da mistura, ou seja,

³Conversão do combustível líquido em *spray*, melhorando a eficiência da combustão.

⁴Para a gasolina comercializada no Brasil o valor estequiométrico fica abaixo de 14,7:1 em função da adição de etanol.

quão longe a queima está da estequiometria (ideal). Tem-se que

$$\lambda = \frac{A/F}{(A/F)_s} \quad (3.3)$$

onde $(A/F)_s$ representa o valor estequiométrico. Dessa relação se estabelecem as condições da mistura, dadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Condição da mistura em função de λ [14].

λ	Condição da mistura
= 1	mistura estequiométrica
> 1	mistura pobre, deficiência de combustível
< 1	mistura rica, excesso de combustível

A condição estequiométrica gera, idealmente, dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O) como produto da combustão. Na prática, os elementos gasosos não conseguem formar uma mistura perfeitamente homogeneizada dentro da câmara, não queimando completamente conforme esperado durante o pouco tempo disponível para a combustão. Sendo assim, os gases de escape resultantes tendem a conter traços de oxigênio, monóxido de carbono (CO) e alguns hidrocarbonetos (HCs) parcialmente queimados. Quando em mistura rica, os gases na exaustão apresentam, além dos mencionados, óxidos de nitrogênio (NO_x ⁵) e HCs não queimados em níveis elevados.

HCs, NO_x , CO, além de alguns particulados (substâncias não gasosas, exceto H_2O) provenientes da combustão, são ditos poluentes e afetam diretamente a saúde do ser humano além de agravantes futuros para o clima do planeta. A emissão de poluentes é regulamentada e os fabricantes precisam atender aos limites máximos de emissão estabelecido por órgãos competentes, como é o caso do PROCONVE no Brasil.

A potência máxima obtida da combustão se dá para misturas ricas de aproximadamente $0,85 < \lambda < 0,95$. Porém, além do consumo, aumentam o nível de emissões dos gases poluentes. O menor consumo e a menor potência se dão para misturas pobres, como mostra a Figura 3.3. No entanto, essa condição é limitada devido à extinção de combustão (*misfire*), para λ muito pobre (geralmente para $\lambda > 1,3$). Esse limite de funcionamento pobre depende de muitos aspectos e caracteriza-se pelas falhas de combustão e funcionamento irregular [14, 37].

⁵ NO_x é aplicado para todos os óxidos de nitrogênio emitidos por MCI.

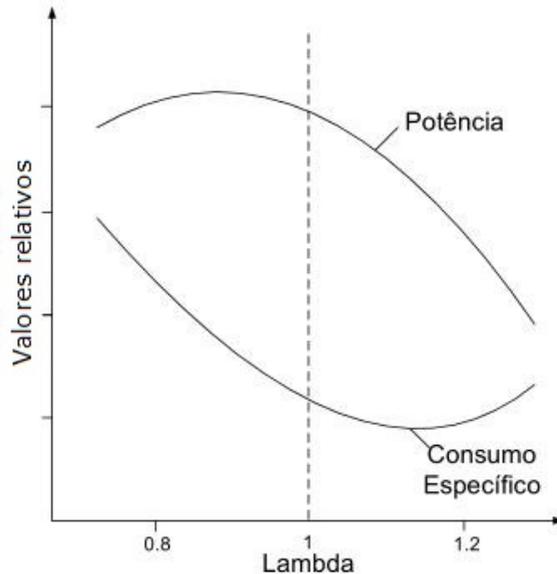


Figura 3.3: Consumo específico e potência em função de λ [38].

As limitações para a combustão ocorrem, além da existência de uma relação ar/combustível adequada, pela temperatura máxima atingida dentro da câmara e pelo tempo disponível para que ocorra as reações químicas para a conversão de energia e manutenção do movimento. Em misturas com excesso de ar pode-se ter temperatura mais elevada pois é possível oxidar mais combustível, liberando mais energia térmica. Em misturas com excesso de combustível, o combustível excedente consome energia para ser vaporizado, mas não gera calor durante a combustão, já que não há oxigênio suficiente para oxidá-lo.

Um agravante de operar em temperaturas elevadas é a ocorrência de pontos quentes que podem comportar-se como velas de ignição e originar outras frentes de queima. O encontro das frentes de combustão da vela e dos pontos quentes gera perda de potência e picos elevados de pressão que danificam as partes internas onde ocorre a combustão [14, 37, 38].

Heywood[14] acrescenta que a melhor relação ar/combustível é aquela que possibilita a obtenção da potência de saída desejada com o menor consumo de combustível possível, mantendo o bom funcionamento do MCI.

3.1.2.1 Ignição da Mistura

O início da combustão da mistura ar/combustível é realizado através de uma faísca, causando um aquecimento localizado e ignitando a mistura. Essa faísca (ou centelha) é formada pela criação de um arco voltaico entre os eletrodos da vela de ignição, que é conseguido pela alta tensão fornecida por uma bobina (bobina de ignição) [14]. A aplicação da centelha gera uma frente de chama que se propaga em direção às paredes do cilindro, elevando os valores de temperatura e pressão.

O instante da faísca, também conhecido como ponto de ignição, é dado em função da posição angular do eixo de manivelas e o PMS. O ponto de ignição caracteriza-se por proporcionar o aumento ou a redução na transformação de energia mecânica do ciclo. Denomina-se avanço de ignição quando acontece antes de PMS, e os graus (θ°) de avanço são definidos com referência a essa posição. O avanço de ignição permite que a expansão comece com pressão elevada, aumentando o rendimento do MCI [14].

Pouco avanço de ignição significa menor pressão para o início do ciclo de expansão e, conseqüentemente, menor rendimento. Já maior avanço eleva demasiadamente a pressão da câmara de combustão, causando detonação (*knocking*), dentre outros problemas. A detonação é um fenômeno causado pela ignição espontânea da mistura, que produz ondas de choque que se propagam em direção contrária à frente de chama iniciada pela centelha e oscilações na pressão devido à interferência entre as ondas [14, 37]. Quanto maior o avanço de ignição aplicado, maior é o valor de pressão atingido, e assim, maior é a chance de ocorrência da detonação. Durante a ocorrência de detonação parte da energia presente no cilindro é desperdiçada, o que gera perda de potência entregue ao eixo. Esse limiar de operação depende ainda da curva característica de pressão e temperatura de cada mistura [14, 38].

O ponto de ignição têm influência também sobre as emissões de poluentes. O aumento na emissão de HC e NO_x é proporcional ao avanço de ignição pois este acarreta maiores temperaturas na câmara de combustão. As emissões de HC aumentam para a condição pobre da mistura, onde a velocidade de combustão é tão baixa que a combustão não estará completa quando a válvula de exaustão abrir [37].

O ótimo ponto de ignição é definido de acordo com vários parâmetros. Os mais importantes são a velocidade angular do eixo, a carga aplicada, o projeto do MCI e a condição momentânea de operação (partida, aceleração e desaceleração, temperatura, etc.) [37]. Assim, o momento da faísca implica diretamente na geração de torque e no consumo de combustível e deve ser adequadamente controlado para se

obter melhores resultados do MCI.

A Figura 3.4 mostra a variação do torque e do consumo específico do MCI em função do ponto de ignição, para a mesma condição de rotação, carga e relação ar/combustível. O torque máximo conseguido com o avanço de ignição, conhecido como MBT (do inglês *maximum braking torque*), ocorre para determinado valor de avanço [14]. Aumentando ainda mais o avanço é possível atingir o ponto de menor consumo específico, porém perde-se em geração de torque.

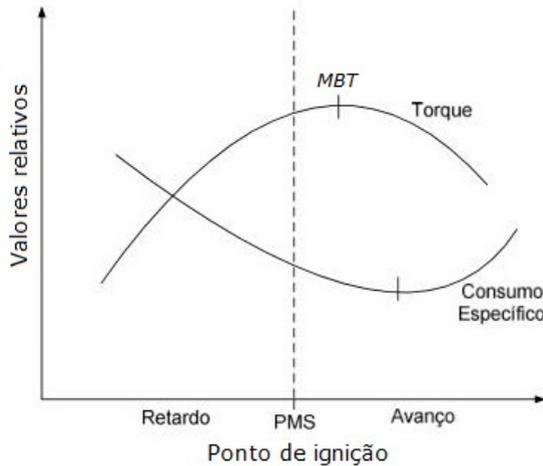


Figura 3.4: Variação do torque e consumo específico em função do ponto de ignição [39].

Em função das variações no tempo necessário para completar a combustão, o ângulo de avanço da ignição pode ser modificado com o MCI em operação, proporcionando maiores rendimentos. Isso significa que para baixas rotações o tempo para a combustão é maior e o avanço não deve ser demasiado grande. Já para altas rotações esse ângulo pode ser aumentado para fazer bom proveito da queima devido ao tempo disponível para a combustão ser menor.

Assim, dada quantidade de ar que passa pela borboleta, controlar adequadamente a massa de combustível disponibilizada para a combustão e o instante da ignição significa obter melhor desempenho, tanto na produção de energia, quanto na redução do consumo e níveis de emissões. Pode-se, ainda, priorizar alguns indicadores, visando regime de funcionamento para dadas condições. A próxima seção apresenta os principais indicadores de desempenho do MCI Otto.

3.1.3 Indicadores de Performance e Eficiência

Descreve-se aqui os principais indicadores correlatos ao princípio de funcionamento e geração de trabalho em MCI Otto e que serão relevantes ao trabalho. Esses indicadores permitem conhecer os regimes de operação e otimizá-los em determinadas condições para obter melhores resultados quanto à geração de energia e consumo de combustível dos MCI.

Segundo Heywood[14], a performance do MCI pode ser definida como a máxima potência (ou torque) disponível para cada rotação, dentro da faixa útil de operação do MCI, admitindo-se uma faixa de rotação e potência sobre a qual a operação é satisfatória. Comenta ainda que os parâmetros de interesse em performance são a potência, o torque e o consumo específico de combustível. Esses indicadores expressam a geração de trabalho e consumo, e geralmente são apresentados em função da rotação. A razão entre a energia fornecida para o processo (combustível) e a energia efetivamente entregue ou convertida (potência no eixo) expressa a eficiência (ou rendimento) do MCI.

3.1.3.1 Potência, Torque e Consumo Específico

O torque (N.m) é a medida que expressa a capacidade do MCI em produzir trabalho. A potência (W) é a razão em que o trabalho é realizado, ou seja, a energia produzida por unidade de tempo ($1W=1J/s$). O torque é medido através de um dinamômetro ou, indiretamente, através da potência gerada pelo MCI (energia fornecida pelo MCI frente à carga aplicada no eixo), com seguinte relação [14]

$$P = nT_l \quad (3.4)$$

onde T_l é o torque aplicado, P é a potência e n é a velocidade angular do eixo, em rad/s.

Nos testes de MCI, o consumo é medido em razão da vazão mássica de combustível durante certo período (g/s). O consumo específico de combustível (sfc) é o parâmetro mais útil para esse fim, onde estabelece a razão entre a vazão mássica do combustível consumida (\dot{m}_f) e a potência gerada pelo MCI. Representa, assim, o consumo indicado em função do trabalho produzido, expresso por [14]

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (3.5)$$

podendo ser, devido às grandezas de cada unidade e coerência de apresentação, expresso em g/kWh, kg/kWh ou g/Wh.

A Figura 3.5 mostra as curvas de potência, torque e sfc de um MCI operando com a borboleta totalmente aberta (WOT, do inglês *wide-open throttle*). Como exemplo, as curvas apresentam dados de um MCI específico, porém são genéricas e assumem o mesmo formato, podendo apresentar deslocamento nos pontos de máximo ou mesmo suas inclinações, de acordo com os aspectos construtivos de cada MCI [14]. Para aberturas parciais da borboleta há redução na amplitude das curvas, sendo que a condição de WOT é a que apresenta a máxima potência e torque possíveis para o MCI.

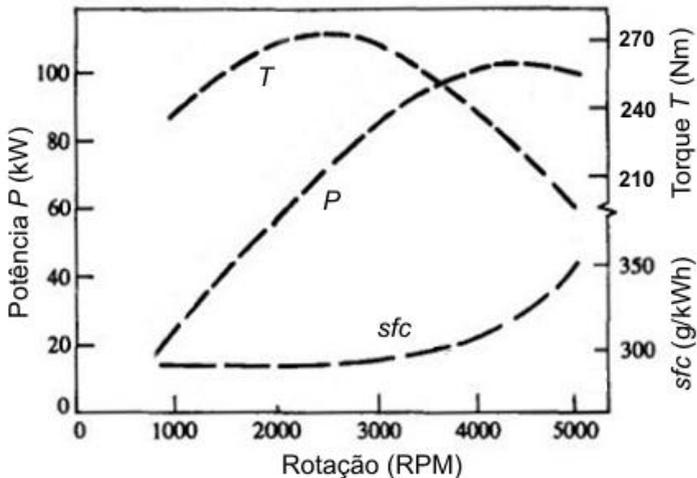


Figura 3.5: Curvas típicas de potência, torque e sfc . MCI 3.6 litros, 6 cilindros, operando em WOT [14].

Segundo Heywood[14], uma maneira comum de apresentar as características de funcionamento de um MCI em função da carga e rotação é traçar um mapa capaz de apresentar toda a faixa de operação. O MCI é posto em bancada dinamométrica para a coleta dos dados de torque e taxa de fluxo de combustível, a partir do qual deriva-se um mapa de desempenho. A Figura 3.6 apresenta o mapa de sfc em função da rotação e torque de um MCI 2 litros e 4 cilindros, cujas curvas são isolinhas de uma superfície tridimensional para valores de sfc constante.

O envelope superior do mapa na Figura 3.6 é a curva MBT obtida com o MCI na condição de WOT e os pontos abaixo dessa curva definem as características de operação em carga parcial (regimes parciais de abertura da borboleta). Embora os detalhes diferem de um MCI para

outro, as formas globais desses mapas são muito semelhantes [14].

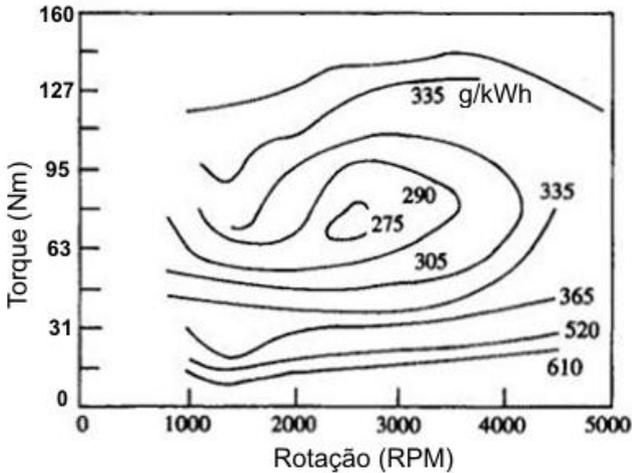


Figura 3.6: Exemplo de mapa de *sfc* (g/kWh). MCI 2 litros, 4 cilindros, operando em WOT [14].

3.1.3.2 Eficiência de Conversão do Combustível

Esse indicador relaciona a saída desejada do MCI (trabalho por ciclo ou potência) com a entrada de combustível necessária para tal. A razão entre o trabalho produzido por ciclo e a quantidade de energia fornecida pelo combustível para o processo de combustão expressa a eficiência com que o MCI converte a energia do combustível em potência, da seguinte forma [14]

$$\eta_f = \frac{P}{\dot{m}_f PCI} \quad (3.6)$$

onde η_f é dita eficiência de conversão do combustível e PCI é o poder calorífico inferior do combustível, o qual define sua energia por unidade de massa (kJ/kg).

Assim como para o *sfc*, η_f é dado por pontos em função da rotação e torque, como mostra a Figura 3.7. O mapa de η_f expressa, para todas as regiões de operação do MCI, curvas que correspondem ao aproveitamento da energia química do combustível para a geração de trabalho no eixo. Heywood[14] cita que esse indicador (η_f) pode

também ser considerado como eficiência térmica ou eficiência de entalpia, porém o termo eficiência de conversão do combustível é preferível pois descreve a relação potência/consumo mais precisamente.

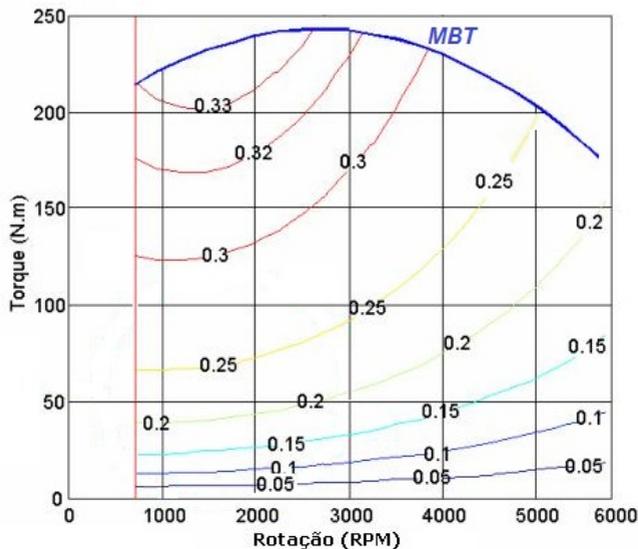


Figura 3.7: Exemplo de mapa de eficiência de conversão do combustível η_f . MCI 3 litros e 4 cilindros [40].

As condições de maior eficiência para o MCI ocorrem em WOT (máxima carga) com rotações em torno da metade para a faixa possível (Figura 3.7). Isso pois restrições do ar na admissão geram perda de carga para o cilindro quando a válvula estiver em abertura parcial, e altas rotações criam maior fricção mecânica, reduzindo assim a eficiência. Outros motivos, como velocidade de queima e temperatura na câmara também têm influência na eficiência de conversão [14].

3.2 Controle Eletrônico de Mistura e Ignição

O avanço da tecnologia e da eletrônica embarcada viabilizou a utilização de sistemas microprocessados e dispositivos eletronicamente comandados, possibilitando realizar o controle digital dos MCI. Leis mais rígidas e adequação aos níveis de emissões também contribuíram para esse cenário.

O gerenciamento eletrônico tem por objetivos proporcionar ao MCI regime de funcionamento, melhorar o desempenho e reduzir a emissão de poluentes, protegendo-o de sobrecargas e condições adversas de operação. Basicamente, um sistema de gerenciamento eletrônico possui uma unidade de controle (ECU, do inglês *electronic control unit*) que faz leituras de sinais de interesse, através de sensores, e a partir destas informações aciona dispositivos (atuadores) que permitem alterar o funcionamento do MCI para que se atinja os objetivos citados.

Tal controle era, antes da concepção das primeiras ECUs, feito por dispositivos com princípio de funcionamento puramente mecânicos. O carburador, amplamente utilizado durante décadas para o controle do combustível disponibilizado para a combustão, tornou-se ineficiente sob o ponto de vista de economia de combustível e controle de emissão de poluentes, até a completa extinção nos novos veículos comercializados atualmente. Como não será utilizado e não é objetivo o estudo desses sistemas neste trabalho, recomenda-se que os interessados no assunto consultem Heywood[14] e Bosch[37] para referências e detalhes de funcionamento.

3.2.1 Fluxo de Ar na Admissão

Em função da condição de operação do MCI, diferentes relações de AFR são requeridas. Bosch[37] e Denton[38] classificam essas condições como: partida, aquecimento (*warm-up*), marcha lenta, cargas parciais, plena carga, aceleração rápida e desaceleração.

Na partida do MCI frio, por exemplo, necessita-se enriquecer a mistura, associada principalmente à baixa velocidade do eixo de manivelas e temperatura na combustão. Por outro lado, em condições de desaceleração do MCI existe a necessidade de empobrecimento da mistura, visando principalmente a redução das emissões [37, 38]. Assim, ter conhecimento da condição instantânea de operação é fundamental para a definição dos parâmetros de funcionamento, principalmente da mistura ar/combustível a ser utilizada.

Como já visto, a quantidade de combustível a ser disponibilizada para o ciclo de trabalho deve corresponder à vazão mássica de ar admitido pelo MCI. Logo, o primeiro passo para o controle da mistura ar/combustível é a determinação da vazão mássica do ar nas diferentes condições de operação citadas.

Um dos sistemas mais aplicados em medições do fluxo de ar em MCIs de veículos convencionais (de passeio) é o rotação-densidade (*speed-density*), que realiza medições de temperatura e pressão no co-

letor de admissão, após a borboleta, permitindo a determinação da densidade do ar na entrada do cilindro através de tabelas e equações termodinâmicas [38].

Denton[38] explica que, tomando-se medições de pressão e temperatura no coletor de admissão, a densidade do ar pode ser determinada pela equação dos gases ideais, a volume constante, por

$$\rho_i = \rho_0 \left(\frac{p_i}{p_0} \right) \left(\frac{T_0}{T_i} \right) \quad (3.7)$$

onde ρ_i (kg/m³) é a densidade do ar, p_i (kPa) e T_i (K) são, respectivamente, a pressão e a temperatura no coletor. ρ_0 , p_0 e T_0 são os respectivos valores para a condição atmosférica padrão a nível do mar.

A vazão volumétrica do ar admitido no cilindro está relacionada à rotação e à eficiência volumétrica⁶ (η_v) do MCI, da seguinte forma [38]

$$\dot{V}_a = \frac{nV_d}{120} \eta_v \quad (3.8)$$

sendo η_v definida como a razão entre a taxa de fluxo volumétrico de ar no duto de admissão e a taxa de volume deslocado pelo pistão, dada por

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{at}}{\rho_a V_d n} \quad (3.9)$$

onde ρ_a (kg/m³) é a densidade do ar na admissão. Relacionando-se 3.7 e 3.8 com 3.9 se obtém a vazão mássica do ar na admissão, expressa por [38]

$$\dot{m}_{at} = \rho_i V_a. \quad (3.10)$$

A temperatura T_i é obtida através de um elemento resistivo, cuja resistência varia em função de variações na temperatura (termistores). São resistores termicamente sensíveis, fabricados com material semicondutor, capazes de detectar mudanças relativamente pequenas na temperatura devido à alteração na concentração de portadores de carga. Recebem uma alimentação de tensão e geram como saída uma tensão proporcional à temperatura. Este tipo de sensor também é aplicado para medir a temperatura do MCI (*coolant temp*), informação usada pelo sistema de gerenciamento para correções em diferentes condições de operação.

Assim como a temperatura, o conhecimento da pressão p_i no coletor da admissão é feita através de um sensor específico, conhecido

⁶A eficiência volumétrica (η_v) é o parâmetro que expressa a efetividade com que o MCI admite ar [14].

como MAP (do inglês *manifold air pressure*). Dentre os vários sensores MAP existentes no mercado, os extensômetros elétricos são os mais utilizados. Conhecido também como *strain gauge*, um extensômetro elétrico é constituído de um diafragma de silício com uma membrana composta de resistores sensíveis à deformação (efeito piezo resistivo do silício) [41]. O diafragma é fechado em duas câmaras, uma delas em contato com a pressão a ser medida e a outra com vácuo ou pressão atmosférica. O diafragma deforma-se de acordo com a pressão aplicada no lado medidor. Dessa forma, as variações de pressão no coletor são determinadas com relação ao vácuo ou à pressão atmosférica.

Nos extensômetros, a sensibilidade à deformação comporta-se como uma resistência variável, então associam-se alguns extensômetros para formar uma ponte de Wheatstone. Ao receberem uma tensão na entrada, a variação da resistência na ponte devido à deformação do material gera uma tensão proporcional e linear na saída do sensor. Devido à baixa variação na resistência com a pressão imposta ao extensômetro, a tensão de saída precisa ser amplificada [38]. Fatores como temperatura, estado de deformação (faixa de operação e tempo de resposta) e estabilidade influenciam diretamente na medida gerada pelo sensor.

Por utilizar equações de correlação entre propriedades físicas do ar no coletor de admissão (temperatura e pressão), a determinação da quantidade de ar admitida é dita medição indireta quando se utiliza o *speed-density*. Ainda, a pressão no coletor é utilizada para determinar a carga aplicada ao MCI e para corrigir as variações de pressão atmosférica em função da altitude em que ele se encontra.

A medida direta da massa de ar que está sendo admitida pelo MCI é realizada com a utilização de um sensor de fluxo de ar (MAF, do inglês *mass air flow*) inserido diretamente no duto de admissão, antes da borboleta, capazes de medir a vazão mássica/volumétrica de ar na entrada do MCI.

Um dos sistemas mais utilizados para essa finalidade está baseado na variação da resistência de um fio quente (*hot-wire*) com a passagem do fluxo de ar [37]. Fornece diretamente a informação do fluxo mássico, tendo a vantagem de não possuir elementos mecânicos em movimento (como em sensores volumétricos) e o cálculo da massa de ar não exige processamento devido à variações de altitude ou temperatura do ar [38].

Nesses sensores, um fio é aquecido a uma temperatura constante, acima da temperatura do ar. A admissão de ar gera um fluxo que passa pelo fio aquecido. A troca de calor entre elemento quente e ar gera uma variação de temperatura do elemento quente. Para que sua

temperatura permaneça constante, a corrente através do fio precisa variar, e essa corrente necessária para que isso ocorra é uma medida da massa de ar que está sendo admitida pelo MCI [38, 37, 41].

A Figura 3.8 mostra a configuração básica de um sensor MAF por fio quente. O fio quente faz parte de um circuito constituído de uma ponte de Wheatstone e sua temperatura é mantida através de uma resistência de compensação. Uma resistência de precisão regula a saída do sensor uma tensão não linear e proporcional ao fluxo mássico do ar que passa pelo fio.

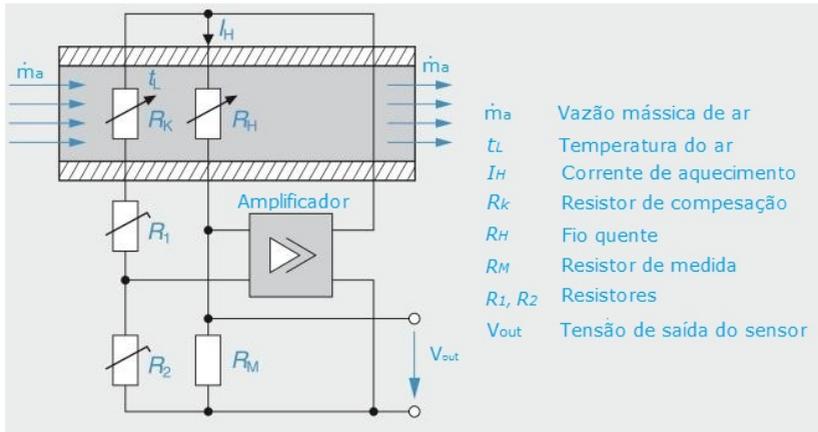


Figura 3.8: Esquema do sensor MAF por fio quente [41].

Outro fator importante quanto ao fluxo no coletor é a solicitação de carga fornecida ao cilindro pela variação da posição angular da borboleta. Isso porque é a borboleta que permite maior ou menor fluxo de ar para o cilindro, permitindo várias condições de operação para o MCI. Tal importância se dá para o controle adequado da marcha lenta, aceleração rápida, desaceleração, ângulo de avanço de ignição e economia de combustível [37, 38].

A posição de abertura da borboleta é normalmente obtida anexando em seu eixo um potenciômetro linear e tomando a variação de tensão de seus terminais. Essa tensão é calibrada de acordo com a posição de fechamento e abertura totais da borboleta, numa faixa geralmente adotada de 0 a 5 volts.

Com informações acerca da vazão mássica do ar, pode-se então ajustar a quantidade de combustível injetado para determinadas condições de operação e diferentes *targets* de AFR. Na seção seguinte

discute-se como o sistema eletrônico faz a dosagem do combustível através de um dispositivo conhecido como bico injetor.

3.2.2 Injeção Eletrônica de Combustível

Nos sistemas de controle eletrônico da injeção de combustível, pode-se dosar corretamente a quantidade de combustível em função das condições de operação do MCI. Nesses sistemas, o combustível é levado até um atuador eletromagnético (bico injetor) por uma linha pressurizada e injetado através do controle do tempo de acionamento do bico. Ao sair do bico injetor, o combustível está em alta velocidade e forma um *spray* de gotículas para a melhor formação da mistura e combustão.

O controle do tempo de abertura se dá pela modulação da largura de um pulso de tensão (PWM, do inglês *pulse width modulation*) aplicado ao contato elétrico do injetor. O tempo efetivo da abertura é uma porcentagem (*duty cycle*) do PWM aplicado à bobina do eletroinjetor, que mantém o elemento restritivo (êmbolo) acionado, restringindo a passagem do combustível da entrada para a saída do bico. Desenergizando a bobina, uma mola faz o retorno da embolo para a posição que permite a passagem do combustível [41], como pode-se ver na Figura 3.9.

O tempo de injeção é definido pela massa de ar admitida em função da condição desejada para λ e está na ordem de μs [38]. Esse tempo está limitado pela vazão máxima do bico (g/s) e pela rotação máxima de operação do MCI, observando-se que, à medida que a rotação do MCI aumenta, reduz-se proporcionalmente o tempo total do ciclo e o tempo disponível para injeção de combustível.

O PWM é pré determinado em configurações da ECU por mapas de injeção em função da vazão mássica de ar e é corrigido em função de diversas condições, como por exemplo, a resposta dinâmica do eletroinjetor, partida a frio, plena carga, aceleração e desaceleração.

Pode-se ainda classificar os sistemas de injeção quanto ao número de injetores e sua localização. Sistemas monoponto apresentam um único bico injetor posicionado na região anterior à borboleta, independente do número de cilindros do MCI. Sistemas multiponto apresentam um bico injetor posicionado no coletor na região anterior à válvula de admissão, para cada cilindro do MCI. Para ambos os casos, diz-se que há injeção indireta de combustível. Os sistemas de injeção direta apresentam, para cada cilindro, um bico capaz de injetar combustível diretamente na câmara de combustão, não sendo admitido com o ar.

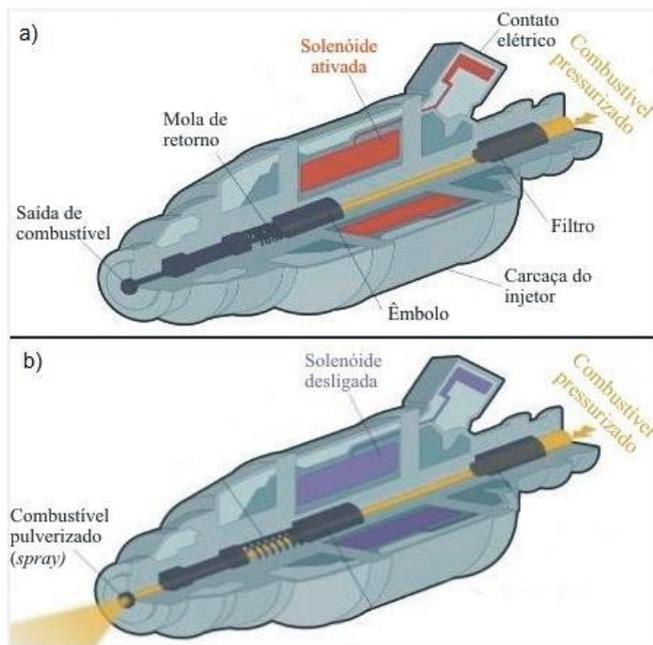


Figura 3.9: Diagrama de um injetor a) restringindo a passagem e b) permitindo a passagem de combustível [42].

Até o momento, viu-se que o cálculo da quantidade de combustível injetada se dá a partir da vazão mássica de ar admitido, rotação e mistura desejada, entre outros parâmetros pré-definidos para correções. Nesse caso, o controle de abertura do injetor é feito em malha aberta, pois não há informações de que a mistura realmente apresenta as condições impostas, não sendo o sinal de saída (λ) sequer medido e informado ao controlador.

Em casos onde se deseja operar tomando-se como base a condição real da mistura, o sistema de controle da ECU atua em malha fechada. Esse caso se caracteriza pela correção contínua da mistura a partir da diferença entre o valor real da composição dos gases de escape resultantes da combustão e do valor desejado, sob a forma de um sinal de realimentação que altera a quantidade de combustível injetado. A realimentação é feita através de um sensor fixado no conduto de escapamento, capaz de mensurar a composição da mistura em sinais elétricos tratáveis na ECU.

3.2.2.1 Controle da Mistura em Malha Fechada

Como visto, nos sistemas de injeção de combustível, a relação ar/combustível real pode ser alterada em função da quantidade de combustível introduzida pelo bico injetor através do tempo de injeção. Variações em emissões, potência e consumo, apresentadas nas Figuras ?? e 3.3, podem ser precisamente controladas alterando-se e mantendo-se as condições da mistura em regimes específicos. Nesse contexto, a aplicação de sistemas que operam em malha fechada permite alcançar a condição de operação ideal para cada regime de funcionamento do MCI.

A malha fechada se caracteriza pela correção contínua da mistura a partir da diferença entre o valor real da composição dos gases de escape resultantes da combustão e o valor desejado, sob a forma de um sinal de realimentação que altera a quantidade de combustível injetado. A realimentação é feita através de um sensor fixado no conduto da exaustão, que fornece a informação da composição da mistura por sinais elétricos tratáveis na ECU.

O sensor responsável pela realimentação da condição da mistura em um sistema de injeção o faz através da detecção da quantidade de oxigênio resultante do processo de combustão (teor de oxigênio nos gases de escape). Pela função e forma de medição, esse sensor é comumente chamado de sensor de oxigênio ou sonda λ .

O sensor de oxigênio é composto por dois eletrodos, um em contato com gases aquecidos da combustão e outro com uma referência (geralmente a atmosfera), separados por um elemento cerâmico de dióxido de zircônio (ZrO_2), com propriedade de transferir íons de oxigênio entre tais eletrodos. A concentração de oxigênio nos eletrodos do sensor bloqueia a circulação de elétrons causando variação na sua resistência. Com a variação da resistência, há também uma variação de tensão nos terminais do dispositivo cerâmico, sendo essa informação relacionada ao valor de λ [37].

Há basicamente dois tipos de sondas lambda, que diferem, principalmente, no custo e performance: os sensores EGO (do inglês *exhaust gas oxygen*) ou de banda estreita (*narrow band*) e os UEGO (do inglês *universal exhaust gas oxygen*) ou de banda larga (*wide band*).

A sonda *narrow band* comporta-se como um relé, com ponto de comutação em torno do valor estequiométrico, como pode ser visto na Figura 3.10. O sinal de saída apresenta maior tensão (0,9 V) para misturas com $\lambda < 1$, já para $\lambda > 1$ a tensão é a mínima (0,1 V) [43]. Assim, em misturas próximas à estequiométrica ($0,97 < \lambda < 1,03$) ocorre alta variação na tensão de saída do sensor, que comuta de um sinal de nível

elevado para um sinal próximo a zero. Esse comportamento de histerese permite conhecer apenas se a mistura está pobre ou rica, não informando o quão distante da estequiometria está a queima. Muitos sistemas de controle eletrônico de automóveis utilizam o sensor EGO pelo desempenho aceitável e baixo custo, que em conjunto com catalisadores⁷ fornece um bom resultado no controle de emissões.

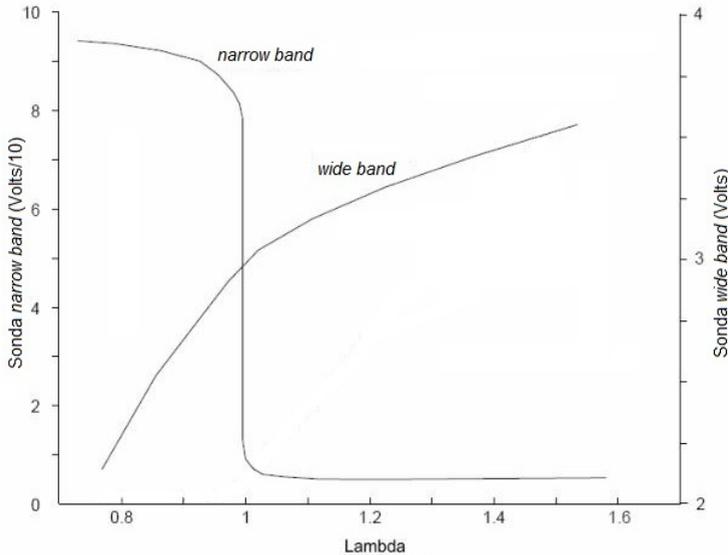


Figura 3.10: Curvas de tensão em função de λ para as sondas lambda *wide band* e *narrow band* [43].

A sonda *wide band* apresenta um comportamento aproximadamente linear (Figura 3.10) da relação $\lambda \times$ tensão. São uma expansão da sonda EGO com a aplicação de uma segunda célula eletroquímica de referência. A associação dos sinais de ambas células e o controle eletrônico em malha fechada de seus sinais possibilita determinar a condição atual da mistura em função da intensidade da corrente gerada na célula de referência, quantificando linearmente a mistura para valores da ordem de $0,7 < \lambda < 4$ [37]. Esse sensor é utilizado em conjunto com um condicionador eletrônico e permite o controle e o conhecimento da mistura em toda a faixa de operação possível para o MCI [43].

Ambos sensores, EGO e UEGO, precisam operar em temperatu-

⁷Fixados no escapamento, reduzem as emissões de poluentes e operam melhor na região estequiométrica da mistura [38]

ras superiores a 350°C [37, 43]. Isso pois os eletrodos cataliticamente ativos devem estar em equilíbrio termodinâmico, uma vez que isso influencia na condutividade dos íons de oxigênio. A dependência da característica do sensor com a temperatura pode ser minimizada através do aquecimento eletrônico do sensor, onde um aquecimento mais elevado e em menor tempo tem forte influência em seu sinal de saída [37]. Por isso, o controle em malha fechada através da sonda lambda passa a ser ativado somente quando atingida a temperatura mínima de operação do sensor [38].

Ainda, a medição apresenta certo atraso entre a formação da mistura e a efetiva medida tomada no duto de exaustão. Esse atraso, conhecido como tempo morto (*dead time*), depende do ciclo de trabalho do MCI e da resposta dinâmica do sensor. Pode estar entre valores próximos a 1 segundo para baixas rotações e algumas centenas de milisegundos para altas rotações [38]. Além da defasagem de atuação, pode apresentar um comportamento oscilatório (porém de baixa amplitude) no valor de λ , além de não permitir respostas satisfatórias durante variações rápidas da condição de operação do MCI.

Além do controle em malha fechada, a sonda lambda permite o conhecimento real da mistura para eventuais análises e validação de resultados em testes de MCI.

3.2.3 Ignição Eletrônica da Mistura

O objetivo fundamental do sistema de ignição é fornecer uma faísca no interior do cilindro para inflamar a mistura ar/combustível e iniciar a combustão [38]. A faísca é formada na vela de ignição, que conduz uma corrente elétrica gerada em uma bobina até a câmara de combustão. A alta tensão gerada na bobina é capaz de romper um arco elétrico entre os eletrodos da vela, dando início à frente de chama que se propaga no interior do cilindro [41].

A bobina de ignição é um dispositivo capaz de transformar a baixa tensão da bateria (12V) para os milhares de volts necessários para criar faísca elétrica na vela de ignição [38]. É composta pelos enrolamentos primário e secundário, isolados entre si por um núcleo ferromagnético. O enrolamento primário tem relativamente poucas voltas de fio grosso, enquanto enrolamento secundário possui um número maior de fios de menor dimensão, em acordo com a transformação de tensão desejada.

A energia necessária para a formação do arco elétrico é armazenada em um campo magnético no enrolamento primário. Esse en-

rolamento é carregado gradualmente, durante certo período de tempo (*dwell time*), até o seu valor nominal, a fim de armazenar a energia necessária para a ignição. Esta forma de carga caracteriza o sistema indutivo da bobina [41].

Estando a bobina carregada, o contato elétrico responsável pelo carregamento do enrolamento primário é aberto. A interrupção no fluxo de corrente para a bobina faz com que o campo magnético entre em colapso. Essa rápida mudança no campo magnético induz uma alta tensão no enrolamento secundário da bobina, pela relação do número de voltas de cada enrolamento [41]. A alta tensão gerada é conduzida então até a vela para a ignição da mistura comprimida no interior do cilindro.

O início e o tempo de carregamento do enrolamento primário é controlado eletronicamente pela ECU, que envia comandos elétricos a um transistor, chaveando a bobina com a tensão da bateria. A Figura 3.11 apresenta um diagrama correspondente à bobina de ignição indutiva e exemplifica as informações descritas.

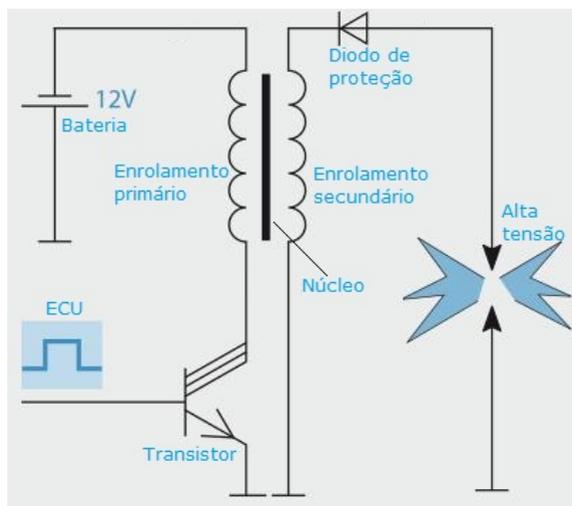


Figura 3.11: Esquema de uma bobina de ignição indutiva [41].

Como já visto, o instante da faísca deve ocorrer em ângulo específico do eixo de manivelas, de forma a proporcionar o melhor torque para o MCI. Isso implica que o momento de comutação do transistor deve corresponder à posição desejada do pistão no cilindro. Assim, um sensor no eixo do MCI fornece a informação da posição do pistão em

relação ao PMS para a temporização dos pulsos no transistor.

O sensor responsável pela detecção da posição angular do eixo baseia-se na variação de campo magnético imposto por uma roda dentada (parecida com uma engrenagem) fixada no eixo de manivelas, conhecida como roda fônica. De acordo com Denton[38], o sensor de efeito Hall está entre os mais populares para esse fim.

Sensores de efeito Hall detectam a alteração do campo magnético ao seu redor e geram um sinal de tensão que identifica a presença do corpo metálico. Fixado a uma distância capaz de detectar os dentes da roda fônica, a passagem de um dente gera um sinal de nível alto em tensão, já o espaço entre os dentes não induz campo magnético no sensor e este se mantém em nível baixo. A saída desse sensor é, então, uma onda quadrada (digital) de amplitude constante. Na Figura 3.12 mostra-se a disposição do sensor Hall e da roda fônica e respectivo sinal de saída do sensor.

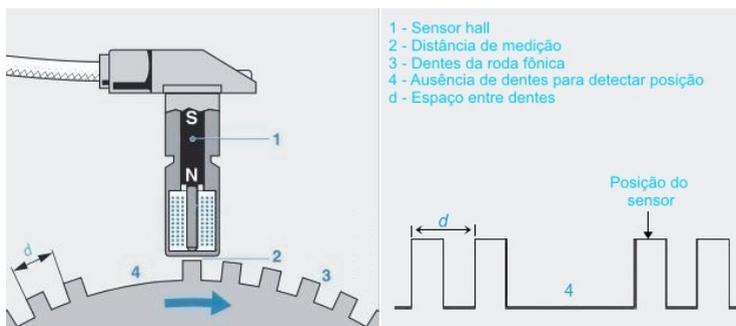


Figura 3.12: Detecção da rotação através da roda fônica e sensor Hall, com respectivo sinal de medição [41].

Para determinar a rotação do MCI, a ECU identifica o intervalo de tempo entre as variações de tensão produzidas pelo movimento da roda fônica, obtém a frequência das oscilações e calcula a rotação do MCI. A ausência de um ou dois dentes é utilizada para a obtenção da posição, que gera uma grande variação da frequência quando passa pelo sensor Hall. Comumente apresentam a configuração 60-2, que indica que a polia é dividida em 60 setores transformados em dentes, porém com a ausência de dois dentes para indicar a referência de posição. Outras configurações também podem ser encontradas, como 36-1 e 8-1, onde as diferenças estão na precisão, no custo e na capacidade e facilidade de cálculos na ECU.

Não somente para o instante da faísca, toda a estratégia de con-

trole implementada na ECU está baseada na informação da rotação angular do eixo de manivelas e da posições do pistão, tornando essas informações fundamentais para todo o funcionamento do sistema de gerenciamento eletrônico do MCI. O tempo de injeção, por exemplo, está baseado na rotação do eixo e é iniciado em determinada posição do pistão. A equação 3.8 também necessita da informação da rotação para o cálculo da vazão mássica no sistema *speed density*, sempre adequando o MCI à exigência que lhe é imposto.

O avanço de ignição ideal varia de forma complexa em função das condições de operação do MCI e, desse modo, a estratégia de controle mais usada se baseia em mapas. Os mapas tornaram-se altamente difundidos e são a base para o controle de MCI utilizando sistemas eletrônicos.

3.2.4 Controle Eletrônico Baseado em Mapas

Os diferentes pontos de operação geram, idealmente, condições para que a ECU possa gerenciar e atuar no MCI. Os sinais dos sensores definem essas condições e são usados como entrada para o controle dos parâmetros de funcionamento, realizado na ECU através de mapas e tabelas.

Amplamente utilizados em injeções eletrônicas comerciais/convençãoais, os mapas são constituídos por matrizes de dimensão $M \times N$, cujas entradas são as condições de operação do MCI e o valor resultante é um elemento a_{ij} da matriz. Os valores a_{ij} de cada mapa são obtidos de ensaios para o levantamento de dados ou equações que traduzem aspectos funcionais de cada MCI. Nesse processo de mapeamento, obtém-se as principais curvas de performance, como torque, potência, consumo e emissões, dadas em função das entradas do sistema. Essas informações são armazenadas memória do microcontrolador da ECU em forma de tabelas de consulta (*look-up tables*), que são otimizadas para todas as condições de operação do MCI e de acordo com regimes desejados de operação.

As tabelas contém todas as informações para o adequado funcionamento do MCI. As tabelas principais são as que regem o funcionamento em toda a faixa de operação. Por exemplo, para dada carga e rotação do eixo, tem-se um ponto de ignição correspondente. Tabelas auxiliares fazem as correções ou os modos de operação específicos, como por exemplo a alteração do tempo de injeção e ponto de ignição de acordo com a temperatura, condição de marcha lenta, acelerações e desacelerações.

A título de exemplo, a Figura 3.13 ilustra uma tabela configurada para um MCI e seu respectivo mapa. A tabela, de dimensões 12x12, estabelece uma condição de ponto de ignição para cada relação de rotação e carga. A diferença entre dois pontos consecutivos define o passo da matriz, sendo que um valor intermediário é obtido pela interpolação entre os dados vizinhos. A carga é dada por condições de pressão no coletor e posição da borboleta.

Pela disposição estática dos mapas, a atuação é repetida sempre que o MCI apresentar a condição de operação específica do mapa. Os mapas principais são geralmente determinados em função da rotação do MCI e de uma segunda variável, diretamente ligada ao ensaio e à estratégia de controle. Condições transitentes também podem ser otimizadas através dos mapas auxiliares, de forma a reduzir mudanças abruptas e garantir pleno funcionamento ao MCI.

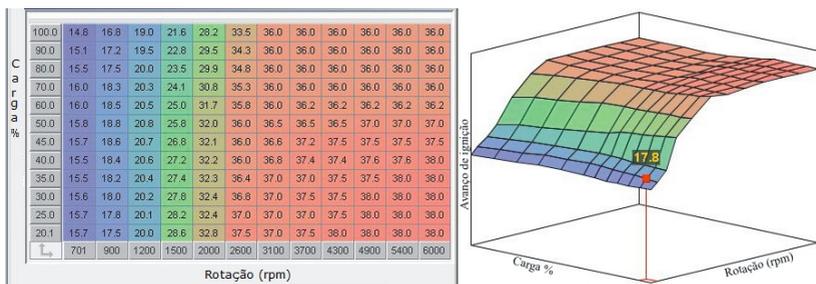


Figura 3.13: Tabela típica de valores de ponto de ignição e respectivo mapa, configurados em função da carga e rotação.

3.3 Modelagem do MCI

O desenvolvimento de novos conceitos e estruturas de controle está intimamente ligado à modelagem e simulação dos processos. A otimização do desempenho dos MCI depende, basicamente, do conhecimento completo das dinâmicas e modos de operação de cada MCI e como as dinâmicas variam em função das variáveis do processo. Nesse contexto, a essência da modelagem está em reproduzir matematicamente certo comportamento do processo e proporcionar o estudo, a análise e as melhorias necessárias para que o sistema apresente o comportamento desejado.

Em MCI, vários aspectos podem ser analisados, dependendo dos

objetivos e resultados finais de cada abordagem. Modelos do ciclo termodinâmico, por exemplo, são usados para identificar as variações instantâneas produzidas pelo ciclo de operação do MCI. Essa representação abrange muitos fatores, como temperatura máxima e velocidade de combustão, frentes de chama, escoamento turbulento, etc. Outros modelos não englobam questões termodinâmicas tampouco os eventos do ciclo Otto, mas se preocupam principalmente em descrever as dinâmicas dos fluxos de gases e entradas do MCI e as influências dessas dinâmicas na geração de trabalho, tomando-se como base a evolução temporal das variáveis.

Segundo Verhelst e Sheppard[44], várias estruturas de modelo são utilizadas para a simulação do ciclo Otto, que podem ser classificadas como "zero-dimensional", "multi-zona" e "multi-dimensional". Os primeiros dois tipos são classificados como modelos termodinâmicos, onde as equações que constituem a estrutura básica do modelo são baseadas na conservação de massa e energia e são apenas dependentes do tempo (resultando em equações diferenciais ordinárias). Os modelos multi-zona são adequados para a exploração de novos conceitos ou condições de operação, como variações na pressão e temperatura de admissão, tempo de abertura de válvulas, etc.

Modelos multidimensionais são também denominados modelos de dinâmica de fluido, onde além de conservação de massa e energia, as equações também são dependentes das coordenadas espaciais, e assim assumem a forma de equações diferenciais parciais variáveis no tempo e espaço. Pela complexidade e esforço computacional, são modelos adequados para estudos específicos, como o escoamento em válvulas, injeção e atomização, condições de ignição e formação de poluentes, ou como suporte para o desenvolvimento de modelos multi-zonas melhorados [44].

A literatura apresenta grande quantidade de formulações para o cálculo do ciclo termodinâmico. O leitor interessado pode encontrar vasta análise e riqueza de detalhes em [14]. Uma revisão de modelos multi-zonas é feita em [44], com resultados e importantes considerações sobre os aspectos pertinentes à abordagem. Também, pode-se encontrar descrições e modelos fenomenológicos de formação da mistura e condições de queima em [45].

Todos os modelos citados representam as dinâmicas de combustão e que dizem respeito à informações do ciclo termodinâmico completo. Como este trabalho não está diretamente ligado à tais considerações, esses modelos não serão aqui abordados. Contudo, busca-se modelos que representem as dinâmicas das variáveis de interesse e de

forma contínua, sem levar em consideração os eventos discretos que definem os tempos de operação do ciclo Otto. Esses modelos são conhecidos na literatura como de valores médios, cujas principais características e justificativas para utilização são apresentadas na seção seguinte.

3.3.1 Modelo de Valores Médios

Sabe-se que o MCI é baseado a eventos que ocorrem de forma ordenada, ou seja, dependem de situações específicas para acontecerem [14]. Modelos de valores médios (MVM) representam modelos cujas equações descrevem a dinâmica presente no sistema através de variáveis contínuas, sem considerar os eventos (ou os efeitos) de cada ciclo (admissão, compressão, expansão e exaustão). Esses modelos trabalham com os valores médios das variáveis e descrevem o MCI dinamicamente no tempo, através de equações diferenciais ordinárias [16, 46].

De acordo com Guzzella[16], o termo valor médio é usado para designar modelos que não refletem o comportamento rotativo do eixo de manivelas e alternativo do pistão, mas que utilizam um aglomerado de informações com parâmetros de tempo contínuo. Berggren[43] diz ainda que os MVM são uma classe intermediária de modelos, entre modelos cíclicos de elevado tempo de simulação e modelos de função de transferência puramente empíricos e que exigem pouco esforço computacional.

Guzzella[16] afirma que os MVM são modelos orientados ao controle, apresentam as influências de entrada e saída e todo o comportamento do sistema com precisão razoável, com equações de baixa complexidade e de fácil simulação computacional. Incluem, explicitamente, todos os regimes transitórios com efeito relevante ao processo. Cita ainda que esses modelos são representados por sistemas de equações diferenciais não lineares e estão baseados em princípios físicos juntamente com experiências necessárias para identificar alguns parâmetros-chave do modelo.

Em termos mais gerais, os MVM simplificam as características de combustão rápida por efeitos estáticos. Eventos como ignição e injeção de combustíveis são tratados como variáveis contínuas, admitindo-se que suas amplitudes devem representar, no sistema real, as condições impostas ao sistema para a condição caracterizada pelo modelo e tratadas em função dos eventos a que dependem. Contudo, esses modelos não são capazes de refletir fenômenos subjacentes, como as variações de pressão e temperatura instantânea na câmara de combustão decorrente do movimento do pistão, por exemplo.

A essência da modelagem por valores médios é expressar o comportamento dinâmico global de um MCI em escalas de tempo capazes de abranger vários eventos com certa precisão. A precisão dinâmica a esse nível implica que o modelo deve ter embasamento físico e, assim, ter estrutura lógica, ser auto-consistente e compacto. Além disso, ainda que o modelo desejado é fisicamente aceitável, implica que ele terá um mínimo de ajuste de parâmetros que possam ser facilmente ajustáveis com curvas características de cada MCI [47].

Em uma pesquisa sobre os diferentes MVM e suas contribuições ao desenvolvimento de controladores, Hendricks[47] cita que os primeiros MVM tomaram forma a partir de 1971, tendo grandes avanços nos anos 1980, sendo o termo efetivamente utilizado para esse nível de modelagem em um artigo publicado por Hendricks e Sorenson[46] em 1990. Nesse artigo, o sistema é definido em basicamente três subsistemas principais: 1) a dinâmica do combustível admitido, 2) as dinâmicas do virabrequim e 3) a dinâmica do ar no coletor da admissão. Afirma ainda que, devido à natureza de um MCI de ignição por centelha, esses subsistemas podem ser descritos por diferentes modelos físicos e ajustados de forma empírica através de parâmetros que descrevam o comportamento observado em cada MCI.

Crossley e Cook[15] apresentaram a identificação de um modelo similar ao descrito em [46]. Esse modelo se concentra apenas na geração de torque e movimento no eixo e como estes variam de acordo com a dinâmica dos gases na admissão e condições de operação impostas ao MCI (variação nas entradas e carga), não envolvendo questões termodinâmicas e gases de exaustão. O modelo é composto por equações polinomiais obtidas através de curvas de ensaios e os parâmetros de cada polinômio foram ajustados através de regressões não lineares com os dados obtidos.

Outras formulações de MVM são encontradas na literatura e geralmente partem de modelos já concebidos ou possuem estrutura similar. Hendricks[47] apresenta em resumo os principais MVM publicados, dando destaque para a aplicação de cada modelo em diferentes finalidades de controle. Kim et al.[48] também trazem as principais contribuições da literatura na concepção de MVM e como são abordados do ponto de vista de controle.

Também se encontram alguns MVM formulados através da identificação paramétrica com técnicas de mínimos quadrados (lineares e não lineares). Nesse caso, o modelo é definido empiricamente e validado sem a necessidade de equações que descrevam fenômenos físicos do sistema. Resultados positivos dessa abordagem podem ser consul-

tados em [49, 50, 51].

Roqueiro et al.[13] utilizam o modelo identificado por Crossley e Cook[15] para a formulação de uma estrutura de controle robusto com o objetivo de garantir regime de operação e redução no consumo de combustível. Em [13], o modelo é simulado em *Simulink*® juntamente com a estratégia de controle proposta. Através do controle de mistura e ponto de ignição, a estratégia de controle apresenta bons resultados em simulação e a implementação do controlador simulado se dará neste trabalho.

Com isso, o MVM descrito em [15] será o modelo adotado para o desenvolvimento experimental do trabalho aqui descrito. Ainda, para fins de gerenciamento de energia em um VHS e sendo o controle da fonte geradora diretamente relacionado à geração de potência para o veículo, o modelo adotado se mostra adequado para o projeto de controladores e estudos comportamentais, dada a sua simplicidade e viabilidade na obtenção das variáveis de interesse.

O modelo engloba as dinâmicas de fluxo de ar no corpo de admissão e geração de torque, representando-as como relações algébricas não lineares com base em dados experimentais obtidos em bancada dinamométrica. As equações dinâmicas de pressão e rotação, embora embasadas em aspectos fenomenológicos do sistema, são compostas por polinômios com parâmetros capazes de descrever os regimes de operação. A descrição detalhada do modelo se dá na sequência, onde os parâmetros (constantes) de cada polinômio são os identificados em [15], sendo que esses parâmetros necessitam ser reajustados para que o MVM represente o MCI objeto de estudo neste trabalho.

3.3.1.1 Dinâmica do Gás Admitido

Como visto na Seção 3.2.1, o conhecimento dos fluxos mássicos na admissão é função de pressão, volume e temperatura. Crossley e Cook[15] apresentam a equação dinâmica que descreve a variação da pressão no corpo de admissão, \dot{p}_i (bar), de acordo com a lei dos gases ideais, conservação de massa e energia e lei de Dalton de pressões parciais. Para temperatura T_i (K) e volume V_i (m³) constantes no coletor de admissão, a equação que descreve a pressão é expressa por:

$$\dot{p}_i = \frac{RT_i}{V_i}(\dot{m}_{at} - \dot{m}_{ap}) \quad (3.11)$$

onde R (J/kg.K) é a constante universal do gás. \dot{m}_{at} e \dot{m}_{ap} são, respectivamente, a taxa de variação mássica do ar que passa pela borboleta e

a taxa de variação mássica do ar admitido no cilindro durante o período de admissão, em g/s.

A equação diferencial \dot{m}_{ap} determina a massa total de ar que está presente no cilindro, após o curso de admissão e antes da compressão. É modelada através de um polinômio não linear em função da pressão p_i e da rotação angular do eixo n (rad/s), da seguinte forma

$$\dot{m}_{ap} = -0.36 + 0.08979np_i - 0.0337np_i^2 + 0.0001n^2p_i. \quad (3.12)$$

A taxa à qual o modelo admite ar no colector de admissão, \dot{m}_{at} , é expressa como o produto de duas funções

$$\dot{m}_{at} = f(\alpha)g(p_i) \quad (3.13)$$

com $f(\alpha)$ sendo uma função empírica do ângulo de abertura α (graus) da borboleta

$$f(\alpha) = 2.821 - 0.05231\alpha + 0.10299\alpha^2 - 0.00063\alpha^3 \quad (3.14)$$

e $g(p_i)$ representa a condição sônica do fluxo através de uma função que relaciona p_i com a pressão atmosférica (p_a), da seguinte forma

$$g(p_i) = \begin{cases} 1 & \text{se } p_i \leq \frac{p_a}{2} \\ \frac{2}{p_a} \sqrt{p_i p_a - p_i^2} & \text{se } p_i > \frac{p_a}{2} \end{cases} \quad (3.15)$$

observando-se que, para pressões do coletor iguais ou menores à metade da atmosférica, \dot{m}_{at} é apenas uma função do ângulo α . Caso contrário, \dot{m}_{at} é descrita como uma função do ângulo α e pressão p_i .

3.3.1.2 Rotação e Torque

Crossley e Cook[15] descrevem que o torque gerado pelo MCI depende da ignição da carga de ar/combustível no cilindro, juntamente com parâmetros físicos específicos que podem afetar a eficiência da combustão. Afirmam ainda que para fins de modelagem, é importante definir a relação de torque em estado estacionário e em termos de quantidades fisicamente significativas e mensuráveis. Isso permite uma estimativa de características de torque através do ajuste de curvas analíticas a partir de dados experimentais.

Com dados obtidos em dinamômetro, o torque T_e (N.m) gerado pelo MCI é expresso em [15] pela seguinte equação polinomial

$$\begin{aligned} T_e = & -181.3 + 379.36m_{ap} + 21.9 \left(\frac{A}{F}\right) - 0.85 \left(\frac{A}{F}\right)^2 \\ & + 0.26\theta - 0.0028\theta^2 + 0.027n - 0.000107n^2 \\ & + 2.55\theta m_{ap} + 0.00048n\theta - 0.05m_{ap}\theta^2 \end{aligned} \quad (3.16)$$

onde θ (graus) é o ponto de ignição e m_{ap} (g) é a massa de ar admitida no cilindro durante o tempo de admissão, ou seja, no primeiro π radianos de rotação do ciclo de quatro tempos do MCI.

Os autores afirmam que outras formulações para (3.16) foram elaboradas, porém essa é a que melhor representou o MCI e com os menores erros em relação ao algoritmo de regressão utilizado. Explicam ainda que o aumento da ordem do modelo não gera significante melhoria, e que a pequena melhora no ajuste não justifica a sobrecarga computacional que seria necessária para a simulação do modelo.

Pela segunda lei de Newton, a rotação no eixo do MCI é obtida através do balanço entre o torque gerado e a carga aplicada

$$\dot{n} = \frac{1}{J}(T_e - T_l) \quad (3.17)$$

onde \dot{n} (rad/s²) é a aceleração angular do eixo, T_l (N.m) é a carga aplicada e J (kg.m²) é o momento de inércia do eixo.

O modelo descrito pode capturar as principais dinâmicas e efeitos transitórios do MCI através da alteração das entradas do sistema (α , θ e λ), essencial para o projeto de sistemas de controle. O conhecimento das dinâmicas de funcionamento do MCI bem como a estrutura do modelo matemático capaz de descrevê-lo permitem a utilização de algoritmos para a estimação dos parâmetros do modelo e a determinação dos melhores pontos de operação. Estimar os parâmetros é útil para o projeto de controle, definir os melhores pontos de operação significa maior eficiência.

O capítulo seguinte trata da metodologia utilizada para a estimação dos parâmetros do MVM aqui descrito, onde são apresentados o levantamento de dados do MCI em todas as dinâmicas de interesse, o algoritmo para o ajuste paramétrico, os parâmetros obtidos para cada equação e a validação do MVM ajustado.

Capítulo 4

Ajuste Paramétrico do Modelo

Neste capítulo apresenta-se os aspectos práticos relacionados à identificação dos parâmetros do MVM que descreve a dinâmica do MCI objeto de estudo neste trabalho. O conhecimento do processo é necessário tanto para a definição dos melhores pontos de operação quanto para o projeto de controladores.

Para o entendimento do processo de identificação paramétrica, apresenta-se inicialmente a instrumentação realizada no MCI seguido pela metodologia de ensaios para o processo de identificação, objetivando o conhecimento de todas as variáveis e dinâmicas de interesse. Na sequência, faz-se considerações sobre o algoritmo de estimação e convergência dos resultados, finalizando o capítulo com a validação do MVM ajustado e conclusões acerca de pontos de operação observados no processo de identificação.

4.1 Definição do MCI e ECU

A fonte geradora de um VHS é constituída por um sistema composto por um MCI e um gerador elétrico, sendo o gerador diretamente acoplado ao eixo do MCI. Neste trabalho optou-se por trabalhar com um conjunto MCI/gerador comercial e instrumentalizá-lo às necessidades encontradas. Dessa forma, a geração de energia elétrica é obtida de forma segura e direta e a escolha de dispositivos para a medição e atuação está limitada apenas à faixa de operação do MCI/gerador e ao controle eletrônico adotado.

O trabalho prático foi realizado em um conjunto MCI/gerador da marca Toyama[®], modelo TG8000CXE, monocilíndrico, 420 cc, potência elétrica nominal de 7 kW (220V-60Hz) e com taxa de compressão ajustada para operar com etanol. Um completo sistema de gerenci-

amento eletrônico foi instalado no MCI para a aquisição de dados e controle, além de ser a base para a implementação do controlador que será implementado neste trabalho.

Para o gerenciamento eletrônico buscou-se trabalhar com um sistema sem restrições e que possibilite constantes modificações, tanto em *hardware* quanto em *software*. Para as finalidades deste trabalho, adotou-se a ECU MegaSquirt[®], cuja característica *open source* possibilita acesso direto à todas as configuração do sistema de gerenciamento, com diversos algoritmos de controle, calibração dos mais variados sensores, alteração de parâmetros/tabelas e visualização das variáveis em tempo real, aquisição dos dados envolvidos, dentre muitas outras possibilidades.

Os inúmeros campos configuráveis nessa ECU bem como a vasta possibilidade de combinações em *hardware* e *software* tornam o trabalho de instalação e configuração desse equipamento bastante extenso, sendo que a condução desses passos representam a base de todos os resultados que serão apresentados, porém, por não fazerem parte do escopo desta dissertação, não serão aqui apresentados. A seção seguinte apresenta os pontos principais quanto à instrumentação do MCI e descreve de maneira sucinta alguns pontos referentes à configuração desses dispositivos na ECU.

4.1.1 Instrumentação do MCI

A instrumentação busca, além de promover o conhecimento das variáveis necessárias, dar condições para que ECU faça as leituras e atue de forma adequada sobre o MCI. Logo, buscou-se dispositivos confiáveis e compatíveis com o sistema de gerenciamento eletrônico. Cada dispositivo tem um sinal característico como forma de medição, onde o sistema eletrônico é configurado para receber e tratar o sinal para o cálculo das ações de controle.

Como descrito nos capítulos anteriores, o conhecimento de certas variáveis do processo se faz necessário tanto para a análise das dinâmicas envolvidas quanto para o controle. De acordo com a formulação das equações para o MVM apresentado, bem como para o gerenciamento eletrônico do MCI, as seguintes variáveis devem ser conhecidas:

- fluxo mássico, pressão e temperatura do ar no coletor de admissão;
- posição de abertura da válvula borboleta;
- relação ar/combustível;
- velocidade e posição angular do eixo.

Essas variáveis são conhecidas através da aplicação de sensores em locais específicos do MCI, cujos sinais elétricos são enviados à ECU e representam, pela sua amplitude, os valores das variáveis de interesse.

A leitura da rotação é feita através de um sensor Hall instalado de forma a capturar a passagem dos dentes de uma roda fônica acoplada ao volante do eixo de manivelas. Nesse sistema de medição, as informações necessárias e configuráveis na ECU são a quantidade de dentes da roda fônica (nesse caso 60-2) e a posição do sensor em relação ao PMS, ou seja, a quantidade de pulsos do sensor Hall necessários para o pistão atingir o PMS, a partir da falha de dentes na roda fônica.

O cálculo do tempo de injeção é conseguido pelos algoritmos *speed-density* com sensores de pressão e temperatura no coletor de admissão, ou baseado na leitura direta da vazão mássica por um sensor mássico. Como neste trabalho necessita-se conhecer tanto o valor da pressão no coletor (p_i) como a vazão mássica do ar (\dot{m}_{ap}) admitido, um sensor MAP e um sensor MAF foram instalados, porém a configuração final da ECU foi feita para operar em função da leitura direta da massa pelo sensor MAF, onde o conhecimento da variável pressão é utilizada para o processo de identificação apenas. Assim, a medição da temperatura do ar na admissão não se faz necessária e os mapas de injeção, que operam em função da pressão, também não são utilizados.

Estando o sensor MAF devidamente calibrado e fornecendo leituras precisas, a quantidade de combustível injetada é então calculada para uma dada referência de AFR em função do fluxo de ar. A ECU admite a operação em malha aberta, cujo cálculo do PWM e *duty cycle* está baseado apenas na medição do sensor MAF, ou em malha fechada, onde a instalação de uma sonda lambda fornece a informação real da mistura e possibilita correções para se atingir a mistura desejada. Como o MVM também necessita da informação da mistura e o controle irá atuar diretamente na injeção de combustível e em regiões de mistura pobre, uma sonda *wide band* foi instalada no duto da exaustão. Esse sensor foi instalado em conjunto com um controlador, que gera um sinal de tensão linear em função da concentração de O_2 , além de garantir a temperatura mínima de operação para o sensor.

A posição de abertura da válvula borboleta é necessária tanto para correções na ECU como para o ajuste do MVM. Essa informação é conseguida pela aplicação de um potenciômetro linear acoplado à válvula borboleta, cujo sinal de tensão é configurado na ECU de acordo com os pontos de de máxima e mínima abertura, convertendo o sinal em posição. Esse sensor é comumente conhecido como TPS (do inglês *throttle position sensor*).

Na Tabela 4.1 descreve-se as especificações dos sensores descritos, os quais foram escolhidos pela disponibilidade e faixas de operação em função do MCI e da ECU. A instalação e configuração dos sensores na ECU seguiram os dados disponibilizados pelos fabricantes. Com exceção do sensor Hall, que opera em 12 Volts, todos os demais sensores são alimentados com 5 Volts.

Tabela 4.1: Descrição dos sensores aplicados.

Descrição	Tipo	Faixa de operação
Pressão do ar [†]	Diferencial	0 a 250 kPa
Vazão mássica do ar [†]	Fio quente	8 a 370 kg/h
Sonda lambda ^{††}	<i>Wide band</i>	0.65 a 4 λ
Posição da borboleta	Potenciômetro	0 a 90°
Velocidade angular do eixo	Hall	-

[†] Referente ao ar no coletor da admissão.

^{††} Considerou-se a sonda lambda e o respectivo controlador.

Ao ter as informações dos sensores, a ECU faz as devidas manipulações e então atua no MCI. A atuação se dá através da bobina de ignição, responsável pelo início da combustão, e pelo bico injetor, responsável por disponibilizar o combustível atomizado que será admitido à câmara de combustão. O combustível é pressurizado pela bomba de combustível e chega ao bico com pressão em torno de 3 bar. A borboleta também é um atuador mas não se terá controle sobre ela, sendo apenas usada no processo de ajuste do MVM e limitante de rotação em testes com cargas parciais.

Um TBI (do inglês *throttle body injection*) comercial e compatível com o MCI descrito foi instalado no duto de admissão. Esse TBI é mecanicamente viável e já possui um bico injetor, que fica imediatamente após a válvula borboleta (também presente no TBI). A vazão do bico é controlada pelo tempo de injeção, calculado com base em dados como a cilindrada do MCI, rotação e AFR. Contudo, o bico injetor deve ter vazão compatível com o tamanho do MCI e com as limitações de largura de pulso na ECU, sendo que o tempo de injeção pode ser ajustado em função da vazão e resistência do bico, ou através de testes práticos que buscam encontrar valores coerentes de PWM em decorrência da operação do MCI.

A bobina de ignição recebe um sinal similar ao do bico injetor, diferenciando apenas no tempo de acionamento (*dwell*), que é fixo. O

dwell é configurado na ECU e representa o tempo de carga da bobina, limitado a alguns milissegundos para não danificar circuitos da ECU e a própria bobina, podendo ser corrigido em função da tensão disponível (da bateria) para o acionamento.

Instalados todos os dispositivos para a medição e atuação no MCI, pode-se então definir regimes de operação e fazer a aquisição de todos os dados envolvidos. O torque do MCI também deve ser conhecido. Aplicando-se cargas resistivas na saída do gerador, a potência elétrica é obtida tomando-se medições de corrente e tensão, que é então relacionada com a rotação para o conhecimento do torque. Para as análises e ajuste do MVM, desconsiderou-se as possíveis perdas presentes na máquina elétrica, sendo que os dados que serão apresentados referem-se ao conjunto MCI/gerador. A ECU e o MCI com indicações dos instrumentos instalados podem ser vistos no anexo I.

4.2 Metodologia de Ensaios para o Ajuste Paramétrico do Modelo

O modelo matemático que descreve o MCI deve representar todo o regime de operação, nas mais variadas condições. Como o modelo apresentado é um ajuste polinomial de curvas obtidas em bancada, os parâmetros obtidos só correspondem às regiões descritas pelas curvas utilizadas, ocorrendo que, fora dessas regiões, o modelo dificilmente conseguirá descrever o processo.

Esse fato conduz a experimentos capazes de abranger os pontos de operação em que se deseja trabalhar. No MCI isso significa operar em diferentes rotações e cargas aplicadas, e para cada um desses pontos, variar as entradas em toda a faixa possível, observando-se a resposta obtida para cada situação. Os dados obtidos são então relacionados através de um algoritmo de estimação e os parâmetros constantes do modelo são estimados e correspondem aos dados usados na estimação.

Inicialmente foram realizados ensaios com o objetivo de identificar a curva de máximo torque (MBT) do MCI, que é observada com a máxima admissão de ar para dada rotação, ou seja, em WOT. Como em WOT o MCI atinge a máxima rotação (sem carga), a aplicação de carga elétrica ao gerador reduz a rotação do MCI e permite observar o torque em toda a faixa de operação. Já a variação do ponto de ignição na ECU permite alterar os ganhos/perdas no torque gerado, encontrando assim o máximo torque possível para cada rotação.

Como o interesse neste trabalho está em operar em misturas pobres até misturas ligeiramente ricas, os ensaios para identificar a

curva de máximo torque foram realizados para $\lambda=1$. Habilitando-se na ECU a correção pela sonda λ e definindo-se o AFR desejado, a condição $\lambda=1$ é assegurada em todos os ensaios. Já a condição em WOT não gera significativas variações de pressão no duto de admissão, mantendo-se praticamente constante e próxima à atmosférica.

A Figura 4.1 mostra as condições de torque aplicadas ao MCI e as correspondentes rotação e vazão mássica do ar admitido. As curvas correspondem à junção de todos os ensaios, realizados individualmente em cada faixa de rotação, cujas transições ocorrem por "saltos" nas curvas apresentadas.

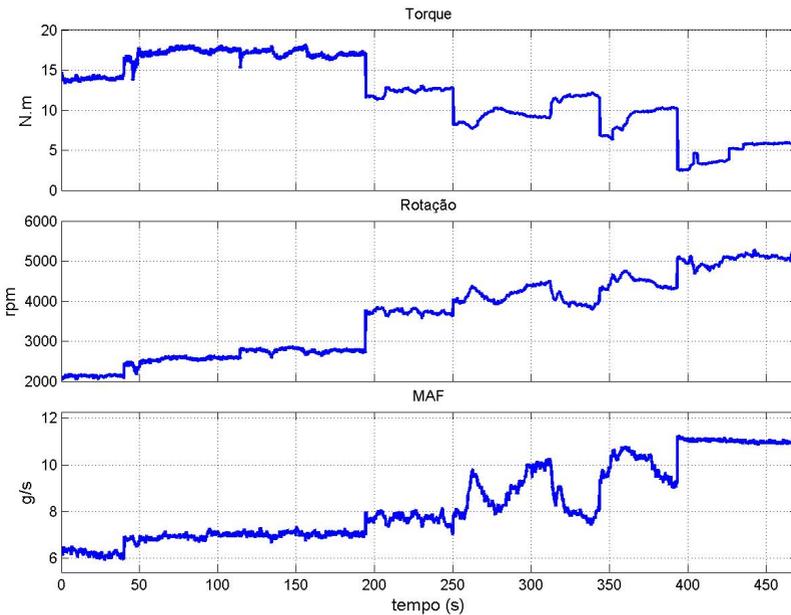


Figura 4.1: Torque, rotação e vazão mássica do ar na admissão em ensaio para aquisição de dados com o MCI em máximo torque.

Até atingir a rotação desejada, buscou-se aplicar pouco avanço de ignição ao introduzir a carga. Estando o MCI na rotação desejada e em regime constante, o ponto de ignição foi continuamente alterado até onde não mais se observou ganhos de rotação com o avanço de ignição: este é o ponto de máximo torque para a rotação definida. Quando o ponto de ignição é alterado, há ganhos/perdas na rotação, logo a carga deve ser manipulada para que a rotação se mantenha dentro da região estabelecida. Os valores de λ e ponto de ignição aplicados no ensaio

mostrado na Figura 4.1 são apresentados na Figura 4.2.

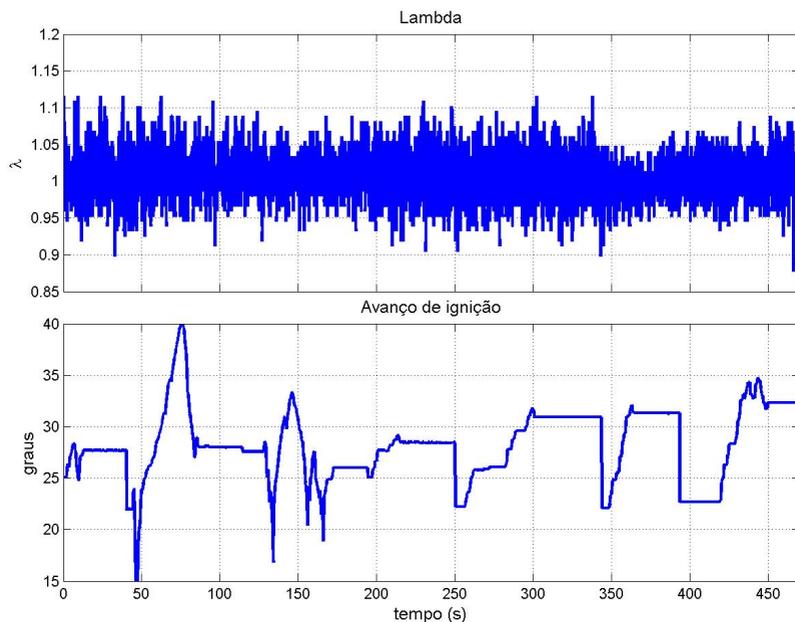


Figura 4.2: Condições da mistura e avanço de ignição aplicados no ensaio da Figura 4.1 para a obtenção de pontos de máximo torque.

Observa-se na Figura 4.2 um aumento gradativo no regime permanente correspondente ao avanço de ignição, que é de aproximadamente 28° para a mínima rotação e 33° para a máxima rotação. Isso pois em rotação elevada se deve adiantar o início da combustão para converter a máxima energia do combustível em torque no eixo. Percebe-se também que a amplitude de λ oscila em torno do valor estequiométrico, que é causado, dentre outros motivos, pelo ruído próprio da sonda λ e pela correção realizada na ECU para manter o AFR desejado.

Com os dados apresentados nas Figuras 4.1 e 4.2, pode-se chegar a um conjunto de pontos que relacionam o máximo torque com a rotação e o ponto de ignição, na condição $\lambda \cong 1$ e em WOT. Porém, como os objetivos de controle conduzem para operação em mistura pobre, o MVM deve descrever as dinâmicas envolvidas quando em $\lambda > 1$. Para tal, um experimento mais abrangente foi conduzido. Nesse novo ensaio foram impostas várias condições de carga ao MCI, juntamente com diferentes combinações de θ e λ , como apresenta a Figura 4.3.

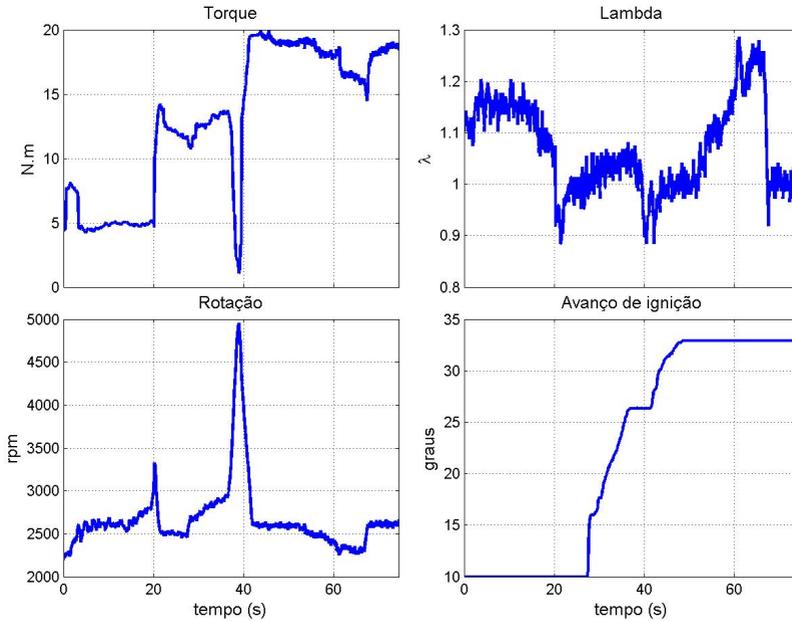


Figura 4.3: Ensaio para a identificação de dinâmicas com diversas combinações das entradas.

A Figura 4.3 mostra que o avanço de ignição e a mistura foram inicialmente mantidos em valores limites (misturas mais pobres e menos avanço causam perdas de potência muito elevadas e podem danificar o MCI). A mistura foi então enriquecida até valores aproximados da estequiometria, onde com essa mistura, avançou-se com o ponto até um valor limitante superior. Nessa condição de avanço, a mistura foi novamente empobrecida até o mínimo possível. Com isso se estabeleceu a relação existente entre ponto de ignição e injeção de combustível em toda a faixa de operação possível e qual a influência de cada entrada na geração de torque.

Ganhos de torque em função do avanço de ignição e condição da mistura podem ser observados em ambas Figuras 4.2 e 4.3. Essas influências são mais acentuadas quando pouca carga for aplicada ao eixo e em rotações mais elevadas.

Deve-se observar que todas as curvas apresentadas são para a condição WOT. Se o MVM for ajustado apenas para essa condição, não apresentará as dinâmicas envolvidas em cargas parciais de acelerações e desacelerações. Como é de interesse conhecer os pontos de aberturas

parciais da borboleta, tanto para o MVM quanto para o gerenciamento do MCI, realizou-se um último ensaio para essa finalidade.

O ângulo α de abertura da borboleta é relacionada com a vazão mássica admitida \dot{m}_{at} e com a pressão no coletor p_i pela equação 3.13. Logo, a estimação da função $f(\alpha)$ necessita conhecer apenas os valores medidos pelos sensores MAF, MAP e TPS. Na Figura 4.4 mostra-se o resultado do ensaio realizado para a identificação da dinâmica imposta ao MCI em função da abertura da borboleta.

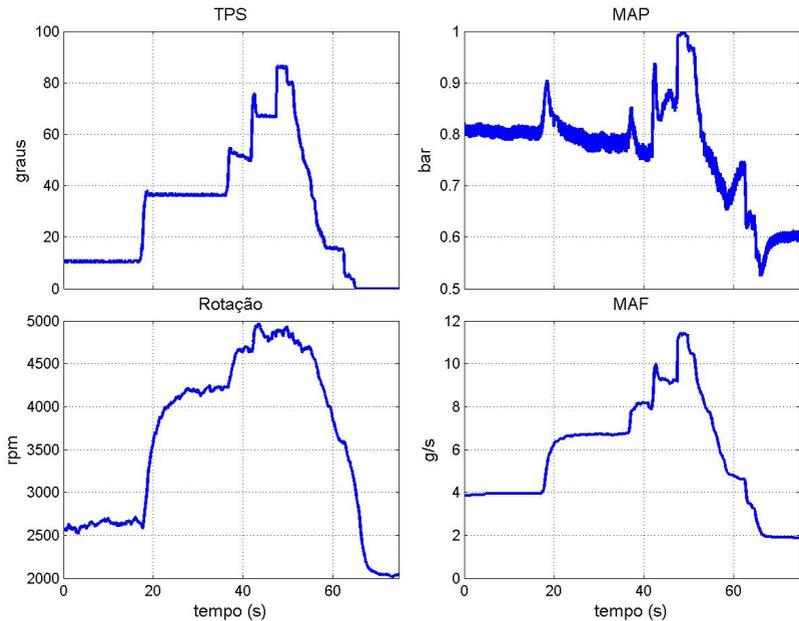


Figura 4.4: Dinâmica da rotação, pressão (MAP) e vazão mássica do ar (MAF) no coletor em função da abertura da borboleta (TPS).

Pode-se verificar na Figura 4.4 a relação não linear entre a abertura da borboleta e os demais dados apresentados. Identifica-se também os limites de operação do MCI, podendo haver variações para diferentes condições de mistura e avanço. Nos dados apresentados, manteve-se $\lambda = 1$, $\theta = 28^\circ$ e não se aplicou carga ao eixo.

Os ensaios apresentados representam o conjunto de informações necessárias para que o MVM seja ajustado de acordo com as condições impostas ao MCI. Na seção seguinte descreve-se como foram estimados os parâmetros do MVM a partir das curvas apresentadas.

4.3 Estimação dos Parâmetros do Modelo

Como já dito, os parâmetros constantes das equações que compõem o MVM apresentado na Seção 3.3.1 precisam ser ajustados para representar as curvas do MCI aqui descrito. Utiliza-se então a formulação do MVM identificado em [15] para a estruturação de algoritmos de estimação, onde novos parâmetros são estimados para o MVM, de acordo com as curvas obtidas. Os dados obtidos em ensaios são manipulados e utilizados como infomação de entrada na estrutura do MVM. O algoritmo então faz a estimação de parâmetros para que as equações convirjam para os valores reais.

Utilizou-se algoritmos de identificação não linear disponíveis na ferramenta *Optimization Toolbox* do Matlab[®] para a estimativa de parâmetros para as equações que compõem o MVM. Essa ferramenta recebe:

- uma função de minimização, composta pela estrutura da equação que se deseja obter os coeficientes desconhecidos;
- dados de entrada obtidos em ensaios (variáveis da equação);

e gera um conjunto de valores que compõem a equação introduzida e que melhor representam uma curva real.

A função de minimização busca minimizar o erro quadrático E entre a saída real e a saída estimada de um processo [52, 53], representada por

$$\min_{\sigma} E(\sigma) = \min_{\sigma} \sum (y(t) - y_{est}(t, \sigma))^2 \quad (4.1)$$

onde $y(t)$ é o vetor de dados medidos e $y_{est}(t, \sigma)$ é o vetor de saída da equação com parâmetros estimados, representados por σ . Assim, dados parâmetros iniciais, o algoritmo de estimação busca minimizar (4.1), encontrando valores para os coeficientes desconhecidos que trarão a menor diferença entre a previsão e o valor real (medido). Os parâmetros iniciais são os pontos onde o algoritmo inicia a estimação em busca da convergência para o erro mínimo. Os parâmetros identificados em [15] são os pontos iniciais de cada equação a ser estimada pelo algoritmo.

De acordo com a Seção 3.3.1, as equações cujos parâmetros necessitam ser ajustados são

$$\begin{cases} \dot{m}_{at} &= f(\alpha)g(p_i) \\ \dot{m}_{ap} &= f(n, p_i) \\ T_e &= f(m_{ap}, n, \lambda, \theta). \end{cases}$$

Assim, a junção dos dados dos ensaios mostrados nas Figuras 4.1, 4.2 e 4.3 são usados para a estimação dos parâmetros das equações T_e e \dot{m}_{ap} , enquanto o ensaio apresentado na Figura 4.4 é usado para a estimação dos parâmetros em $f(\alpha)$, que compõem a equação \dot{m}_{at} .

Para a estimação dos parâmetros da equação diferencial (3.11), como o MCI está em WOT, a derivada \dot{p}_i é igual a zero. Mesmo em condições de rápida abertura da borboleta, a variação da derivada da pressão poderia ser negligenciada para a estimação dos parâmetros, sem perda de informação ou significativas mudanças nos valores estimados, haja vista a pequena amplitude dessa derivada. Entretanto, a amplitude da pressão p_i é influenciada diretamente pela abertura da borboleta, pois é um somatório (integral) das variações registradas ao longo do tempo.

A condição $\dot{p}_i = 0$ na equação (3.11) implica que

$$\dot{m}_{at} = \dot{m}_{ap} = MAF. \quad (4.2)$$

Assim, aplicando-se os dados medidos de rotação (n) e pressão (MAP) em (3.12) e comparando-se o resultado com a vazão mássica medida (MAF), o algoritmo busca parâmetros para que \dot{m}_{ap} seja tão próxima quanto possível de MAF, através da minimização do erro quadrático

$$\min E = \min \sum (MAF - \dot{m}_{ap})^2. \quad (4.3)$$

Após 264 iterações, o algoritmo convergiu para os seguintes parâmetros da função \dot{m}_{ap}

$$\dot{m}_{ap} = -0.1 + 5.9 \cdot 10^{-3}np_i + 0.03np_i^2 - 1.74 \cdot 10^{-5}n^2p_i. \quad (4.4)$$

Na Figura 4.5 mostra-se a curva dos dados reais de medições realizadas pelo MAF e a curva obtida com a equação estimada (4.4).

Os parâmetros da equação que descreve o torque gerado pelo MCI são estimados pela minimização do erro quadrático entre o torque aplicado (T_l) e a equação polinomial (3.16), da seguinte forma

$$\min E = \min \sum (T_l - T_e)^2. \quad (4.5)$$

Utilizando-se agora os dados correspondentes às variáveis m_{ap} , n , λ e θ , obtidos nos ensaios e apresentados¹ nas Figuras 4.1, 4.2 e 4.3, a estimação para a equação T_e , após 1576 iterações, retorna

$$\begin{aligned} T_e = & -40.85 + 202.77m_{ap} + 3.65\left(\frac{A}{F}\right) - 0.17\left(\frac{A}{F}\right)^2 \\ & + 0.29\theta - 9.36 \cdot 10^{-4}\theta^2 + 0.06n - 1.16 \cdot 10^{-4}n^2 \\ & + 2.98 \cdot 10^{-4}\theta m_{ap} + 6.81n\theta - 0.12m_{ap}\theta^2. \end{aligned} \quad (4.6)$$

¹ m_{ap} não é apresentado de forma direta, sendo que seu valor é obtido integrando-se \dot{m}_{ap} de $n = 0$ a $n = \pi$, resetando o integrador quando $n = \pi$.

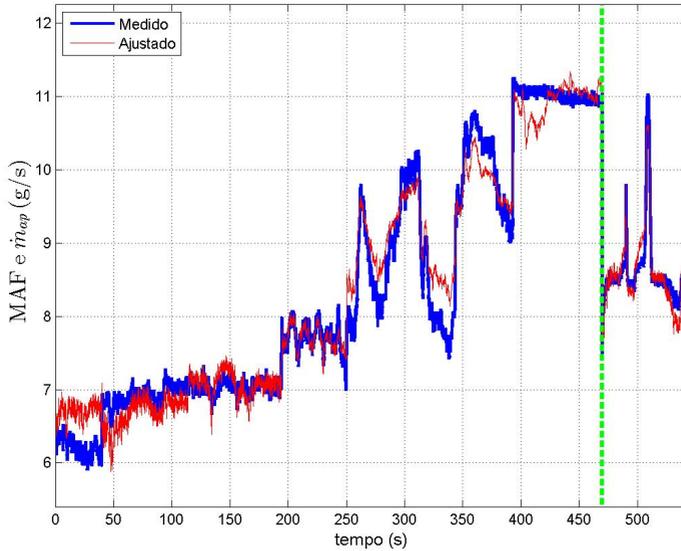


Figura 4.5: Cuvas de MAF medido nos ensaios e da equação \dot{m}_{ap} com parâmetros ajustados.

Na Figura 4.6 pode-se observar a curva correspondente aos dados reais de torque aplicado ao MCI e a curva referente à equação polinomial estimada em 4.6. Pode-se ver pontos de picos, que correspondem a situações de transição ou de alteração brusca nas variáveis de entrada.

A última equação cujos parâmetros precisam ser ajustados aos dados do MCI é $f(\alpha)$ (equação (3.14)). Com os dados de MAF (\dot{m}_{at}), MAP (p_i) e TPS (α) da Figura 4.4, os parâmetros de $f(\alpha)$ podem ser obtidos pela minimização de

$$\min E = \min \sum \left(\frac{MAF}{g(p_i)} - f(\alpha) \right)^2 \quad (4.7)$$

onde $MAF/g(p_i)$ representa as medições reais equivalentes a $f(\alpha)$. Com 370 iterações, $f(\alpha)$ fica assim descrita com os novos parâmetros estimados pelo algoritmo

$$f(\alpha) = 2.15 + 0.32\alpha - 8.93 \cdot 10^{-3}\alpha^2 + 1.15 \cdot 10^{-4}\alpha^3 \quad (4.8)$$

cujos dados reais $MAF/g(p_i)$ e a curva gerada com o ajuste de $f(\alpha)$ são apresentados na Figura 4.7.

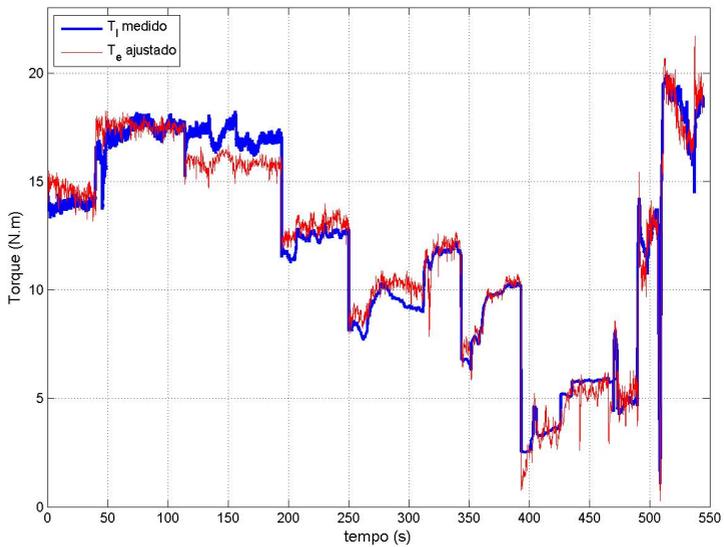


Figura 4.6: Torque aplicado ao MCI e torque obtido com o ajuste da equação T_e (4.6).

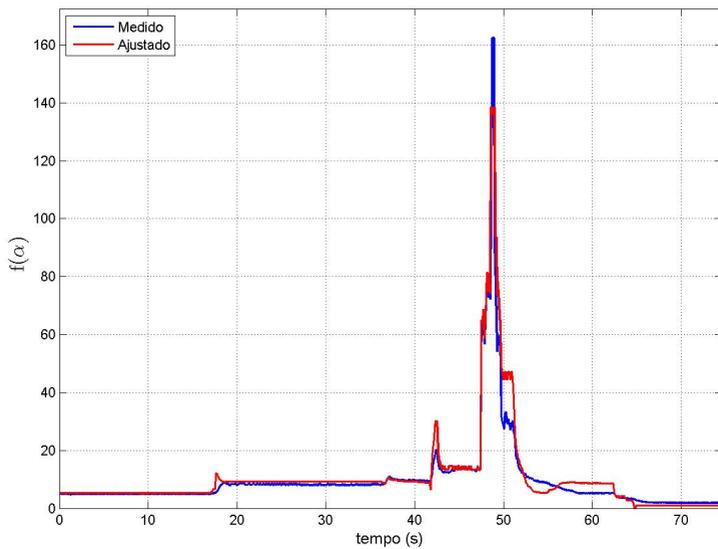


Figura 4.7: Curvas real e estimada para a função $f(\alpha)$.

O MVM então está ajustado aos dados do MCI, onde os parâmetros correspondem aos dados dos ensaios apresentados. Para cada equação ajustada, o algoritmo convergiu para parâmetros que tornam mínimo o erro entre os dados estimados e as medidas reais do processo. Outras combinações de ensaios certamente trarão parâmetros diferentes, mas sabe-se que, no entanto, o ajuste só será condizente com os dados utilizados no algoritmo e que muitas combinações de parâmetros podem apresentar os mesmos resultados. A Seção seguinte demonstra a precisão do MVM ajustado, validando-o com dados de novos ensaios realizados no MCI.

4.4 Validação do Modelo Ajustado

O procedimento de validação para o MVM ajustado consiste em aplicar ao MVM um conjunto de dados obtidos em novos ensaios e comparar os resultados de saída do MVM com os dados experimentais. Assim, aplicando-se ao MVM dados reais de entrada utilizados no MCI, as dinâmicas de cada equação podem ser comparadas com os dados obtidos no experimento. Esse procedimento é conduzido de forma que o MCI seja excitado por várias combinações de entradas e carga no eixo, para validar a precisão do MVM em vários regimes de operação.

Condições de abertura parcial da borboleta e diferentes combinações de λ e avanço de ignição foram impostas ao MCI no processo de validação, em conjunto com diversos regimes de carga, com o objetivo de validar o MVM em várias e reais condições de operação. As entradas λ , θ e α bem como o torque aplicado (T_i) são mostrados na Figura 4.8.

A entrada α engloba toda a faixa possível de abertura da borboleta. Na região compreendida até 90 segundos, inicialmente se mantém mistura estequiométrica, que vai sendo empobrecida até um valor mínimo, no máximo ângulo α . Nessa região há também variações no avanço de ignição para diferentes valores de α e λ . Acima dos 90 segundos o MCI opera em WOT, sendo que a transição de 0° para 90° não representa uma rápida abertura da borboleta, mas a junção de um segundo ensaio realizado. Em WOT, ora mantém-se λ pouco rico e altera-se o avanço de ignição, ora mantém-se o avanço fixo e empobrece-se a mistura. Assim como no processo de identificação, essa metodologia de ensaios excita o MCI com diferentes combinações de entradas e atribui maior confiabilidade ao processo de validação.

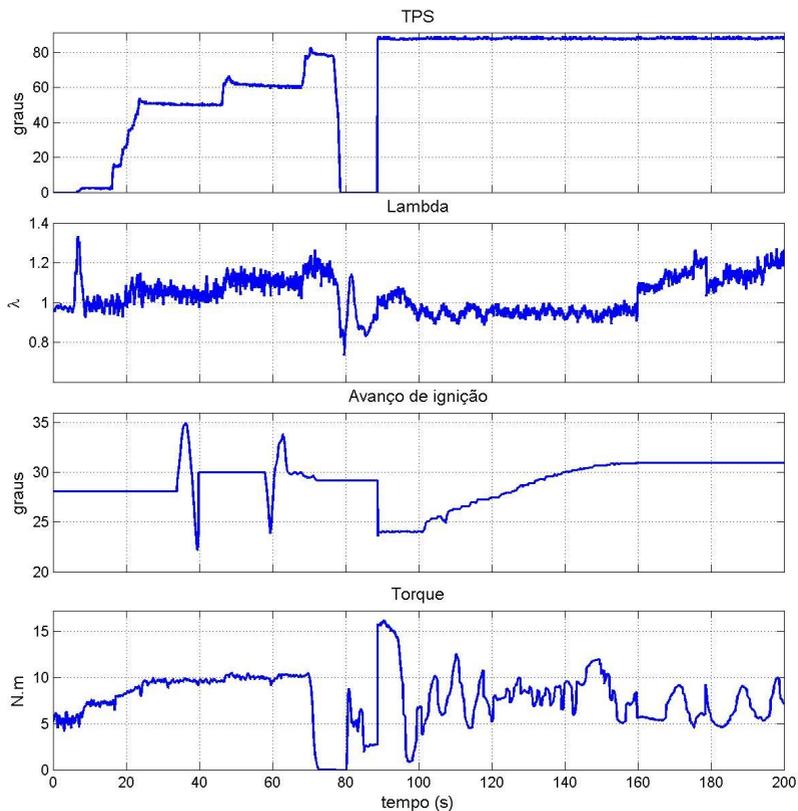


Figura 4.8: λ , θ , α e torque aplicados ao MCI no processo de validação do MVM ajustado.

O MVM ajustado foi simulado no Simulink[®] e recebe os dados reais de α , θ , λ e torque (T_l) da Figura 4.8 como variáveis de entrada. O resultado da validação do MVM ajustado é mostrado na Figura 4.9. O MCI possui $RT_i/V_i = 0.8 \text{ Jg/m}^3$ e coeficiente de inércia $J \cong 0.0013 \text{ kg.m}^3$. J foi obtido aplicando-se uma rampa de aceleração constante ao MCI, com carga fixa.

O resultado da validação mostrado na Figura 4.9 demonstra o seguimento das variáveis do MVM aos valores reais medidos. A equação polinomial referente ao torque é a que mais se assemelha com os dados reais, em função do número de coeficientes que a compõe. Nota-se que as simulações para rotação e MAF apresentam maior ruído quando o MVM foi excitado em condições de aberturas parciais da borboleta.

Isso pois não foram usados dados de α diferentes de 90° para a estimação de \hat{m}_{ap} , que retorna valores de interpolação obtidos com a equação \hat{m}_{at} . Esse fato não compromete o ajuste obtido e pode ocorrer em outras situações, caso o MVM receba combinações de entradas que extrapolem os dados recebidos pelo algoritmo na geração dos parâmetros das equações.

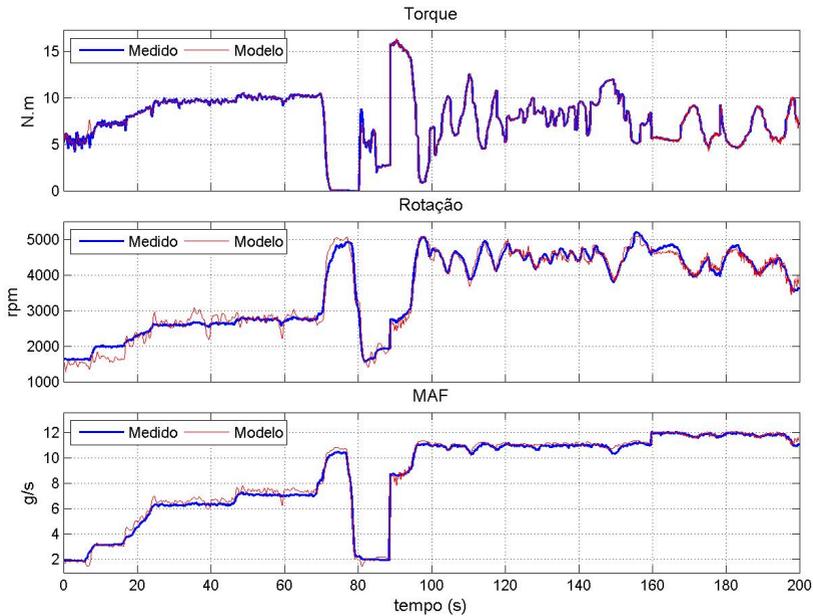


Figura 4.9: Validação do MVM: torque, rotação e MAF medidos e simulados com o MVM ajustado.

Simulações realizadas com o MVM também retornam resultados bastante condizentes com a realidade. Alguns desses resultados serão apresentados no capítulo seguinte, que aborda o projeto do controlador. Assim, conclui-se que a formulação do MVM inicialmente apresentado se mostra coerente e que o ajuste paramétrico aqui realizado descreve o MCI de forma adequada e atende aos objetivos necessários para o projeto do controlador.

Capítulo 5

Projeto e Implementação do Controlador

Este capítulo trata da estrutura, projeto e implementação do controlador que será aplicado ao MCI com os objetivos de garantir regime de funcionamento e reduzir o consumo de combustível. O controlador é baseado em modos deslizantes e a metodologia de projeto segue estritamente a formulação apresentada por Roqueiro et al.[13], sendo que detalhes operacionais e os ganhos do controlador serão projetados para o MVM ajustado no capítulo anterior.

O ajuste do controlador busca garantir a existência e a convergência do modo deslizante, condições que serão verificadas por simulações computacionais. O controlador projetado para o MVM é implementado no MCI, onde a aplicação prática do algoritmo de controle é realizada por meio de adequações na estrutura da ECU, utilizando-se de toda a eletrônica e programação já existentes, alterando-se apenas pontos específicos e correspondentes a atuação do controlador projetado.

5.1 Estratégia de Controle Por Modos Deslizantes

Tanto a revisão bibliográfica do Capítulo 3 quanto os experimentos apresentados no Capítulo 4 demonstram as influências diretas da injeção de combustível e avanço de ignição na geração de torque/rotação. Em [13], a estratégia de controle chaveado é formulada para atuar tanto na mistura quanto na ignição, priorizando atuar sobre o ponto de ignição e operação em mistura pobre, mantendo-se a abertura da borboleta constante e igual a 90° . Projetar o controlador para a condição WOT implica que, mesmo em regimes onde $\alpha < 90^\circ$, a ação de controle é assegurada, pois $\alpha = 90^\circ$ representa a maior carga de ar admitida.

Admitindo-se não atuar na abertura da borboleta, o MCI possui

duas entradas de controle: λ e θ ; e uma saída a ser controlada: n . Sabendo-se das influências dessas duas entradas, os objetivos de controle são manter a saída em regime de operação e consumir a menor quantidade de combustível para isso. Na sequência apresenta-se a estratégia formulada em [13] para a redução do consumo de combustível e controle da rotação no MCI.

5.1.1 Definição de Entradas Complementares para a Minimização do Consumo de Combustível

Sendo que as entradas λ e θ podem ser controladas de forma independente e que ambas alteram a rotação n do MCI, se for possível controlar n unicamente através do ponto de ignição e, enquanto isso, a mistura for mantida em seu limite pobre (λ_{max}), ganha-se eficiência em vista de manter o ponto fixo ou configurado através de mapas na ECU. Por outro lado, se apenas o avanço de ignição não for possível para garantir a rotação desejada, pode-se manter θ em seu máximo valor (θ_{max}) e aumentar a quantidade de combustível injetada. Ou seja, transforma-se as duas entradas em uma única entrada complementar, onde uma delas é mantida sobre controle enquanto a outra está fixa em seu limite [13].

O fato acima descrito pode ser assim exemplificado: seja um regime de rotação desejada definido por n_d ; caso esse regime possa ser controlado por θ , então $\lambda = \lambda_{max}$; se uma perturbação desviar n de n_d e θ não for suficiente para que o MCI retorne para n_d , então $\theta = \theta_{max}$ e o controle passa a atuar com λ . O resultado dessa análise é que, na prática, o consumo de combustível pode ser minimizado através da operação [13]

$$0 \leq (\theta_{max} - \theta) \perp (\lambda_{max} - \lambda) \geq 0 \quad (5.1)$$

onde \perp significa que quando $(\theta_{max} - \theta) \neq 0$, então $(\lambda_{max} - \lambda) = 0$, e vice versa. Com isso, as entradas são chaveadas de acordo com a seguinte condição

$$\text{Caso : } \theta < \theta_{max} \rightarrow \text{Modo } \theta \begin{cases} \theta : \text{Entrada ativa} \\ \lambda = \lambda_{max} \end{cases} \quad (5.2)$$

$$\text{Caso : } \lambda < \lambda_{max} \rightarrow \text{Modo } \lambda \begin{cases} \lambda : \text{Entrada ativa} \\ \theta = \theta_{max} \end{cases} \quad (5.3)$$

Conhecendo-se as condições limitantes para o funcionamento do MCI e priorizando-se mistura pobre, os limites de operação de λ e θ

podem ser expressos como

$$\begin{aligned}\lambda_{min} = 0.95 \leq \lambda \leq 1.15 = \lambda_{max} \\ \theta_{min} = 10 \leq \theta \leq 35 = \theta_{max}\end{aligned}\quad (5.4)$$

onde o domínio de operação das entradas λ e θ , assim definidas, é mostrado na Figura 5.1.

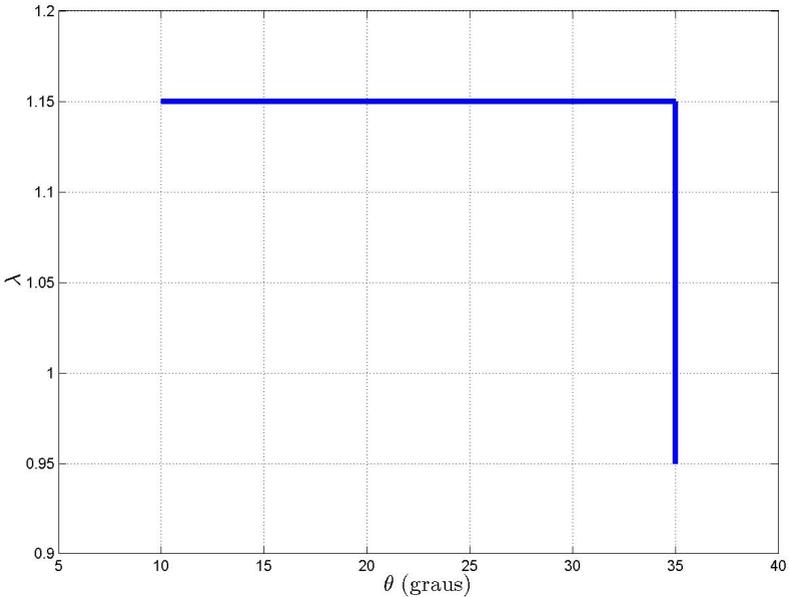


Figura 5.1: Domínio de operação das entradas λ e θ .

5.1.2 Extensão do Modelo e Estrutura do Controlador

Como apresentado, o chaveamento adequado entre as entradas λ e θ possibilita reduzir o consumo de combustível, porém deve estar associado a um algoritmo de controle que garanta operação em regimes desejados de rotação. Então, o seguimento de referências requer a redução do erro entre a rotação desejada n_d e a rotação real n , sendo esse o objetivo principal de controle.

O seguimento de referência pode ser formalizado no âmbito de controle por modos deslizantes, onde uma superfície de deslizamento

é projetada para forçar uma dinâmica linear de primeira ordem para o erro de rotação do MCI. Sendo o MCI descrito por duas equações diferenciais, \dot{n} e \dot{p}_i , a superfície de deslizamento pode ser definida como

$$s(n) = \left(\frac{d}{dt} + \tau \right)^{n-1} e = \frac{dn}{dt} + \tau(n - n_d) \quad (5.5)$$

onde $\frac{de}{dt} = \frac{dn}{dt}$, pois n_d é assumido constante. Nota-se que a superfície possui grau relativo zero. Para o MVM em questão, $\tau = 100$ garante rápida convergência para o erro zero e ações de controle mais conservativas, com relação às variações de $\text{sign}(s)$.

As entradas descontínuas são projetadas em função da superfície, tal como $u = k\text{sign}(s)$. Na prática, no entanto, é preferível evitar sinais descontínuos diretos nas entradas dos atuadores do MCI. Portanto, para suavizar as entradas físicas, o modelo original é dinamicamente estendido com a incorporação de integradores antes das entradas reais, reduzindo também o indesejável efeito de *chattering* [13]. Assim, λ e θ se tornam estados e suas derivadas são novas entradas artificiais, onde o modelo toma a seguinte representação

$$\begin{aligned} \dot{n} &= \frac{1}{J} (T_e - T_l) \\ \dot{p}_i &= \frac{RT_i}{V_i} (\dot{m}_{at} - \dot{m}_{ap}) \\ \dot{\theta} &= u_1 \\ \dot{\lambda} &= u_2. \end{aligned} \quad (5.6)$$

O sistema de equações diferenciais que descrevem o MCI é agora de quarta ordem e, com a extensão do modelo, $s(n)$ passa a ter grau relativo um. Considerando-se as entradas complementares apresentadas anteriormente, o sistema estendido pode ser representado por dois modos de operação, cada modo com três equações dinâmicas:

Modo θ :

$$\begin{aligned} \dot{n} &= \frac{1}{J} (T_e|_{\lambda=\lambda_{max}} - T_l) = \frac{1}{J} [f(m_{ap}, n, \theta) - T_l] \\ \dot{p}_i &= \frac{RT_i}{V_i} (\dot{m}_{at} - \dot{m}_{ap}) \\ \dot{\theta} &= u_1 \end{aligned} \quad (5.7)$$

Modo λ :

$$\begin{aligned} \dot{n} &= \frac{1}{J} (T_e|_{\theta=\theta_{max}} - T_l) = \frac{1}{J} [f(m_{ap}, n, \lambda) - T_l] \\ \dot{p}_i &= \frac{RT_i}{V_i} (\dot{m}_{at} - \dot{m}_{ap}) \\ \dot{\lambda} &= u_2. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Com a suavização das entradas físicas por meio da extensão do modelo, o objetivo de regulação de rotação do MCI é incorporado em uma superfície de deslizamento e o objetivo de redução de consumo é conseguido pelas entradas complementares. Para satisfazer de forma robusta os dois objetivos, o seguinte algoritmo de controle por modos deslizantes é proposto [13]

Modo θ :

$$\begin{aligned} u_1 &= k_1 \text{sign}(s) \longrightarrow \theta = \int u_1 dt = \int k_1 \text{sign}(s) dt \\ u_2 &= 0 \longrightarrow \lambda = \lambda_{max} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Modo λ :

$$\begin{aligned} u_2 &= k_2 \text{sign}(s) \longrightarrow \lambda = \int u_2 dt = \int k_2 \text{sign}(s) dt \\ u_1 &= 0 \longrightarrow \theta = \theta_{max}. \end{aligned} \quad (5.10)$$

Com a estrutura de controle definida, necessita-se projetar os ganhos k_1 e k_2 para que a superfície de controle seja atingida em tempo finito e para que ocorra o modo deslizante, conduzindo o sistema ao ponto de operação desejado. Faz-se necessário também conhecer a dinâmica dos estados quando o sistema estiver em deslizamento. Esses procedimentos são descritos nas seções seguintes.

5.1.3 Dinâmica Zero

Quando o sistema em (5.6) estiver em deslizamento, a dinâmica dos estados é definida por $s(n) = 0$. A superfície de deslizamento é uma equação diferencial ordinária, e quando $s(n) = 0$, o sistema fica

$$\begin{aligned} \dot{n} &= -\tau(n - n_d) \\ \dot{p}_i &= f(\alpha)g(p_i) - f(n, p_i) \end{aligned} \quad (5.11)$$

e pode-se assumir $n = n_d$, então $\dot{n} = 0$. Assim, a rotação é conduzida pela superfície de deslizamento ao ponto de equilíbrio definido por $n = n_d$.

O sistema de equações diferenciais que descrevem o MCI é desacoplado e a dinâmica do estado p_i deve ser conhecida quando o regime ideal de deslizamento for atingido. Assumindo-se α constante, quando $\dot{n} = 0$ a equação diferencial da pressão passa a ser

$$\dot{p}_i = f(n_d, p_i). \quad (5.12)$$

A estabilidade de p_i pode então ser determinada através da curva $f(n_d, p_i)$ em toda a possível faixa de pressões no coletor, definida por $p_i \in [0 \ 1]$. A Figura 5.2 mostra a dinâmica do estado p_i quando $s(n) = 0$, calculada para $n_d = 5000$ rpm em WOT, que é a máxima rotação do MCI.

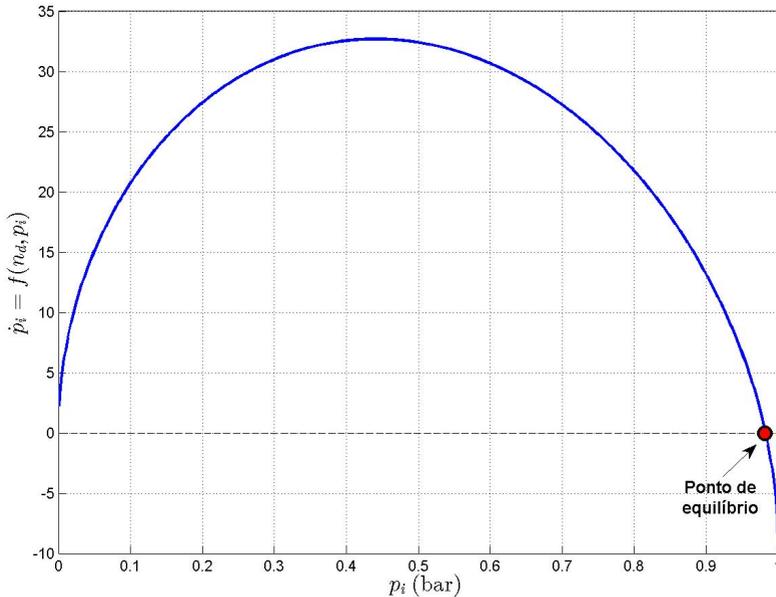


Figura 5.2: Curva $\dot{p}_i = f(n_d, p_i)$, para $p_i \in [0 \ 1]$ e $s(n) = 0$.

Menores valores de n_d pouco modificam a curva apresentada na Figura 5.2, alterando suavemente sua inclinação. O ponto onde $\dot{p}_i = 0$ é o ponto de equilíbrio atingido pela pressão nas condições definidas, cujo valor é $p_i = 0.983$ (bar). Já $\alpha < 90^\circ$ reduz a amplitude na parte positiva da curva ($\dot{p}_i > 0$) e desloca o ponto de equilíbrio para a esquerda (pressões menores), sendo a amplitude negativa pouco alterada. Assim, todo ponto de equilíbrio é assintoticamente estável e toda faixa $p_i \in [0 \ 1]$ é região de atração do estado p_i .

5.1.4 Projeto dos Ganhos do Controlador

As entradas de controle devem ser suficientes para manter $n = n_d$ em toda faixa de operação do MCI. Assim, os ganhos k_1 e k_2 devem ser calculados para garantir a autoridade do controle nas máximas cargas aplicadas e para que o sistema perturbado em uma dada rotação seja novamente atraído para a superfície e região de operação.

Tomando-se os dados apresentados na Figura 4.1, os regimes de carga admissíveis pelo MCI em WOT podem ser assumidos como

$$T_{l_{min}} = 2 \leq T_l \leq 17 = T_{l_{max}}. \quad (5.13)$$

Assim, sendo uma região de operação em torno do ponto de máximo torque, definida por

$$rpm_{min} = 2400 \leq rpm \leq 2600 = rpm_{max} \quad (5.14)$$

cujos valores de referência seja seu valor médio $n_d = 2500$ rpm, a amplitude do valor correspondente à superfície $s(n)$ pode então ser conhecida, atribuindo-se para cada modo de operação (em (5.9) e (5.10)) todo o domínio das entradas θ e λ em (5.4), para cada rotação definida por (5.14) e para o máximo torque admitido ($T_{l_{max}}$).

A partir da condição $\dot{s}(n) = 0$, obtém-se uma expressão para o controle equivalente que mantém o sistema sobre a superfície. Em modo θ ou modo λ , o sistema fica dependente de quatro variáveis: três estados ($[n \ p_i \ \theta]'$ ou $[n \ p_i \ \lambda]'$) e a carga externa T_l . Assumindo-se carga constante $T_l = T_{l_{max}}$, os modos em (5.9) e (5.10) ficam

$$\begin{aligned} \text{Modo } \theta &\rightarrow u_{1_{eq}}(n, p_i, \theta); & u_{2_{eq}} &= 0; & \lambda &= \lambda_{max} \\ \text{Modo } \lambda &\rightarrow u_{2_{eq}}(n, p_i, \lambda); & u_{1_{eq}} &= 0; & \theta &= \theta_{max}. \end{aligned} \quad (5.15)$$

Dessa forma chega-se aos valores para as entradas equivalentes $u_{(1,2)_{eq}}$ para que a superfície (5.5) seja um conjunto invariante, com limites definidos por $-\eta|s|$ (onde $\eta = 1$) para toda a faixa de operação das entradas complementares, na vizinhança delimitada por (5.14). Para o projeto dos ganhos, assume-se que a máxima variação da carga aplicada seja $\dot{T}_l = 5$ Nm/s e a pressão seja $p_i = 0.983$ bar (ponto de equilíbrio apresentado na Figura 5.2), para a condição WOT.

Com isso, a região em (5.14) define uma bacia de atração para o sistema quando $n_d = 2500$ rpm, juntamente com as demais condições descritas. Os valores encontrados para as entradas de controle equivalente $u_{1_{eq}}$ e $u_{2_{eq}}$, em função do domínio de rotação (5.14) e das entradas (5.4), são mostrados nas Figuras 5.3 e 5.4, respectivamente.

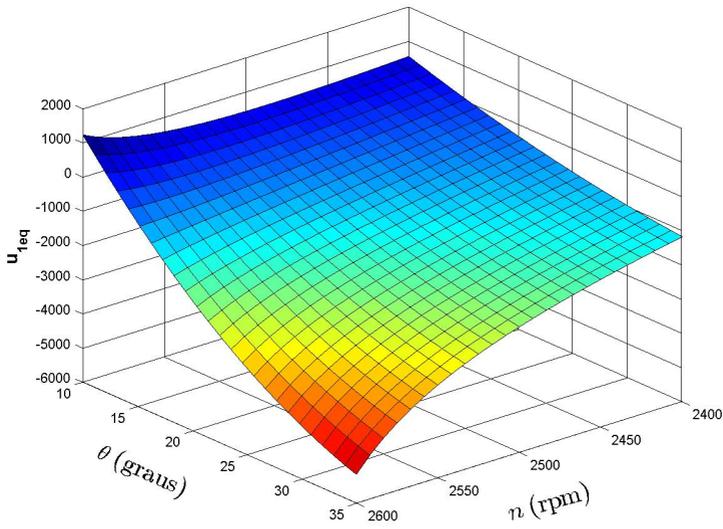


Figura 5.3: Entrada equivalente u_{1eq} .

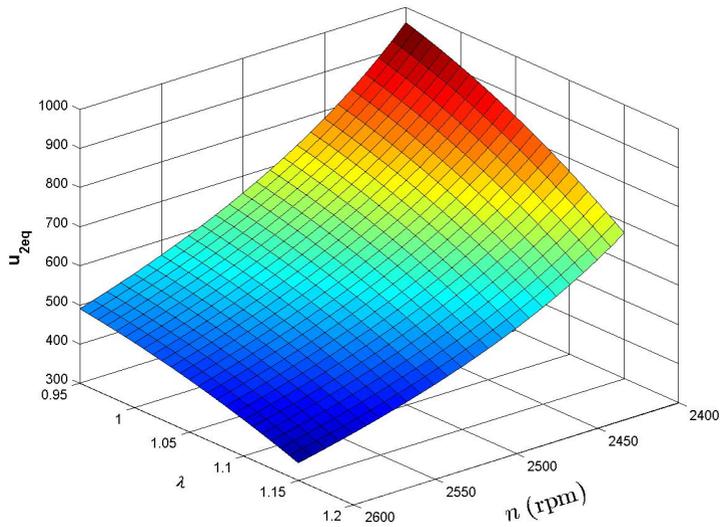


Figura 5.4: Entrada equivalente u_{2eq} .

Na Figura 5.3, quando $n = 2400$ rpm e $\theta = \theta_{max} = 35^\circ$, o ganho correspondente é responsável por manter o avanço de ignição em seu máximo valor e assegurar o funcionamento em modo λ para atingir $n = n_d$. Já a Figura 5.4 mostra que quando $n < n_d$, os valores de $u_{2_{eq}}$ tornam-se maiores à medida que λ se aproxima de seu limite rico (λ_{min}). Assim, os valores de ganhos que garantem a existência e convergência do modo deslizante ideal são dados por

$$\begin{aligned} k_1 &= -1100 \\ k_2 &= 980 \end{aligned} \quad (5.16)$$

fazendo com que a região em (5.14) seja atrativa e o controle seja robusto em relação às perturbações de carga em (5.13).

O sistema composto pelo MVM ajustado e pelo controlador projetado foi simulado em Simulink[®], com um *solver* de 8ª ordem e passo de simulação de $1\mu s$. A Figura 5.5 mostra as dinâmicas das entradas θ e λ em uma simulação para manter a rotação na saída a uma referência de $n_d = 2500$ rpm, com perturbações de carga do tipo degrau.

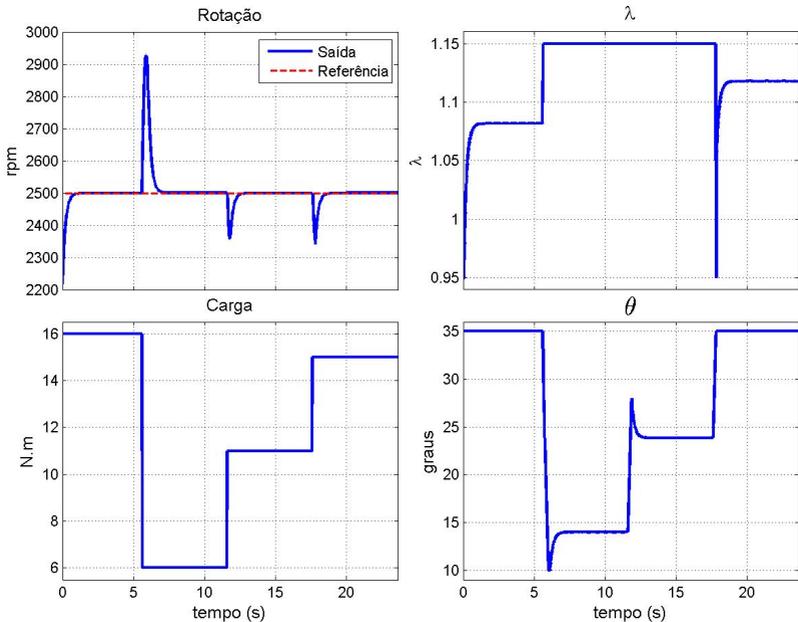


Figura 5.5: Ações de controle nas entradas λ e θ para garantir seguimento de referência com perturbações de carga do tipo degrau.

Considerando-se os limites de operação definidos em (5.4), ações anti *wind-up* foram adicionadas às entradas com integradores, ações que também estarão presentes na implementação prática. Embora as condições reais de carga não apresentem abruptas variações, os degraus de torque apresentados na Figura 5.5 servem para representar as ações de controle em condições mais exigentes.

A Figura 5.5 mostra que quando a carga aplicada for muito elevada, a entrada θ fica em $\theta_{max} = 35^\circ$, sendo que o controle atua com λ . Quando a carga é reduzida, λ é conduzido para seu limite pobre $\lambda_{max} = 1.15$ e a atuação se dá por θ . Assim, a prioridade de controle em controlar o avanço e manter mistura pobre foi verificada, e se essa condição não for suficiente, o avanço é mantido em seu máximo valor e o controlador passa a enriquecer a mistura para atingir $n = n_d$.

As dinâmicas de λ e θ estão em função do sinal de $s(n)$. As entradas u_1 e u_2 forçam a dinâmica sobre a superfície, que é comutada em $s(n) = 0$. Assim, o modo deslizante ideal existe se, a cada instante observado, o valor $\text{sign}(s)$ for alternado em s^+ e s^- , fazendo com que as trajetórias sempre apontem à $s(n) = 0$. A Figura 5.6 ilustra esse fato com a dinâmica da superfície $s(n)$ observada na simulação realizada.

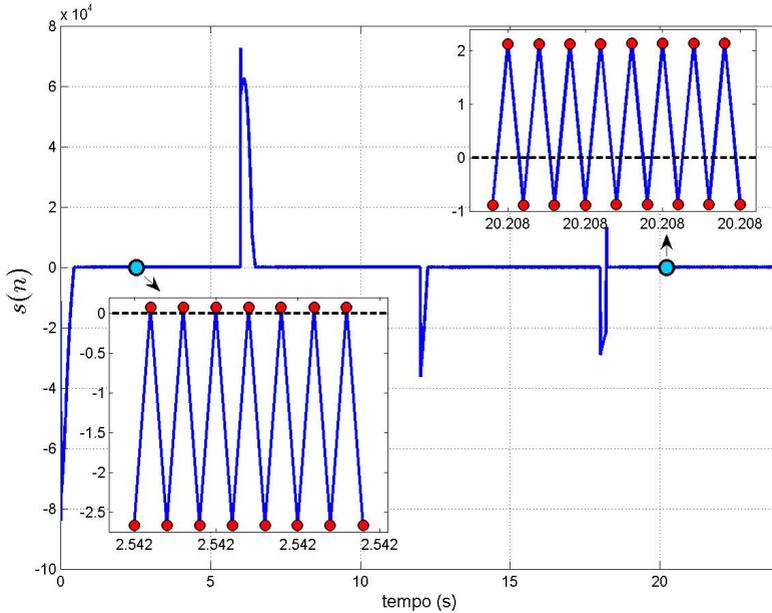


Figura 5.6: Dinâmica da superfície $s(n)$, comutada em $s(n) = 0$.

5.2 Implementação Prática do Controlador

A implementação do controlador foi realizada através de modificações na estrutura de *hardware* e *software* da ECU MegaSquirt[®]. O algoritmo de controle foi discretizado e introduzido no código fonte da ECU. Para inserir o controlador na ECU, a derivada \dot{n} em (5.5) é obtida de forma direta e as integrais correspondentes às entradas θ (5.9) e λ (5.10) foram discretizadas utilizando-se o método *backward-difference* [26] e possuem ações anti *wind-up*.

A entrada λ foi introduzida na ECU de forma a alterar a referência de AFR e, conseqüentemente, o tempo de injeção. Já θ é manipulado para que o instante de ignição seja diretamente alterado na ECU. O mínimo período de amostragem conseguido para o controlador discretizado foi de $T_s = 0,7 \text{ ms}$. Esse tempo limitante impede que o cálculo e o chaveamento das saídas sejam realizados em condições próximas às ideais, acentuando o efeito de *chattering* e limitando a existência do modo deslizante.

Período de amostragem limitado é um problema recorrente na implementação prática de modos deslizantes [54, 55, 56, 57]. Com restrições na amostragem do sinal de controle, o movimento restrito à superfície de chaveamento ocorre em "zig-zag" e em função da amostragem. Esse comportamento indesejado, apesar de inviabilizar a existência do modo deslizante, mantém uma dinâmica similar ao deslizamento, com sinais chaveados na vizinhança da superfície e equivalentes a um controle proporcional de alto ganho.

Devido ao período de amostragem e tempo de processamento limitados (se comparados à capacidade do *solver* utilizado nas simulações), os altos ganhos k_1 e k_2 em (5.16), se aplicados diretamente no chaveamento, fazem com que as entradas de controle fiquem sempre saturadas em seus limites máximos e mínimos. Com isso, os ganhos k_1 e k_2 foram reduzidos em 10 vezes para a implementação prática.

5.2.1 Resultados Preliminares

Após o algoritmo de controle ter sido incorporado na ECU, muitos testes foram realizados para se averiguar a compatibilidade e possíveis conflitos na atuação das entradas e variáveis acessadas. Com todo o sistema em condições de operação, alguns ensaios preliminares foram realizados, onde foi possível observar as dinâmicas das entradas θ e λ ao serem controladas pelo algoritmo proposto e a resposta obtida para a rotação controlada. Algumas considerações acerca dos resultados obtidos com esses ensaios serão aqui descritas.

Inicialmente foram realizados testes com o objetivo de verificar as condições de operação do controlador para com o seguimento de referências e a coerência do resultado prático com o algoritmo proposto e com os resultados obtidos nas simulações. Para essa primeira análise, buscou-se operar com as entradas controladas de forma independente e, em seguida, de forma complementar, como descrito pelo algoritmo de controle em (5.9) e (5.10). A dinâmica da rotação e das entradas λ e θ obtidas com a atuação do controlador são mostradas na Figura 5.7. O ensaio foi conduzido com o MCI sem carga e borboleta totalmente fechada.

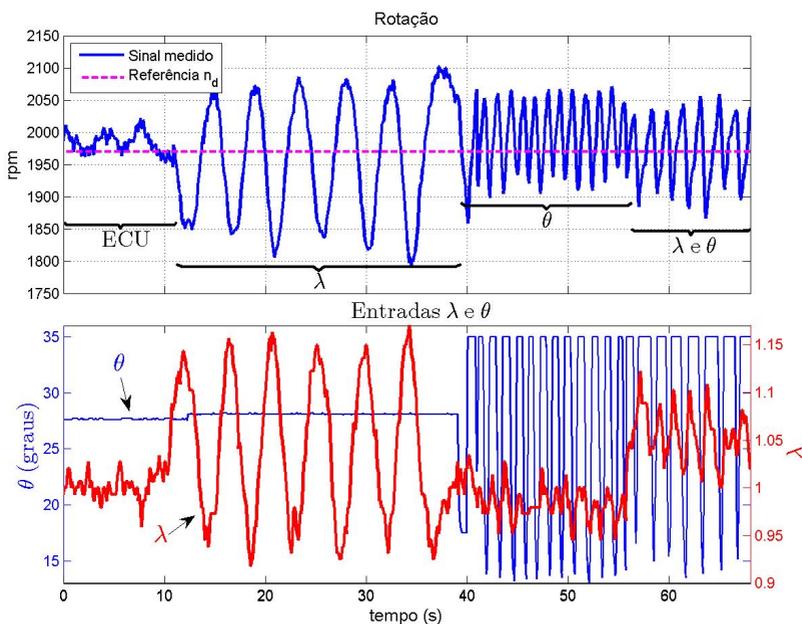


Figura 5.7: Ação das entradas λ e θ para o controle de rotação. MCI sem carga e com borboleta totalmente fechada.

Na Figura 5.7, o MCI está inicialmente em regime constante, com λ e θ controlados pelos mapas da ECU. Uma referência de rotação é definida ($n_d = 1970$ rpm) e no instante 10 s o controlador é habilitado, apenas com controle sobre λ . A ação de controle faz com que a rotação oscile com amplitude elevada na vizinhança da rotação desejada. Isso ocorre pois a medição do valor λ apresenta atrasos de transporte e a ação de controle não é instantaneamente percebida pelo sensor, mesmo

o controlador alterando de forma rápida a referência de AFR na ECU.

Quando a ação de controle sobre λ é interrompida (instante 40 s na Figura 5.7), a entrada controlada θ é então habilitada e pode-se notar sua influência sobre a rotação. O chaveamento de θ é mais rápido que o observado em λ , causando maiores oscilações de rotação na vizinhança de n_d , porém com menor amplitude. No instante 55 s a entrada λ é também habilitada e o MCI passa a ser controlado pelas entradas complementares e chaveadas de acordo com os modos apresentados em (5.9) e (5.10).

Com ambas entradas ativas, tanto a amplitude quanto a frequência das oscilações da rotação são reduzidas, pois há menor atividade da entrada θ , que quando saturada, habilita a operação λ e torna a dinâmica mais lenta. Nessa condição de operação λ não alcança λ_{max} , pois o tempo compreendido entre as atuações de θ não é suficiente para que a mistura fique pobre, fato que é ocasionado pela dinâmica lenta na medição da mistura, pelas limitações na amostragem do sinal de controle e pelas oscilações naturais do sinal de rotação.

Cabe resaltar que mesmo havendo filtros para a melhoria do sinal de rotação, não é possível manter o sinal em uma amplitude reduzida ao ponto de que o erro de rotação seja igual ou muito próximo a zero. Fatores como correções da ECU, tempo de amostragem e o MCI com um único cilindro também contribuem para as oscilações observadas. Considerando-se que a geração de energia elétrica não seja afetada pela oscilação da rotação observada quando as duas entradas foram controladas, a discrepância entre n_d e n pode ser admitida como aceitável.

Pode-se também notar na Figura 5.7 que a atividade das entradas aplicadas ao sistema real não condiz com as obtidas em simulações, apresentadas na Figura 5.5. Na simulação, tanto o *solver* quanto o período (passo) das iterações influenciam no resultado, que pode ser melhorado com a utilização de soluções numéricas mais acuradas. Já a implementação prática está limitada por vários fatores já citados, e a ação de controle não reproduz a suavidade esperada e que foi observada nas simulações.

A convergência da saída n para o valor de referência n_d está diretamente relacionada com a dinâmica da superfície de comutação. Observando-se que as entradas u_1 e u_2 estão definidas em função de $\text{sign}(s)$, quanto mais distante de zero $s(n)$ estiver, maiores serão as atividades de controle na tentativa de reduzir o erro de rotação, pois a alternância entre s^+ e s^- levará mais tempo para ocorrer.

As atividades de controle e as oscilações na rotação mostradas na Figura 5.7 demonstram claramente que a superfície não está sendo

comutada em $s(n) = 0$, pois se estivesse, tanto θ quanto λ estariam em regimes praticamente constantes e o erro de rotação seria bastante reduzido. Há contudo uma dinâmica que impõe por várias amostras o mesmo valor de $\text{sign}(s)$ às integrais em (5.9) e (5.10), incrementando a amplitude das entradas até a alternância de s^- para s^+ , causando a oscilação observada tanto nas entradas quanto na rotação. De fato isso é comprovado na Figura 5.6, que apresenta a dinâmica de $s(n)$ calculada pelo algoritmo e que conduziu a dinâmica do sistema ao resultado mostrado na Figura 5.7.

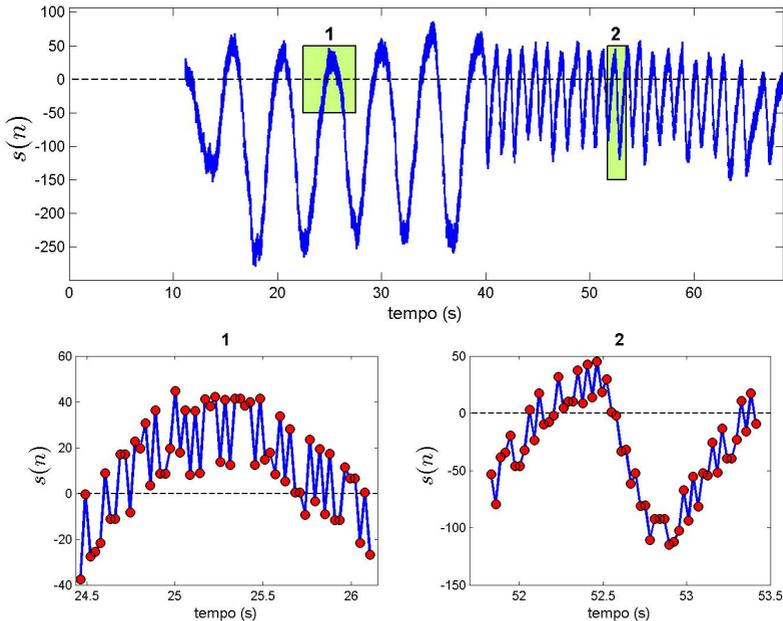


Figura 5.8: Dinâmica da superfície $s(n)$ no resultado apresentado na Figura 5.7.

Pode-se ver na Figura 5.8 que não há amostras chaveadas continuamente sobre $s(n) = 0$, que caracterizam o modo deslizante ideal, mas sim amostras comutadas em uma região que oscila em função do erro de rotação e que se mantém em amplitude e frequência pelas ações de controle. Os modos (5.9) e (5.10) e os ganhos (5.16) forçam a dinâmica da superfície a cruzar o ponto $s(n) = 0$, que embora tendo muitos pontos com mesmo sinal $[\text{sign}(s)]$, mantém o estado n em uma vizinhança do valor desejado.

Muitos fatores fazem com que a amplitude de $s(n)$ oscile em regiões distantes do ponto de comutação $s(n) = 0$. A dinâmica da entrada λ , por exemplo, é calculada e aplicada pelo algoritmo a cada 0.7 ms, porém a atuação só é efetivada pelo incremento de *duty cycle* na ECU, que obedece a regras operacionais para o bom funcionamento do MCI¹ e sofre interferência de constantes correções. As oscilações de rotação, inerentes ao funcionamento do MCI, e o tempo disponível para os cálculos e atuações também tornam difícil a redução da amplitude de $|s(n)|$, impossibilitando a comutação em $s(n) = 0$ e a existência do modo deslizante ideal.

As variáveis incorporadas pelo algoritmo implementado só puderam ser adquiridas com taxa de 35 Hz. Sendo que a *loop* de controle ocorre a cada 0.7 ms, os valores de $s(n)$ apresentados na Figura 5.8 possuem vários pontos intermediários entre uma amostra e outra e que não foram adquiridos. Com isso, $s(n)$ pode tanto estar com muitos pontos consecutivos em mesmo valor (em função da leitura do sinal de rotação poder ser o mesmo em várias amostras) quanto com pontos fora do espectro apresentado, não impedindo, entretanto, a avaliação de sua dinâmica pelas amostras conseguidas.

Uma avaliação final acerca deste primeiro ensaio com o controlador implementado é obtida com comparativos de consumo de combustível, para as diferentes atuações das entradas mostradas na Figura 5.7. Como não houve carga aplicada ao MCI, não se pode obter o *sfc*. Pode-se, contudo, comparar a vazão do bico injetor para as condições de operação através das tabelas da ECU e quando as entradas foram controladas pelo controlador implementado. A quantidade de combustível injetada é conhecida tanto pelo tempo de injeção (*duty cycle* e PWM) quanto pela relação de MAF com λ . A Figura 5.9 mostra a amplitude da vazão de combustível \dot{m}_f (g/s) para as condições de operação apresentadas na Figura 5.7, com a média de consumo correspondente a cada situação de controle das entradas.

De acordo com a Figura 5.9, a maior vazão média de combustível ocorre quando o controlador atua apenas com a entrada θ . A atuação do controlador somente com λ reduz o consumo em relação ao controle realizado pela ECU, pois a operação é conduzida para a região pobre da mistura. Já quando as entradas são controladas simultaneamente, há redução no consumo médio na ordem de 1.9 mg/s em comparação com o controle realizado apenas por λ e 8.4 mg/s em comparação com

¹A ECU não impõe ao MCI bruscas alterações na injeção de combustível, ao menos que em condições bastante específicas e que geralmente ocorrem em regimes transitórios, em função de variações na carga e borboleta.

o controle realizado apenas por θ , que correspondem a uma economia de 6.9 g/h e 30.26 g/h, respectivamente. Ainda, o controle das duas entradas pelo algoritmo implementado proporciona ganhos aproximados de 15 g/h em comparação com a operação das entradas através das tabelas da ECU.

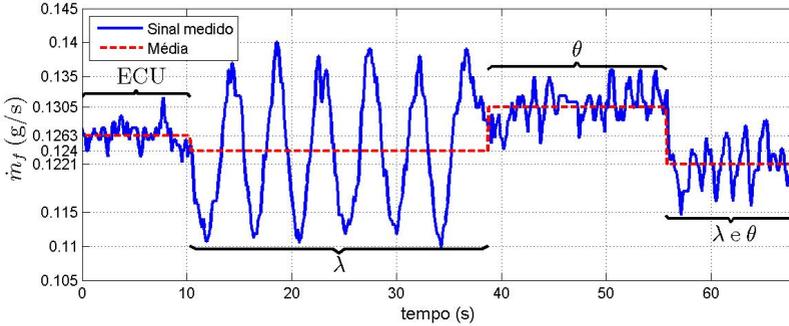


Figura 5.9: Vazão mássica de combustível nas condições de operação apresentadas na Figura 5.7.

Considerando-se o objetivo principal de controlar a rotação do MCI, a economia de combustível é também conseguida e válida a estratégia de controle formulada. Os resultados aqui apresentados apenas demonstram o real funcionamento do controle proposto e suas dinâmicas quanto ao chaveamento. Na sequência são apresentados alguns resultados da atuação do controlador quando o sistema sofre interferências externas, seja por aplicação de carga no eixo ou aberturas na borboleta, com uma explanação mais detalhada sobre os modos de operação em cada situação observada.

5.2.2 Atuação do Controlador na Presença de Perturbações e Variações na Referência

Esta seção aborda os resultados obtidos para comprovar a eficácia do controlador quanto ao seguimento de referências e frente a perturbações de carga e aberturas da borboleta. Essas condições são as encontradas na prática e revelam a robustez do sistema de controle quando submetido a condições reais de operação. A Figura 5.10 apresenta um ensaio realizado para essa finalidade.

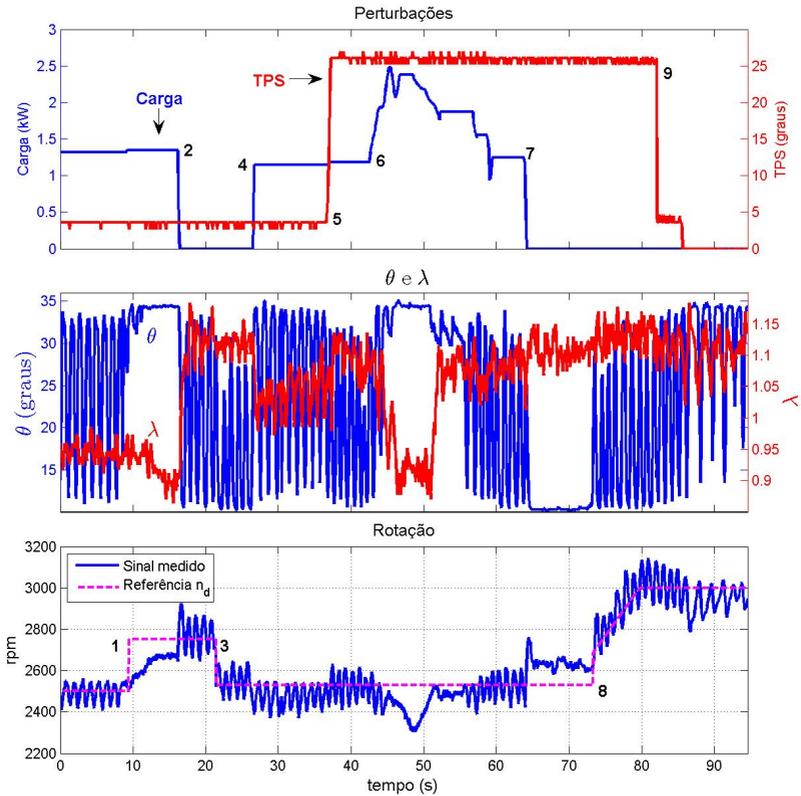


Figura 5.10: Ações de controle em λ e θ para garantir seguimento de referências na presença de perturbações de carga e TPS.

A descrição dos itens assinalados nas curvas de perturbação e rotação da Figura 5.10 é dada na sequência:

1. o MCI está inicialmente sendo controlado a uma rotação de 2500 rpm, com carga em torno de 1.2 kW e $\alpha = 5^\circ$. Nessa condição, o chaveamento de λ e θ é feito de tal forma que λ é acionado com frequência e seu valor se mantém na região rica da mistura. No instante 1, n_d passa a ser 2750 rpm, fazendo com que ambas entradas saturem em λ_{min} e θ_{max} , e n_d não é alcançado;
2. nesse instante a carga é retirada e a rotação tende a aumentar, fazendo com que a atividade das entradas seja retomada, sendo a rotação mantida apenas pelo avanço de ignição e com $\lambda = \lambda_{max}$;
3. diminuindo-se o valor da rotação desejada, a entrada λ permanece em seu regime e θ tem sua amplitude reduzida;
4. a carga é novamente aplicada e a amplitude da entrada θ se torna

- maior, bem como a mistura fica mais rica;
5. quando a borboleta é aberta para 25° , há mais carga de ar sendo admitida e a rotação aumenta, fazendo com que a amplitude de θ diminua novamente e λ opere na região próxima a λ_{max} ;
 6. o aumento gradativo observado na carga faz com que as entradas saturem novamente na tentativa de reduzir o erro de rotação, aplicando o máximo avanço e a mistura mais rica possível. Quando a carga é reduzida, a rotação aumenta e o controle apenas com θ (e $\lambda = \lambda_{max}$) se torna suficiente para manter $n = n_d$;
 7. com maior quantidade de ar admitida a carga é removida. Assim, o controle mantém o mínimo avanço ($\theta = \theta_{min}$) e o menor tempo de injeção ($\lambda = \lambda_{max}$). Como há grande quantidade de ar sendo admitida, n não é reduzida a n_d nessa condição;
 8. uma rampa de rotação é então aplicada como referência e, a partir do momento que $n_d > n$, a entrada θ passa a operar e seus máximos picos crescem na mesma proporção de n_d ;
 9. quando a abertura da borboleta é reduzida, a amplitude de θ tende ao valor θ_{max} e seu chaveamento diminui, permanecendo mais tempo saturada. Logo, λ é mais acionado e sua atividade faz com que a frequência das oscilações de rotação seja menor, para a mesma faixa de referência.

Os itens descritos abrangem muitas das possíveis situações reais de operação do MCI. As saturações observadas nos atuadores em função das perturbações e variações na referência apontam regiões limitantes e que só são alcançadas pela ação de controle quando o MCI estiver em determinada condição de operação. Mesmo não estando em condições ideais de deslizamento, a operação das entradas buscou reduzir o erro $e = n - n_d$ e conduzir a dinâmica da superfície para regiões próximas a $s(n) = 0$. As prioridades de controle foram também verificadas e a forma como o controlador fora proposto permite que ele seja implementado em um sistema real de controle de MCI.

Cabe lembrar que há interesse em operar com o MCI em WOT, pois o VHS estará em constante consumo de energia elétrica proveniente do gerador e dos armazenadores. Isso pois em WOT toda a faixa de rotação está disponível e a operação pode ser controlada em pontos ótimos, em função da demanda de potência requerida. Todos esses aspectos serão discutidos no capítulo seguinte, onde serão apresentados os resultados obtidos com o controlador para conduzir ou manter a operação em regiões onde o MCI apresenta melhor desempenho.

Capítulo 6

Resultados

Este capítulo apresenta os resultados relevantes obtidos com o controlador por modos deslizantes proposto, projetado para o MVM ajustado e implementado no MCI. O capítulo inicia com a apresentação de ensaios realizados no MCI a fim de identificar as curvas de desempenho para definir a melhor região de operação, em conformidade com o algoritmo de controle proposto, que prioriza mistura pobre. Em seguida são apresentados os resultados obtidos com o controlador, tanto para seguimento de referências quanto para a redução no consumo de combustível, com alguns comparativos entre o controlador projetado e o controle realizado pelos mapas da ECU, em condições aproximadas de operação do VHS.

6.1 Definição dos Pontos de Operação do MCI

6.1.1 Curvas de Performance

Os ensaios apresentados no capítulo 4 foram realizados com o intuito de fornecer dados suficientes, em todas as possíveis condições de operação e combinações de entradas, para que a estimativa dos parâmetros para o MVM fosse a mais aproximada aos dados reais do MCI. Os ensaios buscaram, inicialmente, encontrar pontos de ignição que proporcionassem o maior torque (MBT) para dada rotação, com $\lambda = 1$ e WOT (ver Figuras 4.1 e 4.2).

Os dados obtidos para a identificação da curva MBT foram aproximados por curvas de 1^a ordem em cada região definida para a realização dos ensaios, onde se chegou a um conjunto de dados que descrevem a amplitude do torque em função do avanço de ignição, como mostra a Figura 6.1.

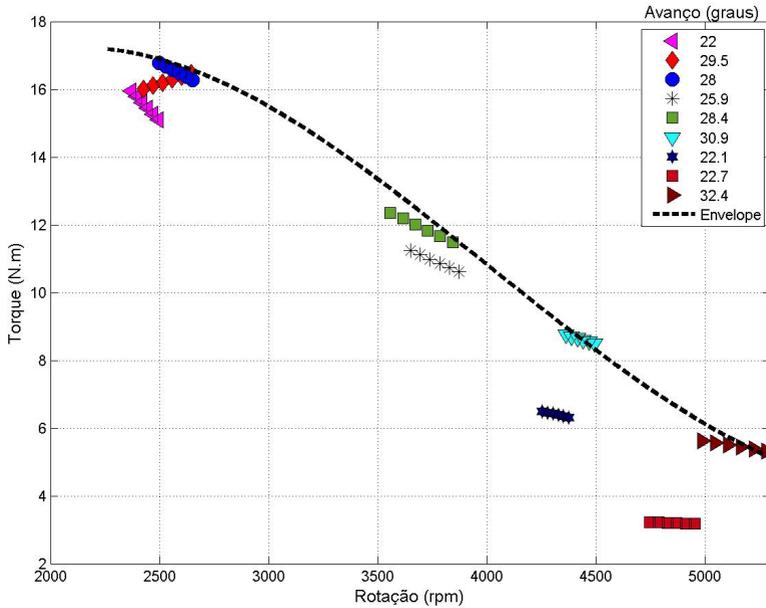


Figura 6.1: Identificação dos pontos de máximo torque em função do avanço de ignição, para $\lambda = 1$.

Cada conjunto de pontos na Figura 6.1, identificados pelo avanço de ignição, foram estimados por aproximações lineares dos dados obtidos nos ensaios realizados em cada rotação. Assim, foi possível identificar um envelope que corresponde aos valores de avanço de ignição que proporcionam o máximo torque na rotação definida. Esse envelope é a curva MBT do MCI, cujos pontos de rotação, avanço de ignição (θ) e torque que o definem são descritos na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Rotações e graus de avanço de ignição que delimitam a curva de máximo torque, para $\lambda = 1$.

Rotação (rpm)	θ ($^{\circ}$)	Torque (N.m)
2500	28	17
3500	28.4	12.5
4500	30.9	8.8
5000	32.4	5.8

De mesma forma como nos dados de torque apresentados na Figura 6.1, aproximações lineares foram realizadas para os demais indicadores de desempenho, para os mesmos valores de rotação e pontos de ignição. Tomando-se os mesmos pontos de rotação e avanço descritos na Tabela 6.1, o envelope de torque (MBT) gera também os envelopes de potência (P), sfc e η_f , como mostra a Figura 6.2. Para facilitar a apresentação das curvas, o torque e a potência foram normalizados em 17 N.m e 5 kW, respectivamente.

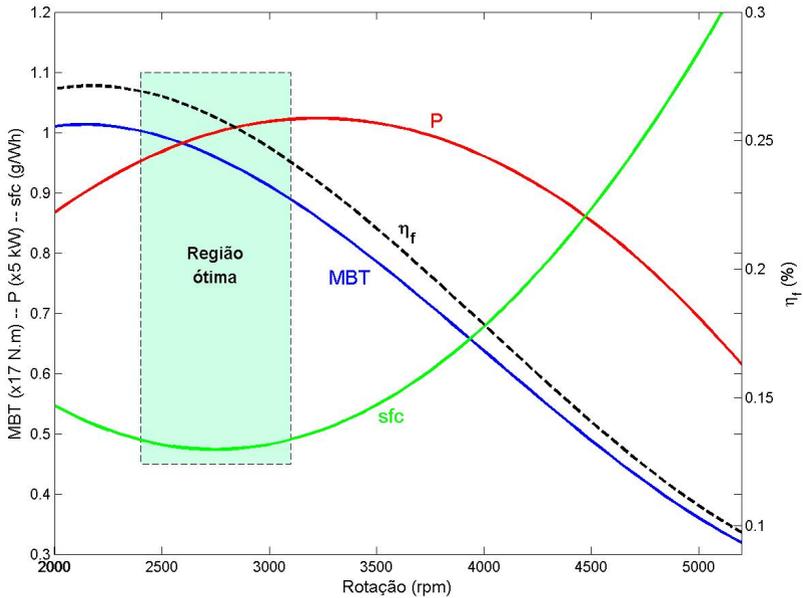


Figura 6.2: Curvas de torque (MBT), potência (P), sfc e η_f , ajustadas com dados de ensaios nas regiões definidas na Tabela 6.1, para $\lambda = 1$ e WOT.

A região demarcada como região ótima na Figura 6.2 corresponde à região de mínimo sfc , que está para rotações entre 2400 e 3100 rpm (região de cruzamento entre P e MBT). Em alta rotação a potência é reduzida a menos de 1/3 do valor máximo, com aumento significativo de sfc e baixo rendimento. Dessa forma, evitar operar com o MCI em altas rotações e priorizar a região com menor sfc significa reduzir o consumo de combustível e tornar todo o sistema (VHS) mais eficiente.

O algoritmo de controle foi projetado para priorizar a operação

em mistura pobre. Como as curvas apresentadas na Figura 6.2 são para $\lambda = 1$, faz-se necessário conhecer as dinâmicas das curvas de performance do MCI em pontos onde $\lambda \neq 1$, pois os limites (saturações) definidos pelo controlador projetado podem ser inadequados em certos regimes de operação. Assim, foram definidos os pontos 2500, 4500 e 5000 rpm da Tabela 6.1 e os respectivos valores de θ para a obtenção dos indicadores de desempenho do MCI quando $\lambda \neq 1$.

Admitindo-se os limites de operação de λ estabelecidos pela ação do controlador, novos ensaios foram realizados para obtenção do máximo torque, nas condições de $\lambda_{min} = 0.95$, $\lambda_{max} = 1.15$ e um valor intermediário $\lambda_{med} = 1.07$. A análise desses ensaios resultaram em um conjunto de pontos para cada indicador de desempenho, com suas respectivas curvas aproximadas, como mostra a Figura 6.3.

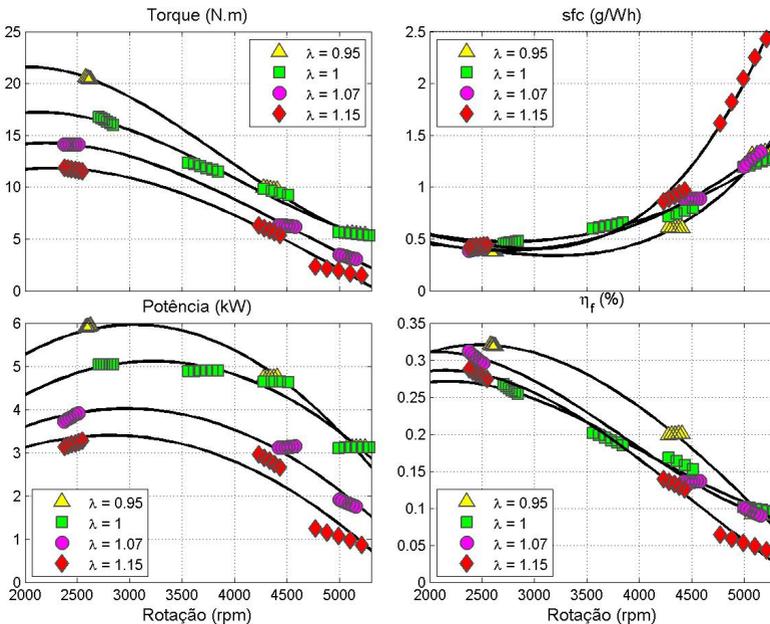


Figura 6.3: Influência da entrada $\lambda_{min} \leq \lambda \leq \lambda_{max}$ nas curvas de torque, potência, sfc e η_f .

A Figura 6.3 demonstra que há considerável perda de potência (e torque) no MCI para a condição de mistura pobre, cuja razão é maior em rotações mais elevadas. Em 2500 rpm os valores de sfc são de 0.38 e 0.44 g/Wh para os respectivos valores de $\lambda_{min} = 0.95$ e

$\lambda_{max} = 1.15$ (diferença de 16%). Para esses mesmos valores de λ , em 5000 rpm o *sfc* corresponde a 1.38 e 2.43 g/Wh, que equivale a uma diferença de 76%. Essa diferença em alta rotação não se observa para $\lambda = 1.07$, cujos valores de *sfc* são praticamente os mesmos em relação à mistura estequiométrica e rica. Disso conclui-se que a operação em baixa rotação, além de ser mais eficiente, permite operar com λ em seu limite pobre sem grandes aumentos no consumo, o que não é observado em rotações mais elevadas.

Cabe ressaltar que o avanço de ignição utilizado para a obtenção dos dados na Figura 6.3 são os respectivos a cada rotação na Tabela 6.1. Esses valores de avanço foram os encontrados para a curva MBT com $\lambda = 1$, e alterá-los não gera mudanças significativas na geração de torque quando $\lambda \neq 1$. Assim, identificados os pontos onde θ gera o máximo torque e sendo os valores de λ limitados pelo alto consumo em rotações mais elevadas (Figura 6.3), os limites de operação dados em (5.4) foram otimizados no algoritmo de controle em função da rotação e são apresentados na Figura 6.4.

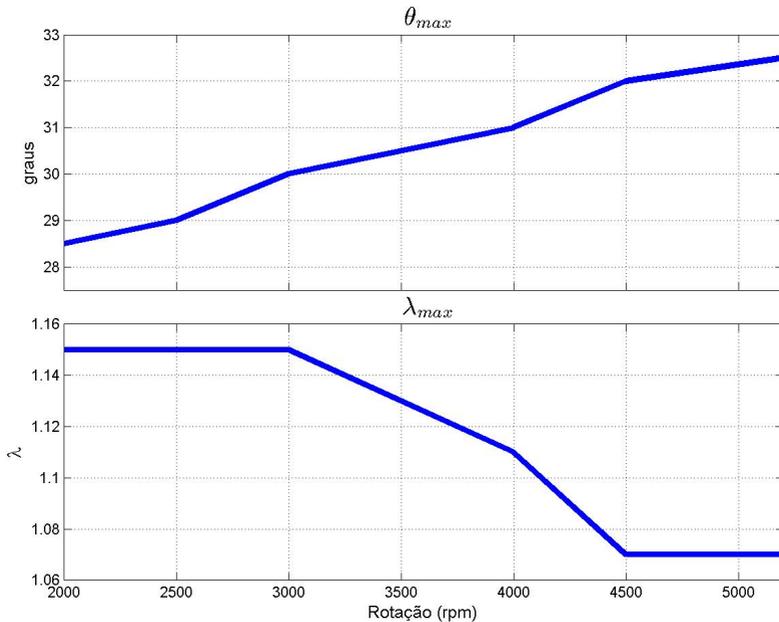


Figura 6.4: Novos limites de θ_{max} e λ_{max} , otimizados em função da rotação do MCI.

6.1.2 Mapas de Consumo e Eficiência

Como descrito no Capítulo 3, os mapas de desempenho (sfc e η_f) permitem identificar as regiões ótimas de operação do MCI, em função da carga e rotação. Esses mapas refletem o desempenho do MCI no conjunto de todos os regimes de operação, que podem ser apresentados desde cargas parciais em baixas rotações, conseguidas com pouca abertura da borboleta, até a curva MBT descrita em toda a faixa de rotação, na condição WOT e valores específicos de θ .

Há inúmeros regimes de carga e rotação possíveis ao MCI. A borboleta controla o fluxo de ar para o interior do cilindro e determina os regimes de operação, desde a partida até a máxima rotação. Em baixa rotação por exemplo, pouca abertura da borboleta faz com que o MCI gere determinada potência e correspondente consumo para gerá-la. A mesma potência pode ser gerada em rotações mais elevadas, com maior abertura da borboleta, e o consumo nesse caso pode ser tal que a operação nessa região se torne mais eficiente. Em geral, a condição WOT é a que dá maior eficiência ao MCI pois há menor perda de carga na passagem do ar pelo duto de admissão e aumento de amplitude na curva de potência.

Definindo-se pontos intermediários de abertura da borboleta compreendidos em $0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$, através da aplicação de carga no eixo (tal como nos ensaios para a obtenção da curva MBT) foi possível operar desde a rotação estabelecida pela abertura parcial (sem carga) até a rotação mínima correspondente com a aplicação de carga máxima. Assim, todas as regiões de operação do MCI são identificadas e a análise desses dados permite conhecer a influência de α nas curvas de desempenho, que em conjunto com os dados apresentados nas Figuras 6.1 e 6.2, definem a influência de todas as variáveis de entrada na dinâmica do processo.

A operação com diferentes condições de α e em toda a faixa de carga e rotação do MCI gera uma superfície que relaciona rotação, torque e α . Essa superfície é delimitada pelos valores de rotação e torque em cada ponto de abertura da borboleta. Tomando-se os pontos comuns de α , a superfície pode então ser projetada no plano rotação \times torque, onde os pontos comuns formam curvas (isolinhas) que identificam as regiões de rotação e torque possíveis de serem conseguidas para determinados valores de α .

A Figura 6.5 apresenta o mapeamento da entrada α no plano rotação \times torque. Os valores de α ($^\circ$) estão identificados em cada curva e pelo gradiente de corres na barra lateral. Os dados foram obtidos com o MCI operando com $\lambda = 1$ e com θ definido na Figura 6.4.

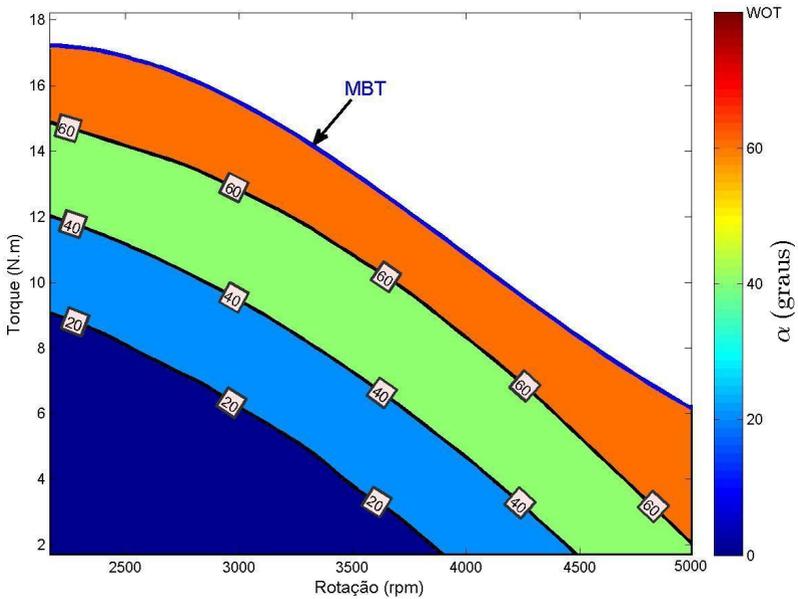


Figura 6.5: Mapa com curvas de abertura da borboleta e respectivos regimes de carga e rotação, obtido com $\lambda = 1$ e θ dado na Figura 6.4.

De acordo com a Figura 6.5, $\alpha = 60^\circ$ cobre toda a faixa de rotações do MCI. A operação é limitada pela curva de máximo torque (MBT), onde valores de $\alpha \leq 90^\circ$ já permitem atingí-la em alguns pontos, e cerca de 85% da faixa de rotação do MCI é alcançada para valores de α em torno de 40° . Isso pois a perda de carga do ar na admissão observada quando a borboleta está totalmente fechada não é linear com a sua abertura, e a medida que α aumenta, a rotação se torna maior e desloca maior massa de ar no duto de admissão, que passa a ser admitida com maior facilidade pela própria inércia do escoamento.

As condições de operação impostas ao MCI e apresentadas na Figura 6.5 conduziram à análise de um conjunto de dados capazes de descrever os indicadores de desempenho, essenciais para a definição dos melhores pontos de operação. Assim como para a entrada α , os mapas de sfc e η_f são definidos por pontos de uma superfície em função da rotação e do torque e apresentados em regiões que identificam o desempenho do MCI. Os mapas de sfc e η_f obtidos com as condições de operação apresentadas na Figura 6.5 são dados nas Figuras 6.6a e 6.6b, respectivamente.

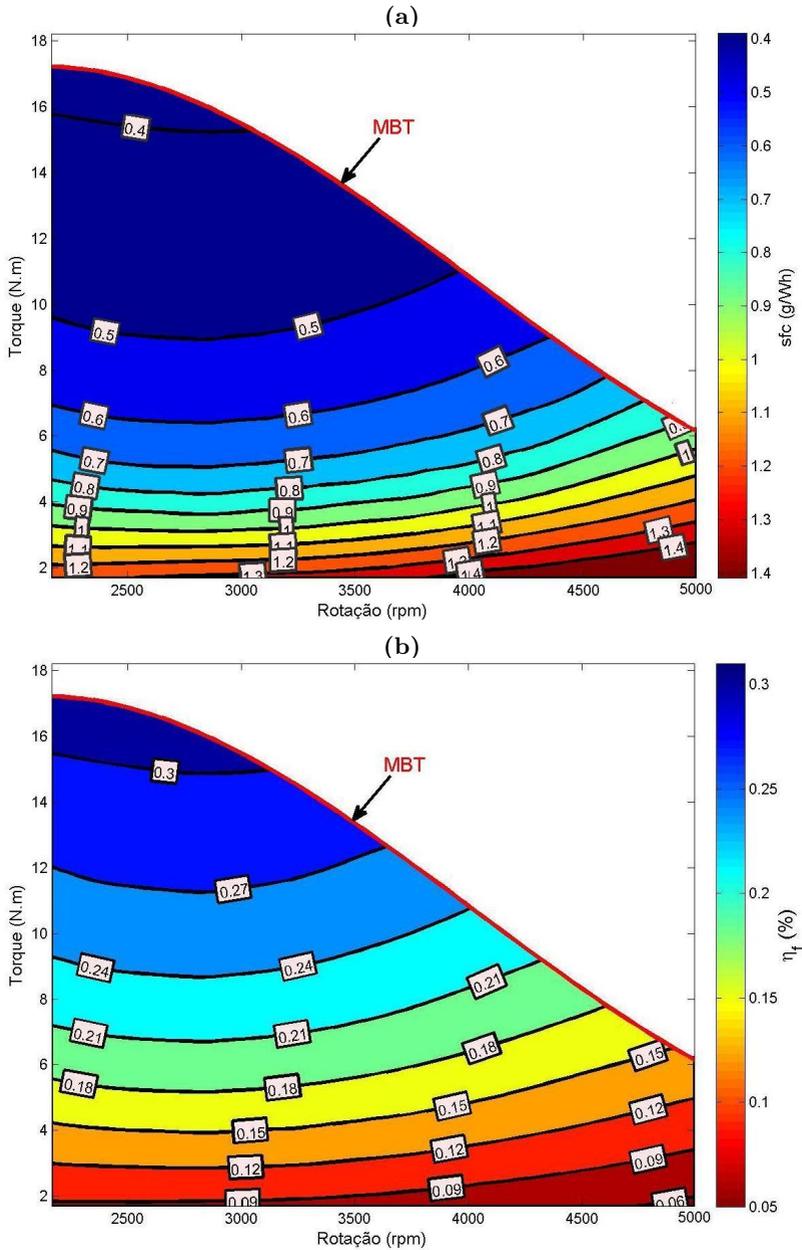


Figura 6.6: Mapas de sfc (a) e η_f (b). As isolinhas mostram regiões de consumo e eficiência do MCI em todas as possíveis combinações de torque e rotação definidas pela abertura da borboleta na Figura 6.5.

As Figuras 6.6a e 6.6b mostram que as regiões de menor consumo (e máxima eficiência) ocorrem quando o MCI está em baixas rotações e torques elevados. É possível operar nessas regiões apenas se α estiver próximo ou acima de 60° (de acordo com a Figura 6.5), justificando a escolha de controlar o MCI apenas com as entradas θ e λ , mantendo-se α fixo em WOT. Contudo, se houver pouca carga sendo requisitada ao MCI por parte do VHS, manter a operação em WOT causa aumento na rotação e no consumo. Nesse caso, rotações menores podem gerar a mesma energia e reduzir o consumo de combustível, no entanto isso requer ações sobre a borboleta. Tem-se ainda que a perda do MCI se dá com a borboleta fechada, que deve ser então aberta de forma gradativa para permitir a operação em todas as regiões. Com isso, a partir das curvas identificadas e para o bom funcionamento do MCI, o gerenciamento eletrônico do VHS deve prever e controlar a borboleta em regimes parciais de abertura, situações que estão em estudo/desenvolvimento e não serão abordadas neste trabalho.

Todas as curvas apresentadas nas Figuras 6.5, 6.6a e 6.6b foram obtidas para $\lambda = 1$. Misturas mais pobres geram menor torque e aumentam os valores de sfc e η_f correspondentes em cada curva, nas mesmas proporções apresentadas na Figura 6.3. Optou-se por ensaios nessa condição por serem mais estáveis, por representarem a melhor relação de queima ar/combustível e por facilitarem a visualização dos mapas em toda a faixa de operação do MCI.

Levando-se em consideração fatores operacionais do VHS, a aquisição de energia por parte do sistema propulsor gera uma demanda de potência elétrica ao MCI. Pontos de menor rotação (e menor sfc) podem gerar a mesma potência que em rotações mais elevadas e de alto consumo (ver curvas de potência e sfc na Figura 6.3). Se a carga elétrica requisitada pelo VHS não for suficiente para que o MCI atinja a região mais eficiente, as referências para o controlador devem ser tais que a rotação seja conduzida aos regimes de melhor desempenho, mantendo a geração de potência elétrica no mesmo patamar.

Nas seções seguintes serão apresentados os resultados conseguidos com o controlador implementado, formalizando inicialmente as reais reduções no consumo de combustível quando a carga aplicada é suficiente para manter a operação na região mais eficiente do MCI. Também são analisadas situações onde uma carga fixa e que mantém a rotação em regimes de alto consumo é imposta ao MCI. Uma referência de rotação é aplicada ao controlador para conduzir a operação à região ótima, onde a potência elétrica em regime permanente é pouco menor que a inicialmente gerada, porém com significativas reduções de sfc .

6.2 Controle do MCI nas Regiões Mais Eficientes

Esta seção apresenta os resultados mais relevantes obtidos com o controlador implementado. O principal objetivo de controle é seguir uma trajetória que mantém ou conduz a operação do MCI às regiões mais eficientes. Além disso, almeja-se que o controlador seja capaz de realizar essa tarefa de maneira a alcançar o menor consumo de combustível possível.

Como a carga aplicada ao MCI será proveniente da demanda energética do VHS, o ponto de operação definido deve suprir as necessidades do sistema propulsor fornecendo a potência elétrica requerida. Um sistema mais complexo presente no VHS irá gerenciar essa demanda e terá como parâmetros as condições de carga do sistema elétrico, definindo assim a potência que deverá ser fornecida pelo gerador acoplado ao MCI. Com isso e no âmbito de eficiência energética, o sistema de gerenciamento de energia do VHS deverá ser capaz de definir quais os melhores pontos de operação para o MCI, onde as referências de rotação para o controlador implementado estarão em função da quantidade de potência solicitada por cada um dos dispositivos consumidores.

Alguns componentes importantes do VHS em desenvolvimento ainda estão em fase de produção e testes, como conversores e retificadores de potência, impossibilitando a realização de qualquer tipo de ensaio experimental com curvas de carga referentes ao sistema de tração elétrica. Uma estrutura preliminar de gerenciamento energético do VHS também está em fase de projeto. Algumas simulações já foram realizadas com essa estrutura, aplicada aos modelos dinâmicos das partes integrantes do *powertrain* híbrido (incluindo o MVM ajustado neste trabalho) e apontam possíveis regimes de carga para o MCI. No entanto a modelagem dos armazenadores e do motor de tração, bem como dos circuitos de potência em desenvolvimento, ainda não representam com precisão a realidade, e o gerenciamento até então desenvolvido não consegue suprir as necessidades do sistema de forma coerente, tornando as simulações pouco satisfatórias para serem aqui apresentadas.

Levando-se em consideração questões operacionais do VHS, sua utilização só é viável caso houver reduções no consumo de combustível se comparado a veículos convencionais. Com isso, os resultados que serão apresentados dizem respeito às operações possíveis de serem seguidas na região mais eficiente do MCI, mesmo sem o conhecimento da real demanda energética do VHS, sendo que o objetivo é demonstrar a eficácia do controlador em conduzir e/ou manter a operação nessas regiões, se são operações viáveis e quais as limitações encontradas.

6.2.1 Comparativo de *sfc* Entre o Controlador Implementado e a Atuação da ECU

A Figura 5.9 apresentou o consumo de combustível em situações onde o controle das entradas θ e λ foi mantido ora pela ECU, ora pelo controlador implementado atuando apenas com uma das entradas, permanecendo a outra controlada pelas tabelas da ECU, e finalmente a duas entradas foram ativadas de acordo com o algoritmo de controle proposto. A atuação do controlador implementado buscou reduzir tanto o erro de rotação em relação a rotação desejada quanto o consumo de combustível, priorizando controlar o avanço de ignição e manter mistura pobre.

Naquele caso (Figura 5.7), o seguimento da referência foi conseguido, embora com oscilações sustentadas em torno da rotação desejada, e o consumo de combustível foi reduzido em cerca de 5 mg/s quando a injeção e a ignição foram controladas pelo controlador proposto, em face à atuação da ECU (ver Figura 5.9). O comparativo de \dot{m}_f na Figura 5.9 foi realizado para a mesma rotação média e não houve aplicação de carga ao MCI. Uma avaliação mais realista do consumo de combustível se dá em função da potência gerada, ou seja, quais os ganhos/perdas de *sfc* observados na mesma rotação e carga, quando o MCI é mantido em operação pela ECU e quando as entradas são manipuladas de acordo com o controlador implementado.

A operação do VHS é dependente da energia necessária para a propulsão, que é definida pela dinâmica veicular. A eficiência energética do VHS, e que justifica sua topologia híbrida, está diretamente ligada à operação do MCI na região que garante suprir a demanda do sistema elétrico com o menor consumo de combustível. O desempenho do controlador pode então ser verificado para a região mais eficiente do MCI, que é, a *priori*, a condição operacional observada na prática.

Definiu-se então a operação na região de menor *sfc* do MCI, vista nas Figuras 6.2 e 6.6a, onde toda a faixa de λ pode ser utilizada e as comparações de consumo se tornam mais consistentes. A rotação é conduzida ao regime que se deseja operar através da aplicação de uma carga elétrica fixa, sendo o controle da ignição e injeção realizado pelas tabelas da ECU. A rotação observada com a carga aplicada é então definida como referência para o controlador implementado, que quando habilitado atua para manter a rotação desejada, na presença da mesma carga inicialmente aplicada. A Figura 6.7 apresenta esses fatos para uma carga inicial de 3546 W, que mantém a rotação do MCI em 2500 rpm.

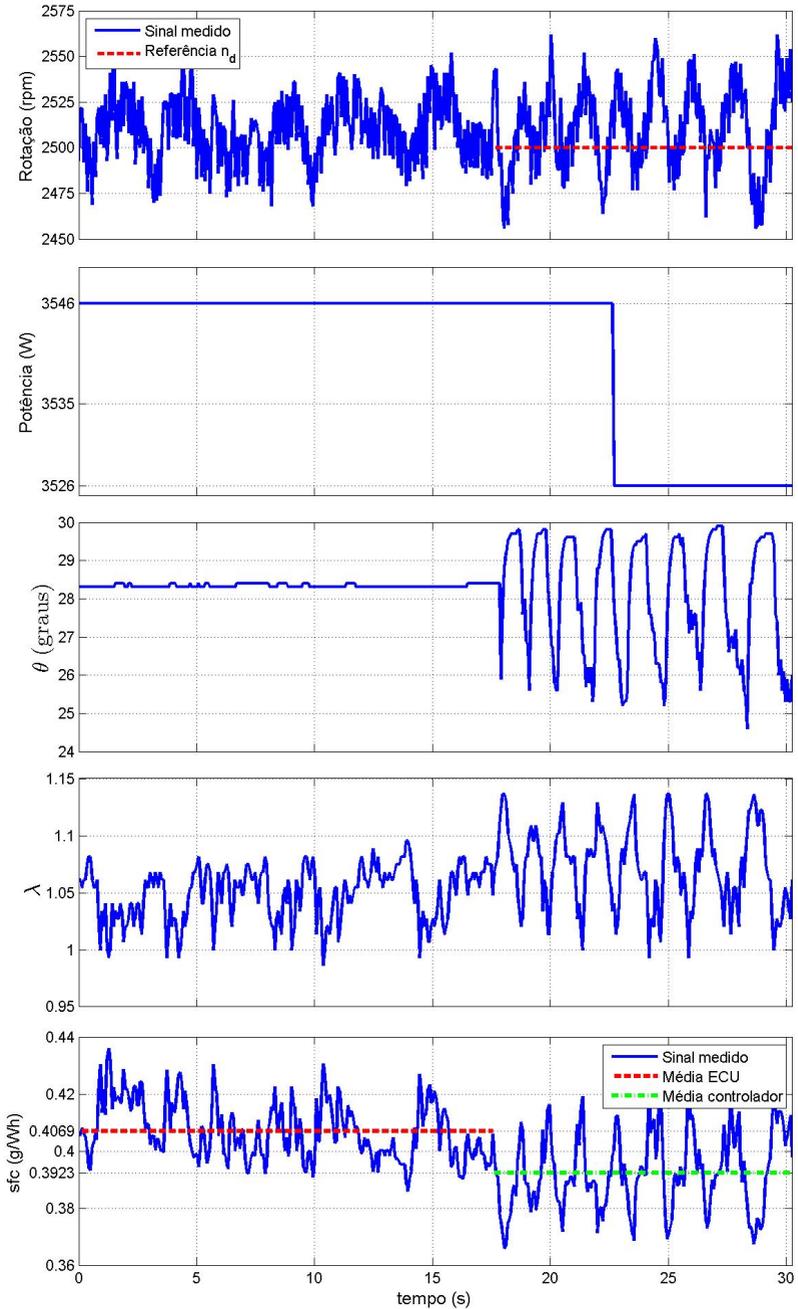


Figura 6.7: Desempenho do MCI em operação com a ECU e com o controlador proposto, para mesma rotação e carga.

A atuação do controlador na Figura 6.7 mostra que a presença de carga no MCI faz com que λ não seja tão pobre e com que θ fique próximo ao valor de saturação, reduzindo a amplitude da rotação na vizinhança de n_d , se comparado com a Figura 5.7 onde o MCI estava sem carga. Houve redução de 14.6 g/kWh no *sfc* e isso se deve ao fato de a rotação ter sido mantida com mistura mais pobre, causando no entanto perda de 20 W na potência se comparada à operação inicial mantida pela ECU. A oscilação na rotação não altera a geração de energia, sendo aceitável para os objetivos deste trabalho.

Seguindo-se a mesma metodologia do resultado apresentado na Figura 6.7, ensaios em outras rotações foram realizados e comparados o *sfc* em cada um deles. Sendo as dinâmicas de cada variável muito similares às da Figura 6.7 e para não tornar os resultados demasiados repetitivos, optou-se por apresentar apenas os valores observados em regime permanente e que traduzem toda a informação necessária. As informações obtidas nos ensaios, incluindo o da Figura 6.7, são apresentadas na Figura 6.8.

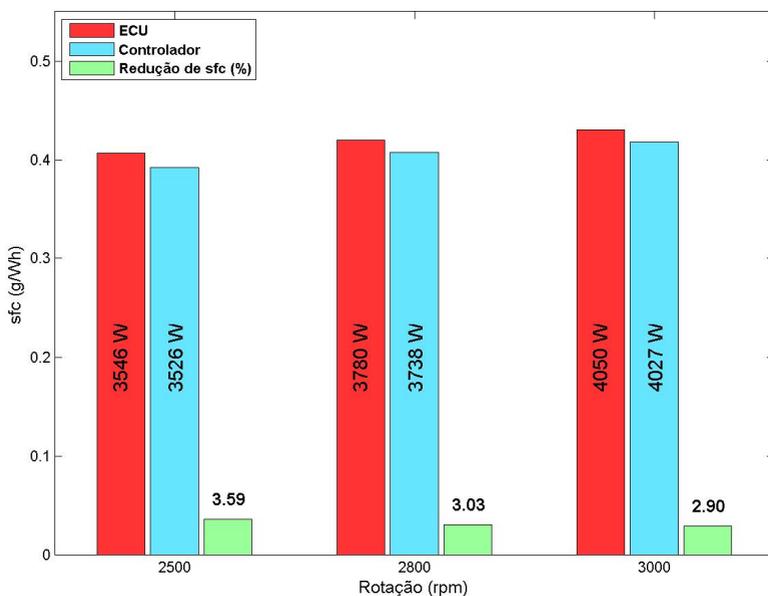


Figura 6.8: Comparativos de *sfc* entre operações mantidas pela ECU e pelo controlador implementado, nas rotações de melhor desempenho do MCI.

Cada conjunto de barras na Figura 6.8 corresponde a ensaios em diferentes rotações, onde as barras vermelhas dizem respeito à média de *sfc* mantida pela ECU, as azuis ao *sfc* médio obtido com o controlador e as verdes apontam a economia de combustível conseguida (percentual) com a atuação do controlador proposto. As descrições no interior das barras são correspondentes à potência gerada com cada modo de controle utilizado.

A economia assinalada significa que a massa de combustível necessária para suprir a demanda elétrica inicialmente aplicada é menor com o controlador proposto, considerando-se para isso que o tempo para gerá-la aumentou em função da queda de potência ocasionada pelas ações de controle. Essa queda é causada pela utilização de misturas mais pobres e variações constantes no avanço de ignição. Embora não sendo crítico, as perdas de potência devem estar conciliadas aos ganhos de *sfc* pois os dispositivos armazenadores do VHS são dependentes da energia fornecida e menos energia significa mais tempo para a carga dos mesmos.

Pela Figura 6.8 é possível ver que a economia conseguida é praticamente a mesma em todas as três rotações testadas. Em rotações mais elevadas (maiores que 4000 rpm), as diferenças de *sfc* e potência se mantêm nas mesmas proporções, pois mesmo sendo a carga menor, o limite pobre de λ é também reduzido (ver Figura 6.4). Por outro lado, o erro de rotação se torna elevado em consequência da alta atividade de θ e da pouca carga aplicada.

Cabe ressaltar que tais resultados também podem ser conseguidos com configurações de mistura pobre e avanço de ignição otimizado nas tabelas da ECU. No entanto, tais procedimentos tornam a operação bastante limitada pois o funcionamento só será condizente com as condições de carga e rotação previamente configuradas. Perturbações na carga, por exemplo, podem ocasionar correções e "saltos" nas células da tabela, não tendo a vantagem do controle dinâmico sobre θ e λ para a manutenção da rotação no regime desejado.

Na seção seguinte serão feitas análises quando certa demanda de potência imposta ao MCI mantém sua rotação na região de elevado consumo de combustível. Para conseguir melhor eficiência para o *powertrain* híbrido, o *sfc* é reduzido com ações de controle em função de uma referência de rotação que conduz a operação às regiões mais eficientes. Essas situações serão as encontradas na prática, pois nem sempre a carga aplicada será suficiente para que o MCI opere com ótimo desempenho.

6.2.2 Controle da Operação do MCI à Região Mais Eficiente

A seção anterior apresentou os ganhos de *sfc* obtidos com a atuação do controlador nos mesmos regimes de rotação e carga inicialmente mantidos pela ECU. As faixas de operação consideradas foram as de melhor desempenho, que são conseguidas com o MCI em baixa rotação. No entanto, regimes de baixa rotação só são alcançados com torque elevado, e a requisição de potência por parte do sistema elétrico pode não conduzir a operação do MCI às regiões mais eficientes. Isso pode ser verificado nas curvas de potência da Figura 6.2, que pelas características parabólicas, assumem o mesmo valor para diferentes rotações.

Caso haja uma demanda energética de 4.5 kW por exemplo, a rotação do MCI será mantida em torno de 4500 rpm (para $\lambda = 1$ na Figura 6.2), que é uma região de alto consumo de combustível (*sfc*). Por outro lado, se a operação do MCI for conduzida à rotações menores, pode-se conseguir significativa economia de combustível e garantir a mesma potência para o sistema elétrico.

Partindo-se dessa premissa, demandas de potência foram aplicadas ao MCI com a operação sendo mantida pela ECU. Essas potências são referentes a tensões e correntes geradas em rotações elevadas, onde o torque é menor, em função da corrente elétrica ser também menor. A geração de energia é então mantida sob o custo de excessivo consumo de combustível, ocasionado pela operação do MCI na região ineficiente em alta rotação.

Operar com o MCI na região mais eficiente requer maior torque aplicado ao eixo. No entanto, a carga fixa simula uma demanda energética do VHS e é dependente dos estados de carga dos armazenadores e do consumo instantâneo do motor elétrico propulsor. Logo, alterar a rotação do MCI requer ações de controle sobre as entradas de combustível e avanço de ignição, que não são possíveis com as tabelas estáticas da ECU. Com isso, a estratégia de controle implementada recebe uma referência de rotação que impõe certas dinâmicas às entradas controladas e conduz a operação do MCI ao regime mais eficiente, na presença da mesma carga elétrica aplicada inicialmente.

Por não haver um sistema de gerenciamento, a referência de rotação é configurada manualmente no algorimo e corresponde a uma rampa. Assim definida, a referência não apresenta mudanças bruscas e não as introduz às entradas θ e λ , podendo causar comportamento irregular quando o MCI está sob regime de carga elevada. Um resultado que exemplifica as situações descritas é apresentado na Figura 6.9.

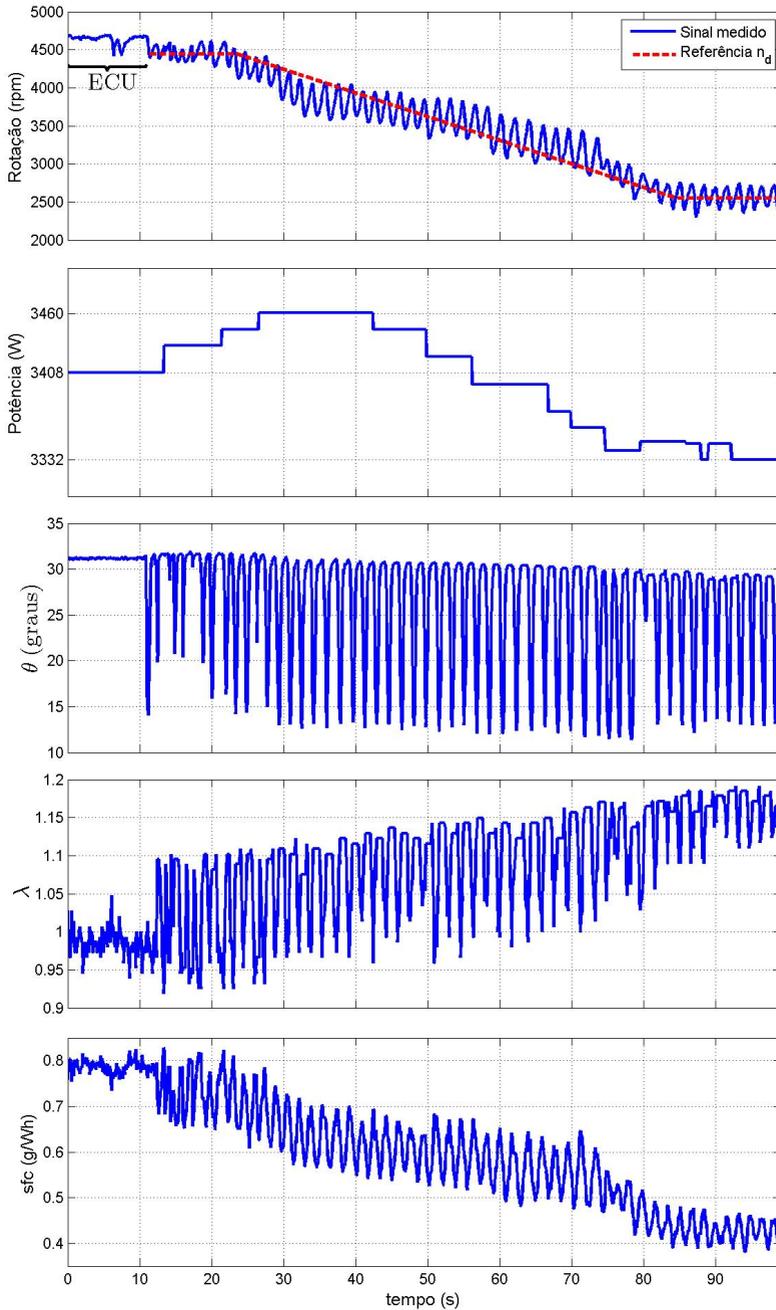


Figura 6.9: Rotação controlada à região de melhor desempenho do MCI.

Para a redução do *sfc*, a Figura 6.9 mostra que rotação foi conduzida de um valor próximo a 4650 rpm para a região de 2500 rpm. Definiu-se essa região como estado estacionário pois além de ser a mais eficiente para o MCI, abaixo desse valor a queda de tensão no gerador é mais acentuada e há assim maiores perdas de potência, além de tornar a operação demasiada oscilatória. Pode-se contudo adotar outras rotações intermediárias onde a perda de potência seja menor, porém a redução no *sfc* não será a melhor possível. Essas questões devem ser analisadas e incorporadas ao gerenciamento do VHS para otimizar a operação e obter a melhor eficiência do sistema.

Com a rampa de desaceleração imposta ao MCI na Figura 6.9, a curva de potência tende a aumentar em rotações intermediárias mas decresce e fica abaixo do valor inicial quando o regime estacionário é atingido, sendo reduzida em 76 W. Esse aspecto é o mesmo apresentado nas curvas de potência da Figura 6.3 porém não se observam as mesmas proporções, pois tanto θ quanto λ impõem ao MCI combinações variadas e que não são possíveis com as tabelas na ECU.

Considerando-se as potências e *sfc* iniciais e finais na Figura 6.9, o *sfc* partiu de aproximados 0.8 g/Wh para 0.44 g/Wh com as respectivas potências de 3408 e 3332 W, que equivalem a 45.5% de redução no *sfc* e a uma economia de 1260 g/h. Tomando-se como parâmetro para o sistema elétrico a demanda de potência inicial, o MCI precisa operar por mais tempo (embora não muito expressivo) para gerá-la com a energia fornecida em baixa rotação, que como já mencionado, deve ser previsto pelo sistema de gerenciamento do VHS.

As dinâmicas chaveadas das entradas θ e λ , ao seguir a rampa de referência, assumem comportamentos que torna viável a redução gradativa da rotação. Em operação pela ECU por exemplo, decrementos acentuados na rotação só seriam possíveis com o avanço de ignição bastante reduzido e com misturas muito pobres, ocasionando com isso forte redução na potência e condições operacionais extremas ao MCI. A estratégia de controle implementada se mostrou eficiente e permite essa operação sem comprometer o funcionamento do MCI e a geração de potência elétrica.

Assim como para os comparativos de consumo descritos na seção anterior, ensaios similares ao apresentado na Figura 6.9 foram realizados para diferentes cargas aplicadas. Cada regime de carga utilizada nos ensaios possui um *sfc* com o MCI em alta rotação, que é reduzido com a operação sendo conduzida a 2500 rpm. Os resultados comparativos obtidos com esses ensaios são mostrados no gráfico de barras da Figura 6.10.

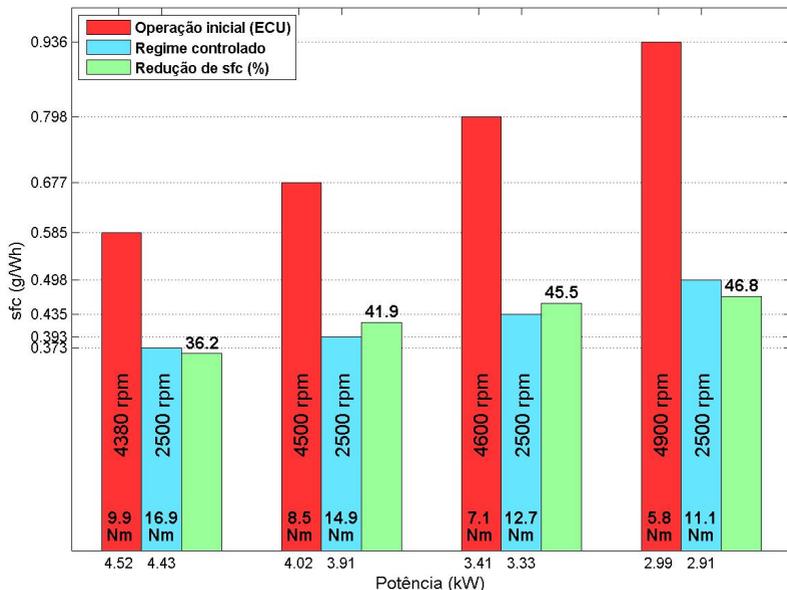


Figura 6.10: Comparativos de *sfc* em cargas que mantém o MCI em alta rotação e quando a operação é levada a regimes mais eficientes pela ação do controlador.

As amplitudes de *sfc* na Figura 6.10 são referentes à operação em regime permanente. Os regimes transitórios em cada conjunto de dados obedecem aos mesmos comportamentos apresentados na Figura 6.9. As rotações descritas no interior das barras correspondem às rotações inicialmente mantidas pela aplicação da carga e às rotações finais de referência para o controlador, que em todos os casos foi de 2500 rpm. As potências indicadas abaixo de cada barra correspondem às potências inicialmente aplicadas e às observadas na rotação final mantida pelo controlador, não havendo diferença em mais de 100 W em nenhum dos regimes apresentados. Também há a indicação dos respectivos torques em cada rotação e potência.

Pode-se ver na Figura 6.10 que a redução (%) de *sfc* é maior quanto menor for a potência, pois o *sfc* inicial é maior e a baixa carga possibilita a manutenção da rotação em 2500 rpm com λ mais pobre. Por outro lado, maior carga faz com que a potência atinja seu máximo em médias rotações e passa a cair quando as rotações são menores, tornando as reduções de *sfc* não tão expressivas como as apresentadas pois o MCI já está operando em regiões de melhor desempenho.

Capítulo 7

Considerações Finais

Face ao que foi apresentado nos capítulos anteriores, neste capítulo final da Dissertação são apresentadas tanto as principais conclusões obtidas com o trabalho quanto sugestões de melhoria e propostas para trabalhos futuros. De modo geral, conclusões pertinentes e específicas foram realizadas no contexto de cada capítulo, e as conclusões que serão aqui descritas se limitam a comentários mais gerais e que reforçam de maneira mais abrangente as afirmações já consideradas.

7.1 Conclusões

Este trabalho foi motivado por uma aplicação de controle em um processo bastante específico, integrante de um sistema maior e mais complexo de gerenciamento energético de um VHS. Uma estratégia de controle para a fonte geradora do VHS, baseada em modos deslizantes e publicada por Roqueiro et al.[13], mostrou-se eficiente e inovadora ao abordar o problema de controle de um MCI utilizando de uma estrutura com entradas complementares, que prioriza o controle sobre o avanço de ignição enquanto mantém mistura pobre. Este ponto de partida permitiu a realização deste trabalho, que validou experimentalmente a formulação teórica e criou outras perspectivas de continuidade.

Muitas limitações impediram a existência do modo deslizante ideal, teoricamente calculado e verificado em simulações. Entre os fatores limitantes, o período de amostragem e processamento do algoritmo de controle e as oscilações naturalmente observadas na rotação do MCI foram os mais influentes. A inexistência do modo deslizante não comprometeu toda a estratégia de controle, sendo que o chaveamento da superfície projetada se manteve oscilando em uma vizinhança da região de comutação e conduziu a orientação do sistema no entorno do ponto

desejado.

A implementação e atuação do controlador projetado foi possível por alterações na estrutura da ECU MegaSquirt[®] utilizada para o trabalho. Os ganhos do controlador foram projetados para o modelo dinâmico parametrizado com curvas do MCI e posteriormente reduzidos para serem aplicados ao sistema real. Mesmo sob muitas incertezas quanto aos parâmetros do modelo, o controlador projetado possibilitou manter a rotação em regiões desejadas e a dinâmica das entradas seguiu a estratégia proposta.

A operação do controlador implementado se mostrou mais eficiente, em termos de economia de combustível, que a operação mantida pelas tabelas da ECU. Já quando uma carga imposta ao MCI mantém sua rotação em regimes de elevado consumo, o controlador corresponde ao seguimento de uma trajetória que conduz a operação para regiões mais eficientes, proporcionando significativas reduções no consumo de combustível para gerar a mesma potência inicialmente aplicada.

Mesmo com as muitas limitações, não linearidades e incertezas quanto à operação real, o controle proposto em [13] foi verificado com o trabalho prático realizado nesta Dissertação e é uma estrutura viável de ser implementada, sendo que os objetivos de controlar o MCI nas regiões de melhor desempenho e a redução no consumo de combustível foram alcançados.

O modelo dinâmico ajustado neste trabalho se aplica a um MCI específico, porém o procedimento de ajuste paramétrico apresentado é geral e fornece uma metodologia de ensaios que pode ser usada em qualquer MCI com sistema de controle configurável, desde que consideradas as restrições em cada caso. Além disso, o MVM ajustado permite a análise e o desenvolvimento de estratégias de controle e/ou sua utilização em simulações de aplicações que utilizam MCI de baixa cilindrada.

Por motivos técnicos não foram realizadas análises da composição dos gases de descarga. Sabe-se que isso é fator determinante e imprescindível para a aceitação do veículo e todo o projeto do VHS só se torna viável se, além de reduzir o consumo de combustível, as emissões sejam mantidas dentro da faixa admissível. Embora as influências das condições da mistura e do ponto de ignição na emissão de poluentes tenham sido citadas no capítulo 3, elas não foram efetivamente usadas neste trabalho. As informações apresentadas são de grande relevância no fundamento teórico dos MCI e dão diretrizes de como podem estar (teoricamente) os gases no escapamento, o que não garante no entanto que as emissões estejam dentro dos limites permitidos.

A instrumentação realizada no MCI e a utilização de uma ECU configurável permite as mais variadas formas de gerenciamento eletrônico. Todos os campos configuráveis da ECU permitem alteração e visualização em tempo real, onde as informações podem ser arquivadas e acessadas quando necessário, com a possibilidade de gerar correlações de dados para a detecção de tabelas otimizadas em função da operação.

O trabalho realizado é uma ferramenta que possibilita o desenvolvimento de trabalhos nas diversas áreas da Engenharia relacionada, seja através de novos conceitos e análises aplicados aos MCI, ou na formulação de novos modelos dinâmicos e estratégias de controle nesse amplo campo de pesquisas, que mesmo com muitos avanços e soluções inovadoras, demonstra que há um horizonte com muitas possibilidades já identificadas e outras tantas que a ciência ainda irá mostrar.

7.2 Melhorias e Perspectivas Futuras

O presente trabalho faz parte de um projeto de pesquisa e desenvolvimento de um VHS e consiste em apenas uma das etapas do projeto. Os resultados aqui obtidos serão incorporados ao sistema de gerenciamento energético do VHS em desenvolvimento no Laboratório de Inovação da UFSC. No que diz respeito a este trabalho, algumas melhorias e sugestões de continuidade foram identificadas, não restrinidas apenas ao projeto em que está inserido.

A estratégia de controle foi implementada com alterações na ECU e toda a estrutura de controle nela presente foi utilizada. Assim, a atuação na injeção de combustível se deu através de alterações no valor de AFR na ECU. A realimentação do sinal do sensor de oxigênio garante o tempo de injeção desejado, porém esse sinal apresenta atrasos de transporte entre a injeção e a descarga da mistura. Embora não seja um fator que impeça o bom funcionamento do controlador proposto, a incorporação de estratégias para eliminar ou reduzir a influência do atraso nas medições pode melhorar a estratégia implementada quanto outras futuras propostas que façam uso da informação de AFR.

Não realizado neste trabalho mas de grande interesse para o sistema de controle do MCI está a monitoria de duas variáveis: a temperatura na câmara de combustão, que pelas condições de mistura pobre impostas pode apresentar valores extremos e danificar ou provocar funcionamento inadequado ao MCI; e a composição dos gases no escapamento, que precisa ser avaliada sob a influência do controlador implementado.

Outro aspecto importante é o desenvolvimento de uma estratégia

de controle para a abertura da borboleta, que pode ser realizada através de acionamento por um pequeno motor elétrico (de passo). Essa atuação visa melhorar a operação do MCI e a condução de novos ensaios, sendo necessária para o gerenciamento energético do VHS além de fornecer mais um grau de liberdade ao sistema de controle, se avaliado como necessário.

Estudos mais detalhados podem ser conduzidos com o MVM ajustado ou com a obtenção de um modelo mais completo, que incorpore questões termodinâmicas e os eventos do MCI. Embora sejam análises mais complexas, isso abre perspectivas para diversos experimentos de controle e estudos comportamentais mais abrangentes.

Pode-se também estender o estudo da estratégia apresentada nesta Dissertação a MCI de ignição por compressão (ciclo Diesel), já que a borboleta não foi considerada para o controle e foi mantida em WOT. Nesse caso, as duas entradas (θ e λ) seriam incorporadas em um único atuador: o bico injetor; o ponto de ignição passaria a ser o instante de injeção de combustível e λ manteria a função de alterar o tempo de abertura do bico. A abordagem sob essa perspectiva trará contribuições em pesquisas e resultados no vasto campo de aplicação dos MCI Diesel, como em transporte coletivo por exemplo.

Referências

- 1 CHAN, C. The state of the art of electric, hybrid, and fuel cell vehicles. **Proceedings of the IEEE**, IEEE, v. 95, n. 4, p. 704–718, 2007.
- 2 ASSADIAN, F.; FEKRI, S.; HANCOCK, M. Hybrid electric vehicles challenges: Strategies for advanced engine speed control. In: IEEE. **International Electric Vehicle Conference (IEVC)**. [S.l.], 2012. p. 1–8.
- 3 MOMOH, O. D.; OMOIGUI, M. O. An overview of hybrid electric vehicle technology. In: IEEE. **Vehicle Power and Propulsion Conference**. [S.l.], 2009. p. 1286–1292.
- 4 SCATTOLINI, R.; MIOTTI, A.; LORINI, G.; BOLZERN, P.; COLANERI, P.; SCHIAVONI, N. Modeling, simulation and control of an automotive gasoline engine. In: IEEE. **International Conference on Control Applications**. Munich, 2006. p. 2748–2753.
- 5 WAGNER, J. R.; DAWSON, D. M.; ZEYU, L. Nonlinear air-to-fuel ratio and engine speed control for hybrid vehicles. **Vehicular Technology, IEEE Transactions on**, IEEE, v. 52, n. 1, p. 184–195, 2003.
- 6 BARSALI, S.; MIULLI, C.; POSSENTI, A. A control strategy to minimize fuel consumption of series hybrid electric vehicles. **Energy Conversion, IEEE Transactions on**, IEEE, v. 19, n. 1, p. 187–195, 2004.
- 7 KONEV, A.; LEZHNEV, L.; KOLMANOVSKY, I. **Control strategy optimization for a series hybrid vehicle**. [S.l.], 2006.

- 8 YOO, H.; CHO, B.-G.; SUL, S.-K.; KIM, S.-M.; PARK, Y. A power flow control strategy for optimal fuel efficiency of a variable speed engine-generator based series hybrid electric vehicle. In: **IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, ECCE 2009**. [S.l.], 2009. p. 443–450.
- 9 VENKOBARAO, V.; CHINNAGOUDER, C. Sliding mode controller for internal combustion engine for energy-efficient operation of hybrid electric vehicles. **International Journal of Electric and Hybrid Vehicles**, Inderscience, v. 2, n. 4, p. 282–297, 2010.
- 10 SEZER, V.; GOKASAN, M.; BOGOSYAN, S. A novel ecms and combined cost map approach for high-efficiency series hybrid electric vehicles. **Vehicular Technology, IEEE Transactions on**, IEEE, v. 60, n. 8, p. 3557–3570, 2011.
- 11 FEKRI, S.; ASSADIAN, F. The design and development of multivariable controls with the application for energy management of hybrid electric vehicles. **International journal of vehicle design**, Inderscience Publishers, v. 60, n. 3-4, p. 225–247, 2012.
- 12 OVERINGTON, S.; RAJAKARUNA, S. A novel model of internal combustion engine for high efficiency operation of hybrid electric vehicles and power systems. In: **IEEE Power Engineering Conference (AUPEC), 2014 Australasian Universities**. [S.l.], 2014. p. 1–6.
- 13 ROQUEIRO, N.; FOSSAS, E.; OLIVEIRA, A. M.; PULESTON, P. Variable-structure control with complementary-inputs for a lean-burn ic engine of a series hybrid vehicle. **Asian journal of control**, Wiley Online Library, v. 00, n. 0, p. 1–10, 2014.
- 14 HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: Mcgraw-Hill New York, 1988.
- 15 CROSSLEY, P. R.; COOK, J. A. A nonlinear engine model for drivetrain system development. In: IET. **IEEE International Conference 'Control 91'**. [S.l.], 1991. p. 921–925.
- 16 GUZZELLA, L.; ONDER, C. H. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. Berlin: Springer, 2004.

- 17 KAO, M.; MOSKWA, J. J. Engine load and equivalence ratio estimation for control and diagnostics via nonlinear sliding observer. In: IEEE. **American Control Conference, 1994**. [S.l.], 1994. v. 2, p. 1574–1578.
- 18 ISIDORI, A. **Nonlinear control systems**. [S.l.]: Springer, 1995.
- 19 TAFRESHI, R.; EBRAHIMI, B.; MOHAMMADPOUR, J.; FRANCKEK, M. A.; GRIGORIADIS, K.; MASUDI, H. Linear dynamic parameter-varying sliding manifold for air–fuel ratio control in lean-burn engines. **IET Control Theory & Applications**, IET, v. 7, n. 10, p. 1319–1329, 2013.
- 20 CHO, D.; HEDRICK, J. A nonlinear controller design method for fuel-injected automotive engines. **Journal of engineering for gas turbines and power**, American Society of Mechanical Engineers, v. 110, n. 3, p. 313–320, 1988.
- 21 UTKIN, V.; GULDNER, J.; SHI, J. **Sliding mode control in electro-mechanical systems**. 2nd. ed. Boca Raton: CRC Press, 2009.
- 22 UTKIN, V. **Sliding modes in control optimization**. New York: Springer-Verlag, 1992.
- 23 DUNN-RANKIN, D. **Lean combustion: technology and control**. London: Academic Press, 2008.
- 24 ROQUEIRO, N. Propulsor híbrido para veículo urbano leve. cnpq project number 402376/2009-9 mct/cnpq no. 18/2009-pdi em transportes.
- 25 ROQUEIRO, N. Propulsor híbrido para veículo urbano leve. In: D'AGOSTO, M. A.; JACQUES, L. C. A.; OLIVEIRA, C. M. **Transportes em Perspectiva: Uma contribuição dos pesquisadores brasileiros para o futuro dos transportes**. 1. ed. Rio de Janeiro: ANPET, 2014. cap. 23, p. 311–322.
- 26 FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A.; POWELL, J. D. **Feedback control of dynamic systems**. 4th. ed. New Jersey: Prentice-Hall, 2002.
- 27 KHALIL, H. K. **Nonlinear systems**. 3rd. ed. New Jersey:

- Prentice Hall Upper Saddle River, 2002.
- 28 KOCAK, H.; HALE, J. K. **Dynamics and bifurcations**. New York: Springer-Verlag, 1991.
- 29 GUCKENHEIMER, J.; HOLMES, P. **Nonlinear oscillations, dynamical systems, and bifurcations of vector fields**. New York: Springer-Verlag, 1983.
- 30 MONTEIRO, L. H. A. **Sistemas dinâmicos**. 2. ed. São Paulo: Editora Livraria da Física, 2006.
- 31 SLOTINE, J.-J. E.; LI, W. **Applied nonlinear control**. New Jersey: Prentice Hall Englewood Cliffs, 1991.
- 32 DECARLO, R. A.; ZAK, S. H.; MATTHEWS, G. P. Variable structure control of nonlinear multivariable systems: a tutorial. **Proceedings of the IEEE**, IEEE, v. 76, n. 3, p. 212–232, 1988.
- 33 CARMO, L. M. M. **Controle de inclinação de um veículo de três rodas através da abordagem do controle vetorial unitário**. 152 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Automação e Sistemas) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.
- 34 ROQUEIRO, N.; COLET, E. F.; FARIA, M. G. A sliding mode controlled three wheeled narrow vehicle. **International Journal of Vehicle Design**, v. 62, n. 2/3/4, p. 123–146, 2013.
- 35 SHTESSEL, Y.; EDWARDS, C.; FRIDMAN, L.; LEVANT, A. **Sliding mode control and observation**. New York: Springer, 2014.
- 36 YOUNG, K. D.; UTKIN, V. I.; OZGUNER, U. A control engineer's guide to sliding mode control. **IEEE transactions on control systems technology**, v. 7, n. 3, p. 328–342, 1999.
- 37 BOSCH. **Electronic Automotive Handbook**. [S.l.: s.n.], 2002.
- 38 DENTON, T. **Automobile electrical and electronic systems**. 3rd. ed. Great Britain: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- 39 RIBENS, W. B. **Understanding Automotive Electronics**. 5th. ed. Woburn: Butterworth-Heinemann Publishing Co., 1998.

- 40 GUEZENNEC, Y. G. Internal combustion engine fundamentals. **Technical Presentation**, 2003.
- 41 BOSCH, R. **Bosch Automotive Electrics and Automotive Electronics**: Systems and components, networking and hybrid drive. 5th. ed. Germany: Springer Vieweg, 2007.
- 42 FUEL injection. Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/Fuel_injection>. Acesso em: 11 out. 2014.
- 43 BERGGREN, P.; PERKOVIC, A. Cylinder individual lambda feedback control in a si engine. **Report Linköping University, Reg nr LiTH-ISY-EX-1649**, v. 86, 1996.
- 44 VERHELST, S.; SHEPPARD, C. Multi-zone thermodynamic modelling of spark-ignition engine combustion—an overview. **Energy conversion and Management**, Elsevier, v. 50, n. 5, p. 1326–1335, 2009.
- 45 BAUMGARTEN, C. **Mixture Formation in Internal Combustion Engines**. Berlin: Springer-Verlag, 2006.
- 46 HENDRICKS, E.; SORENSON, S. C. Mean value modelling of spark ignition engines. **SAE Technical Paper No. 900616**, 1990.
- 47 HENDRICKS, E. Engine modelling for control applications: A critical survey. **Meccanica**, Springer, v. 32, n. 5, p. 387–396, 1997.
- 48 KIM, Y.-W.; RIZZONI, G.; UTKIN, V. Automotive engine diagnosis and control via nonlinear estimation. **Control Systems, IEEE, IEEE**, v. 18, n. 5, p. 84–99, 1998.
- 49 KAMARUDDIN, T. N. A. T.; DARUS, I. Z. M. System identification for internal combustion engine model. In: **IEEE. Modelling Symposium (AMS), 2012 Sixth Asia**. [S.l.], 2012. p. 17–22.
- 50 GLASS, J. W. Narmax modelling and robust control of internal combustion engines. **International Journal of Control**, Taylor & Francis, v. 72, n. 4, p. 289–304, 1999.
- 51 NICOLAO, G. D.; ROSSI, C.; SCATTOLINI, R.; SUFFRITTI, M. Identification and idle speed control of internal combustion engines.

- Control Engineering Practice**, Elsevier, v. 7, n. 9, p. 1061–1069, 1999.
- 52 NELLES, O. **Nonlinear system identification: from classical approaches to neural networks and fuzzy models**. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001.
- 53 BALDICK, R. **Applied optimization: formulation and algorithms for engineering systems**. New York: Cambridge University Press, 2006.
- 54 UTKIN, V. Sliding mode control in discrete-time and difference systems. In: ZINOBER, A.S.I. **Variable Structure and Lyapunov Control**. [S.l.]: Springer-Verlag, 1994. cap. 5, p. 87–107.
- 55 GAO, W.; WANG, Y.; HOMAIFA, A. Discrete-time variable structure control systems. **Industrial Electronics, IEEE Transactions on, IEEE**, v. 42, n. 2, p. 117–122, 1995.
- 56 FURUTA, K. Sliding mode control of a discrete system. **Systems & Control Letters**, Elsevier, v. 14, n. 2, p. 145–152, 1990.
- 57 BARTOSZEWICZ, A. Discrete-time quasi-sliding-mode control strategies. **Industrial Electronics, IEEE Transactions on, IEEE**, v. 45, n. 4, p. 633–637, 1998.

Anexo I

ECU e MCI Utilizados Para o Trabalho

Este anexo apresenta a ECU e o MCI utilizados para a realização do trabalho. As especificações do MCI e dos instrumentos aplicados (sensores e atuadores) são dados no capítulo 4.

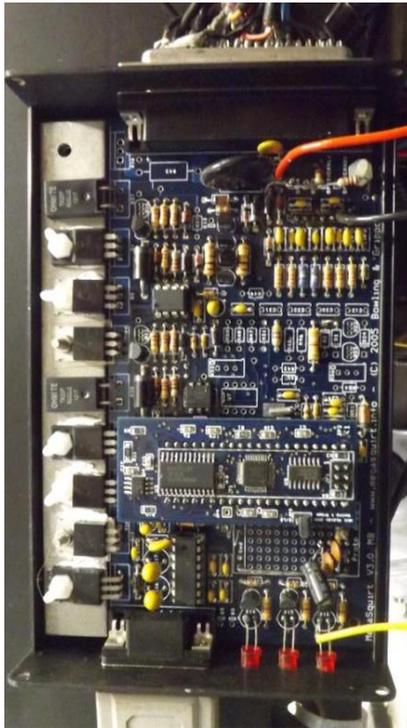


Figura I.1: ECU MegaSquirt[®] versão 3.0.



Figura I.2: MCI utilizado para a realização do trabalho, com indicações dos instrumentos aplicados.

Descrição dos itens assinalados na Figura I.2:

- 1 - sonda *wide band*;
- 2 - sensor MAF;
- 3 - vela de ignição;
- 4 - bobina de ignição;
- 5 - tomada de pressão para sensor MAP;
- 6 - TBI com bico injetor e TPS;
- 7 - sensor Hall;
- 8 - roda fônica;
- 9 - sensor de temperatura do MCI (*coolant temp*);
- 10 - controlador para sonda *wide band*;
- 11 - ECU MegaSquirt[®].